

Na prawach rękopisu



Politechnika Wroclawska



POLITECHNIKA WROCLAWSKA
WYDZIAŁ MECHANICZNO-ENERGETYCZNY

**„Wpływ zmian sił masowych na zjawiska
cieplno-przepływowe zachodzące w pulsacyjnej
rurce ciepła”**

MGR INŻ. CEZARY CZAJKOWSKI

Słowa kluczowe: intensyfikacja wymiany ciepła
pulsacyjna rurka ciepła
przepływ wielofazowy
siła masowa

PRACA DOKTORSKA

Promotor: dr hab. inż. Sławomir Pietrowicz, profesor uczelni

Promotor pomocniczy: dr inż. Przemysław Błasiak

Wrocław, 2021

Streszczenie

W niniejszej pracy wykonano adaptację pulsacyjnej rurki ciepła (ang. *pulsating heat pipe, PHP*) do urządzenia stosowanego w przemyśle produkcji farb. Wyzwaniem technologicznym zagadnienia było zachowanie dotychczasowej konstrukcji mieszalnika, zaś naukowym przeprowadzenie analizy teoretycznej procesu transportu energii za pomocą pulsacyjnej rurki ciepła w układzie nieinercyjnym. Należy zaznaczyć, że na dzień podjęcia tematu badawczego przegląd literatury wykazał brak prac naukowych dotyczących tematyki teoretycznej lub eksperymentalnej analizy pulsacyjnej rurki ciepła, w pionowym układzie obrotowym. Efektem działań podjętych na przełomie ostatnich pięciu lat, są trzy publikacje oraz trzy zgłoszenia patentowe (do dnia złożenia pracy dwa zgłoszenia zaakceptowane przez UPRP), a ich treść stanowi część składową rozprawy. Dysertacja składa się z sześciu głównych rozdziałów opisujących wykonane działania w kolejności chronologicznej.

Na wstępie opisano tematykę powiązaną z rurkami ciepła. Rozdział Wprowadzenie dotyczy nakreślenia rysu historycznego powstawania rurek ciepła oraz ich głównego podziału pod względem budowy i podstawy działania.

Rozdział drugi to określenie celu oraz tezy rozprawy doktorskiej. W tej części został opisany zakres pracy jaką należało wykonać na drodze uzyskania oryginalnych wyników wnoszących istotne i nowe treści do rozwoju dziedziny.

Model numeryczny to rozdział dotyczący pracy będącej rozszerzeniem modelu zaproponowanego przez Zhang'a [1]. Powszechnie stosowane modele matematyczne mające na celu symulację przepływu i analizę profilu temperatury

w pulsacyjnej rurce ciepła przejawiają tendencję do uwzględniania wpływu parametrów fizycznych (rodzaj, ilość czynnika roboczego) lub geometrycznych (kształt, średnica kanału przepływowego), jednocześnie ignorując zmienność sił masowych oddziałujących na badany układ. Przeprowadzone obliczenia mają na celu wyłonienie parametrów znacząco wpływających na proces wymiany ciepła, umożliwiając tym samym lepsze zrozumienie zjawisk zachodzących podczas transportu energii w pionowym układzie obrotowym.

Rozdział czwarty opisuje proces powstawania stanowiska badawczego od projektu koncepcyjnego, aż po jednostkę wykonaną w rzeczywistości. Są tu umieszczone informacje dotyczące tak elementów składowych konstrukcji jak i podzespołów stanowiących kompletny system kontrolno-pomiarowy urządzenia. W tej części pracy opisano procedurę wykonywania pomiarów.

W kolejnym rozdziale zaprezentowano wyniki testów laboratoryjnych wraz z ich analizą i walidacją względem obliczeń numerycznych. Ta część pracy przedstawia eksperymentalną analizę wpływu zmiany prędkości obrotowej, strumienia ciepła czy stopnia wypełnienia wymiennika czynnikiem roboczym na jego wydajność cieplną. Wszystkie wymienione parametry zostały szeroko przebadane w kolejnych seriach kampanii pomiarowej.

Na zakończenie, w rozdziale szóstym, umieszczono podsumowanie wraz z dyskusją otrzymanych wyników. Forma zakończenia rozprawy obejmuje całościowy zakres wykonanej pracy tj. teoretycznej (na podstawie modelu) oraz eksperymentalnej, która poprowadziła do konkluzji potwierdzającej obecność prędkości optymalnej układu, dla której jego wydajność cieplna charakteryzuje się wartością maksymalną.

Summary

In this paper an adaptation of the Pulsating Heat Pipe (PHP) to a machine used in the paint industry has been carried out. The technological challenge was to retain the existing design of the mixer, while the scientific challenge was to carry out a theoretical analysis of the energy transport process, using a pulsating heat pipe in a non-inertial system. It should be noted that, as of the date of undertaking the research subject, the literature review has revealed a lack of scientific papers concerning the theoretical or experimental analysis of the pulsating heat pipe in a vertical rotating system. The result of the work done in the last five years are three publications and three patent applications (two applications accepted by the Patent Office of the Republic of Poland up to the date of submission), and their content is a component of the dissertation. The paper consists of six main chapters describing the performed activities in chronological order.

In the introduction, the reader is introduced to the issues involved with the heat pipes. The introductory chapter is concerned with outlining the historical background of the emergence of heat pipes and their main division in terms of structure and basis of operation. The second chapter is a definition of the aim and thesis of the dissertation. This section describes the scope of work that needed to be done in order to obtain original results that contribute significant and new content to the field.

The numerical model is a chapter on the work, which is an extension of the model proposed by Zhang et al. [1]. Commonly used mathematical models, to simulate the flow and analyze the temperature profile in a pulsating heat pipe,

tend to take into account the influence of physical (amount and type of working fluid) or geometric parameters (shape, diameter of the flow channel), while ignoring the variation of mass forces acting on the analyzed system. The purpose of the calculations is to identify parameters that have a significant influence on the heat transfer process, which will allow for a better understanding of the phenomena occurring during energy transport in a vertical rotating system.

The fourth chapter describes the process of creating the test stand from the conceptual design to the actual device. It contains information about both the design elements and the components that make up the complete control and measurement system of the device. This part of the work describes the measurement procedure. The next section presents the results of laboratory tests along with their analysis and validation against numerical calculations. This part of the work presents an experimental analysis of the influence of changing the rotational speed, heat flux or filling ratio of the device on its thermal efficiency. All the mentioned parameters have been tested in detail in successive series of measurement campaigns.

Finally, in the sixth chapter, a summary is given together with a discussion of the obtained results. The form of the conclusion covers the entire scope of the work performed, i.e. theoretical (based on the model) and experimental, which led to the confirming the existence of the optimum velocity of the system, for which its thermal efficiency is characterized by a maximum value.

Podziękowania

Podjmując temat pulsacyjnej rurki ciepła, byłem pewien, że droga jest prosta i stosunkowo niedługa. Przeważała we mnie pewność o osiągnięciu celu w czasie o połowę krótszym niż końcowo udało mi się go uzyskać. Po ponad 6 latach od pierwszej rozmowy w gabinecie przyszłego promotora widzę, że droga była dość kręta. Należy zaznaczyć, że bez pewnych osób z mojego otoczenia osiągnięcie tego celu byłoby niemożliwe. Dlatego w tym miejscu chciałbym poświęcić im uwagę oraz przekazać podziękowania.

Według definicji promotor jest samodzielnym pracownikiem naukowym kierującym pracą doktoranta, inicjatorem i opiekunem przedsięwzięcia. Z własnego doświadczenia widzę, że definicja powinna być szersza. Nie można pominąć ogromnej pasji w dziedzinie nauki i umiejętności przelania jej na drugą osobę, szerokiej wiedzy, tak teoretycznej, jak i praktycznej, gotowości do dyskusji i cierplivej pomocy nawet po północy. Nie mniej ważne jest poczucie humoru oraz optymizm, które sprawiają, że napotymane trudności mogą być odbierane jako wyzwania, a nie przytłaczające problemy. Dziękuję mojemu promotorowi, dr. hab. inż. Sławomirowi Pietrowiczowi, prof. uczelni, za wcielenie wszystkich powyższych cech w mój osobisty obraz funkcji promotorstwa.

Promotorowi pomocniczemu, dr. inż. Przemysławowi Błasiakowi, dziękuję za całą przekazaną mi wiedzę oraz otwartość i gotowość do pomocy w każdej sytuacji. Wspólna praca na płaszczyźnie analityczno-numerycznej umożliwiła przebrnięcie przez zawilości teoretyczne zagadnienia.

Chciałbym podziękować Agnieszce Ochman, Adamowi Ruziewiczowi, Andrzejowi Nowakowi oraz Józefowi Rakowi, dzięki którym realizacja pracy doktorskiej mogła przebiegać w przyjacielskim środowisku. Dziękuję za Wasze zainteresowanie problematyką pracy, cenne uwagi i sugestie. Andrzej, mam nadzieję, że będziemy jeszcze mieli okazje przeprowadzać wspólnie badania, a także pełne konstruktywnej krytyki dyskusje, które zaprowadzą nas do kolejnych interesujących prototypów. Nie mogę nie wspomnieć w tym miejscu o Panu Aleksandrze Krzywdzińskim. Dziękuję za wiedzę praktyczną, z którą się Pan tak chętnie dzieli, za pańskie zaangażowanie oraz czas, który poświęcał Pan byśmy mogli wyjść z opresji w czasie budowy czy awarii urządzenia.

W sposób szczególny chciałbym podziękować mojej wspańskiej żonie Uli, za to że zawsze we mnie wierzy i na którą zawsze mogę liczyć. Dobre słowo podczas, niestety nieuniknionych, porażek, wnikliwa analiza problemu i rzetelna pomoc w jego rozwiązaniu wiele dla mnie znaczą. Twoje pewne i mocne wsparcie to klucz bez którego nie otworzyłbym drzwi do przygody jaka mnie spotkała. Serdeczne podziękowania kieruję również do moich dzieci Tymka, Ali i Stasia- Wasze zainteresowanie i następujące po sobie pytania to ogromny wkład w tę pracę. Macie nieustanny wpływ na chęć poszerzania wiedzy, a wspólna zabawa w czasie wolnym to panaceum na zmartwienia i możliwość zostawienia trosk w tyle. Słowa podziękowania dla moich rodziców: Ani i Zbyszka, teściów: Kasi i Tomka oraz rodzeństwa: Pauliny i Pawła, którzy zawsze mnie wspierali i multiplikowali radość sukcesów.

Wrocław, 05.05.2021 r.

Cezary Czajkowski

Wykaz oznaczeń

Skróty

| | |
|---------------|---|
| <i>AL</i> | – długość sekcji adiabatycznej (ang. <i>Adiabatic Length</i>) |
| CAD | – Computer Aided Design |
| D.C | – dolne źródło ciepła |
| <i>DI</i> | – woda dejonizowana (ang. <i>DeIonized</i>) |
| <i>FR</i> | – stosunek wypełnienia (ang. <i>Filling Ratio</i>) |
| <i>FSOHP</i> | – obrotowy wymiennik ciepła (ang. <i>Flower Shape Oscillating Heat Pipe</i>) |
| G.C | – górne źródło ciepła |
| <i>HF</i> | – gęstość strumienia ciepła (ang. <i>Heat Flux</i>) |
| LabVIEW | – <i>Laboratory Virtual Instrumentation Engineering Workbench</i> |
| <i>OHP</i> | – oscylacyjna rurka ciepła (ang. <i>Oscillating Heat Pipe</i>) |
| <i>PHP</i> | – pulsacyjna rurka ciepła (ang. <i>Pulsating Heat Pipe</i>) |
| PID | – <i>Proportional Integral Derivative controller</i> |
| <i>RCLPHP</i> | – obrotowa rurka ciepła (ang. <i>Rotating Closed-Loop Pulsating Heat Pipe</i>) |
| <i>SU</i> | – czas startu (ang. <i>Start Up</i>) |
| UPRP | – Urząd Patentowy Rzeczypospolitej Polskiej |
| <i>UV</i> | – ultrafiolet (ang. <i>UltraViolet</i>) |
| <i>VOF</i> | – metoda objętości płynu (ang. <i>Volume Of Fluid</i>) |

WF – czynnik roboczy (ang. *Working Fluid*)

Liczby podobieństwa

Bo – liczba Bond'a, –
 Fr – liczba Froude'a –
 Me – liczba Merit'a, –
 Re – liczba Reynolds'a, –
 We – liczba Webber'a, –

Litery łacińskie

a_{x+} – przyśpieszenie odśrodkowe, m/s^2
 C – stała całkowania, –
 C_f – wsp. oporu tarcia, –
 c_p – ciepło właściwe przemiany izobarycznej, $J/kg \cdot K$
 c_v – ciepło właściwe przemiany izochorycznej, $J/kg \cdot K$
 D – średnica, m
 g – przyśpieszenie ziemskie, m/s^2
 G – bezwymiarowe przyśpieszenie odśrodkowe, –
 h – współczynnik wnikania ciepła, $W/(m^2 K)$
 h_{fg} – utajone ciepło, J/kg
 I – natężenie, A
 k – wykładnik adiabaty, –
 k_{eff} – efektywny wsp. przewodzenia ciepła, $W/m \cdot K$
 l – oś obrotu, –
 L – długość, m
 m – masa, kg
 n – prędkość obrotowa, obr/min
 p – ciśnienie absolutne, bar

| | | |
|-----------|---|---|
| Q | – | moc cieplna, W |
| \dot{q} | – | objętościowy strumień przepływu, dm^3/min |
| \dot{Q} | – | strumień ciepła, W/m^2 |
| R | – | uniwersalna stała gazowa, $J/mol \cdot K$ |
| R | – | opór cieplny, K/W |
| r_{cf} | – | promień od osi obrotu, m |
| r_h | – | promień obrotu, m |
| r_x | – | odległość środka masy od osi obrotu, m |
| t | – | czas, s |
| T | – | Temperatura, $^{\circ}C$ |
| U | – | napięcie, V |
| v | – | prędkość, m/s |
| x_p | – | przemieszczenie fazy ciekłej, m |

Litery greckie

| | | |
|----------|---|--|
| δ | – | błąd względny, – |
| μ | – | dynamiczny współczynnik lepkości, $kg/(m \cdot s)$ |
| ν | – | kinematyczny współczynnik lepkości, m^2/s |
| π | – | liczba pi, $\pi = 3,14159 \dots$ |
| ρ | – | gęstość, kg/m^3 |
| σ | – | napięcie powierzchniowe, N/m |
| τ_p | – | naprężenia ścinające, – |
| ω | – | prędkość kątowna, rad/s |

Indeksy dolne

| | | |
|--------|---|----------------------|
| 0 | – | warunki referencyjne |
| $L, 1$ | – | lewa strona |
| $P, 2$ | – | prawa strona |

| | | |
|--------|-----|-------------------|
| $+$ | $-$ | lewa obj. gazu |
| $-$ | $-$ | prawa obj. gazu |
| c | $-$ | sekcja skraplania |
| cr | $-$ | poprzeczny |
| $crit$ | $-$ | wartość krytyczna |
| e | $-$ | sekcja parowania |
| h | $-$ | grzania |
| in | $-$ | wewnętrzna |
| l | $-$ | ciecz |
| v | $-$ | para |

Spis treści

| | |
|---|------------|
| Wykaz oznaczeń | VII |
| 1 Wprowadzenie | 1 |
| 1.1 Rys historyczny | 2 |
| 1.2 Termosyfon | 5 |
| 1.3 Klasyczne rurki ciepła | 7 |
| 1.3.1 Sposób działania klasycznej rurki ciepła | 9 |
| 1.3.2 Zjawiska kapilarne | 11 |
| 1.3.3 Wybrane rodzaje rurek ciepła | 12 |
| 1.4 Pulsacyjne rurki ciepła | 19 |
| 1.4.1 Budowa oraz sposób działania | 19 |
| 1.4.2 Struktura przepływu | 20 |
| 1.4.3 Ograniczenia | 25 |
| 1.4.4 Czynniki robocze | 26 |
| 1.4.5 Wyzwania obecnych rozwiązań | 29 |
| 2 Cel, teza i zakres pracy | 31 |
| 3 Model numeryczny | 33 |
| 3.1 Model matematyczny 1D | 34 |
| 3.1.1 Model fizyczny | 35 |
| 3.1.2 Równanie rządzące | 37 |
| 3.1.3 Przekształcenie do wyrażeń bezwymiarowych | 39 |
| 3.1.4 Warunki początkowe | 41 |
| | XI |

| | | |
|----------|--|-----------|
| 3.2 | Schemat obliczeń oraz procedura weryfikacji modelu | 42 |
| 3.3 | Analiza procesu wymiany ciepła | 46 |
| 3.3.1 | Analiza na podstawie zmiennych bezwymiarowych | 46 |
| 3.3.2 | Analiza na podstawie zmiennych wymiarowych | 57 |
| 3.3.3 | Wpływ zmiany poszczególnych wartości parametrów termofizycznych | 64 |
| 3.4 | Procedura walidacji modelu na podstawie danych zaczerpniętych z literatury | 67 |
| 3.5 | Wnioski końcowe | 70 |
| 4 | Stanowisko badawcze | 72 |
| 4.1 | Układ obrotowy | 74 |
| 4.1.1 | FSOHP – opis konstrukcji | 74 |
| 4.1.2 | Wybór czynnika roboczego | 80 |
| 4.1.3 | Aparatura badawcza | 81 |
| 4.1.4 | Akwizycja danych | 82 |
| 4.1.5 | Procedura pomiarowa | 83 |
| 4.1.6 | Wydajność cieplna | 86 |
| 4.1.7 | Dokładność oraz niepewność pomiarowa | 86 |
| 5 | Wyniki badań doświadczalnych | 88 |
| 5.1 | Woda | 89 |
| 5.1.1 | Kierunek obrotu | 89 |
| 5.1.2 | Wpływ FR oraz przejścia do układu obrotowego | 92 |
| 5.1.3 | Wpływ wielkości dostarczanego strumienia ciepła | 94 |
| 5.1.4 | Wpływ zmiany prędkości obrotowej | 96 |
| 5.1.5 | Minimum oporu cieplnego FSOHP, w funkcji prędkości obrotowej | 98 |
| 5.2 | <i>HFE-7000</i> | 101 |
| 5.2.1 | Wpływ FR oraz przejścia do układu obrotowego | 101 |

| | | |
|----------|---|------------|
| 5.2.2 | Wpływ wielkości dostarczanego strumienia ciepła | 103 |
| 5.2.3 | Wpływ zmiany prędkości obrotowej | 104 |
| 5.3 | Procedura walidacji modelu matematycznego na podstawie wyników badań doświadczalnych | 108 |
| 6 | Podsumowanie i wnioski | 111 |
| | Bibliografia | 115 |

Spis tablic

| | | |
|-----|---|-----|
| 3.1 | Parametry użyte dla celów walidacji. | 43 |
| 3.2 | Parametry geometryczne przyjęte podczas obliczeń. | 46 |
| 3.3 | Warunki początkowe przyjęte w modelu. | 46 |
| 3.4 | Wartości Ω zakładane podczas analizy. | 47 |
| 3.5 | Parametry geometryczne zastosowane dla walidacji | 67 |
| 3.6 | Właściwości termofizyczne czynnika roboczego | 68 |
| 4.1 | Konfiguracja geometryczna oraz wybrane parametry pracy FSOHP. | 79 |
| 4.2 | Właściwości termodynamiczne badanych czynników | 80 |
| 4.3 | Wartości dostarczanej mocy grzewczej H_2O | 85 |
| 4.4 | Wartości dostarczanej mocy grzewczej $C_3F_3OCH_3$ | 85 |
| 4.5 | Błędy względne i bezwzględne dla parametrów pomiarowych. | 87 |
| 6.1 | Zestawienie dla przeprowadzonych testów. | 112 |

Spis rysunków

| | | |
|------|--|----|
| 1.1 | Początki powstawania termosyfonu. | 2 |
| 1.2 | Pierwsza rurka z knotem | 3 |
| 1.3 | Schemat podziału rurek ciepła. | 5 |
| 1.4 | Termosyfon czyli konwencjonalne rozwiązanie dla rurki ciepła. | 6 |
| 1.5 | Klasyczne rozwiązanie niekonwencjonalnej rurki ciepła. | 7 |
| 1.6 | Schemat granicy międzyfazowej w warstwie porowatej | 11 |
| 1.7 | Efekt kapilarny dla wody i rtęci. | 11 |
| 1.8 | Uproszczony schemat budowy VCHP. | 13 |
| 1.9 | Uproszczony schemat budowy PCHP. | 14 |
| 1.10 | Uproszczony schemat budowy RHP. | 15 |
| 1.11 | Uproszczony schemat budowy komory parowej. | 16 |
| 1.12 | Schemat budowy diodowej rurki ciepła. | 18 |
| 1.13 | Uproszczony schemat budowy pulsacyjnej rurki ciepła. | 20 |
| 1.14 | Schemat ideowy struktur przepływowych | 22 |
| 1.15 | Mapa struktury przepływu | 24 |
| 3.1 | Model fizyczny U-kształtu. | 36 |
| 3.2 | Weryfikacja modelu dla wartości przemieszczenia | 44 |
| 3.3 | Weryfikacja modelu dla wartości temperatury | 44 |
| 3.4 | Weryfikacja modelu dla wartości ciśnienia | 45 |
| 3.5 | Weryfikacja modelu dla wartości masy | 45 |
| 3.6 | Wpływ zmiany bezwymiarowej prędkości obrotowej na przemieszczenie | 49 |

SPIS RYSUNKÓW

| | | |
|------|---|-----|
| 3.7 | Wpływ zmiany bezwymiarowej prędkości obrotowej na temperaturę | 50 |
| 3.8 | Wpływ zmiany bezwymiarowej prędkości obrotowej na ciśnienie . . . | 51 |
| 3.9 | Wpływ zmiany bezwymiarowej prędkości obrotowej na masę | 53 |
| 3.10 | Wpływ zmiany parametru H | 54 |
| 3.11 | Wpływ zmiany bezwymiarowej różnicy temperatury | 56 |
| 3.12 | Wpływ zmiany parametru ζ | 57 |
| 3.13 | Profil przeciążenia G i liczby Reynolds'a Re | 58 |
| 3.14 | Profil zmiany temperatury objętości gazu dla ω | 59 |
| 3.15 | Profil zmiany temperatury objętości gazu dla h | 60 |
| 3.16 | Moc w sekcji skraplania | 61 |
| 3.17 | Moc na podstawie ciepła utajonego | 62 |
| 3.18 | Profil przyrostu oporu cieplnego | 63 |
| 3.19 | Profil temperatury oraz mocy | 64 |
| 3.20 | Profil mocy skraplacza dla h_{fg} | 65 |
| 3.21 | Profil mocy skraplacza dla D_{in} | 66 |
| 3.22 | Profil temperatury oraz mocy | 67 |
| 3.23 | Walidacja wyników z Kammuanga-lue | 69 |
| | | |
| 4.1 | Stanowisko eksperymentalne z aparaturą | 75 |
| 4.2 | Izometryczny widok wymiennika FSOHP. | 77 |
| 4.3 | Rozstrzelony widok sekcji odparowania. | 78 |
| | | |
| 5.1 | Badanie wpływu kierunku obrotu | 91 |
| 5.2 | Oporność cieplna dla różnych stopni wypełnienia-zbiorcze | 92 |
| 5.3 | Oporność cieplna dla różnych stopni wypełnienia-rozdzielone | 93 |
| 5.4 | Opór cieplny dla różnych stopni wypełnienia i Q | 95 |
| 5.5 | Wpływ prędkości obrotowej na wydajność cieplną urządzenia | 97 |
| 5.6 | Opór cieplny przy stałym Q | 99 |
| 5.7 | Wpływ współczynnika wypełnienia | 100 |
| 5.8 | Oporność cieplna dla różnych stopni wypełnienia | 102 |

| | | |
|------|---|-----|
| 5.9 | Opór cieplny dla różnych stopni wypełnienia | 103 |
| 5.10 | Profil ciśnienia wewnątrz kapilar. | 105 |
| 5.11 | Opór cieplny przy stałym Q | 107 |
| 5.12 | Potwierdzenie wyników | 110 |

Rozdział 1

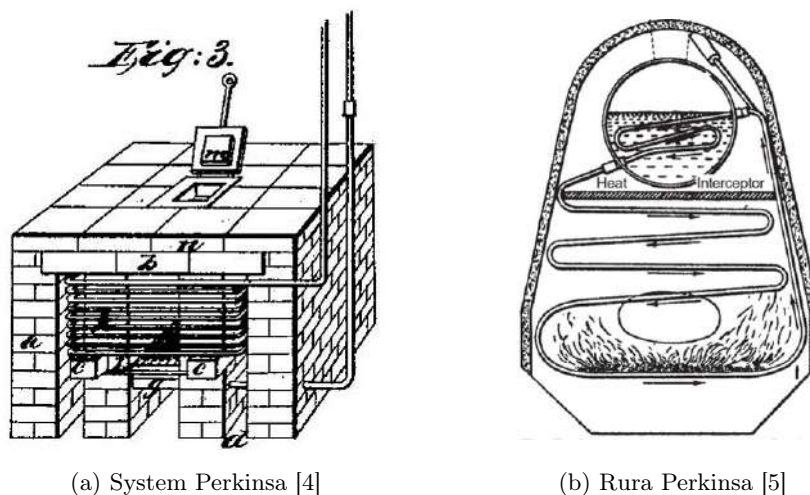
Wprowadzenie

Głównym tematem dysertacji są nowoczesne techniki miejscowego odbioru ciepła w układzie obrotowym przy pomocy pulsacyjnej rurki ciepła (ang. *pulsating heat pipe, PHP*). Konwencjonalne systemy odbioru energii cieplnej w maszynach przemysłowych na ogół wymagają dostarczenia zewnętrznej energii zasilającej. Rozpowszechniająca się za sprawą rozwoju technologicznego tendencja optymalizacji procesów i zmniejszania ich energochłonności stawia wszelkie technologie pasywnego transportu ciepła na pierwszym miejscu. Jednocześnie na skutek prężnie rozwijającego się sektora mikroelektroniki, skokowo wzrasta zapotrzebowanie na odbiór dużych wartości strumieni ciepła generowanych na stosunkowo małej powierzchni. Jedną z obiecujących pasywnych technologii, rozwijających się także w sektorze kosmicznym, są rurki ciepła (ang. *heat pipe, HP*), których nowatorskie rozwinięcie do prostszej, ale zarazem efektywniejszej postaci, stanowią pulsacyjne rurki ciepła zamiennie nazywane oscylacyjnymi (ang. *oscillating heat pipe, OHP*). Ich cechą charakterystyczną jest zdolność odbioru strumieni ciepła o dużej gęstości, 600 W/cm^2 wg Marengo i in. [2], w szerokim przedziale temperatury pracy. Największą zaletą jest możliwość swobodnego dostosowania wydajności cieplnej układu poprzez zmianę parametrów geometrycznych lub termofizycznych. Dzięki selekcji czynnika roboczego możliwa jest unifikacja zastosowania PHP w przemyśle poprzez

zwiększenie zakresu temperatury w jakiej urządzenie może wydajnie transportować ciepło. Zakres ten nie jest mały, ponieważ w zastosowaniu kriogenicznym pulsacyjna rurka ciepła wypełniona helem może utrzymać temperaturę źródła na poziomie 2K, podczas gdy temperatura rzędu 1400 K może zostać osiągnięta na bazie realizacji procesów cieplnych w ciekłych metalach tj. wypełnienie litem czy srebrem jak opisuje El-Genka i in. [3]. Dzięki tak szerokim możliwościom zastosowania PHP reprezentują dziedzinę intensywnie badaną i rozwijaną od pierwszej dekady XXI wieku.

1.1 Rys historyczny

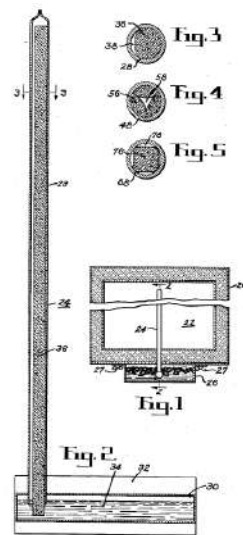
Idea transportu ciepła za pomocą cieczy szczelnie zamkniętej w rurce ma swój początek blisko połowy XIX wieku, kiedy to po raz pierwszy powstało kompletne rozwiązanie centralnego ogrzewania realizowanego dla obiegu jednofazowego (rys. 1.1a). W 1931r. Angier March Perkins opatentował [4] rozwiązanie dla wysokociśnieniowej instalacji grzewczej budynku składającej się z pieca oraz rurek o stosunkowo małej średnicy.



Rys. 1.1 Początki powstawania termosyfonu.

Przez kolejne lata instalacja była rozwijana, by w 1936r. przybrać postać kompaktowego wynalazku, w późniejszych latach nazywanego pierwszym termosyfonem. Rozwiązanie oparte na obiegu wielofazowym opatentował Jacob Perkins [5] pod nazwą „Rurki Perkinsa”. Głównym zastosowaniem rurek były piece do pieczenia. Jedną z najczęściej stosowanych form przedstawiono na rys. 1.1b jako przenośne urządzenie piekarnicze, dostarczane armii brytyjskiej w XIX wieku. Wypalanie odbywało się z dala od komory pieczenia, a ciepło przenoszone było z płomieni do komory przez niewielką ilość czynnika roboczego znajdującego się w rurce. Piec działał w temperaturze $200 \div 230 \text{ }^\circ\text{C}$ zużywając o 75% mniej paliwa w porównaniu z konwencjonalnymi rozwiązaniami. Największym ograniczeniem wynalazku opracowanego przez J. Perkinsa była możliwość pracy jedynie w pozycji pionowej.

W kolejnej dekadzie koncepcja termosyfonu przeobraziła się do postaci klasycznych rurek ciepła. Pierwsze prace z wykorzystaniem warstwy porowatej w rurce wykonał R.S. Gaugler z „General Motors”, Ohio USA. W swoim zgłoszeniu patentowym, opublikowanym w 1944r. [6], opisał zastosowanie w chłodnictwie rurek posiadających spiekany żelazny knot jako warstwę kapilarną umożliwiającą powrót cieczy ze skraplacza do parowacza (rys. 1.2). Autor zaproponował trzy warianty kształtu knota, co ciekawe, przewidując znacznie mniejszy stosunek objętości dla pary względem cieczy. W porównaniu do termosyfonu użycie warstwy porowatej okazało się przełomowe, ponieważ dzięki jej zastosowaniu urządzenie mogło



Rys. 1.2 Pierwsza rurka z knotem. [6]

transportować ciepło niemal w każdym położeniu. Wynalazek znalazł zastosowanie jedynie dla wewnętrznych potrzeb General Motors.

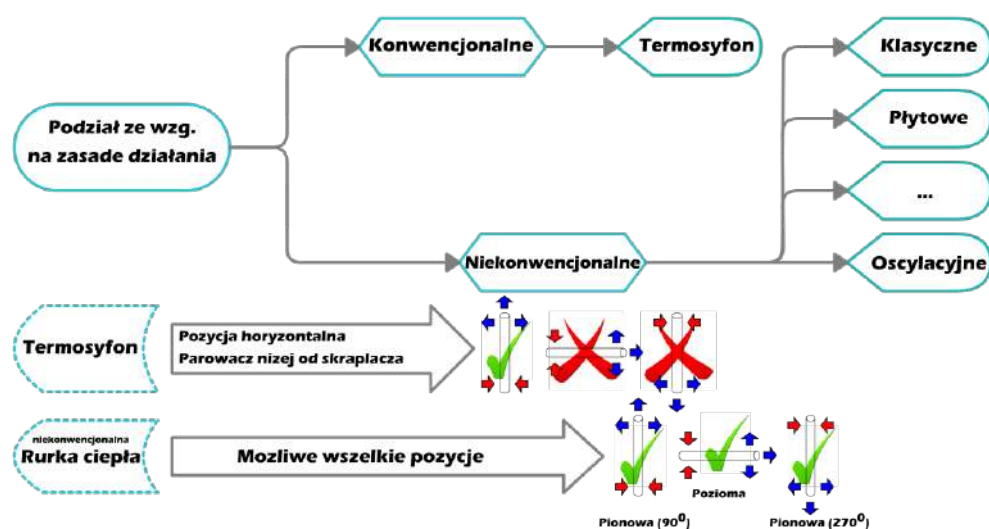
W roku 1963 G.M. Grover, „Los Alamos Laboratory”, USA, rozwinął koncepcję z Ohio opracowując wykorzystanie energii jądrowej do efektywnych systemów chłodzenia w technologii kosmicznej, gdzie największym wyzwaniem było szybkie i równomierne rozprowadzenie ciepła. Choć jego wynalazek był bardzo podobny do rozwiązania zaproponowanego przez Gauglera, Grover jako pierwszy użył terminu „rurka ciepła” [7], przeprowadzając analizę teoretyczną wraz z badaniami eksperymentalnymi. Efekt uzyskano dzięki zastosowaniu kapilar, których wnętrze częściowo wypełniał czynnik roboczy (sód) pracujący w dwóch stanach skupienia, wykorzystując warstwę porowatą dla fazy ciekłej. W 1967r. po raz pierwszy rurkę ciepła zastosowano do regulacji temperatury we wnętrzu satelity Geos-II [8]. W ten sposób stosunkowo prosta koncepcja transportu ciepła w obiegu jednofazowym „Systemu Perkinsa” przez ponad 130 lat rozwoju zaowocowała szeroką dziedziną pasywnej wymiany ciepła, z dużym potencjałem w sektorze technologii kosmicznych.

Podsumowując, wysokociśnieniowy system jednofazowy, w postaci ogrzewania centralnego, z czasem przyczynił się do powstania urządzenia korzystającego ze zjawiska przemiany fazowej (termosyfon). W kolejnych latach zmniejszając średnicę kanału, przy jednoczesnym wprowadzeniu warstwy porowatej, udało się uzyskać zwiększoną wydajność cieplną wymiennika. Jego poziom skomplikowania uproszczono poprzez opracowanie kolejnego kroku w dziedzinie rurek ciepła.

Pulsacyjna rurka ciepła jest stosunkowo młodym wynalazkiem. Autorem opracowanego rozwiązania we wczesnych latach 90. XX wieku był Hisateru Akachi [9, 10]. W swoim zgłoszeniu patentowym z 1990 roku opisał meandryczny kształt rurki o stosunkowo małej średnicy wewnętrznej, która równocześnie grzana i chłodzona, w odpowiednich sekcjach, generowała oscylację medium roboczego dzięki jego przepływowi dwufazowemu pod działaniem siły kapilarnej. Przełomowa w pomysłach Akachi’ego była prostota konstrukcji, która w przypadku

klasycznych rurek ciepła była kłopotliwa przez strukturę knota, wymaganego do transportu płynu.

Obecnie podział na termosyfon i rurkę ciepła ustanowiony jest na podstawie wpływu ciężenia grawitacyjnego na zjawiska zachodzące podczas transportu energii [11]. Istnieje wiele zmodyfikowanych wersji podstawowego zamysłu budowy rurki ciepła, tak jak przedstawiono to na schemacie blokowym na rys. 1.3.



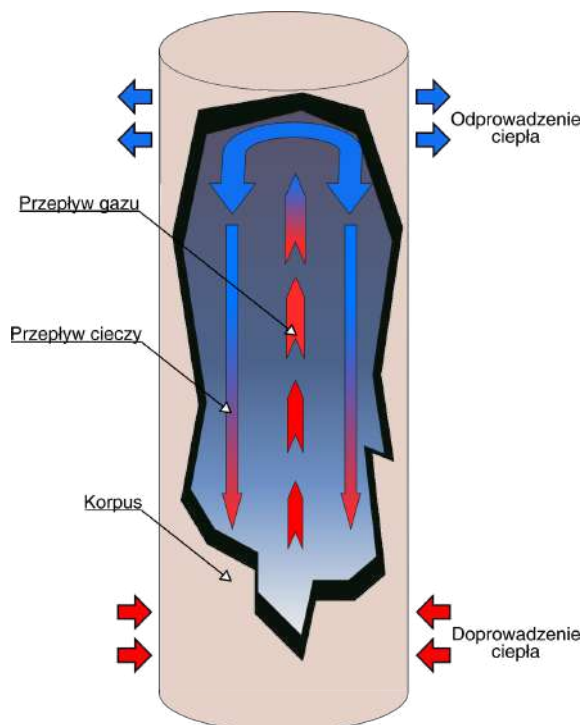
Rys. 1.3 Schemat podziału rurek ciepła.

Praca dotyczy pulsacyjnych rurek ciepła, jednak z uwagi na potrzebę przedstawienia i porównania jej wad/zalet z podstawowym rozwiązaniem, poniżej zostaną opisane klasyczne rurki ciepła, posiadające warstwę porowatą jako medium dla fazy ciekłej czynnika roboczego.

1.2 Termosyfon

Termosyfon przedstawiony na rys. 1.4 jest urządzeniem z zewnątrz bardzo przypominającym klasyczną rurkę ciepła: budowa owalna, z charakterystycznymi sekcjami grzania oraz chłodzenia, zamykająca w swoim wnętrzu czynnik roboczy transportujący energię poprzez cykliczną zmianę swojego stanu skupienia.

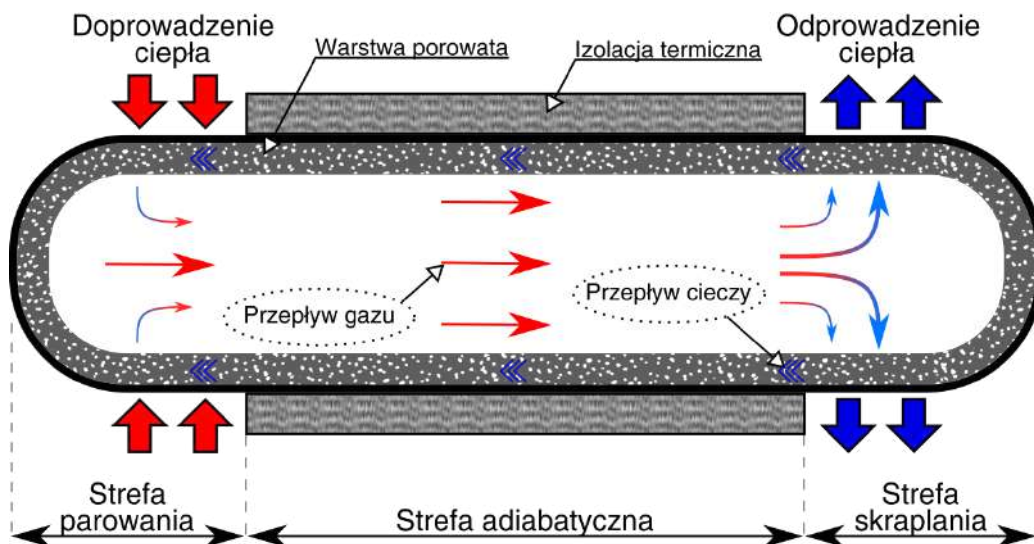
Największą zaletą termosyfonu jest brak, podstawowej w niekonwencjonalnych rurkach ciepła, warstwy kapilarnej zwanej knotem (ang. *wick*) co upraszcza jego budowę, ale również ogranicza zastosowanie. Z uwagi na brak warstwy porowatej urządzenie to pracuje w oparciu o siłę grawitacji, stąd termosyfony są osobno opisywanym działem rurek ciepła, który zawiera w sobie urządzenia pracujące jedynie w pozycji pionowej, ze ściśle określoną lokalizacją sekcji parowacza (zawsze poniżej sekcji skraplania). Termosyfony mają więc ograniczenie sposobu montażu w układzie, gdyż nie pracują w pozycji horyzontalnej oraz pod skrajnie niskim kątem nachylenia do podłoża ($< 10^\circ$). Czynnik, zmieniając swój stan skupienia w sekcji parowania, kieruje się do sekcji skraplania przez odizolowaną od warunków otoczenia, strefę adiabatyczną. Tam oddaje ciepło i skrapla się na ściankach wewnętrznych termosyfonu. Na tym etapie procesu czynnik, w postaci skroplonej, dzięki sile ciężenia transportowany jest do sekcji parowacza, gdzie ponownie realizuje proces absorpcji energii i odparowania.



Rys. 1.4 Termosyfon czyli konwencjonalne rozwiązanie dla rurki ciepła.

1.3 Klasyczne rurki ciepła

Rurka ciepła (ang. *heat pipe*) to hermetyczna obudowa o okrągłym profilu poprzecznym (inne kształty, mniej popularne, mogą zostać zaadoptowane dla spełnienia wymagań w specyficznych instalacjach), której wewnątrz częściowo wypełnia czynnik roboczy. Wewnętrzną powierzchnię ściany urządzenia pokrywa struktura porowata (zwana „knotem”), a cała rurka podzielona jest na trzy sekcje tj. strefę parowania, strefę adiabatyczną oraz strefę skraplania (rys. 1.5).



Rys. 1.5 Klasyczne rozwiązanie niekonwencjonalnej rurki ciepła.

Takie rozwiązanie często stosuje się w systemach chłodzenia układów scalonych, gdzie występuje potrzeba odbioru dużej wartości strumienia ciepła, w całym zakresie położenia tj. od pionowego do poziomego. Urządzenie do poprawnego realizowania wymiany ciepła wymaga odpowiedniego typu oraz ilości czynnika roboczego w swoim wnętrzu. Ponadto ważnym aspektem w czasie projektowania jest rodzaj, kształt oraz rozmiar warstwy porowatej.

Właściwości warstwy kapilarnej mogą być dobierane poprzez manipulację wielkością oraz ilością porów, w stosunku do jej objętości całkowitej. Istnieje optimum pomiędzy ciśnieniem kapilarnym, a tarciem na powierzchni materiału porowatego stykającego się z płynem (opór przepływu). Z równania (1.2) wynika,

że zmiana promienia jest odwrotnie proporcjonalna do ciśnienia kapilarnego, stąd wraz ze zmniejszeniem wielkości porów ciśnienie rośnie [12]. Jednocześnie im mniejszy promień tym siła oporu przepływu jest większa. Ta relacja może pozwolić na wyznaczenie najlepszego rozwiązania z punktu widzenia kryterium wydajności cieplnej. Z uwagi na skomplikowaną budowę struktury opracowano wiele metod jej wykonania, jednak można wyróżnić dwie grupy materiałowe: jednorodne i kompozytowe.

Spieki metaliczne (ang. *sintered metal*) wykonane są z cząstek metalu osadzonych na wewnętrznej ścianie rurki ciepła poprzez obróbkę termiczną. W porównaniu z pozostałymi rozwiązaniami homogenicznymi spieki zapewniają wysokie wartości transportowanego strumienia ciepła głównie dzięki temu, że między spiekanyymi cząstkami metalu tworzą się stosunkowo małe, puste, przestrzenie. W dodatku metal jest dobrym przewodnikiem ciepła.

Knoty w większości zbudowane są z porowatych materiałów ceramicznych lub ze splecionej siatki ze stali nierdzewnej. Istnieje także możliwość ich wykonania razem z rurą, poprzez wytłaczanie rowków osiowych wzdłuż wewnętrznej powierzchni rury (ang. *axial grooves*), choć metoda ta jest dość skomplikowana i stwarza trudności produkcyjne, które powodują wzrost ceny produktu końcowego. Rozwiązania obejmujące współosiowe rowki, o takich kształtach przekroju poprzecznego jak trójkątne, prostokątne czy trapezoidalne, zapewniają dobre warunki termiczne. Z uwagi na duże przestrzenie rowków, ciśnienie kapilarne nie jest zbyt wysokie. Z tego powodu instalacje wymagające wysokiego przeciwdziałania sile grawitacji nie są wyposażane w tego typu rozwiązania. Tak samo jak instalacje determinujące duże długości rurek ciepła - technologia jest wykonywana najczęściej metodą wytłaczania na ścianie wewnętrznej rurki, stąd koszty produkcji zbyt mocno wzrastają.

Knoty kompozytowe charakteryzuje wysokie ciśnienie kapilarne. Stąd będą one stosowane wszędzie tam, gdzie siła grawitacji silnie oddziałuje na zachodzący proces. Struktury porowate jednego czy wielu materiałów są umieszczane

w rurkach ciepła na ogół w podobny sposób (ekrany, spieki, wyciągnięcia) z tym, że wersja kompozytowa, mając dwie warstwy siatki (zakładając metodę ekranową) będzie pracować efektywniej [13]. Spowodowane jest to przez modyfikację wielkości porów – duże pory spowodują niskie opory przepływu dla cieczy kierującej się do sekcji odparowania, zaś znacznie mniejsze pory, w sąsiedztwie przestrzeni gazowej, zwiększą ciśnienie kapilarne i lepiej przeciwdziałają porywaniu cieczy przez strumień pary.

HP jako pasywne wymienniki ciepła mogą przenieść nawet do 100 W/cm^2 , a ich efektywna przewodność cieplna może sięgać wartości 12 kW/(mK) [14]. W związku z tym są one znacznie wydajniejsze od powszechnie stosowanych przewodników, których wartości przewodzenia ciepła są wielokrotnie niższe (dla miedzi, wartość współczynnika przewodzenia ciepła jest blisko 30 razy niższa i wynosi około 0.4 kW/(mK)).

1.3.1 Sposób działania klasycznej rurki ciepła

W klasycznej rurce ciepła zachodzi dwufazowy cykl pracy płynu roboczego w układzie zamkniętym. Medium robocze realizuje swój obieg w stanie nasycenia. Na skutek dostarczenia energii cieplnej do sekcji parowania czynnik roboczy zmienia swój stan skupienia na lotny. Jako strumień pary, na skutek powstania wysokiego ciśnienia, kieruje się w stronę chłodniejszego końca naczynia, gdzie skraplając się oddaje swoje ciepło utajone do układu chłodzącego. Skroplona ciecz powraca do parownika dzięki sile kapilarnej występującej w strukturze porowatej. Różnica w ciśnieniu kapilarnym na granicy powierzchni międzyfazowej, w sekcjach doprowadzania oraz odbioru ciepła, daje napęd całemu procesowi, powodując przepływ czynnika. Omawiany proces będzie zachodził tak długo, jak długo różnica ciśnienia, powstała w strukturze porowatej, między sekcją odparowania, a kondensacji, będzie większa lub równa sumie różnicy ciśnienia pary oraz cieczy nasyconej. Innymi słowy, określając wymagane różnice ciśnienia: Δp_l potrzebnego do powrotu cieczy z kondensatora

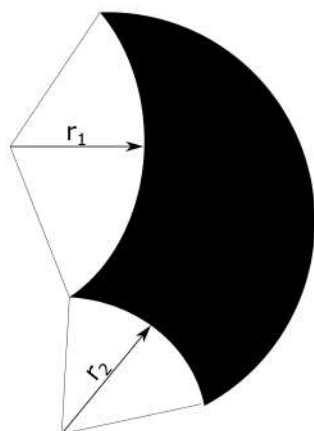
do parowacza, Δp_v dla pary do wywołania przepływu w przeciwnym kierunku oraz Δp_g jako człon hydrostatyczny zależny od położenia rurki, wyprowadzona zostaje nierówność określająca warunek dla ciśnienia kapilarnego p_c :

$$\Delta p_c \geq \Delta p_l + \Delta p_v + \Delta p_g \quad (1.1)$$

Warunek ten często określa się mianem ograniczenia kapilarnego, prowadzącego do zjawiska wysuszenia (ang. *dry-out*), które powoduje przerwanie wydajnej pracy wymiennika wg. Bernardo i in. [15]. Jest to pierwszy z pięciu głównych limitów pracy rurki, branych pod uwagę w czasie jej projektowania. Kolejne związane są z prędkością przepływu fazy lotnej czynnika (prędkość dźwięku, zrywanie) czy zjawiskiem wrzenia fazy ciekłej zalewającej knot. Wszystko to odnosi się do zależności przenoszonego osiowo strumienia ciepła od temperatury źródeł, stawiając urządzeniu limity określające granicę jego pracy. Wartość temperatury sekcji parowania/skraplania wymiennika, w stanie ustalonym, w największym stopniu uzależniona jest od parametrów termodynamicznych czynnika roboczego. Właściwości takie jak gęstość, ciepło parowania, lepkość czy napięcie powierzchniowe odgrywają kluczową rolę w określonym zakresie pracy czynnika, która zawiera się między temperaturą punktu potrójnego, a temperaturą punktu krytycznego. Wielkość strumienia ciepła, jaki może zostać dostarczony do układu, ograniczona jest między innymi wcześniej wspomnianym ciśnieniem kapilarnym. W przypadku granicy międzyfazowej cieczi-para jest ono wyrażone równaniem Laplace'a-Younga:

$$\Delta p_c = p_{kap} = \sigma \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) \quad (1.2)$$

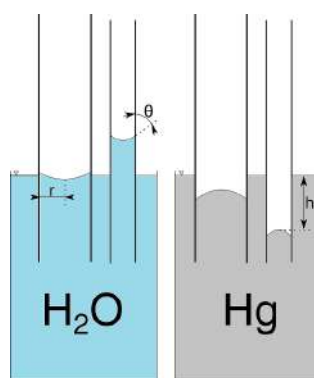
Często równanie (1.2) nazywane jest ciśnieniem „Laplace’a”, gdzie powstająca różnica ciśnienia pary względem cieczy powoduje zmianę krzywizny na ich granicy [16]. Menisk wypukły na rys. 1.6 reprezentuje fazę ciekłą czyli tzw. „punkt mokry”. Faza lotna to widoczny menisk wklęsły i tzw. „punkt suchy”.



Rys. 1.6 Schemat granicy międzyfazowej w warstwie porowatej: σ - napięcie powierzchniowe, $r_{1,2}$ -główne promienie krzywizny.

1.3.2 Zjawiska kapilarne

Tematyka rurek ciepła połączona jest ze zjawiskiem kapilarnym, ponieważ ich znacząca większość posiada knot lub budowę opartą na małych przestrzeniach roboczych. Efekt kapilarny to zjawisko podnoszenia słupa cieczy mimo działającej siły grawitacji, zaobserwowane w odpowiednio niewielkich przestrzeniach kanału przepływowego. Zjawisko charakteryzuje skłonność do przepływu niezgodnego z prawem Bernouliego. Rys. 1.7 przedstawia dwie rurki o różnej średnicy wewnętrznej zanurzone we wspólnym zbiorniku. Układ jest otwarty, na wszystkie rurki działa jednakowe ciśnienie otoczenia, a jednak wskazania każdej z nich różnią się od siebie. Jest to związane z procesem zwilżania powierzchni ściany kanału przepływowego przez ciecz, której znaczącymi parametrami



Rys. 1.7 Efekt kapilarny dla wody i rtęci.

termodynamicznymi są napięcie powierzchniowe oraz lepkość. Na przykładzie porównania wody oraz rtęci możemy zauważyć różnicę w wysokości słupa cieczy

wewnątrz rurki, a także inny kąt zwilżania kanału (tzw. menisk). W zależności od swoich właściwości fizykochemicznych, ciecz wykazuje odmienne predyspozycje do „wspinania się” w zwilżanym kanale. Należy zauważyć, że opisywane zjawisko wykorzystywane jest powszechnie w otaczającym nas świecie, czego najlepszym przykładem może być pobieranie wody z gleby przez rośliny za pomocą korzeni (budowa oparta na naczyniach włosowatych) czy rozprawienie krwi w organizmie ludzkim przez naczynia krwionośne [17].

Medium zwilża ściankę wewnętrzną kanału przepływowego za pośrednictwem równowagi siły ciężaru słupa cieczy oraz siły napięcia powierzchniowego. Efektem tego jest powstający kąt między powierzchnią cieczy, a kanału i wytworzenie się menisku, wklęsłego dla cieczy zwilżających (np. woda) oraz wypukłego dla niezwilżających (np. rtęć). Stąd składowa pionowa powstałej siły równoważy siłę ciężaru cieczy z czego wynika wysokość podnoszenia kapilarnego:

$$h = \frac{2 \cdot \sigma \cdot \cos(\theta)}{\rho \cdot g \cdot r} \quad (1.3)$$

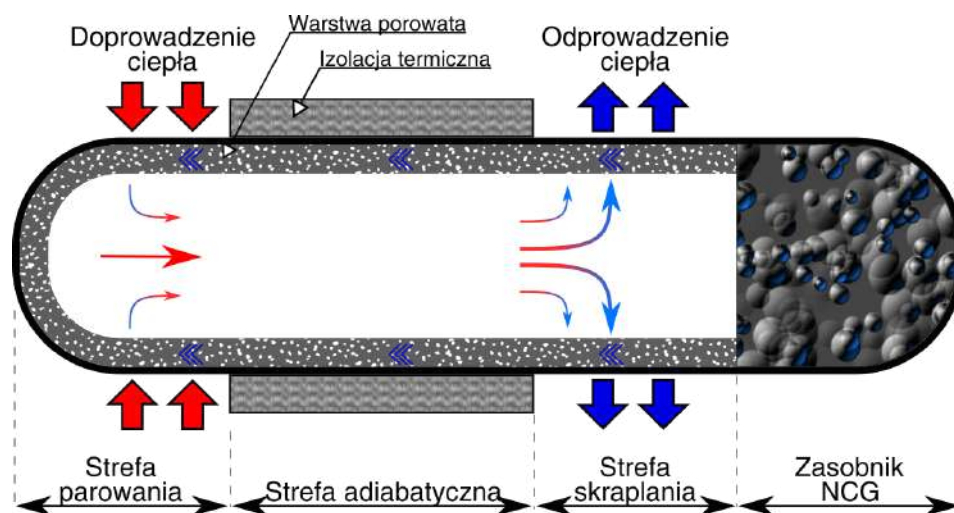
Mając na uwadze określoną ciecz, w równaniu (1.3) wszystkie wartości, oprócz promienia kapilary, są relatywnie stałe. Wskazuje to na dużą wagę tej zmiennej, w odniesieniu do końcowego wyniku. Wraz ze wzrostem średnicy kanału przepływowego kapilary, wartość podnoszenia słupa cieczy będzie spadać i odwrotnie w przypadku jej zmniejszania.

1.3.3 Wybrane rodzaje rurek ciepła

Transport ciepła w postaci przewodzenia połączonego ze zmianą stanu skupienia cieczy/pary (ciepło jawne/utajone) sprawia, że rurki ciepła są bardzo wydajnymi wymiennikami ciepła. Ich budowa, w zakresie klasycznego rozwiązania powierzchni zawierającej knot, może zależeć od przeznaczenia. Poniżej przedstawione zostaną uproszczone schematy wybranych rozwiązań stosowanych w przemyśle:

1.3. KLASYCZNE RURKI CIEPŁA

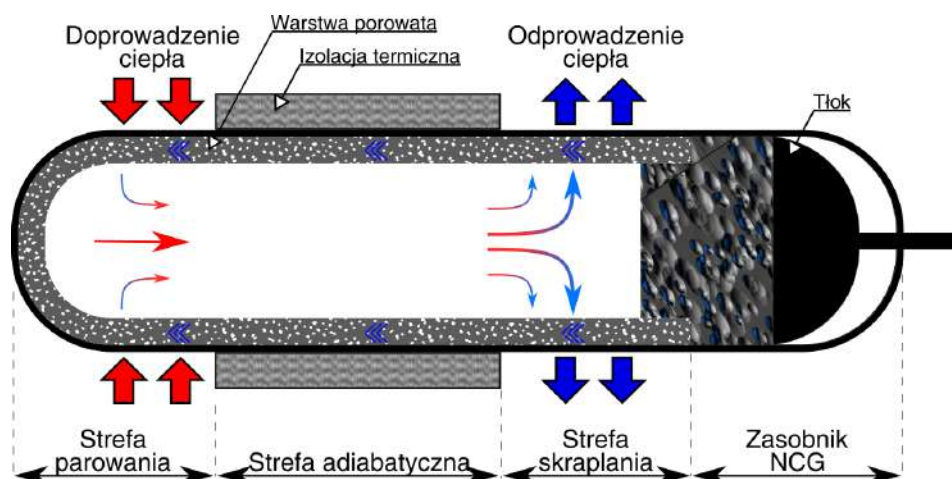
- Rurka ciepła o zmiennym przewodnictwie (ang. *variable conductance heat pipe*, *VCHP*): bardzo podobna w swojej budowie do tej o stałej wartości przewodnictwa, jednak z dodatkową komorą w skraplaczu na gaz nie ulegający kondensacji NCG (ang. *non-condensable gas*). Zależnie od warunków pracy NCG może blokować część lub całość sekcji skraplacza, rys.1.8. Gaz ten, rozprężony pod wpływem ciśnienia fazy lotnej czynnika roboczego, ulega kompresji i przemieszczeniu w kierunku zasobnika. Im wyższy strumień ciepła dostarczony do parowacza, tym wyższe ciśnienie pary czynnika i większa powierzchnia wymiany ciepła w skraplaczu. Niskie ciśnienie fazy lotnej medium roboczego powoduje przemieszczenie się NCG ze zbiornika, odpowiednio daleko w kierunku parowacza, tym samym wykluczając określoną część powierzchni sekcji skraplania z procesu. Manipulując dostarczaną energią do sekcji odparowania użytkownik ma możliwość regulowania przewodności cieplnej urządzenia.



Rys. 1.8 Uproszczony schemat budowy VCHP.

- Rurka ciepła z kontrolą ciśnienia (ang. *pressure controlled heat pipe*, *PCHP*): jest to rozwinięcie koncepcji VCHP, w którym zmiany dotyczą zasobnika na NCG, rys.1.9. Sam proces wymiany ciepła zachodzi

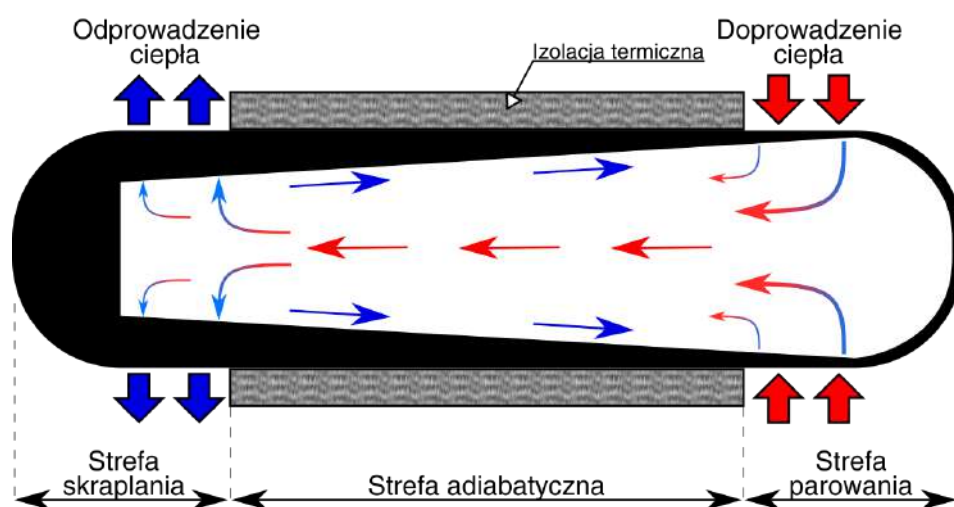
analogicznie do wcześniej przytoczonego przykładu, z tą różnicą, że może być precyzyjniej kontrolowany. W tym rozwiązaniu dodatkowy układ złożony z tłoka osadzonego na wale wykonującym ruch posuwisto-zwrotny, reguluje ilość gazu niekondensującego w przestrzeni sekcji skraplania. Skok tłoka obejmuje całą długość zasobnika, dlatego przy jego górnej pozycji NCG wydostaje się z komory, powodując przerwanie transportu ciepła (wypełnia przestrzeń skraplacza) realizowanego poprzez czynnik roboczy. Wraz z ruchem powrotnym tłoka do pozycji dolnej, gaz niekondensujący wraca do zasobnika, opuszczając przestrzeń skraplacza. Użytkownik, zadając odpowiednią pozycję tłoka, może regulować ilość transportowanego ciepła przez PCHP.



Rys. 1.9 Uproszczony schemat budowy PCHP.

- Obrotowe rurki ciepła (ang. *rotating heat pipe, RHP*): wykorzystują siłę odśrodkową do swobodnego przemieszczania się skroplin ze skraplacza w kierunku sekcji odparowania. Kluczowym jest kształt ściętego stożka, wewnętrznej powierzchni wymiennika, która tworzy przestrzeń roboczą dla medium roboczego (rys.1.10). Obieg dwufazowy czynnika roboczego realizowany jest bez potrzeby użycia warstwy porowatej, co znacznie obniża koszty produkcyjne. Tego typu rozwiązanie, dzięki wykorzystaniu

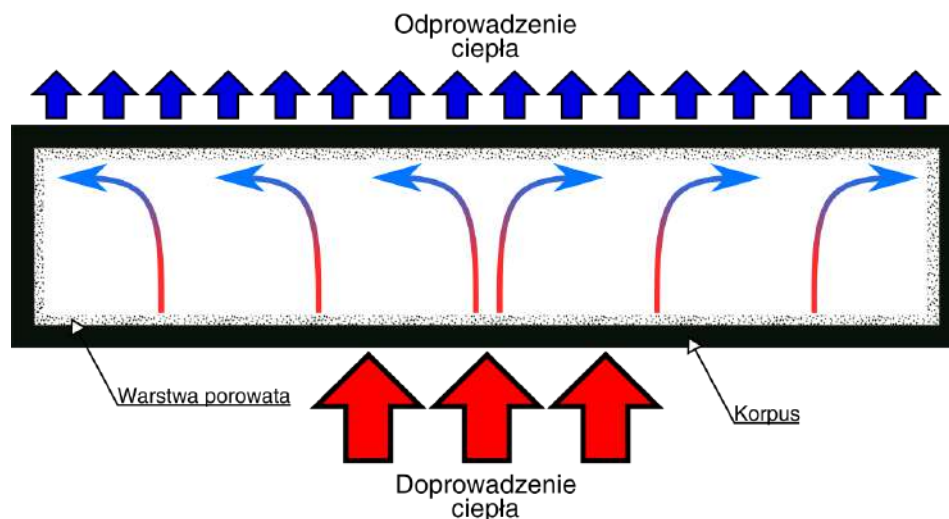
przyśpieszenia odśrodkowego, posiada dużą zaletę braku ograniczenia kapilarnego. Rotacyjne rurki ciepła znajdują swoje zastosowanie w metodach miejscowego odprowadzenia ciepła wewnątrz maszyn posiadających elementy obrotowe tj. silniki elektryczne lub układy zębate. Autor publikacji V.H. Gray z NASA w 1969r. przedstawił przykład rozwiązania z wykorzystaniem RHP w kompaktowej klimatyzacji [18].



Rys. 1.10 Uproszczony schemat budowy RHP.

- Komory parowe (ang. *vapor chamber*, *VC*): są odpowiedzią na potrzebę rozproszenia ciepła w źródłach o płaskiej powierzchni. Wcześniej opisane rozwiązania dotyczyły osiowego transportu energii, które w przypadku płaskich źródeł ciepła zapewniają niewystarczający kontakt na styku powierzchni źródła i wymiennika. Główna różnica między rurką ciepła, a komorą parową to geometria. Rurki zwykle mają kształt cylindryczny, podczas gdy komory są płaskie, z parownikiem równoległym do skraplacza, rys.1.11. Co więcej komory parowe często służą przekształceniu dostarczanego strumienia ciepła. Z uwagi na możliwość wykorzystania większej powierzchni wymiany ciepła w sekcji skraplania, względem parowania, dostarczany strumień jest rozpraszany na znacznie większej

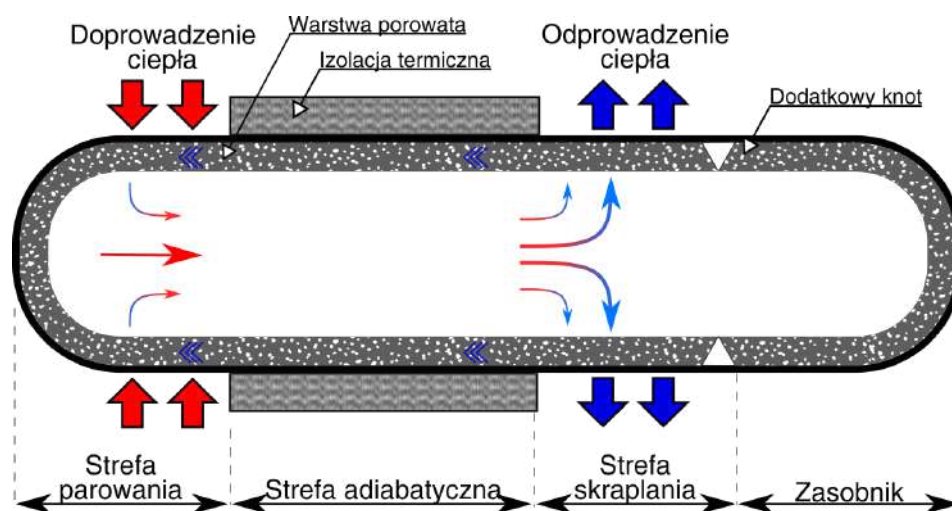
powierzchni. Komory parowe, tak jak i reszta rurek ciepła, nie są czułe na siłę ciężenia, mogą więc pracować w wielu pozycjach.



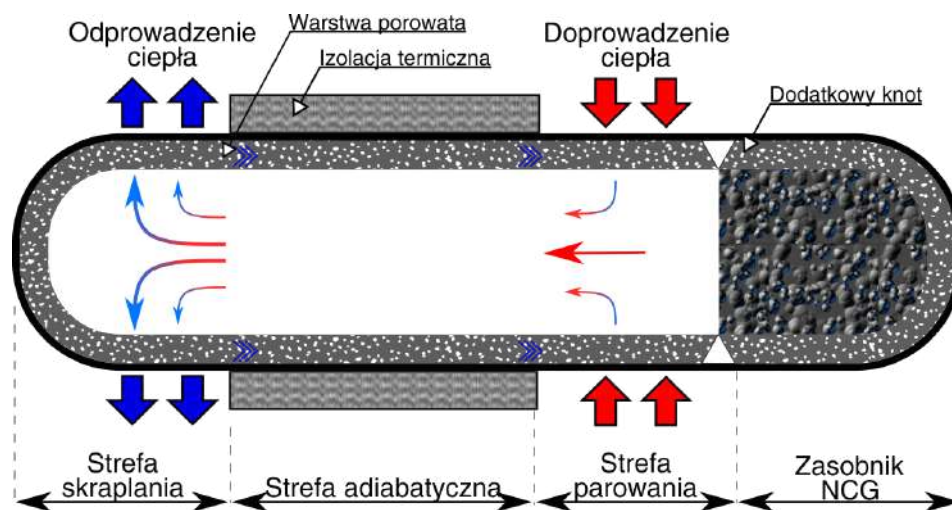
Rys. 1.11 Uproszczony schemat budowy komory parowej.

- Kierunkowe rurki ciepła (ang. *diode heat pipes, DHP*): klasyczne rurki ciepła mogą transportować ciepło dwukierunkowo co oznacza, że gdy kondensator posiada wyższą temperaturę od parowacza, to strumień ciepła przewodzony przez rurkę transportowany jest w odwrotnym kierunku do założeń pracy nominalnej (zwykle urządzenie projektowane jest do przekazywania energii z parowacza do skraplacza). Diodowe rurki ciepła to wybór dla projektów wymagających zapobiegania przepływu ciepła w innym kierunku jak z parowacza do skraplacza. Technologicznie jest to rozwiązane za pomocą zasobnika, który pełni funkcję pułapki (ang. *trap*) dla cieczy jak i pary (rys.1.12). Ten element jest jedyną różnicą pomiędzy rurkami ciepła, a DHP, które tak samo jak CCHP, posiadając sekcje parowacza, adiabatyczną i skraplacza, połączone są wspólną warstwą kapilarną. Chcąc zablokować transport pary czynnika roboczego ze skraplacza do parowacza zasobnik, wyposażony w osobną strukturę kapilarną, umieszczany jest na końcu parowacza. Para czynnika ulega skropleniu i zostaje zatrzymana w postaci ciekłej, wewnątrz zasobnika, nie

przekazując ciepła do parowacza (rys. 1.12a). Analogicznie chcąc blokować możliwość skroplenia czynnika roboczego w parowaczu stosuje się zasobnik z gazem nie ulegającym kondensacji, umieszczony na końcu skraplacza. Dostarczone ciepło do skraplacza powoduje relokację NCG, z zasobnika do sekcji parowacza, tym samym uniemożliwiając skroplenie się czynnika roboczego (rys. 1.12b). Warto zauważyć, że gazowy zasobnik umieszczony na końcu skraplacza, czyli diodowe rurki ciepła w wersji dla blokady pary, pracują dokładnie tak samo jak VCHP.



(a) Z blokadą dla cieczy.



(b) Z blokadą dla gazu.

Rys. 1.12 Schemat budowy diodowej rurki ciepła.

1.4 Pulsacyjne rurki ciepła

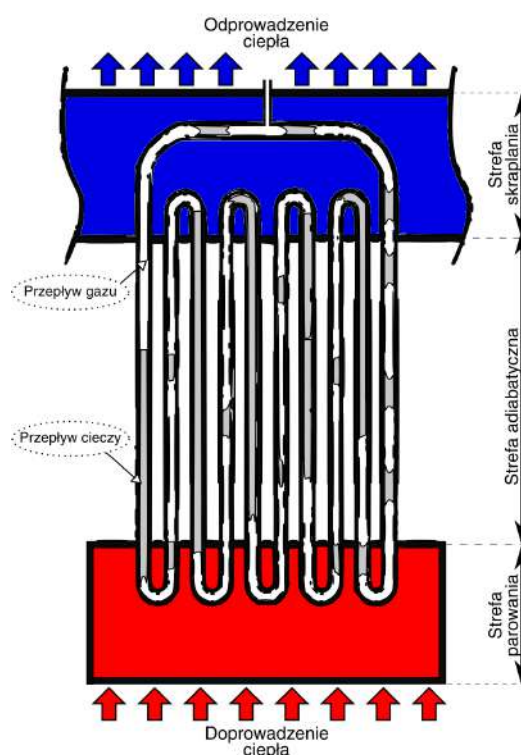
Środowisko naukowe bardzo intensywnie bada PHP w obszarze termodynamiki, pod kątem zachodzących w jej wnętrzu procesów ciepłno-przepływowch, a w szczególności przemian fazowych. Jak wspomniano w rozdziale 1.1, rozwiązanie [9] opatentowane w 1990r. bardzo uprościło konstrukcję klasycznej rurki ciepła. Zwykła kapilara, nie posiadająca już warstwy porowatej, wygięta w kształt meandru stała się urządzeniem łatwiejszym do pozyskania w procesie produkcji. Jednak procesy fizyczne towarzyszące transportowi ciepła, przy udziale przepływu wielofazowego i siły kapilarnej, nie są proste do analizy teoretycznej. Należy tutaj pamiętać o stopniu skomplikowania polegającym na procesach stochastycznych, które towarzyszą zjawiskom parowania i skraplania w jednej objętości kontrolnej wg. Giulia i in. [19]. Jak podaje Yulong i in. [20] powodem zainteresowania tematyką PHP, w zastosowaniach praktycznych, jest jej zdolność odbioru strumieni ciepła o dużej gęstości w szerokim zakresie temperatury pracy.

1.4.1 Budowa oraz sposób działania

Konstrukcja PHP składa się z meandrycznie wygiętej rurki o średnicy kapilarnej (rys. 1.13). Taki układ, do którego wprowadza się czynnik roboczy, z określonym stosunkiem wypełnienia objętości wewnętrznej, może przybrać postać otwartego (ang. *open loop PHP*) wg. Riehl i in. [21] lub zamkniętego (ang. *closed loop PHP*) wg. Charoensawan i in. [22] układu, kiedy to dwa końce kapilary kolejno nie są lub są ze sobą bezpośrednio połączone. Całość ma charakterystyczną strukturę składającą się z trzech obszarów tj. grzania, izolacji oraz chłodzenia, które w branżowej nomenklaturze, noszą nazwę kolejno: sekcji parowania, adiabatycznej oraz skraplania. Górne, a także dolne U-kształty tworzą odpowiednio sekcję chłodzącą oraz grzewczą. Łączące je odcinki proste kapilary, zwane sekcją adiabatyczną, są częściowo odseparowane od wpływu warunków otoczenia (w dalszej części pracy sekcja ta nazywana jest quasi-adiabatyczną).

Istnieją instalacje oparte o strukturę PHP z pominięciem sekcji adiabatycznej lub z odwrotnym umiejscowieniem sekcji: parowania w górnej części urządzenia oraz skraplania w dolnej. Nie są to jednak powszechnie stosowane rozwiązania, ponieważ wpływają one na pogorszenie efektywnej wydajności termicznej PHP.

Dostarczając ciepło do sekcji grzewczej (parowacza) wewnątrz rurki rozpoczyna się proces transportu energii cieplnej przy udziale zjawiska przepływu wielofazowego w reżimie oddziaływania siły kapilarnej. Przepływ następuje za pośrednictwem zmiany stanu skupienia czynnika oraz na skutek powstania różnicy ciśnienia między obszarem parowania a skraplania. Zjawisko będzie występowało, tak długo, jak długo istnieć będzie różnica temperatury między sekcją grzewczą, a chłodzącą (skraplaczem), powodując charakterystyczne pulsacje czynnika. Wydajność cieplna urządzenia zależna jest od wielu parametrów termofizycznych, budowy oraz warunków pracy wymiennika. W dalszej części zostaną opisane najważniejsze z nich.



Rys. 1.13 Uproszczony schemat budowy pulsacyjnej rurki ciepła.

1.4.2 Struktura przepływu

Przepływ dwufazowy w rozumieniu mechaniki płynów jest to równoczesny przepływ materiału o dwóch lub więcej fazach termodynamicznych. Wyróżnia się

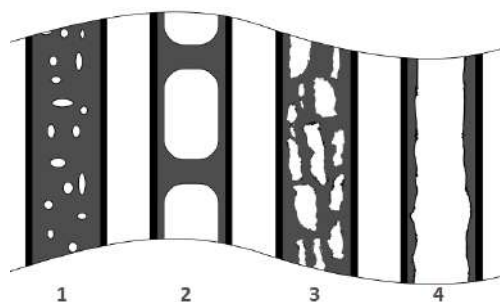
fazę ciągłą i fazę rozproszoną. Fazą ciągłą może być ciecz lub gaz, a fazą rozproszoną substancja o dowolnym stanie skupienia. Faza oznacza jednorodną pod względem fizycznym część układu oddzieloną od pozostałej jego części granicą faz. Podczas przechodzenia przez tę granicę następuje skokowa zmiana składu chemicznego lub stanu termodynamicznego opisywanego ciała. Odpowiednim przykładem może być stan termodynamiczny przy przejściu z kropli wody do pary wodnej (odparowanie). Istotną rolę spełnia tu fakt zmiany stanu skupienia niosący ze sobą ogromne ilości ciepła utajonego, czego nie obserwuje się przy przepływie jednofazowym czy zwykłym przewodzeniu ciepła przez materiał. Powszechnie przyjmuje się klasyfikację struktury współprądowego przepływu wznoszącego/opadającego mieszaniny dwufazowej gaz-ciecz w rurze pionowej, jak zaproponowana przez Nicklina i Davidsona [23].

Utworzenie struktury przepływu wielofazowego jest niezbędne do prawidłowej pracy wymiennika. Jej charakter ma wpływ na proces wymiany ciepła, pędu i masy, stąd też prawidłowe określenie jej profilu jest tak ważne. Bezpośredni wpływ na tworzącą się strukturę ma średnica kanału przepływowego, jego kształt, położenie i stosunek wypełnienia czynnikiem roboczym wraz z wielkością dostarczanego strumienia ciepła do sekcji odparowania [24].

Początkowym stadium przepływu wielofazowego jest wrzenie będące procesem tworzenia się pary wewnątrz cieczy o temperaturze nasycenia. Analizując powierzchnię grzewczą można określić lokalizację nukleacji, której zarodkami są jej mikrogeometryczne zaburzenia lub m.in. zanieczyszczenia rozpuszczone w cieczy. Intensywność procesu zależy bezpośrednio od stopnia przegrzania powierzchni czyli różnicy między temperaturą powierzchni grzejnej, a temperaturą nasycenia dla danego płynu. Powstające na skutek odparowania pęcherzyki pary wraz z wrzącą cieczą tworzą przepływ wielofazowy. Opisując wrzenie należy ustalić warunki powstawania pęcherzyków tj. sposób ich wzrostu czy oderwania się od powierzchni oraz zachowanie danego pęcherzyka w trakcie unoszenia. Wymienione warunki, wraz ze zjawiskiem koalescencji, decydują

o kształtowaniu się struktur dwufazowych, które w przypadku pulsacyjnych rurek ciepła rozgraniczone są na cztery główne (pomijając stany przejściowe), jak pokazano na rys. 1.14.

Przepływ pęcherzykowy (ang. *bubbly flow*), czyli proces intensywnej dyspersji małych objętości gazu w cieczy, występuje jako pierwszy. Na tym etapie prędkość frakcji gazowej i ciekłej jest zbliżona. Następnie zachodzi proces aglomeracji pęcherzyków w większe objętości gazu, skutkując zmianą struktury na przepływ korkowy (ang. *slug flow*). Stale dostarczając



odpowiednio duży strumień ciepła do sekcji odparowania można zaobserwować przejście przepływu do pianowego (ang. *churn flow*), gdzie

następuje deformacja powierzchni międzyfazowej ze znacznym przerwaniem ciągłości fazy ciekłej. Łączące się pęcherze gazowe przy oscylacyjnym i stochastycznym przepływie porcji cieczy wytwarzają mieszaninę o cechach piany. Dochodzi do wzajemnego chaotycznego przemieszczania się obu faz. Film medium roboczego w pełni zwilżający ścianę kanału przepływowego, z charakterystyczną przestrzenią wewnętrzną wypełnioną gazem, to ostatnia z omawianych struktur, tzw. przepływ pierścieniowy (ang. *annular flow*). Prędkość gazu w tym przypadku jest znacznie większa od prędkości przepływu cieczy zwilżającej ściankę. Jeśli zastosowany czynnik jest niewłaściwy, dostarczany strumień ciepła jest zbyt wysoki lub z uwagi na źle dobrane parametry geometryczne wymiennika nie może on uzyskać stanu ustalonego - zostanie osiągnięta granica dla pracy PHP poprzez wystąpienie zjawiska „wysuszenia parowacza” (ang. *dry-out*). W tym przypadku całość czynnika w objętości wewnętrznej sekcji parowania zmienia swój stan skupienia na lotny,

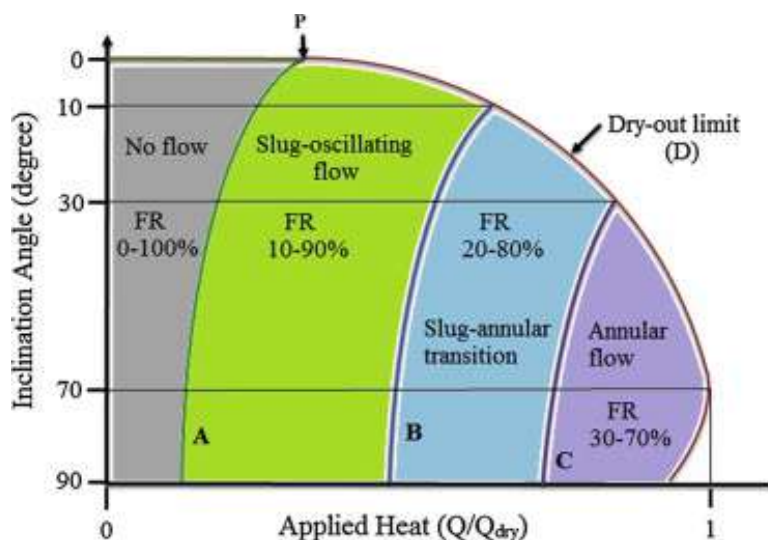
Rys. 1.14 Schemat ideowy struktur przepływowych: 1-pęcherzykowa, 2-korkowa, 3-pianowa, 4-pierścieniowa.

a niedobór fazy ciekłej zwilżającej ścianki parowacza powoduje stały wzrost jego temperatury w funkcji czasu. W tym przypadku oporność cieplna urządzenia rośnie, a wydajność spada. Pulsacyjna rurka ciepła, pracując w reżimie wysuszonego parowacza, transportuje ciepło jedynie w formie utajonej, tak jak termosyfon. Zjawisko nie jest pożądane, a wszelkie działania projektowe mają na celu jego osłabienie w zadanych warunkach pracy urządzenia.

Oscylacyjny charakter pracy PHP związany jest bezpośrednio z procesem termodynamicznym realizowanym przez chłodziwo. Przed rozpoczęciem napełniania wymiennika czynnikiem roboczym pulsacyjna rurka ciepła musi zostać podłączona do pompy próżniowej, która usuwa gazy niekondensujące z jej wnętrza. Po napełnieniu ewakuowanego PHP, z powodu dominacji siły napięcia powierzchniowego nad grawitacją, płyn roboczy rozprowadza się losowo w postaci wielu porcji objętości fazy ciekłej separowanej korkami gazu (struktura przepływu korkowego). Podczas dostarczania energii do sekcji parowania, czynnik roboczy znajdujący się we wnętrzu rurki, przejmuje ją na skutek przewodzenia i konwekcji. Następuje odparowanie cienkiej warstwy cieczy otaczającej pęcherzyk pary, co skutkuje lokalnym wzrostem ciśnienia w parowacu. Sekcja skraplania, chłodzona medium o odpowiednio niskiej temperaturze, powoduje lokalne zmniejszenie ciśnienia na skutek kondensacji powstających w sekcji parowania pęcherzyków pary. Tak nierównomierny rozkład ciśnienia w wymienniku zmusza ciąg pobliskich porcji fazy ciekłej, rozdzielonej korkami parowymi, do ruchu od parownika do skraplacza, a następnie odwrotnie, tworząc termicznie napędzany oscylacyjny przepływ dwufazowy.

Optymalizacja procesu wymiany ciepła realizowanej za pośrednictwem PHP często przeprowadzana jest eksperymentalnie w oparciu o struktury przepływu. Częstą konkluzją jest opracowanie „mapy przepływu” w odniesieniu do dostarczanej mocy lub ilości czynnika w układzie, jak przedstawiono to na rys. 1.15. W tym przypadku profil przepływu korkowego odpowiadać będzie niższej, średniej temperaturze sekcji odparowania i wartości dostarczanego do niej

strumienia ciepła. Wyższa wartość temperatury parowacza i przekazywanego strumienia ciepła wiąże się z przepływem pierścieniowym.



Rys. 1.15 Mapa struktury przepływu dla pojedynczej pętli CLPHP, Nandan i in. [25].

Potwierdzono, że wpływ na wydajność cieplną urządzenia zdeteminowany jest również poprzez ustalony kierunek przepływu wewnątrz wymiennika ciepła, zwany „samorzutnym ruchem obiegowym”. Praca Feng i in. [26] przedstawia system z zaworem zwrotnym, który wymusza ruch płynu wewnątrz rurki tylko w jednym kierunku. Zastosowany zabieg zwiększa wydajność cieplną urządzenia, w porównaniu do zestawu bez zaworu zwrotnego o 25%. W pracy Pastukhov i in. [27] przepływ kierunkowy uzyskano dzięki montażowi kulki blokującej przepływ tylko w kierunku przeciwnym do ruchu wskazówek zegara. Spowodowało to wzrost zdolności przewodzenia ciepła o 10 ÷ 14%. Kierunkowość przepływu można uzyskać na wiele innych sposobów. Przedstawione przez Mangini i in. [28] stanowisko badawcze, zawiera asymetryczny system ogrzewania, dzięki któremu wymuszono określony kierunek ruchu płynu roboczego. Doprowadziło to do poprawy ogólnej wydajności cieplnej pulsacyjnej rurki ciepła.

1.4.3 Ograniczenia

Średnica wewnętrzna kanału przepływowego jest jednym z ważniejszych parametrów geometrycznych pulsacyjnej rurki ciepła. Zjawiska cieplno-przepływowe zachodzące podczas transportu energii muszą występować w reżimie oddziaływania siły kapilarnej (w warunkach ziemskich), która pozwala formować dwufazową strukturę przepływu czynnika (rozd. 1.4.2). Powyżej określonej średnicy wewnętrznej, nazywanej średnicą krytyczną, proces wymiany ciepła ulegnie znacznemu pogorszeniu. Faza ciekła zostanie całkowicie oddzielona od lotnej, a przepływ dwufazowy zaniknie. W tym przypadku pulsacyjna rurka ciepła będzie realizować obieg jako termosyfon, pozwalając na transport energii jedynie w postaci ciepła utajonego pary. „Kryterium zamknięcia” (ang. *confinement criterion*) jest jednym z najczęściej przytaczanych w literaturze [29, 30]. Opiera się na bezwymiarowej liczbie Bond’a (nazywanej też liczbą Eötvös’a) wyrażającej stosunek liczby Weber’a i Froude’a [31]:

$$Bo = Eö = \frac{We}{Fr} \quad (1.4)$$

Bezwymiarowa liczba Froude’a jest to stosunek siły dośrodkowej do siły grawitacji:

$$Fr = \frac{mv^2/L}{mg} = \frac{v^2}{gl} \quad (1.5)$$

Uwzględniając aproksymację Boussinesq’a, dla konwekcji naturalnej, przyspieszenie ziemskie wpływa na pole przepływu ciała znajdującego się między dwoma ośrodkami o różnej temperaturze, a równanie (1.5) przyjmuje postać:

$$Fr = \frac{v^2}{g'l}, \quad g' = g \frac{\rho_1 - \rho_2}{\rho_1} \quad (1.6)$$

nazywaną densymetryczną liczbą Froude’a.

Drugą składową jest liczba Weber'a wyrażająca stosunek sił inercjalnych do siły napięcia powierzchniowego:

$$We = \frac{\rho v^2 L}{\sigma} \quad (1.7)$$

Iloraz dwóch wyżej wymienionych wielkości opisuje wzór zawierający wymiar charakterystyczny 'L':

$$\frac{We}{Fr} = \frac{\rho v^2 L}{\sigma} \frac{g(\rho_l - \rho_v)L}{v^2 \rho} \quad (1.8)$$

który w przypadku przepływu przez kanał okrągły określony jest średnicą. Tak więc równanie (1.4) przyjmuje postać:

$$\frac{\Delta \rho g D^2}{\sigma} \leq 4 \quad (1.9)$$

Prawa strona nierówności (1.9) jest wartością empiryczną podaną przez Kew i in. [32]. Badania dotyczące prędkości wzrostu cylindrycznych pęcherzyków wewnątrz cieczy, w warunkach adiabatycznych, wykazują, że staje się ona zerowa, gdy napięcie powierzchniowe fazy ciekłej dominuje.

Przy pomocy wyżej wyprowadzonej zależności określona jest maksymalna średnica kanału przepływowego (1.10) dla czynnika roboczego, w warunkach oddziaływania przyspieszenia ziemskiego, do zapewnienia pulsacyjnego charakteru pracy PHP.

$$D_{crit} = 2 \sqrt{\frac{\sigma}{g \Delta \rho}} \quad (1.10)$$

1.4.4 Czynniki robocze

Kolejnym parametrem mającym duży wpływ na wydajność termiczną wymiennika jest płyn roboczy. Współczynnik wypełnienia i właściwości termofizyczne medium, takie jak ciepło właściwe, utajone ciepło parowania, gęstość, lepkość, napięcie powierzchniowe i temperatura wrzenia, określają wydajność i warunki pracy całego urządzenia. Wybór czynnika roboczego realizującego proces zachodzący wewnątrz pulsacyjnej rurki ciepła w największym stopniu determinuje temperatura pracy urządzenia. To ona

powinna zawierać się pomiędzy punktem potrójnym, a punktem krytycznym czynnika tak, by zapewnić odpowiednio efektywną realizację transportu ciepła. W określeniu odpowiedniego czynnika roboczego dla zadanych warunków pracy stosuje się równanie „Clausiusa-Clapeyrona”, opisujące krzywą przemiany fazowej układu jednoskładnikowego, wyrażoną jako zależność temperatury od ciśnienia medium.

Jak wspomniano parametry termofizyczne czynnika są kluczowe w procesie termicznym pod kątem podatności na zjawisko wysuszenia względem wielkości dostarczanej mocy cieplnej do sekcji parowania. Konieczne jest, aby płyn roboczy wytwarzał wystarczające ciśnienie kapilarne, w taki sposób, by przeciwdziałać sile występującej w polu grawitacyjnym oraz lepkości (system stacjonarny). Większa wartość gęstości i ciepła parowania płynu pozwolą na zwiększenie wartości dostarczanej energii cieplnej. Im niższe utajone ciepło parowania płynu, tym niższa temperatura robocza warunków rozruchu, ale także większa podatność na wystąpienie zjawiska wysuszenia wg. Han i in. [33]. Napięcie powierzchniowe determinuje zdolność „pompowania” systemu, dlatego wartość ta powinna być możliwie wysoka. Przeciwnie jest z lepkością, której wysoka wartość zwiększa spadek ciśnienia cieczy w kanale przepływowym. Wymienione parametry można zebrać w kryterialnej wielkości bezwymiarowej, liczbie Merita (1.11). Należy zauważyć, że wraz ze wzrostem wartości Me , zdolność przenoszenia ciepła cieczy rośnie.

$$Me = \frac{\sigma \rho_l h_{fg}}{\mu_l} \quad (1.11)$$

Ilość płynu roboczego w układzie ma bezpośredni wpływ na warunki pracy wymiennika ciepła. Jego niewielka ilość powoduje niski współczynnik tarcia między interfejsem płynu, a wewnętrzną powierzchnią ściany, co poprawia przepływ. Jednocześnie niewielka objętość cieczy wewnątrz układu zapewnia dużo wolnej przestrzeni dla pary, co powoduje tendencję do szybszego osiągnięcia zjawiska wysuszenia. Z drugiej strony, większa ilość płynu roboczego powoduje

wyższe ciśnienie wymagane do wytworzenia ruchu między sekcjami ogrzewania/chłodzenia, wyższe siły tarcia, ale także wyższe wartości przenoszonego ciepła jawnego. Dlatego dla konkretnego PHP istnieje optymalny współczynnik wypełnienia, który dla większości badanych w literaturze urządzeń jest deklarowany w okolicy 50 % [34, 35].

Drugorzędym zjawiskiem wpływającym na dobór medium jest jego zachowanie w obecności materiału z jakiego jest skonstruowana ścianka rurki. Dobrym przykładem może być aluminium, które nie jest kompatybilne z metanolem oraz wodą, zaś obecność wody w otoczeniu stali nierdzewnej może spowodować wydzielenie się wodoru, co zaburza założone etapy projektowanego procesu cieplnego.

W odniesieniu do medium roboczego, powszechnie używane są nie tylko czyste ciecze, ale także mieszaniny różnych płynów [36, 37] oraz czynniki z dodatkiem nanocząstek jak w [38, 39]. Tak więc PHP mogą pracować nie tylko bazując na czynnikach jednorodnych, ale także przy pomocy nanocieczy (ang. *nanofluids*), zwane także „nanofluidami”. Takie czynniki jako mieszanka medium roboczego z frakcjami stałymi obiecująco podnoszą sprawność układu. Są one celem najnowszych badań doświadczalnych, które prowadzi się pod kątem opracowania wpływu mieszanki cieczy z tlenkami metali na charakterystykę pracy urządzenia. Według Karthikeyan i in. [40] dodanie ściśle określonej ilości CuO do wody dejonizowanej poprawia parametry pracy urządzenia tj. zaobserwowano intensyfikację wymiany ciepła. Temperatura medium roboczego uległa większej stabilizacji przy jednoczesnym spadku różnicy średniej temperatury ścianki a czynnika. Równocześnie zaobserwowano wzrost oscylacji badanej nanocieczy. W przytoczonej publikacji zostało stwierdzone, że mimo odpowiednio przeprowadzonej dyspersji CuO w wodzie, wraz z upływem czasu pracy urządzenia, w sekcji parowacza wytrącają się nanocząsteczki dodanego tlenku metalu, co może mieć znaczący wpływ na całość zachodzącego procesu. Aglomeracja frakcji stałych w poszczególnych sekcjach rurki zaburza przepływ

pływu, zmniejszając średnicę wewnętrzną kanału, pogarsza wymianę ciepła poprzez zwiększenie grubości przegrody, a tym samym oporności termicznej ściany rurki stykającej się z powierzchnią parowacza. Wytrącenie się frakcji stałych z nanocieczy w efekcie końcowym może prowadzić do dużo gorszej charakterystyki pracy urządzenia, niż w przypadku płynów jednorodnych. Duży potencjał w rozwiązaniu problemu wytrącania się cząstek stałych mają surfaktanty [41, 42], które jako dodatek do nanocieczy zapewniają stabilną pracę urządzenia. Zjawisko wymaga dalszych badań decydujących o optymalnych warunkach pracy pulsacyjnej rurki ciepła z nanofluidem.

1.4.5 Wyzwania obecnych rozwiązań

Obecne badania, dotyczące zdolności przenoszenia ciepła w PHP, są przeprowadzane w szerokim zakresie zastosowań, biorąc pod uwagę granicę jej działania czyli wcześniej wspomniane „zjawisko wysuszenia” oraz „warunki wysuszenia” (ang. *dry-out condition*). Przykładem zapewnienia nieodpowiednich warunków może być brak odbioru ciepła w górnej części urządzenia (prowadzący do całkowitego odparowania czynnika roboczego), powodując znaczne pogorszenie wydajności realizowanego procesu. Zapewniając odbiór ciepła ze skraplacza, urządzenie o tak skomplikowanej formie działania może posiadać efektywną przewodność cieplną dochodzącą nawet do $300 \text{ kW}/(\text{mK})$ [43]. Wartość ta jest ponad 1000 krotnie większa od tej, która charakteryzuje parametry przewodzenia ciepła powszechnie stosowanej miedzi. Poprzedni badacze wykazali, że warunki pracy urządzenia są regulowane przez wiele czynników, takich jak materiał rurki [44, 45, 46], liczba zwojów [47], średnica wewnętrzna [48, 49], właściwości termofizyczne płynu roboczego [33, 36, 50], jego stopień wypełnienia [50, 51, 52], ilości gazów niekondensujących [53, 54], kąt nachylenia [35, 55] i wiele innych, jak wspomniano w [56]. Zmiana dowolnego z powyższych parametrów wpływa na zjawiska cieplno-przepływowe zachodzące w urządzeniu. Autorzy [57, 58] udowodnili, że dla prawidłowego działania PHP

istnieje minimalny kąt nachylenia do płaszczyzny poziomej, równy 15° . Niektórzy badacze decydują się na zmianę konwencjonalnej postaci PHP jako okrągłego kształtu kanału przepływowego. Lin wraz z zespołem [59] zaprojektowali aluminiową płytę z frezowanymi rowkami PHP o przekroju prostokątnym. Wyniki eksperymentów pokazują, że jego wydajność termiczna jest lepsza niż w konwencjonalnej formie. Deng wraz z zespołem przeprowadzili badanie eksperymentalne wydajności cieplnej antygravitacyjnej PHP ustalając, że grawitacja ma znaczący wpływ na występujące procesy cieplno-przepływowe [60]. Zgodnie z wnioskami pracy takie urządzenie podlega dłuższemu procesowi rozruchu, a także wykazuje bardziej intensywne (w stanie quasi-ustalonym) oscylacje temperatury, z większą wartością oporu cieplnego.

Rozdział 2

Cel, teza i zakres pracy

Niniejsza praca dotyczy analizy teoretycznej i eksperymentalnej, mającej na celu lepsze poznanie procesów zachodzących wewnątrz pulsacyjnej rurki ciepła pracującej w układzie obrotowym. Celem głównym dysertacji jest opracowanie modelu matematycznego PHP umieszczonej w układzie nieinercyjnym oraz jego walidacja na specjalnie zaprojektowanym stanowisku badawczym. Generowana siła bezwładności, skierowana wzdłuż normalnej do osi obrotu, przewyższając swoją wartością siłę ciężenia w ziemskim polu grawitacyjnym, zmienia warunki procesu wymiany ciepła zachodzącego wewnątrz przestrzeni kapilarnych pulsacyjnej rurki ciepła. Należy zauważyć, że warunki realizowanego procesu mogą ulec zmianie wraz ze zmianą dostarczanego strumienia ciepła, czynnika roboczego czy parametrów geometrycznych wymiennika. Jednym słowem proces może ulec zmianie nie tylko poprzez oddziaływanie siły masowej pochodzącej od obrotu, ale także poprzez zmianę tych samych parametrów, które mają wpływ na działanie pulsacyjnej rurki ciepła w powszechnie stosowanych i intensywnie badanych układach stacjonarnych. Z tego powodu niezmiernie ważnym jest ustalenie wpływu poszczególnych zmiennych na zachodzące procesy cieplno-przepływowe w układzie obrotowym. Dodatkowo, w ramach pracy, zdefiniowano cele pomocnicze stanowiące niejako narzędzie do uzyskania celu głównego:

ROZDZIAŁ 2. CEL, TEZA I ZAKRES PRACY

- Sformułowanie równań matematycznych opisujących procesy ciepłno-przepływowe zachodzące w pulsacyjnej rurce ciepła oraz ich analiza za pomocą obliczeń numerycznych.
- Analiza zjawisk ciepłno-przepływowych dla wybranych warunków początkowych i brzegowych.
- Zaprojektowanie stanowiska badawczego.
- Wykonanie stanowiska. Przeprowadzenie pomiarów cieplnych.
- Porównanie wyników doświadczalnych z numerycznymi.

Na podstawie przeprowadzonego studium literatury, z uwzględnieniem aktualnego trendu badań eksperymentalnych, treść tezy niniejszej pracy została zdefiniowana następująco:

W układzie obrotowym możliwe jest zastosowanie pulsacyjnych rurek ciepła na potrzeby chłodzenia.

Teza pomocnicza: *Generowana siła bezwładności, skierowana wzdłuż normalnej do osi obrotu, zmienia warunki transportu ciepła zachodzącego wewnątrz przestrzeni kapilarnych dzięki czemu istnieje optymalna wartość prędkości obrotowej układu, dla której wartość oporu cieplnego pulsacyjnej rurki ciepła osiąga minimum.*

Rozdział 3

Model numeryczny

Niniejszy rozdział zawiera szczegółową analizę procesów cieplnych, które powiązane są z ruchem zachodzącym wewnątrz pulsacyjnej rurki ciepła (zjawiskiem przepływu). Przedstawiono uproszczony model numeryczny PHP, dotyczący jednej sekcji rurki w kształcie litery U, działającej w obracającym się układzie współrzędnych. W modelu analizowany jest zestaw zależnych od czasu równań różniczkowych zwyczajnych. Opisują one zmianę pędu fazy ciekłej czynnika roboczego i zjawiska przemiany fazowej. Praca jest rozszerzeniem modelu zaproponowanego przez zespół Zhang i in. [1, 61], który dla pionowej pozycji u-rurki, w układzie stacjonarnym grzany od góry, analizował zjawiska towarzyszące wymianie ciepła. Wyniki prac prezentowanych w tym rozdziale zostały przedstawione w Czajkowski i in. [62].

Obliczenia numeryczne dotyczące przepływu wielofazowego wewnątrz kapilar, dla układu nieinercjalnego w trójwymiarowej przestrzeni euklidesowej, to zagadnienie obszerne i dość skomplikowane. Z tego powodu zagadnienie powinno być implementowane w oprogramowaniu CFD, jednak dla celów poznawczych wystarczające jest podejście do problemu ze ściśle określonymi założeniami pod kątem jednego wymiaru. Niniejszy model posiada więc założenia, które implikują pewne ograniczenia w jego możliwościach symulacyjnych. Pierwszą rzeczą jest podejście do procesu transportu energii tylko od strony ciepła utajonego,

z pominięciem zjawiska przewodzenia w cieczy oraz ciele stałym (budulcu ścianki rurki). Rozpatrywana jest tylko temperatura fazy lotnej dwóch objętości gazu odseparowanych cieczą. Kolejnym założeniem jest przyjęcie ruchu płynu jako przepływu laminarnego z pominięciem przepływu burzliwego (ze znaczną prędkością) oraz wykluczenie napięcia powierzchniowego jako parametru opisującego stan termodynamiczny czynnika roboczego. W ten sposób wyrażone (na koniec rozdziału) funkcje opisujące zachodzące zjawiska nie mogą być brane pod analizę dosłownie lecz jako parametry charakteryzujące dany proces i tendencję przebiegu badanej funkcji. Obliczenia mają za zadanie wyłonić parametry mające znaczący wpływ na proces wymiany ciepła, umożliwiając tym samym lepsze zrozumienie zachodzących korelacji układu obrotowego, w odniesieniu do warunków układu stacjonarnego.

3.1 Model matematyczny 1D

Modele matematyczne mające na celu analizę przepływu oraz profilu temperatury w pulsacyjnej rurce ciepła, tj. model zaproponowany przez Shafii i in. [63] czy Zhang i in. [61], przejawiają tendencję do uwzględniania wpływu parametrów fizycznych (rodzaj, ilość czynnika roboczego) lub też geometrycznych (kształt, średnica kanału przepływowego) układu, jednocześnie ignorując zmienność oddziałujących sił masowych poprzez podstawienie stałej wartości w członie naporu hydrostatycznego (przyśpieszenie ziemskie normalne). Manzoni i in. [64] przedstawili jednowymiarowy model wydajności cieplnej PHP w stanie przejściowym dla układu obrotowego. Autorzy wykazali, że przy przeciążeniu 2 g, w zależności od zastosowanego poziomu mocy, częstotliwość cyrkulacji czynnika roboczego wzrasta ponad dwukrotnie. Ponadto przeprowadzono kilka badań numerycznych, w których powszechnie stosowanym podejściem jest metoda objętości płynu (*VOF*). W artykułach: Lin i in. [65], Liu i in. [66], Wang i in. [67], autorzy rozwiązywali równania obejmujące zasadę zachowania pędu. Dla standardowych warunków ziemskiego pola grawitacyjnego zweryfikowano wyniki

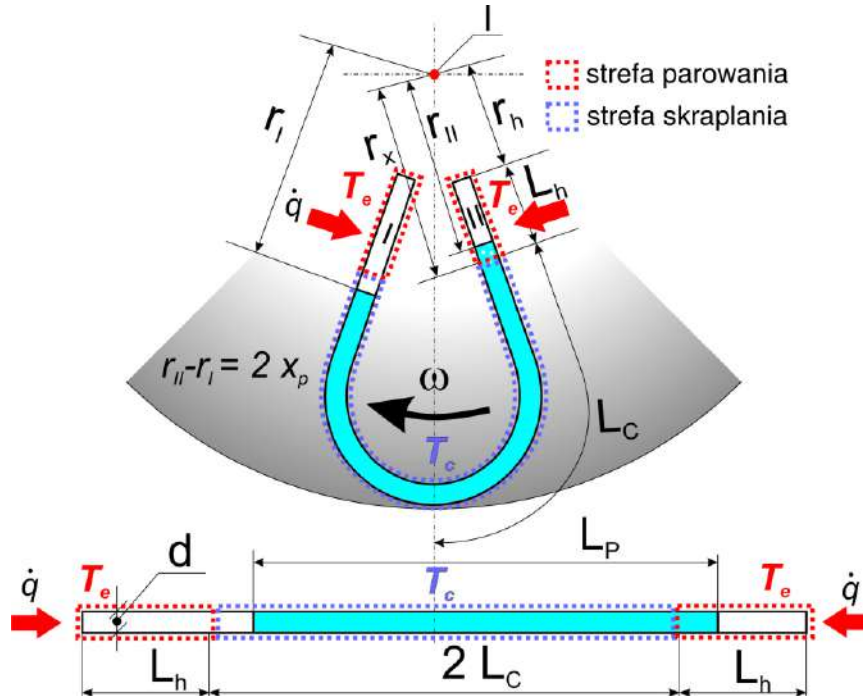
eksperymentalnie z zadowalającą precyzją. Liu i in. [66] wykorzystał *VOF*, aby uzyskać wgląd w ewolucję porcji fazy ciekłej oddzielonej objętościami gazu wewnątrz jednej pętli pionowej rurki ciepła. Chociaż symulowano tylko stałą siłę działającą w ziemskim polu grawitacyjnym, autorzy podkreślili znaczenie wyporu, który zwiększa niejednorodność w rozkładzie masy wewnątrz układu, co pozwala na uruchomienie procesu i ciągłą cyrkulację płynu roboczego. Podobny wniosek podali Charoensawan i in. [22]. Autorzy znaleźli krytyczną liczbę zwojów wymaganych do uruchomienia PHP w pozycji poziomej (0 g w kierunku przepływu). Obserwacje te mają duże znaczenie, tym bardziej w przypadku instalacji na dużą skalę - znaczna długość całkowita wymiennika powoduje wysokie straty lepkościowe. Stąd w niniejszej pracy celem jest numeryczne przetestowanie i zbadanie procesu wymiany ciepła w prostym modelu PHP (jeden u-kształt), która doświadcza zmiennej wartości przyśpieszenia odśrodkowego, wpływającego na pulsacyjny ruch dwufazowy czynnika roboczego.

3.1.1 Model fizyczny

Model fizyczny u-rurki działającej w obracającym się układzie współrzędnych pokazano na rys. 3.1. Ustawiona jest ona poziomo i obraca się ze stałą prędkością kątową ω wokół osi obrotu l . Taka konfiguracja powoduje zmianę pola siły odśrodkowej oddziałującej na płyn roboczy, częściowo wypełniający wnętrze rurki. Kapilara w kształcie litery U ma wewnętrzną średnicę D i długość $2L$. Aby zapobiec wyciekom płynu roboczego oba końce rurki są zamknięte i znajdują się w odległości r_h od l . Analizowany przypadek, podobnie jak w standardowym rozwiązaniu PHP, składa się z trzech sekcji: odparowania, adiabatycznej oraz kondensacji. Celem uproszczenia modelu pominięto sekcję adiabatyczną, która pełni jedynie rolę transmisyjną. Zatem w układzie znajdują się dwie sekcje odparowania i jedna sekcja kondensacji na zagięciu. Sekcje odparowania, każda o długości L_e , mieszczą się na ściankach bocznych dwóch zamkniętych końców rurki, podczas gdy sekcję kondensacji, o długości $2L_e$, stanowi pozostała

powierzchnia ściany bocznej rury. Na powierzchniach parowania i kondensacji stosowane są warunki brzegowe stałej temperatury, odpowiednio T_e oraz T_c . Centralną część wnętrza rurki, o długości $2L_p$, zajmuje faza ciekła, która z dwóch stron otoczona jest korkami pary nasyconej. Pozycja domeny cieczy wyrażona jest przez przemieszczenie określane jako x_p . Wynosi ono zero ($x_p = 0$), gdy długość domeny gazu, w obu ramionach rurki, jest równa. Podczas, gdy płyn popychany jest w prawe ramię rurki wartość jest dodatnia ($x_p > 0$), a w przeciwnym razie ujemna. Przemieszczenie zmienia się w czasie. Siła masowa działa tylko na tę część fazy ciekłej, która znajduje się powyżej (dla $x_p > 0$) lub poniżej (dla $x_p < 0$) linii równowagi ($x_p = 0$), stąd pozycję środka masy opisano za pomocą następującego wzoru:

$$r_x = r_h + L_e \quad (3.1)$$



Rys. 3.1 Model fizyczny U-kształtu.

Z powodu poziomego położenia rurki wpływ siły grawitacji, na ruch cieczy, jest zanedbywany. Założenie to uzasadnione jest wynikami badań eksperymentalnych Lin i in. [68].

3.1.2 Równanie rządzące

Analizując rurkę umieszczoną w układzie obrotowym należy wziąć pod uwagę wpływ siły odśrodkowej na zjawiska cieplno-przepływowe zachodzące we wnętrzu kapilary. Siła ta jest proporcjonalna do masy fazy ciekłej czynnika, odległości jej środka masy od osi obrotu r_x i kwadratu wartości prędkości kątowej ω .

Z II zasady dynamiki Newtona, dla układu przedstawionego na rys. 3.1, wynika następujące równanie pędu:

$$A_{cr}L_p\rho_l\frac{d^2x_p}{dt^2} = (p_{v1} - p_{v2})A_{cr} - 2\rho_lA_{cr}x_p\omega^2r_x - \pi DL_p\tau_p \quad (3.2)$$

gdzie $A_{cr} = \pi D^2/4$ jest polem przekroju poprzecznego rurki w kształcie litery U. Przy założeniu przepływu laminarnego w kapilarze, naprężenie ścinające τ_p może być wyrażone jako:

$$\tau_p = \frac{1}{2}C_f\rho_l\left(\frac{dx_p}{dt}\right)^2 \quad (3.3)$$

gdzie C_f to współczynnik oporu tarcia, który dla przepływu uwarstwionego przedstawiony jest jako

$$C_f = \frac{16}{Re} \quad (3.4)$$

Używając równania (3.3) oraz (3.4), równanie (3.2) może zostać przekształcone do następującej formy:

$$\frac{d^2x_p}{dt^2} + 32\frac{\nu_e}{D^2}\frac{dx_p}{dt} + \frac{2x_p\omega^2r_x}{L_p} = \frac{\Delta p}{\rho_l L_p} \quad (3.5)$$

Równanie energii dla kolejnych objętości pary wyprowadza się w taki sam sposób jak przedstawiony przez Zhang i in. [1]. Stosując pierwszą zasadę

termodynamiki dla poszczególnych objętości gazu otrzymujemy:

$$\frac{d(m_{v1}c_vT_{v1})}{dt} = c_pT_{v1}\frac{dm_{v1}}{dt} - p_{v1}\frac{\pi}{4}D^2\frac{dx_p}{dt} \quad (3.6)$$

$$\frac{d(m_{v2}c_vT_{v2})}{dt} = c_pT_{v2}\frac{dm_{v2}}{dt} + p_{v2}\frac{\pi}{4}D^2\frac{dx_p}{dt} \quad (3.7)$$

Przekształcenie równań (3.6) oraz (3.7) do formy łącznej można przedstawić w następujący sposób:

$$m_{vi}c_v\frac{dT_{vi}}{dt} = RT_{vi}\frac{dm_{vi}}{dt} \pm p_{vi}\frac{\pi}{4}D^2\frac{dx_p}{dt} \quad (3.8)$$

Równanie różniczkowe w odniesieniu do czasu, z założeniem, że korki parowe podlegają prawu gazu doskonałego, przedstawia się następująco:

$$RT_{vi}\frac{dm_{vi}}{dt} = \frac{\pi D^2}{4}\frac{c_v}{c_p}(L_e \pm x_p)\frac{dp_{vi}}{dt} \pm p_{vi}\frac{\pi D^2}{4}\frac{dx_p}{dt} \quad (3.9)$$

Rozważając równanie (3.8), równanie (3.9) staje się równaniem różniczkowym zwyczajnym dla masy rozpatrywanego gazu:

$$\frac{1}{m_{vi}}\frac{dm_{vi}}{dt} = \frac{1}{kp_{vi}}\frac{dp_{vi}}{dt} + \frac{1}{L_e \pm x_p}\frac{dx_p}{dt} \quad (3.10)$$

gdzie $k = c_p/c_v$ oznacza wykładnik adiabaty pary. Indeks i odnoszący się do wartości równej 1 oznacza objętość gazu po lewej stronie, a 2 po prawej. W równaniu (3.10), ostatnie wyrażenie prawej strony równania, „+” odnosi się do lewego korka, a „-” do prawego. Ta sama konwencja została zastosowana w dalszej części pracy.

Obliczając całkę równania (3.10), można uzyskać masę fazy lotnej:

$$m_{vi} = C_i p_{vi}^{1/k} (L_e \pm x_p) \quad (3.11)$$

Rozważając równanie (3.11) dla gazu idealnego, temperatura korka pary może zostać wyrażona jako

$$T_{vi} = \frac{\pi D^2}{4C_i R} p_{vi}^{\frac{k-1}{k}} \quad (3.12)$$

gdzie C_i oznacza stałe całkowania. Biorąc pod uwagę, że geometria rurki jest symetryczna, powstają równoważne wartości C_1 oraz C_2 .

Proces jest zależny od czasu ze względu na zjawisko parowania oraz kondensacji, kolejno zwiększające i zmniejszające masę pary. Tak więc masy czopów pary są otrzymywane z równań bilansu energetycznego:

$$\frac{dm_1}{dt} = \begin{cases} -h_c x_p \pi D (T_{v1} - T_c) / h_{fg} & x_p > 0 \\ h_e (L_e + x_p) \pi D (T_e - T_{v1}) / h_{fg} & x_p \leq 0 \end{cases} \quad (3.13)$$

$$\frac{dm_2}{dt} = \begin{cases} h_e (L_e - x_p) \pi D (T_e - T_{v2}) / h_{fg} & x_p > 0 \\ h_c x_p \pi D (T_{v2} - T_c) / h_{fg} & x_p \leq 0 \end{cases} \quad (3.14)$$

3.1.3 Przekształcenie do wyrażeń bezwymiarowych

Celem uogólnienia wyników obliczeń na podstawie modelu i określenia parametrów bezpośrednio wpływających na proces wymiany ciepła, wymagane jest odniesienie równań rządzących do wyrażeń bezwymiarowych. Aby to osiągnąć, należy podać warunki odniesienia jako $p_0 = p_{vi}$ i $T_0 = T_{vi}$. Używając takich wartości w równaniu (3.12), stała $C_i = C$ może zostać przedstawiona jako

$$C = C_i = \frac{\pi D^2}{4RT_0} p_0^{\frac{k-1}{k}} \quad (3.15)$$

Dzięki równaniu (3.15) otrzymuje się masy obydwu objętości pary w warunkach odniesienia:

$$m_{v0i} = \frac{\pi D^2}{4RT_0} p_0 (L_e \pm x_p) \quad (3.16)$$

gdzie 0 oznacza warunki odniesienia. Masę odniesienia definiuje się jako średnią masę dwóch korków pary:

$$m_{v0} = \frac{m_{v01} + m_{v02}}{2} = \frac{\pi D^2}{4RT_0} p_0 L_e \quad (3.17)$$

Poprzez wprowadzenie równania (3.17) do (3.11) oraz (3.12), otrzymujemy następującą korelację:

$$\frac{m_{vi}}{m_0} = \left(\frac{p_{vi}}{p_0} \right)^{\frac{1}{k}} \frac{L_e \pm x_p}{L_e} \quad (3.18)$$

$$\frac{T_{vi}}{T_0} = \left(\frac{p_{vi}}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (3.19)$$

Wyprowadzając zmienne bezwymiarowe:

$$\begin{aligned} \theta_i &= \frac{T_{vi}}{T_0}, & \theta_e &= \frac{T_e}{T_0}, & \theta_c &= \frac{T_c}{T_0}, & P_i &= \frac{p_{vi}}{p_0}, \\ R_h &= \frac{r_h}{L_e}, & M_i &= \frac{m_{vi}}{m_0}, & X_p &= \frac{x_p}{L_e}, & \tau &= \frac{\nu_e t}{D^2} \end{aligned} \quad (3.20)$$

równania (3.18) i (3.19) mogą zostać przekształcone do postaci:

$$P_i = \left(\frac{M_i}{1 \pm X_p} \right)^k \quad (3.21)$$

$$\theta_i = P_i^{\frac{k-1}{k}} \quad (3.22)$$

Na koniec, definiując następujące zmienne bezwymiarowe:

$$\Omega = \frac{2D^4 \omega^2 L_e}{L_p \nu_e^2}, \zeta = \frac{p_0 D^4}{\rho_l L_p \nu_e^2 L_e}, H_c = \frac{4h_c R T_0^2 D}{p_0 h_{fg} \nu_e}, H_e = \frac{4h_e R T_0^2 d}{p_0 h_{fg} \nu_e} \quad (3.23)$$

równanie momentu (3.5) może zostać wyrażone jako:

$$\frac{d^2 X_p}{d\tau^2} + 32 \frac{dX_p}{d\tau} + \Omega X_p (R_h + 1) = \zeta \Delta P \quad (3.24)$$

również równania (3.13) i (3.14) przekształcają się do postaci:

$$\frac{dM_1}{dt} = \begin{cases} (\theta_1 - \theta_c)(-H_c) X_p & X_p > 0 \\ (\theta_e - \theta_1) H_e (X_p + 1) & X_p \leq 0 \end{cases} \quad (3.25)$$

$$\frac{dM_2}{dt} = \begin{cases} (\theta_e - \theta_2) H_e (1 - X_p) & X_p > 0 \\ (\theta_2 - \theta_c) H_c X_p & X_p \leq 0 \end{cases} \quad (3.26)$$

Podobnie jak w przypadku Zhang i in. [1] temperatura odniesienia zostaje zdefiniowana jako średnia T_e oraz T_c . W związku z tym bezwymiarową temperaturę parowacza i skraplacza można nadpisać jako

$$\begin{aligned} \theta_e &= 1 + \Theta \\ \theta_c &= 1 - \Theta \end{aligned} \quad (3.27)$$

gdzie

$$\Theta = \frac{T_e - T_c}{T_e + T_c} \quad (3.28)$$

3.1.4 Warunki początkowe

Zakłada się, że stanem odniesienia rurki w kształcie litery U, jest stan początkowy układu ($\tau = 0$). We wszystkich symulacjach stosowane są następujące warunki początkowe:

$$X_p = X_0 \quad (3.29)$$

$$\frac{dX_p}{d\tau} = 0 \quad (3.30)$$

$$P_1 = P_2 = 1 \quad (3.31)$$

$$\theta_1 = \theta_2 = 1 \quad (3.32)$$

$$M_1 = 1 + X_0, M_2 = 1 - X_0 \quad (3.33)$$

3.2 Schemat obliczeń oraz procedura weryfikacji modelu

Model matematyczny opisany jest poprzez równania (3.21), (3.22), (3.24)-(3.26) z określonymi warunkami początkowymi (3.29)-(3.33). Celem rozwiązania wymagana jest znajomość parametrów określonych przez równania (3.23) i (3.28). Procedura numeryczna została zaimplementowana przy użyciu środowiska programistycznego *Mathematica* [69]. Równanie pędu (3.24) zostało zdyskretyzowane przy użyciu schematu jawnego, a nowe wartości bezwymiarowego przesunięcia, są następujące:

$$X^{n+1} = \frac{\zeta \Delta P \Delta \tau^2 - X^{n-1} - X^n [-2 - 32 \Delta \tau + \Omega \Delta \tau^2 (R_h + 1)]}{1 + 32 \Delta \tau} \quad (3.34)$$

gdzie $n + 1$ oznacza następny krok czasowy. Wyniki każdego kroku czasowego uzyskano iteracyjnie po osiągnięciu zbieżności. Rozwiązanie uznano za zbieżne, gdy różnica między dwiema ostatnimi iteracjami była mniejsza niż 10^{-9} . W każdej symulacji krok czasowy był równy 10^{-5} . Procedura numeryczna składała się z następujących kroków:

1. Wczytaj warunki początkowe oraz parametry
2. Załóż θ_1 i θ_2
3. Oblicz P_1 i P_2 , używając równania (3.22)
4. Oblicz X_p z równania (3.34)
5. Oblicz M_1 oraz M_2 z równań (3.25) i (3.26)
6. Oblicz P_1 i P_2 z równania (3.21)
7. Oblicz nowe nadwyżki temperatury θ_1 i θ_2 z równania (3.22)
8. Sprawdź zbieżność, porównując wartości θ_1 i θ_2 uzyskane w pozycji 7, z wartościami założonymi w pozycji 2. Jeśli warunek zbieżności jest

3.2. SCHEMAT OBLICZEŃ ORAZ PROCEDURA WERYFIKACJI MODELU

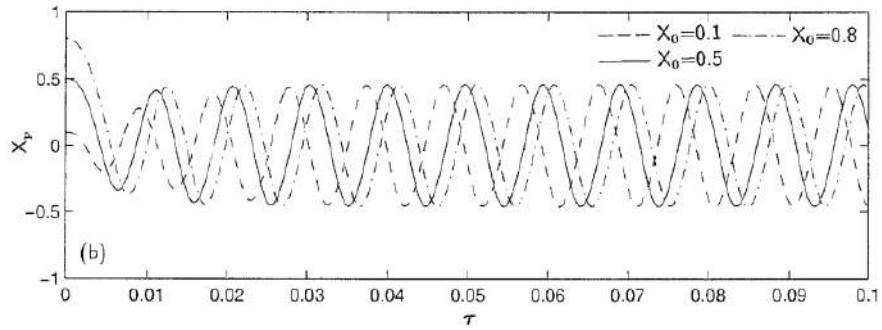
spełniony, zachowaj wartości θ_1 oraz θ_2 i przejdź do kolejnego kroku czasowego. W przeciwnym wypadku powtórz pozycje 2 ÷ 7 tak długo jak warunek zbieżności nie zostanie uzyskany.

Model numeryczny został zweryfikowany na podstawie danych z pracy Zhang i in. [1], dlatego wartości zmiennych przyjęto jak w tab. 3.1:

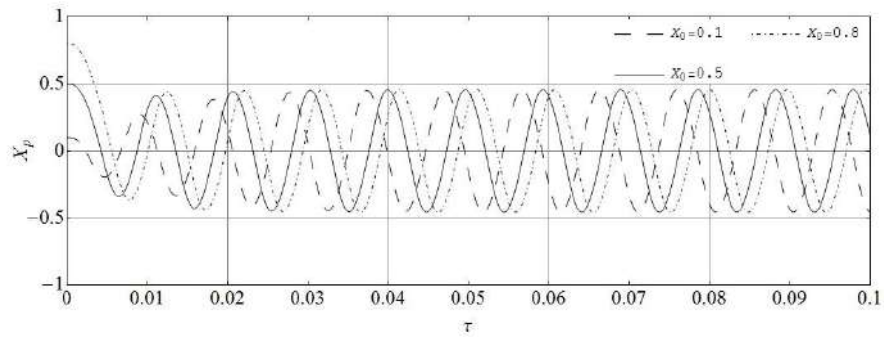
Tab. 3.1 Parametry użyte dla celów walidacji.

| D | H | ζ | T_0 | ν_e |
|------|------|---------------------|-------|----------------------|
| mm | - | - | °C | m^2/s |
| 3.34 | 3000 | $1.2 \cdot 10^{-5}$ | 71.5 | $1.01 \cdot 10^{-6}$ |

Wartości dla wody jako czynnika roboczego oraz poszczególne parametry zastosowane w obliczeniach przedstawiono w tab. 3.2, tab. 3.3 i tab. 3.4. W pracy Zhang'a [1] siła odśrodkowa była nieobecna i brano pod uwagę tylko siłę ciężenia w polu grawitacyjnym. Celem sprawdzenia modelu przeprowadzono symulacje bez siły odśrodkowej, a uzyskane wyniki porównano z Zhang i in. [1]. Rysunki 3.2÷3.5 przedstawiają porównanie wyników z danymi źródłowymi. Sprawdzeniu podlegała charakterystyka przebiegu X_p, T_v, P_v oraz M w funkcji czasu. Na podstawie jednakowych przebiegów funkcji wyniki uznano za zgodne ze źródłowymi, a model za narzędzie obliczeniowe działające poprawnie. Dodatkowo przeprowadzono testy z Ω_0 i wyrażeniem pochodzącym od siły grawitacji (pełny model jak dla Zhang i in. [1]). Przyspieszenie równe $1g$ nieznacznie wpłynęło na wyniki, co potwierdza wnioski autorów wspomnianej publikacji, że ten parametr nie jest istotny dla przepływu w u-rurce. Należy podkreślić, że dotyczy to tylko trybu grzania górnego. W trybie ogrzewania dolnego, wg. Mameli i in. [70] oraz Manzoni i in. [64], wyniki mogą być inne.

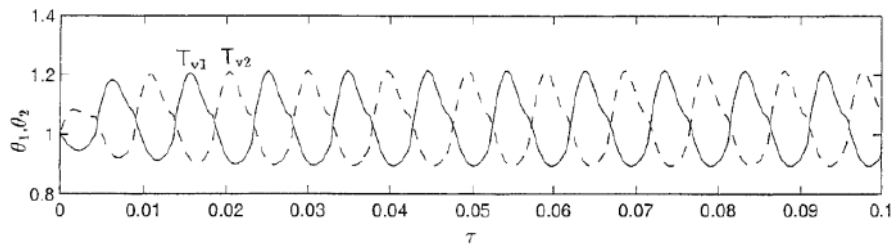


(a) Wyniki Zhang i in. [1]

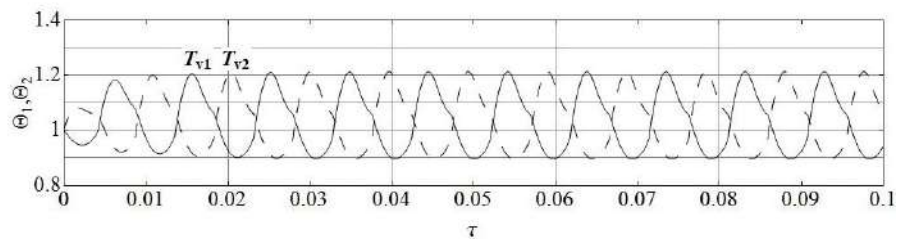


(b) Wyniki obliczeń numerycznych

Rys. 3.2 Weryfikacja modelu dla wartości przemieszczenia ($D = 0.0034 \text{ m}$, $T_e = 393.15 \text{ K}$, $\Omega = 0$, $R_H = 0$, $\zeta = 1.2 \times 10^5$, $\Theta = 0.15$, $H_e = H_c = 3000$).



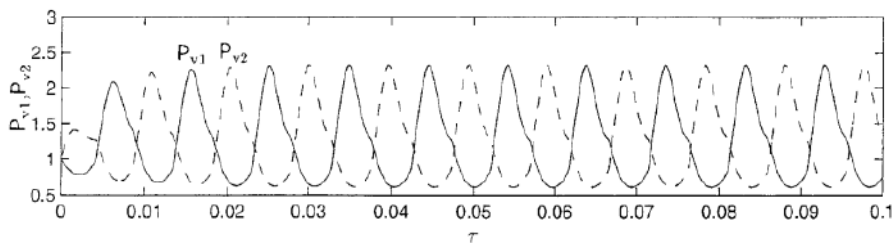
(a) Wyniki Zhang i in. [1]



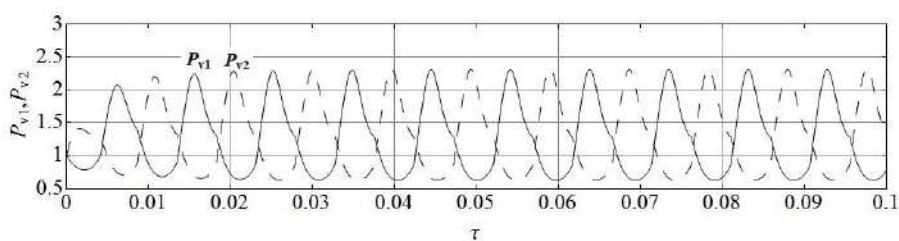
(b) Wyniki obliczeń numerycznych

Rys. 3.3 Weryfikacja modelu dla wartości temperatury korka pary ($D = 0.0034 \text{ m}$, $T_e = 393.15 \text{ K}$, $\Omega = 0$, $R_H = 0$, $\zeta = 1.2 \times 10^5$; $\Theta = 0.15$; $H_e = H_c = 3000$).

3.2. SCHEMAT OBLICZEŃ ORAZ PROCEDURA WERYFIKACJI MODELU

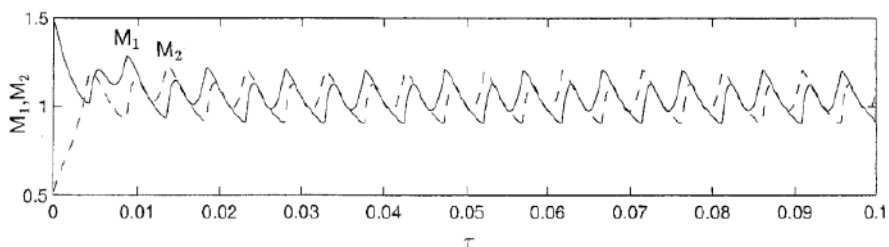


(a) Wyniki Zhang i in. [1]

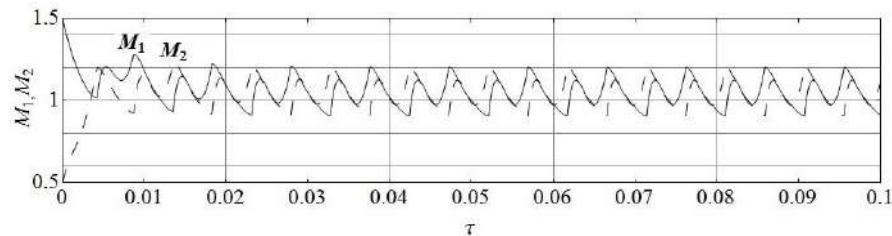


(b) Wyniki obliczeń numerycznych

Rys. 3.4 Weryfikacja modelu dla wartości ciśnienia korka pary ($D = 0.0034 \text{ m}$, $T_e = 393.15 \text{ K}$, $\Omega = 0$, $R_H = 0$, $\zeta = 1.2 \times 10^5$, $\Theta = 0.15$, $H_e = H_c = 3000$).



(a) Wyniki Zhang i in. [1]



(b) Wyniki obliczeń numerycznych

Rys. 3.5 Weryfikacja modelu dla wartości masy korka pary ($D = 0.0034 \text{ m}$, $T_e = 393.15 \text{ K}$, $\Omega = 0$, $R_H = 0$, $\zeta = 1.2 \times 10^5$, $\Theta = 0.15$, $H_e = H_c = 3000$).

3.3 Analiza procesu wymiany ciepła

Celem opracowania jednowymiarowego modelu matematycznego było wykazanie wpływu wybranych zmiennych na zachodzące zjawiska ciepło-przepływowe. Taką analizę układu fizycznego można przeprowadzić w odniesieniu do wartości referencyjnych (przyrost i zmienne bezwymiarowe) oraz poprzez analizę wielkości fizycznych charakteryzujących dane zjawisko (zmienne wymiarowe). Obydwa podejścia zostały opisane w kolejnych dwóch podrozdziałach.

Spełniając warunek dla przepływu laminarnego oraz kryterium średnicy krytycznej, wg. bezwymiarowej liczby Bond'a, należało rozważyć równanie (1.10). Z tego powodu średnica wewnętrzna rurki została zmniejszona, w stosunku do tej, którą zastosowano podczas sprawdzania poprawności modelu. Ponadto zmodyfikowano temperaturę sekcji odparowania. Poniżej w tab. 3.2 i 3.3 przyjęto stałe wartości wybranych zmiennych.

Tab. 3.2 Parametry geometryczne przyjęte podczas obliczeń.

| L_e m | L_c m | L_p m | D mm | r_h m |
|------------|------------|------------|-----------|------------|
| 0.1 | 0.1 | 0.2 | 1 | 0.1 |

Tab. 3.3 Warunki początkowe przyjęte w modelu.

| T_e °C | T_c °C | T_0 °C | m_0 kg | h_i^* W/(m ² K) | ν_e m ² /s |
|-------------|-------------|-------------|----------------------|---------------------------------|------------------------------|
| 95 | 20 | 57.5 | $8.74 \cdot 10^{-4}$ | 200 | $0.5 \cdot 10^{-6}$ |

* i odnosi się do e or c , Zhang i in.[1]

3.3.1 Analiza na podstawie zmiennych bezwymiarowych

Przekształcenie modelu do postaci bezwymiarowej ma na celu możliwość przeanalizowania charakterystyki przebiegu funkcji, w zależności od grupy

3.3. ANALIZA PROCESU WYMIANY CIEPŁA

zmiennych ujętych w jednym wyrażeniu. Rozważane, w tej części pracy, wartości Ω wymieniono w tabeli 3.4. Przypisy kolejnych wartości odpowiadają za odniesienie względem układu stacjonarnego tj. 0 - warunki stacjonarne, brak przyspieszenia wynikającego z ruchu obrotowego, m - dalej opisywane jako warunki odpowiadające wartości przyspieszenia odśrodkowego równego wartości przyspieszenia ziemskiego normalnego, I/II - wartości pośrednie, M - wartość maksymalna w analizowanym zakresie.

Tab. 3.4 Wartości Ω zakładane podczas analizy.

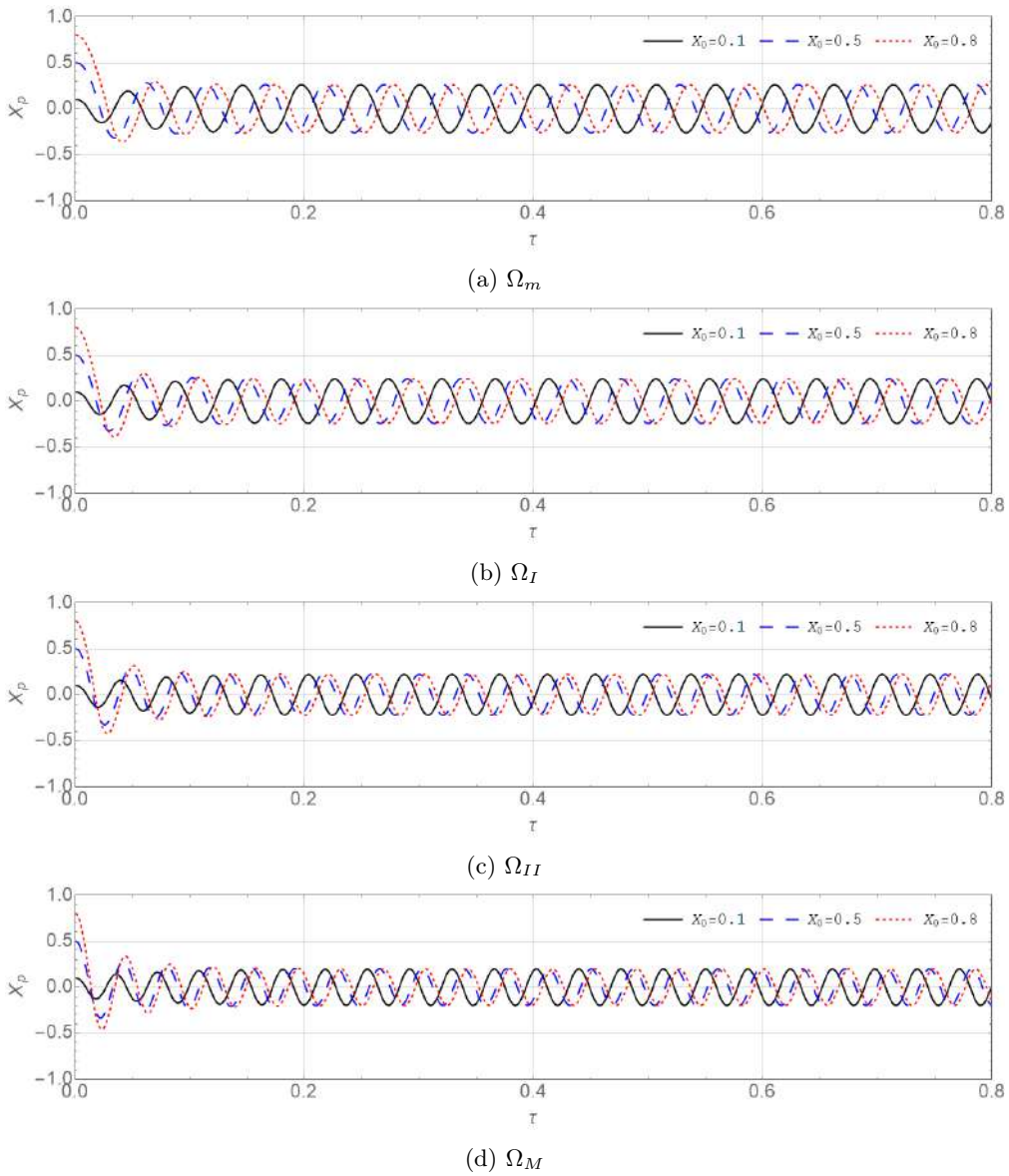
| Ω_0 | Ω_m | Ω_I | Ω_{II} | Ω_M |
|------------|------------|------------|---------------|------------|
| 0 | 202 | 1653 | 3720 | 6613 |

Rys. 3.6 dotyczy wartości bezwymiarowych. Przedstawiony jest wpływ prędkości kątowej Ω na przesunięcie X_p w funkcji czasu dla trzech różnych wartości początkowych X_{p0} . Należy zaznaczyć, że przebieg pulsacyjnego ruchu fazy ciekłej w funkcji czasu, dla wartości Ω_m (rys. 3.6a), jest bardzo podobny do wyników opisanych przez Zhang'a [1]. Oznacza to, że w przybliżeniu warunki te odpowiadają warunkom stacjonarnym czyli rurce w kształcie litery U umieszczonej w ziemskim polu grawitacyjnym (w pozycji pionowej). Zatem wartość Ω_m jest wartością krytyczną, poniżej której efekt siły odśrodkowej jest mniejszy, w porównaniu z siłą wynikającą z przyspieszenia ziemskiego. Wartość ta odpowiada prędkości kątowej około $7 \frac{rad}{s}$. Wraz ze wzrostem Ω (rys. 3.6b) amplituda X_p pozostaje niezmienną, jednak obserwuje się niewielki wzrost okresu pulsacji. Dodatkowo, podobnie jak w przypadku Ω_m , początkowe przemieszczenie nie wpływa na działanie rurki i szybko osiągnany jest stan ustalony. Wraz z dalszym wzrostem wartości Ω (rys. 3.6c i 3.6d) liczba pulsacji powoli rośnie, a amplituda maleje. Rosnąca częstotliwość oznacza intensyfikację procesu wymiany ciepła. Z drugiej jednak strony spadek amplitudy oznacza

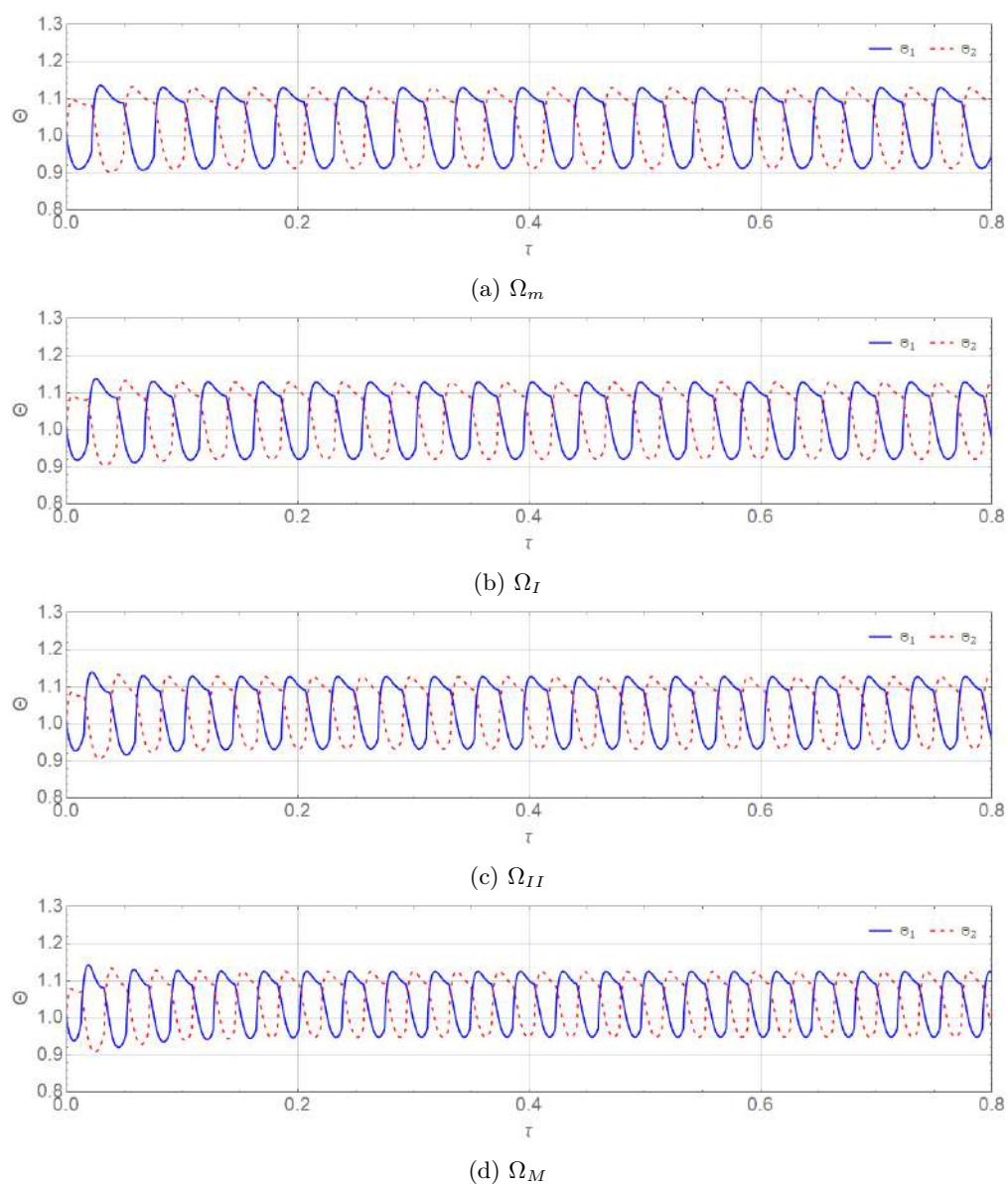
pogorszenie wydajności realizowanego procesu. Te obserwacje mogą sugerować, że istnieją pewne optymalne warunki (optymalne Ω), w których transport ciepła zachodzi wydajniej. Przyjęta wartość początkowa X_{p0} nie powinna mieć znaczącego wpływu na wynik obliczeń. Tezę tą potwierdzają wyniki, w całym zakresie badanej wartości Ω , przedstawione na rys. 3.6, gdzie przeanalizowano wartości $X_{p0} = 0.1, 0.5, 0.8$. Podsumowując, wraz ze wzrostem Ω częstotliwość pulsacji, wyrażonej wartością X_p w funkcji czasu, rośnie, a amplituda maleje. Na rys. 3.7 pokazano wpływ bezwymiarowej prędkości kątowej Ω na bezwymiarową różnicę temperatury θ lewej i prawej objętości pary. Z poprzedniej analizy można wywnioskować, że niskie wartości Ω ($\Omega = \Omega_m$) odpowiadają przypadkowi stacjonarnemu. Wtedy też amplituda funkcji różnicy temperatury w czasie jest najwyższa i pozostaje, w przybliżeniu, na poziomie od 0.9 do 1.15 (rys. 3.7a). Wraz ze wzrostem Ω (rys. 3.7b i 3.7c) amplituda nieznacznie maleje, a liczba pulsacji rośnie. Wyniki te sugerują, że wraz ze wzrostem Ω zmniejsza się okres pulsacji, co może spowodować zwiększenie wymiany ciepła z powodu częstszego występowania zjawiska przemiany fazowej (kondensacji/parowania) wewnątrz rurki. Z drugiej jednak strony zwiększenie wartości Ω powoduje nieznaczny spadek temperatury bezwymiarowej, co z kolei prowadzi do pogorszenia procesu wymiany ciepła. Z tego powodu nie można z całą pewnością ocenić do jakiej wartości Ω zwiększenie pulsacji jest korzystne lub kiedy bezwymiarowy spadek temperatury, na skutek rotacji, jest tak duży, że następuje pogorszenie procesu przekazywania ciepła. Dalsze zwiększenie Ω (rys. 3.7d) skutkuje jeszcze większym spadkiem amplitudy temperatury. Podobne zachowanie można zaobserwować na rys. 3.8, gdzie przedstawiono wpływ bezwymiarowej prędkości kątowej Ω na bezwymiarowe ciśnienie P . Wraz ze wzrostem Ω amplituda wartości P maleje, a częstotliwość pulsacji rośnie.

Rys. 3.9 pokazuje zmianę bezwymiarowej masy M dla różnych wartości Ω . Dla niskiej wartości bezwymiarowej prędkości kątowej (rys. 3.9a i 3.9b) obserwuje się dużą amplitudę masy, w lewej i prawej objętości gazu. Wyjaśnia to mechanizm

3.3. ANALIZA PROCESU WYMIANY CIEPŁA

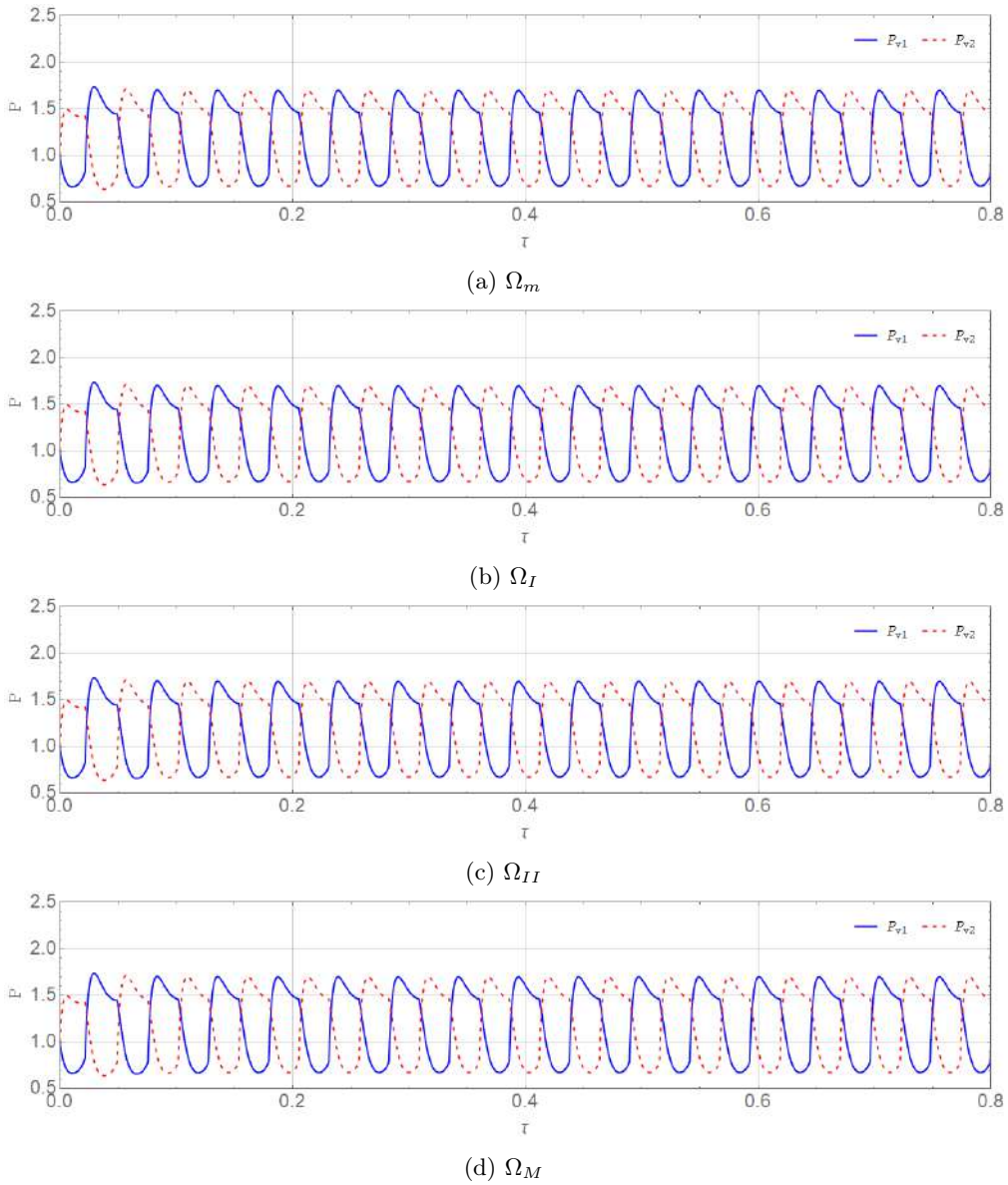


Rys. 3.6 Wpływ zmiany bezwymiarowej prędkości obrotowej Ω na bezwymiarowe przemieszczenie X_p ($\zeta = 3.726 \times 10^3$, $\Theta = 0.11$, $H_e = H_c = 1956$).



Rys. 3.7 Wpływ zmiany bezwymiarowej prędkości obrotowej Ω na bezwymiarową temperaturę fazy lotnej θ ($X_{p0} = 0.5$, $\zeta = 3.726 \times 10^3$, $\Theta = 0.11$, $H_e = H_c = 1956$).

3.3. ANALIZA PROCESU WYMIANY CIEPŁA

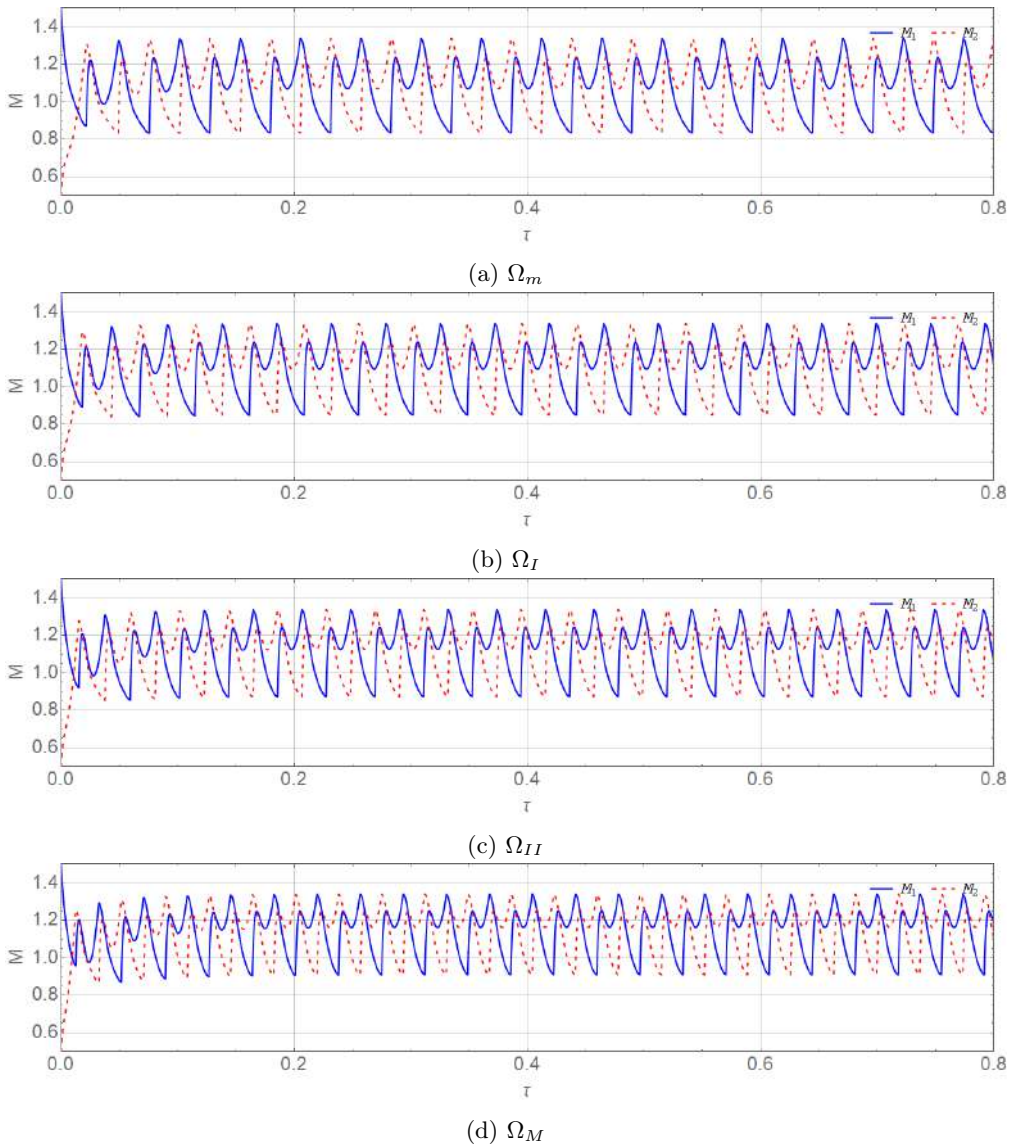


Rys. 3.8 Wpływ zmiany bezwymiarowej prędkości obrotowej Ω na bezwymiarowe ciśnienie P ($X_{p0} = 0.5, \zeta = 3.726 \times 10^3, \Theta = 0.11, H_e = H_c = 1956$).

pulsacji. Podczas, gdy przemieszczenie jest dodatnie, faza ciekła przesuwa się w obszar prawego ramienia rurki i w kontakcie z gorącą ścianką parownika, paruje (zwiększa się masa prawego korka gazu), a ciśnienie wzrasta. Jednocześnie, w lewym ramieniu rurki, lewa objętość pary wchodzi do sekcji skraplacza i kondensuje (masa lewego korka gazu zmniejsza się) przy jednoczesnym spadku ciśnienia. Różnica ciśnienia, w lewym i prawym ramieniu rurki, przesuwa ciecz w kierunku lewego ramienia, indukując pulsacje, a proces powtarza się w analogiczny sposób. Dla wyższych wartości Ω (rys. 3.9c i 3.9d) amplituda masy nieznacznie maleje przy jednoczesnym wzroście częstotliwości pulsacji. Jest to spowodowane częstszym zachodzeniem zjawiska parowania i kondensacji. Z powodu zmniejszającego się czasu ogrzewania/chłodzenia, mniejsza masa odparowuje lub skrapla się. Z drugiej jednak strony dynamika procesu jest większa i może spowodować intensyfikację wymiany ciepła. Potwierdza to wcześniejsze ustalenia, że powinna istnieć optymalna bezwymiarowa prędkość kątowna, dla której wydajność wymiany ciepła, rozpatrywanej rurki w kształcie litery U, jest najwyższa. Należy również podkreślić, że wszystkie powyższe ustalenia wynikają z danych liczbowych, a obliczenia dokładnie odpowiadają obserwacjom eksperymentalnym autorów Kammuang-lue i in. [71].

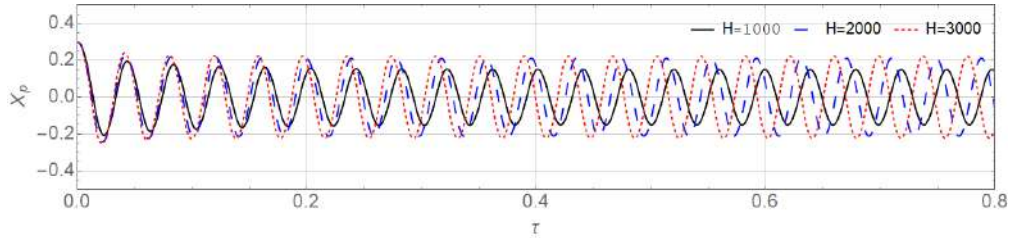
Rys. 3.10 przedstawia wpływ bezwymiarowego parametru współczynnika wnikania ciepła H na działanie analizowanej rurki w kształcie litery U. Na rys. 3.10a widać, że wzrost parametru H przy stałej prędkości obrotowej ma znaczący wpływ na wartość przemieszczenia fazy ciekłej. Częstotliwość pulsacji wzrasta jednocześnie z amplitudą. To samo zachowanie pokazano na rys. 3.10b i 3.10c, gdzie przedstawiono profil bezwymiarowego ciśnienia i temperatury. Wraz ze wzrostem H uzyskuje się niższe wartości ciśnienia i temperatury, co oznacza, że znacznie większa ilość pary ulega skropleniu. Potwierdza to analiza przedstawiona na rys. 3.10d, który pokazuje wpływ H na masy objętości gazowych. Wyższe wartości H sprzyjają intensywniejszemu parowaniu i kondensacji, co przejawia się w silniejszych zmianach masy korków pary. Jak

3.3. ANALIZA PROCESU WYMIANY CIEPŁA

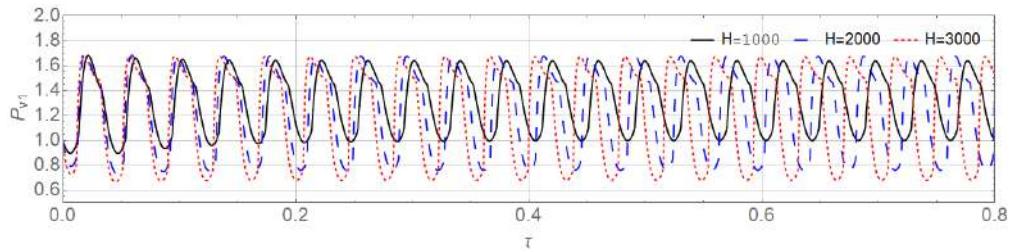


Rys. 3.9 Wpływ zmiany bezwymiarowej prędkości obrotowej Ω na bezwymiarową masę M ($X_{p0} = 0,5$, $\zeta = 3.726 \times 10^3$, $\Theta = 0.11$, $H_e = H_c = 1956$).

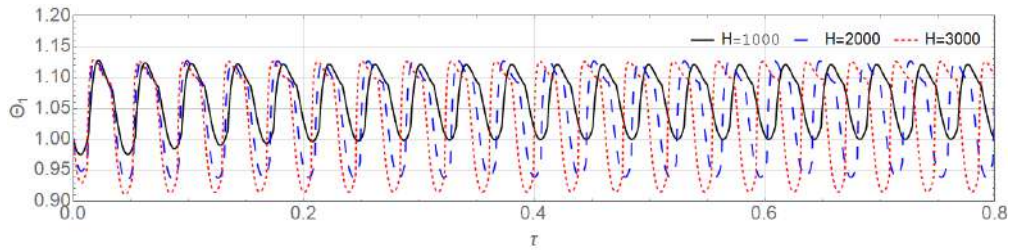
można się spodziewać, wzrost amplitud ciśnienia i temperatury powinien skutkować zwiększonym tempem wymiany ciepła. Rys. 3.11 przedstawia wpływ



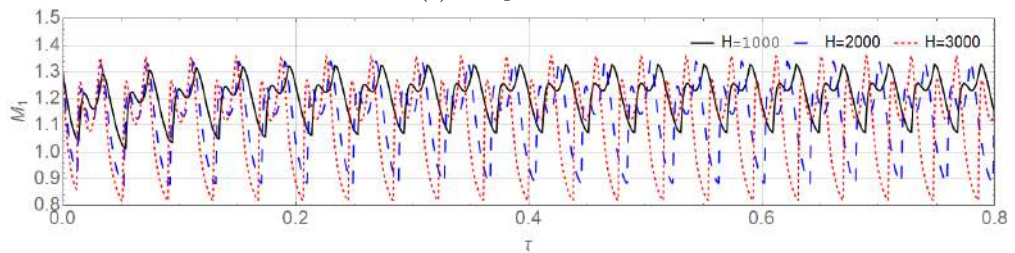
(a) Przeszyczenie



(b) Ciśnienie



(c) Temperatura



(d) Masa

Rys. 3.10 Wpływ zmiany parametru H ($X_{p0} = 0.3, \zeta = 3.726 \times 10^3, \Theta = 0.11, \Omega = 5063$).

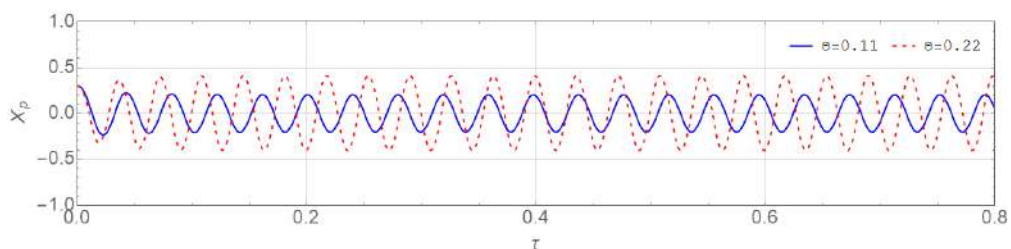
bezwymiarowej różnicy temperatury na pulsacyjny charakter przepływu wewnątrz rurki w kształcie litery U. Rys. 3.11a pokazuje wpływ Θ na X_p . Wraz ze wzrostem Θ amplituda X_p rośnie, z czasem, stabilizując się na stałym, wyższym poziomie. To zachowanie można łatwo wyjaśnić, analizując rys. 3.11b,

gdzie pokazano wpływ Θ na P . W przypadku wyższej różnicy temperatury ($\Theta = 0.22$) ciśnienie bezwymiarowe znacznie wzrasta. Ze względu na istnienie dużej różnicy ciśnienia między lewą, a prawą objętością gazu, wzrasta również amplituda X_p . Jest to spowodowane rozszerzaniem się sił nacisku, które są odpowiedzialne za pulsacyjny przepływ fazy ciekłej. Jednocześnie wzrost Θ silnie wpływa na bezwymiarową temperaturę, ponieważ powoduje zauważalną różnicę w temperaturze pary (rys. 3.11c). To z kolei pociąga za sobą zwiększoną szybkość wymiany ciepła i bardziej intensywne procesy zmiany fazy. Wyżej wspomniany efekt jest widoczny na rys. 3.11d, na którym przedstawiono zmianę masy w lewej objętości pary. Oczywiście jest, że zwiększenie Θ powoduje spadek wartości bezwymiarowej masy poniżej 1. Oznacza to, że w porównaniu z przypadkiem niższej wartości Θ , znacznie więcej pary kondensuje.

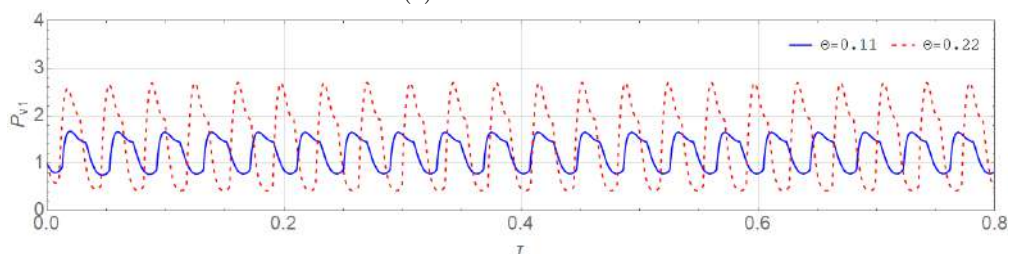
Na rys. 3.12 pokazano efekt bezwymiarowego parametru ζ . W przypadku zwiększonej wartości ζ , amplitudy X_p , P , Θ i M pozostają niezmiennione. Dzieje się podobnie w przypadku niższego ζ . Z drugiej jednak strony, poprzez zwiększenie ζ , wzrasta okres pulsacji, a tym samym zachodzi intensyfikacja wymiany ciepła. Należy zauważyć, że nie jest ona znacząca, ponieważ podwojenie parametru ζ powoduje zwiększenie częstotliwości pulsacji jedynie o około 12%.

Podsumowując analizę bezwymiarową, zmiana parametru Ω wpływa na częstotliwość i amplitudę funkcji: przemieszczenia fazy ciekłej, ciśnienia, temperatury i masy gazu. Jednak warto zaznaczyć, że zauważalny wpływ tego parametru powinien być widoczny dopiero przy jego relatywnie dużych wartościach. Zmiana parametru ζ miała znaczący wpływ na częstotliwość pulsacji, jednak amplituda funkcji nie uległa zmianie. Analiza obejmująca pozostałe dwa parametry (H oraz Θ) wykazała ich znaczący wpływ na proces pod kątem zmiany, tak częstotliwości, jak i amplitudy funkcji przemieszczenia, ciśnienia, temperatury czy masy fazy lotnej czynnika. W kolejnym podrozdziale zostanie przeprowadzona dyskusja wpływu na zachodzące zjawiska

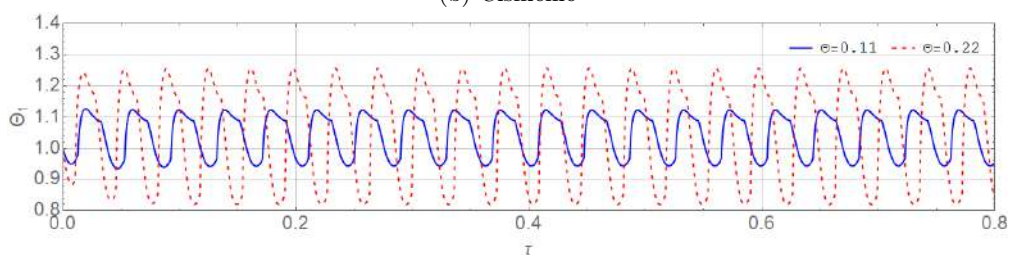
ciepno-przepływowe, zmiennych wymiarowych wchodzących w skład tych parametrów.



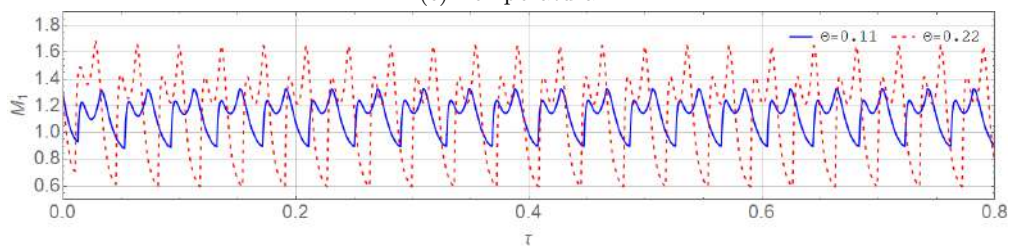
(a) Przeszyczenie



(b) Ciśnienie



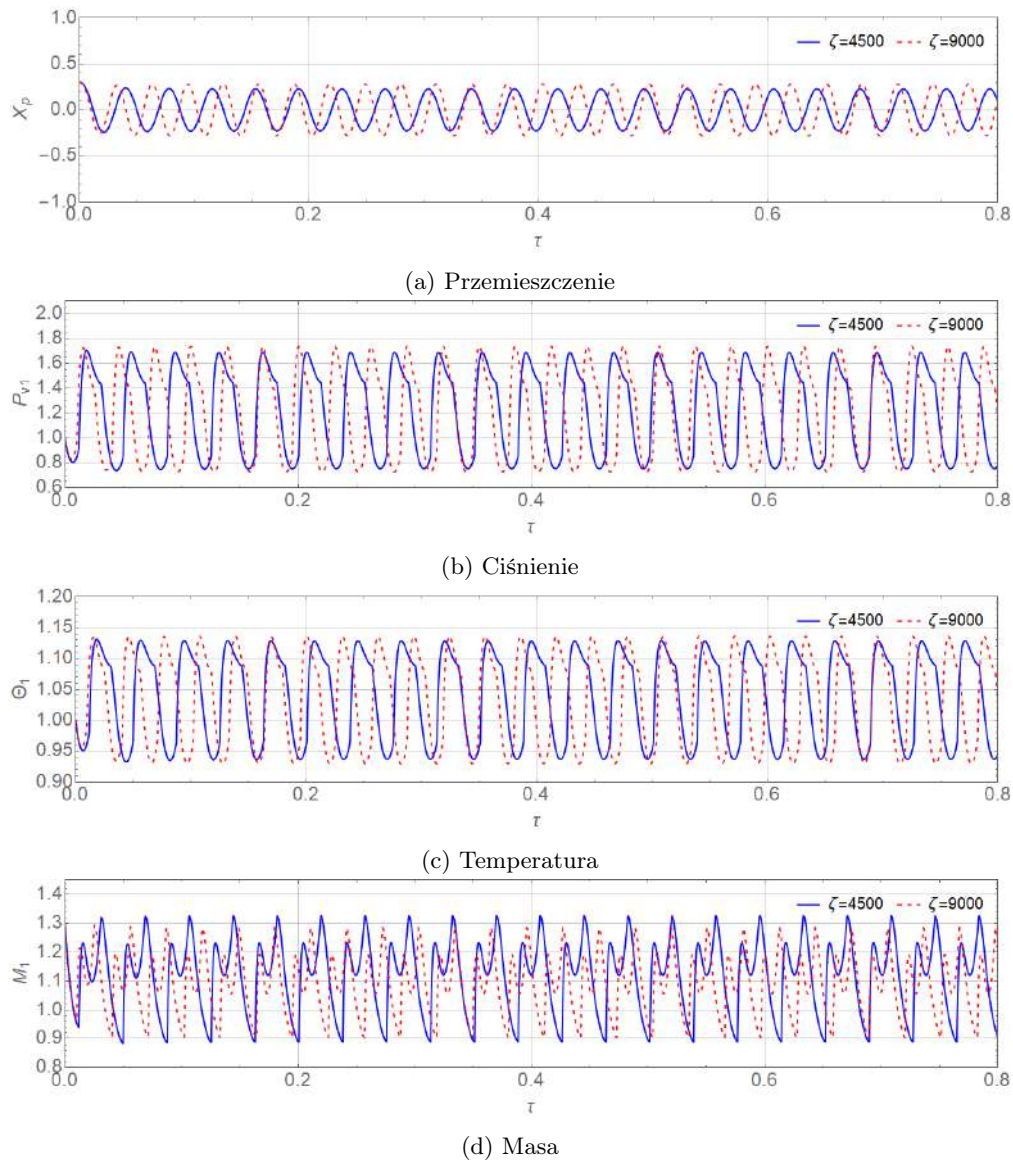
(c) Temperatura



(d) Masa

Rys. 3.11 Wpływ zmiany bezwymiarowej różnicy temperatury Θ ($X_{p0} = 0.3, \zeta = 3.726 \times 10^3, H_e = H_c = 1956, \Omega = 5063$).

3.3. ANALIZA PROCESU WYMIANY CIEPŁA



Rys. 3.12 Wpływ zmiany parametru ζ ($X_{p0} = 0.3, \Theta = 0.11, H_e = H_c = 1956, \Omega = 5063$).

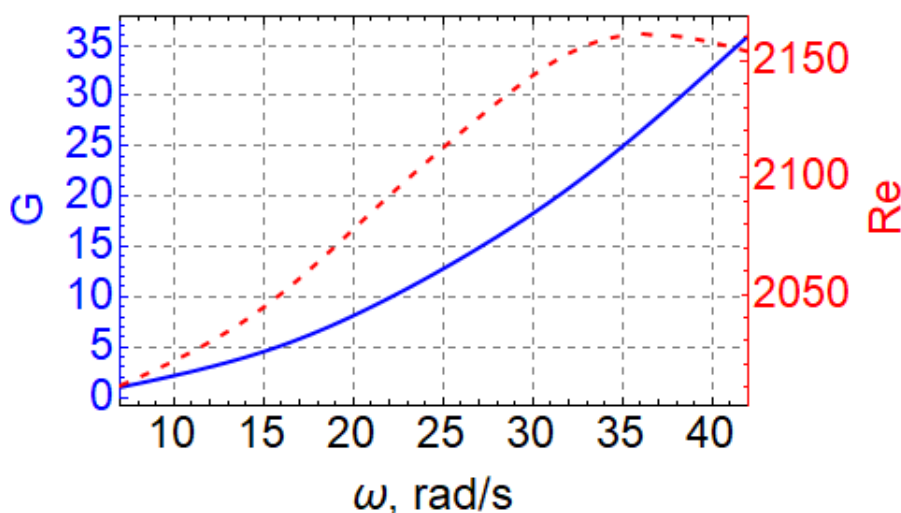
3.3.2 Analiza na podstawie zmiennych wymiarowych

Wartość bezwymiarową przeciążenia G zdefiniowano za pomocą równania (3.35) jako wyrażenia reprezentującego wielokrotność przyspieszenia odśrodkowego względem przyspieszenia ziemskiego. Aby zweryfikować wpływ G na wydajność cieplną urządzenia, obliczenia zostały wykonane dla prędkości

kątowej większej niż 7 rad/s. Odpowiada to warunkom wyższym niż normalne warunki grawitacji. Obliczenia wymiarowe oparto na założeniu stanu ustalonego (do 800000 kroków czasowych), co pozwala sprawdzić charakterystykę przepływu płynu w kanale o przekroju okrągłym.

$$G = \frac{F_o}{F_g} = \frac{\omega^2 r_x}{g} \quad (3.35)$$

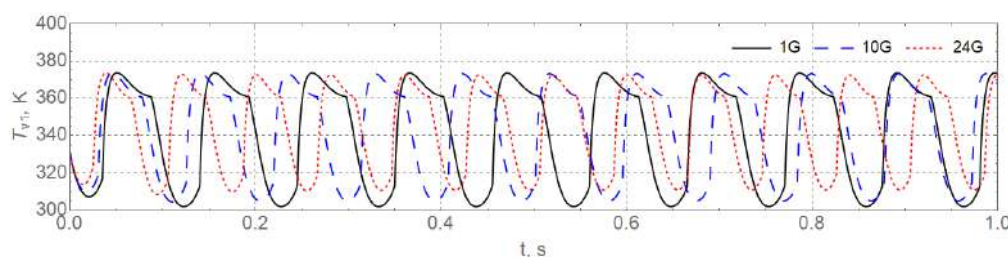
Na rys. 3.13 pokazano wpływ siły masowej działającej na fazę ciekłą czynnika roboczego, w stosunku do prędkości kątowej. Wraz ze wzrostem ω przeciążenie rośnie nieliniowo, zbliżając się do maksymalnej wartości 35 g. Wzrost liczby Reynolds'a jest prawie liniowy, a jej wartość dla $\omega > 35$ (tj. $G > 25$) jest prawie stała z tendencją malejącą. Później zostanie wykazane, że jest to punkt krytyczny, w którym opór cieplny, wyrażony jako stosunek różnicy średniej temperatury sekcji parowania/skraplania do mocy dostarczonej, jest najmniejszy. Ponadto liczba Reynolds'a nie przekracza wartości 2600, więc równanie (3.4) użyte do obliczenia współczynnika tarcia jest dobrym przybliżeniem (w rozumieniu kryterium dla przepływu laminarnego). Wraz ze wzrostem



Rys. 3.13 Profil przeciążenia G i liczby Reynolds'a Re w funkcji prędkości kątowej ω ($X_{p0} = 0.3, \zeta = 3.726 \times 10^3, \Theta = 0.11, H_e = H_c = 1956$).

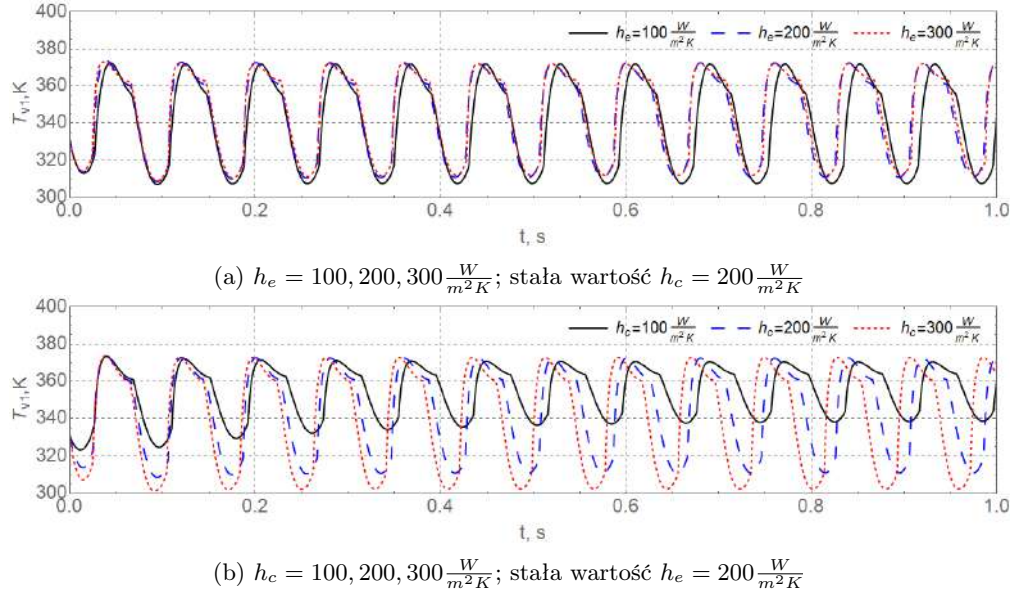
3.3. ANALIZA PROCESU WYMIANY CIEPŁA

prędkości kątowej proces wymiany ciepła jest intensyfikowany ze względu na wzrost Re (tj. przyrost prędkości fazy ciekłej $\frac{dx_p}{dt}$). Jest to widoczne na rys. 3.14, gdzie przedstawiono rozkład temperatury fazy lotnej. Zmiana prędkości kątowej z 7 rad/s na 35 rad/s powoduje wzrost ilości pulsacji o 25%. Z drugiej jednak strony, wraz ze wzrostem G , amplituda temperatury maleje, co potwierdził eksperymentalnie Kammuang-lue i in. [71].



Rys. 3.14 Profil zmiany temperatury objętości gazu nr „1” dla trzech różnych wartości przeciążenia G (odpowiadające prędkości kątowej równej $\omega = 7, 22, 35 \frac{rad}{s}$).

Celem zbadania wpływu współczynnika wnikania ciepła, na zachodzące zjawiska ciepło-przepływowe, wybrano trzy różne wartości h : 100, 200 i 300 W/m²K (rys. 3.15). Obliczenia przeprowadzono dla dwóch przypadków tj. ze stałą wartością h_c oraz zmienną h_e i odwrotnie. Zmiana wartości h_e , wykazuje niewielki wpływ na profil temperatury fazy lotnej w funkcji czasu. Sprawa ma się jednak odmiennie, w przypadku współczynnika h_c . Widać, że parametr ten silnie wpływa na proces wymiany ciepła. Wyższe wartości współczynnika wnikania ciepła, w sekcji kondensacji, zwiększają przenoszenie ciepła i skutkują obniżeniem średniej temperatury objętości gazu. Należy również zauważyć, że w przypadku eksperymentalnym, wartości współczynników wnikania ciepła dla sekcji odparowania i kondensacji, mogą się zmieniać na skutek turbulizacji przepływu w warstwie przyściennej wymiennika. Takie zachowanie postulował Kammuang-lue i in. [71], co opierało się na obserwacjach eksperymentalnych. Zwiększenie wartości h_c powoduje wzrost amplitudy T_v (dwukrotny wzrost h_c powoduje wzrost amplitudy o 71%), podczas gdy okres pulsacji pozostaje



Rys. 3.15 Profil zmiany temperatury objętości gazu nr „1” dla trzech różnych wartości poszczególnych współczynników wnikańia ciepła przy $\omega = 35 \frac{rad}{s}$.

niezmieniony. Oznacza to, że szybkość wymiany ciepła jest zwiększona dzięki bardziej intensywnym procesom zmiany fazy.

Wymiana ciepła w rurce o kształcie litery U zależy od wartości całkowitego ciepła przeniesionego z parowacza do skraplacza. Przepływ dwufazowy jest związany ze zjawiskiem parowania (ciepło utajone objętości gazu, rys. 3.16) i przewodzenia (ciepło jawne fazy ciekłej). Celem niniejszej pracy jest ukazanie wpływu działających sił masowych na zjawiska termiczne zachodzące wewnątrz kapilary, stąd w rozważanym przypadku pomijana jest zmiana temperatury ściany wymiennika, a przepływ określony jest jako laminarny. Wartość ciepła parowania i kondensacji, w dwóch objętościach pary oddzielonej fazą ciekłą, oblicza się z równań:

$$\dot{Q}_{L+v,i} = \dot{m}_{L+v,i} h_{fg} \quad (3.36)$$

$$\dot{Q}_{L-v,i} = \dot{m}_{L-v,i} h_{fg} \quad (3.37)$$

gdzie znak „+” dotyczy parowacza, a „-” skraplacza. Skupiając się na procesie wymiany ciepła w skraplaczu, za pomocą parametru h_c , analiza na podstawie

równania (3.37) zostaje przekształcona do postaci:

$$\dot{Q}_{L-}(\tau, \Omega) = \begin{cases} -h_c \pi D (X_p(\tau, \Omega) L_e) ((\theta_1(\tau, \Omega) T_0) - T_c) & X_p \geq 0 \\ ((\theta_2(\tau, \Omega) T_0) - T_c) h_c \pi D (X_p(\tau, \Omega) L_e) & X_p < 0 \end{cases} \quad (3.38)$$

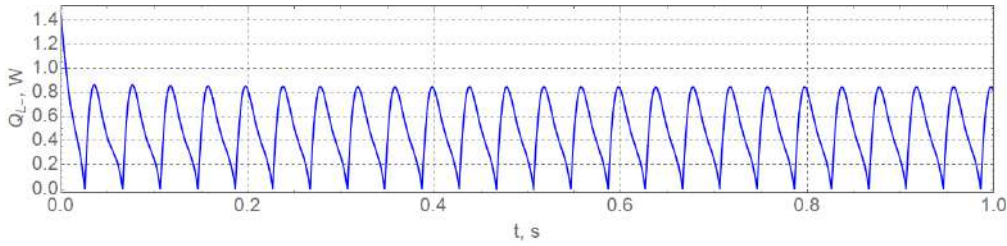
Dla określonej prędkości kątovej obliczono średnią wartość ciepła utajonego fazy lotnej $\dot{Q}_{L-}(\tau)$. Średnia wartość przekazywanego ciepła \dot{Q}_{ave} w sekcji skraplania otrzymana jest poprzez całkowanie wyrażenia (3.38) i (3.39):

$$\dot{Q}_{ave} = \frac{1}{\tau_{end} - \tau_0} \int_{\tau_0}^{\tau_{end}} \dot{Q}_{L-}(\tau) d\tau \quad (3.39)$$

Obliczenia należy przeprowadzić w wymiarze czasu $t(s)$ dla stanu ustalonego. W tym celu użyto członu przekształcającego:

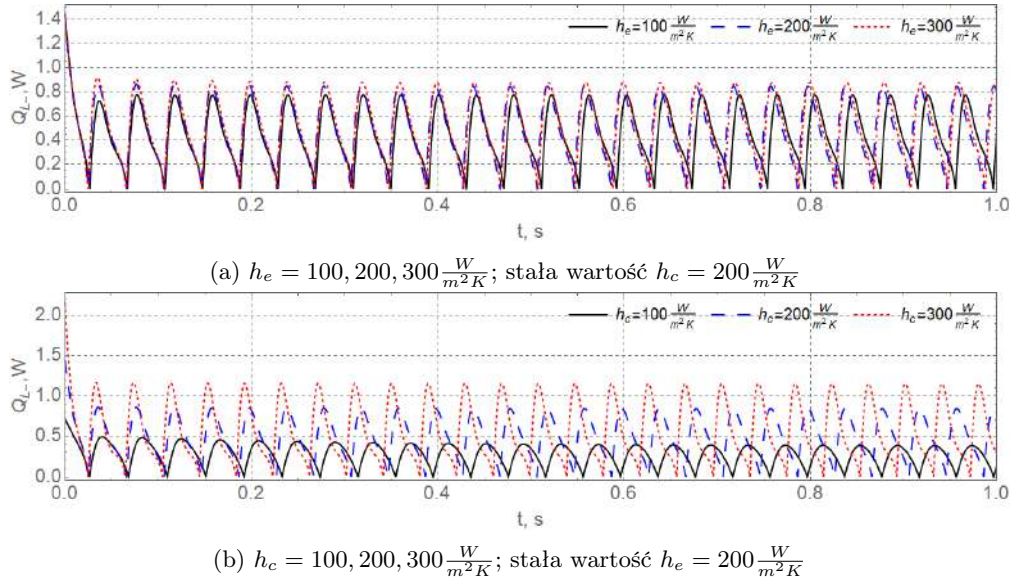
$$d\tau = \frac{v_e}{D^2} dt \quad (3.40)$$

dla założenia $0 < \tau_0 < 4$ wartość badanego przedziału czasu odpowiada $t_{end} = 8,04s$. Aby zweryfikować wyniki obliczeń, jako wartości posiadające



Rys. 3.16 Moc w sekcji skraplania dla $t \in [0,1]$, s.

wymiar, obliczono moc cieplną skraplacza dla trzech różnych wartości h_c . Rys. 3.17b pokazuje prawie trzykrotny wzrost amplitudy \dot{Q}_{L-} przy trzykrotnym zwiększeniu współczynnika wnikania ciepła skraplacza. Zmiana h_e dotyczącego parowacza nie powinna mieć wpływu na moc uzyskiwaną w skraplaczu, co potwierdza rys. 3.17a. Widać, że zmiana ma niewielki wpływ na zjawisko i jak wykazano na rys. 3.15a nieznacznie wpływa na temperaturę fazy lotnej.



Rys. 3.17 Moc na podstawie ciepła utajonego uzyskiwanego w skraplaczu dla zmiany współczynnika wnikania: parowacza (a) i skraplacza(b).

Wyniki przedstawione w sekcji 3.3.1 sugerują, że może istnieć optymalna prędkość kątowna, dla której szybkość wymiany ciepła jest najwyższa.

Aby zweryfikować tę hipotezę, wzięto pod uwagę opór cieplny rozpatrywanego urządzenia. Analiza została przeprowadzona dla parametrów określonych w tab. 3.2 i tab. 3.3, z wodą jako płynem roboczym. Opór cieplny R_c sekcji skraplacza jest zdefiniowano jak w Karthikeyan i in. [40]:

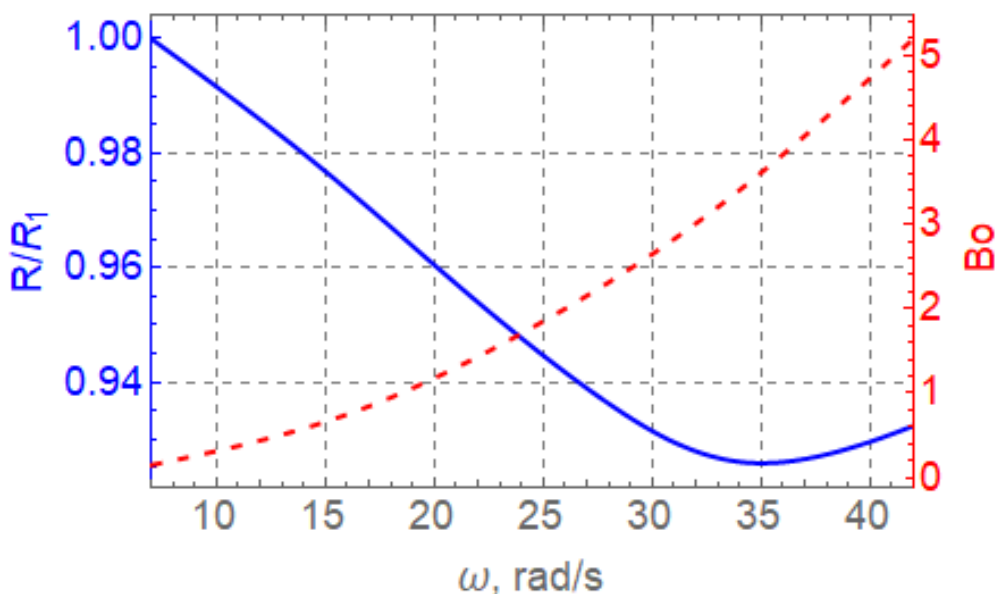
$$R_c = \frac{\Delta T}{\dot{Q}_{ave}} = \frac{T_v - T_c}{\dot{Q}_{ave}} \quad (3.41)$$

$$k_{eff} = \frac{1}{R_e} \left(\frac{L_{ave}}{A_c} \right) \quad (3.42)$$

Odwrotnością do oporu cieplnego jest efektywny współczynnik przewodzenia ciepła k_{eff} obliczany z równania (3.42). Średnia długość rurki zdefiniowana jest jako $L_{ave} = (L_h + L_c)/2$. Rysunek 3.18 pokazuje relację przyrostu oporu cieplnego $R(\omega)$, w odniesieniu do wartości początkowej $R_1(\omega = 7 \text{ rad/s})$, z liczbą Bond'a w funkcji prędkości kątownej. Wynik potwierdza, że pojawia się optymalna prędkość kątowna, a w badanym przypadku została uzyskana dla $\omega_{opt} \approx 35 \text{ rad/s}$,

3.3. ANALIZA PROCESU WYMIANY CIEPŁA

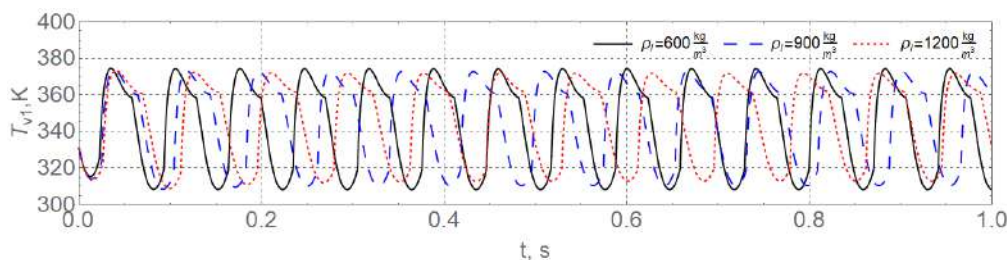
co odpowiada przeciążeniu około 25 g. Od $\omega = 15$ rad/s do $\omega = 25$ rad/s opór cieplny spada prawie liniowo o ok. 6%. W przedziale $25 < \omega \leq 35$ rad/s tempo spadku R/R_1 spowalnia nieliniowo. Dla prędkości kątowej $\omega < 35$ rad/s, dominuje efekt wzrostu częstotliwości pulsacji. Wartość R maleje, a efektywne przewodnictwo cieplne rośnie. Gdy wartość krytyczna ω_{opt} zostanie przekroczona, amplituda pulsacji gwałtownie spada. Powoduje to pogorszenie warunków wymiany ciepła. Wartość R zaczyna rosnąć. Należy zauważyć, że są to okolice liczby $Bo \approx 4$. Odnosząc się do kryterium ograniczenia (1.4), można obliczyć maksymalne przeciążenie, przy którym rurka w kształcie litery U jest w stanie transportować energię z powodu wystąpienia zjawiska przepływu fazy ciekłej rozdzielonej korkami parowymi. Jest to bardzo interesujące, że z równania (1.4) (dla przyjętych właściwości fizycznych cieczy w temperaturze odniesienia) stwierdzono, że wartość krytyczna przeciążenia wynosi około 24 g, co dokładnie odpowiada wynikom uzyskanym przy użyciu modelu.



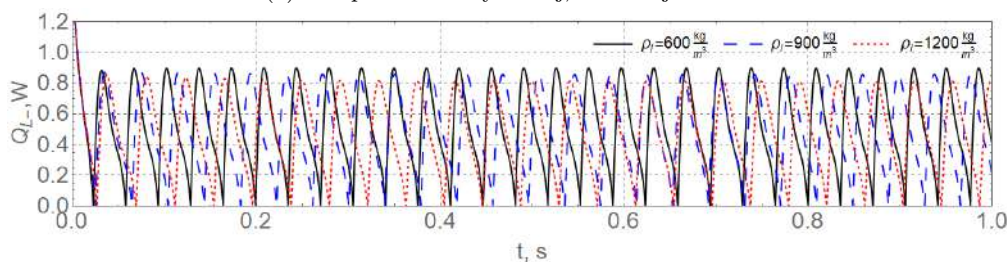
Rys. 3.18 Profil przyrostu oporu cieplnego i liczby Bond'a, w funkcji prędkości kątowej ω .

3.3.3 Wpływ zmiany poszczególnych wartości parametrów termofizycznych

W rzeczywistości poszczególne parametry cieczy są od siebie zależne. Zachodzi powiązanie pomiędzy temperaturą, ciśnieniem, gęstością, ciepłem parowania/właściwym, lepkością itd., tak fazy ciekłej jak i lotnej. Jednak na potrzeby wytypowania wpływu poszczególnych właściwości płynu, na zachodzące zjawiska cieplno-przepływowe, zdecydowano się na wykonanie obliczeń opierających się na stałych właściwościach nie powiązanych z pozostałymi funkcjami opisującymi stan termodynamiczny medium. I tak dla przykładu w zaproponowanym modelu gęstość wchodzi w skład zmiennych określających wartość lepkości płynu. Z tego powodu parametr ten został odseparowany, a do obliczenia lepkości została podstawiona stała wartość 984 kg/m^3 . Jak pokazano na rys. 3.19 do analizy wpływu zmiany gęstości wykorzystano wartości $\rho_l = 600, 900$ oraz 1200 kg/m^3 .



(a) Temperatura fazy lotnej, w funkcji czasu.

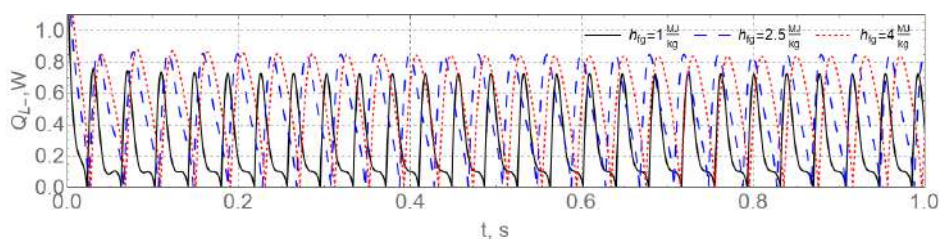


(b) Moc skraplacza, w funkcji czasu.

Rys. 3.19 Profil temperatury oraz mocy dla wybranych wartości gęstości, w warunkach odniesienia.

3.3. ANALIZA PROCESU WYMIANY CIEPŁA

Główną różnicą jest ilość pulsacji, która maleje wraz ze wzrostem gęstości cieczy. W efekcie energia powiązana z ciepłem utajonym pary, a uzyskana w skraplaczu będzie mniejsza. Jednak nie znacząco, ponieważ uzyskany spadek średniej mocy na przedziale $t = 1s$ wyniósł jedynie 8% dla podwojonej wartości gęstości. Zauważalny wpływ ma jednak zmiana wartości ciepła parowania. W kolejnych obliczeniach przetestowano trzy wartości $h_{fg} = 1, 2.5$ oraz 4 MJ/kg . Wynik przedstawiony jest na rys. 3.20. Czterokrotny wzrost wartości h_{fg}

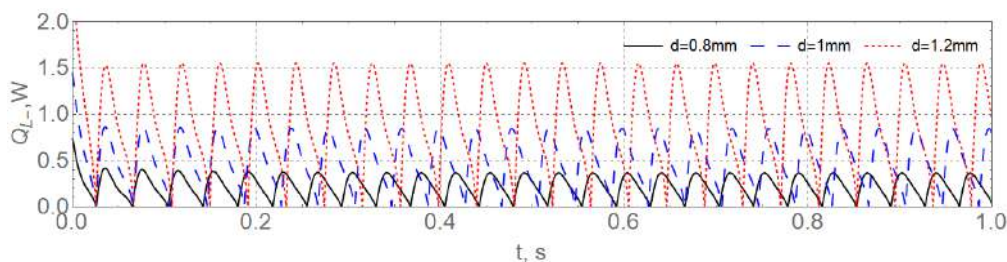


Rys. 3.20 Profil mocy skraplacza, w funkcji czasu dla trzech wybranych wartości ciepła parowania.

spowodował wzrost mocy skraplacza, aż o 90% (z 0.29 W dla 1 MJ/kg do 0.55 W dla 4 MJ/kg). Niesie to za sobą informację, że przy wyborze czynnika roboczego, realizującego proces transportu ciepła w układzie obrotowym, wartość jego ciepła parowania jest kluczowa, a dla systemów o dużym obciążeniu cieplnym, powinna być relatywnie wysoka.

Kolejnym z badanych parametrów jest wewnętrzna średnica rurki w kształcie litery U. Przyjęto trzy wartości tj. $D_{in} = 0.8, 1$ oraz 1.2 mm . W wyniku zwiększenia średnicy (rys. 3.21) uzyskano zmniejszenie liczby pulsacji oraz zwiększenie wartości mocy skraplacza dzięki zwiększonej amplitudzie temperatury. Otrzymany wynik pokrywa się z obserwacjami eksperymentalnymi, gdzie zmniejszenie średnicy intensyfikuje częstotliwość pulsacji czynnika poprzez pozytywne działanie zjawiska kapilarnego. Wnioskiem jest więc, że wzrost średnicy zwiększa powierzchnię wymiany ciepła oraz względną masę czynnika realizującego proces, co skutkuje możliwością przeniesienia większej ilości energii. Istnieje jednak maksimum, którego przekroczenie wymaga obliczeń dla przepływu

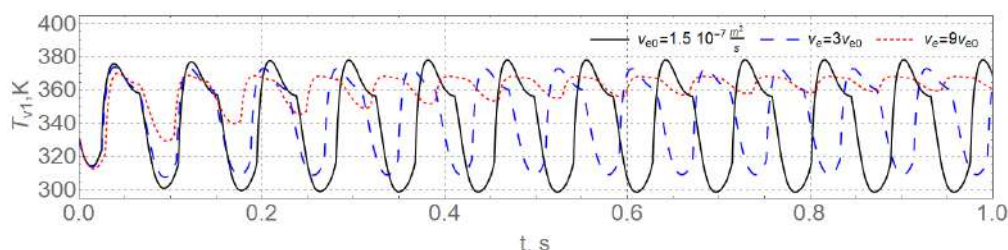
turbulentnego lub uwzględnienia napięcia powierzchniowego. Z uwagi na założenia jakie przyjęto podczas budowy modelu (pominięcie napięcia powierzchniowego oraz przepływu burzliwego) obliczenia można wykonywać do średnicy maksymalnej nie przekraczającej wartości $D_{in} < 1.5$ mm.



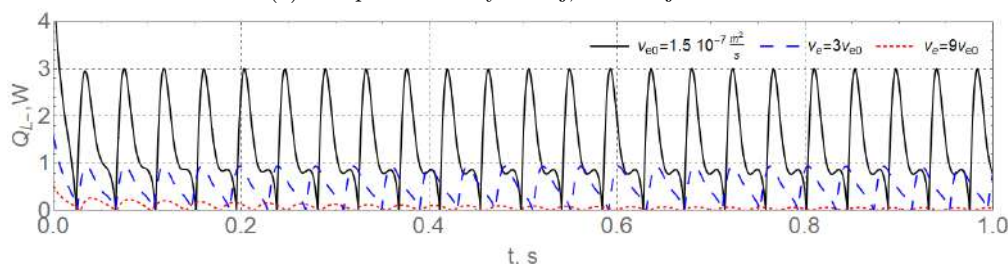
Rys. 3.21 Profil mocy skraplacza, w funkcji czasu dla trzech wybranych wartości średnicy kanału przepływowego.

Niska wartość lepkości czynnika roboczego sprzyja intensyfikacji procesu. Taki wniosek niesie za sobą wynik uzyskany na podstawie obliczeń przeprowadzonych dla trzech kolejnych wartości tego parametru. Jak pokazano na rys. 3.22a wraz ze spadkiem lepkości rośnie amplituda temperatury fazy lotnej. Tym samym wzrost dotyczy wartości mocy skraplacza, co pokazano na rys. 3.22b. Duża wartość ν_e dławii przepływ znacząco pogarszając warunki zachodzącego procesu.

3.4. PROCEDURA WALIDACJI MODELU NA PODSTAWIE DANYCH ZACZERPNIĘTYCH Z LITERATURY



(a) Temperatura fazy lotnej, w funkcji czasu



(b) Moc skraplacza, w funkcji czasu

Rys. 3.22 Profil temperatury oraz mocy dla wybranych wartości lepkości, w warunkach odniesienia.

3.4 Procedura walidacji modelu na podstawie danych zaczerpniętych z literatury

W celu potwierdzenia poprawności obliczeń wykonywanych na podstawie zaprezentowanego modelu, przeprowadzono porównanie z danymi otrzymanymi eksperymentalnie w 2017r. przez zespół Kammuanga-lue i in. [71]. W tym celu użyto następujących wartości:

Tab. 3.5 Parametry geometryczne zastosowane dla walidacji z pracą Kammuanga-lue i in. [71].

| L_e m | L_c m | L_p m | D mm | r_h m |
|------------|------------|------------|-----------|------------|
| 0.05 | 0.05 | 0.1 | 1.5 | 0.04 |

Rys. 3.23 pokazuje porównanie danych eksperymentalnych z wynikami uzyskanymi numerycznie za pomocą proponowanego modelu. Porównanie przeprowadzono dla etanolu i R123 jako płynów roboczych. Ponadto wykonano

ROZDZIAŁ 3. MODEL NUMERYCZNY

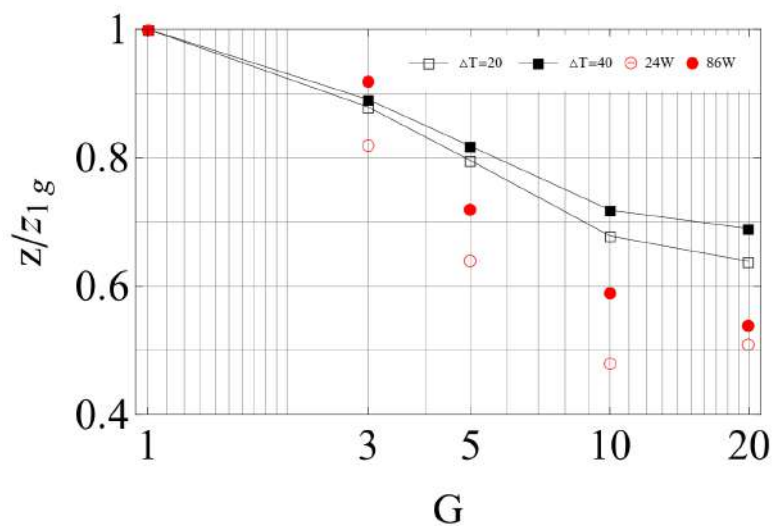
Tab. 3.6 Właściwości termofizyczne czynnika roboczego dla $\Delta T = 20K$ w odniesieniu do pracy Kammuanga-lue i in. [71].

| Płyn | T_0 °C | p_0 Pa | ν_e m ² /s | ρ_l kg/m ³ | h_{fg} J/kg |
|---------------|-------------|-------------|------------------------------|-------------------------------|------------------|
| <i>Etanol</i> | 30 | 10412 | $1.23 \cdot 10^{-6}$ | 779 | 915572 |
| <i>R123</i> | 30 | 108990 | $2.72 \cdot 10^{-7}$ | 1425 | 169330 |

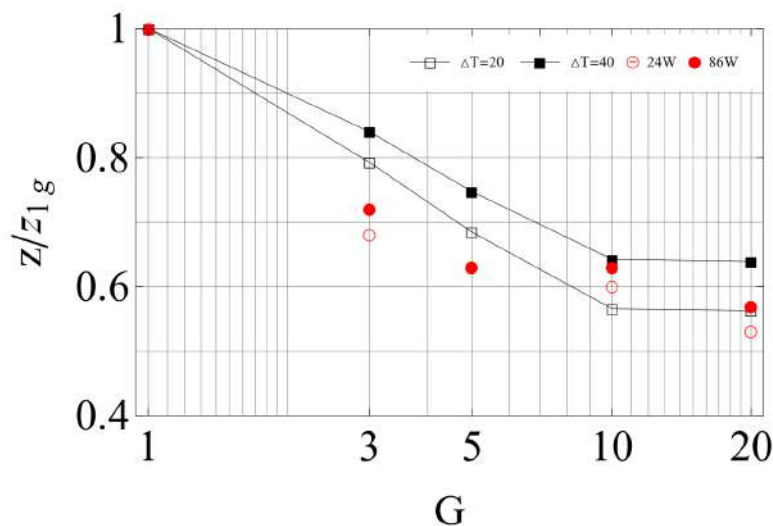
obliczenia dla dwóch poziomów dostarczanej mocy tj. 26 W i 86 W, które w przybliżeniu odpowiadają różnicy temperatury na poziomie 20 K i 40 K (w założeniach modelu). Autor nie dostarcza w swojej publikacji wystarczających danych dotyczących sygnałów temperatury, jednak wyniki opiera na współczynnikach określanych za pomocą gęstości dostarczanego strumienia ciepła (warunek brzegowy Neumanna). Opracowany model numeryczny opiera się na założeniach dotyczących temperatury (warunek brzegowy Dirichleta). Stąd celem porównania przeliczono różnicę temperatury, która odpowiada określonej mocy z danych źródłowych. Właściwości termofizyczne i parametry geometryczne użyte podczas analiz przedstawiono w tab. 3.5–3.6. Stwierdzono, że zaproponowany w pracy model matematyczny wykazuje dość dobrą zgodność z danymi eksperymentalnymi. Wyniki przedstawiono jako zależność przyrostu oporu cieplnego (z) względem wartości odpowiadającej warunkom ziemskim (z_{1g}), w funkcji stosunku przyspieszenia odśrodkowego, do przyspieszenia grawitacyjnego. Tak w wynikach numerycznych jak i eksperymentalnych wartości uzyskane dla wyższej mocy, przewyższają te, które dotyczą $\Delta T = 20 K$ (24 W). Opisany w artykule przypadek etanolu wykazuje zmianę procesu przy 10 G, co również uzyskano w wynikach numerycznych. Wartości zebrane na drodze badań eksperymentalnych przy wzroście prędkości obrotowej przedstawiają wyższy spadek oporu niż ma to miejsce w przypadku obliczeń. Może to być spowodowane pominięciem energii transportowanej przez ciecz co zaniżyłoby wartość liczonego oporu cieplnego. Wyniki dotyczące czynnika R123 mają najlepszą zgodność w okolicy $G = 10$. Poniżej tej wartości obliczenia, tak jak w przypadku etanolu,

3.4. PROCEDURA WALIDACJI MODELU NA PODSTAWIE DANYCH ZACZERPNIĘTYCH Z LITERATURY

wykazują niższy spadek oporu niż miało to miejsce w przypadku eksperymentalnym. Ogólna charakterystyka profilu z/z_{1g} , w obu przedstawionych



(a) Etanol



(b) R123

Rys. 3.23 Porównanie wyników numerycznych z eksperymentalnymi Kammuanga-lue i in. [71] ($T_e = 303, 313K$; $\omega = 10.5, 18.1, 23.3, 33.1, 46.7 \frac{rad}{s}$).

przypadkach, tak etanolu jak i R123, wykazuje podobny przebieg, z załamaniem dla wartości $G = 10$. Należy pamiętać, że model jest uproszczony, a jego analiza

ma na celu wskazanie jedynie tendencji przebiegu procesu. Walidacja wykazała zadowalającą zgodność obliczeń jednowymiarowych z wynikami eksperymentalnymi.

3.5 Wnioski końcowe

W pracy zaproponowano i opisano jednowymiarowy model matematyczny dotyczący uproszczonego przypadku pulsacyjnej rurki ciepła. Przepływ oscylacyjny symulowano dla obracającego się układu współrzędnych przy użyciu równań pędu i energii, dla zmiennej siły odśrodkowej. Model numeryczny został zweryfikowany w oparciu o wyniki zespołu Zhang i in. [1] dla przyśpieszenia odśrodkowego równego grawitacyjnemu oraz w stosunku do wyników eksperymentalnych przeprowadzonych przez Kammuanga-lue i in. [71].

Na podstawie uzyskanych wyników potwierdzono hipotezę postawioną w rozdziale 3.3.1. Obecność zmiennej siły masowej, silniejszej niż grawitacja, w pewnym zakresie spowoduje intensyfikację procesu wymiany ciepła realizowanego wewnątrz rurki w kształcie litery U.

Na podstawie wykonanych obliczeń formułuje się następujące wnioski:

1. Analiza bezwymiarowa wykazała znaczący wpływ parametrów Ω oraz ζ na częstotliwość pulsacji, zaś parametrów H i Θ na wielkość amplitudy badanych funkcji. Wykonana w drugiej kolejności analiza wymiarowa wskazała wartości ρ_l i h_{fg} jako mające zauważalny wpływ na intensyfikację procesu poprzez zwiększenie częstotliwości pulsacji fazy ciekłej. W przypadku wartości h_c , D oraz ν_e zachodzi poprawa warunków procesu wymiany ciepła widoczna na przykładzie znaczącego wpływu na amplitudę temperatury fazy lotnej czynnika.
2. Stwierdzono, że obecność siły masowej wpływa na zjawisko przenoszenia ciepła, w rurce o kształcie litery U. Wzrost tej siły powoduje zwiększenie wymiany ciepła do wartości krytycznej. Dla niskiej wartości siły masowej

(od $0 \div 1$ g) zmiana wydajności wymiany ciepła jest nieznaczna. Ta obserwacja zgadza się z wynikami Zhang i in. [1].

3. Prędkość kątowna ma silny wpływ na wydajność cieplną analizowanego przypadku. Wraz ze wzrostem ω wzrasta częstotliwość pulsacji. Z drugiej jednak strony, amplitudy: przemieszczenia fazy ciekłej oraz ciśnienia, temperatury i masy korka pary zmniejszają się wraz ze wzrostem prędkości kątowej. To samo zachowanie zaobserwowali eksperymentalnie Kammuanga-lue i in. [71].
4. Wykazano, że zwiększenie wpływu wyporu, poprzez zastosowanie siły odśrodkowej większej niż siła grawitacji, wpływa na zachowanie płynu roboczego i zwiększa wydajność cieplną, z wyraźnym maksimum dla optymalnej wielkości tej siły.
5. Istnieje optymalna wartość ω_{opt} , dla której wymiana ciepła jest najintensywniejsza. Dla wartości wyższych niż ω_{opt} opór cieplny rurki rośnie. To zachowanie jest zgodne z obserwacjami z eksperymentów Mameli i in. [70] oraz J. van Es i in. [72]. Jest to jednak tylko badanie jakościowe i należy przeprowadzić dalsze badania obejmujące eksperymentalną walidację modelu.
6. Wyniki uzyskane w analizie tak wymiarowej, jak i bezwymiarowej wskazują na duże znaczenie ciepła parowania czynnika, jego lepkości oraz średnicy kanału przepływowego w procesie wymiany ciepła.
7. Model należy rozwinąć ze szczególną uwagą zwróconą na kwestie dotyczące: członu napięcia powierzchniowego płynu, zmiennej temperatury źródeł T_e , T_c , zjawiska przewodzenia ciepła dla płynu i ścianki rurki, a także analizy zakresu przepływów burzliwych.

Rozdział 4

Stanowisko badawcze

Na wydajność cieplną pulsacyjnej rurki ciepła duży wpływ ma jej konstrukcja. Kształt geometryczny urządzenia powiązany jest bezpośrednio z oddziaływaniem siły odśrodkowej na podstawie promienia obrotu (odległości od środka masy). Aktualnie, układy PHP podlegają analizie teoretycznej głównie przy udziale stałej wartości natężenia pola grawitacyjnego (powszechnie $g_n = 9.81 \text{ m/s}^2$). W układzie obrotowym, gdzie występuje zmienne pole sił masowych (zależnych od prędkości obrotowej urządzenia i promienia obrotu), w celu optymalizacji parametrów pracy PHP, wymagany jest model matematyczny (rozd. 3) uwzględniający powyższe zmiany. W publikacji Czajkowski i in. [62] przeprowadzono obliczenia definiujące optymalną prędkość obrotową w zależności od oporu cieplnego. Na podstawie uzyskanych wyników zaprojektowano i zbudowano układ eksperymentalny.

Główne trudności, które napotkano podczas konstruowania urządzenia, to:

- Niezawodność opracowanej technologii.
- Stabilizacja temperatury procesu.
- Możliwość regulowania intensywności procesu wymiany ciepła.

-
- Brak bezpośredniego wpływu na zachodzący proces technologiczny (dyspersja, przestrzeń powstawania układu koloidalnego).
 - Dostosowanie rozwiązania w zakresie ograniczonej przestrzeni.
 - Opracowanie rozwiązania umożliwiającego dysponowanie odzyskaną energią.

Przedstawiony, w artykule Czajkowski i in. [73], innowacyjny pomysł transportu ciepła, opartego na PHP w systemie rotacyjnym, został opracowany w wyniku zapotrzebowania przemysłu. Zaprojektowany układ eksperymentalny (rys. 4.1) jednocześnie zapewnia możliwość prowadzenia badań naukowych związanych z wpływem zmiany sił masowych na zjawiska cieplno-przepływowe zachodzące wewnątrz pulsacyjnej rurki ciepła. Biorąc pod uwagę proces produkcji farb i lakierów oparty na dyspersji, można zauważyć, że wymaga on dużej mocy napędowej, a w przypadku cieczy o dużej lepkości, w kadzi mieszającej generowana jest wysoka temperatura na skutek tarcia powstającego na granicy ciecz-ciało stałe (powierzchnia tarczy mieszającej). Zwiększa to nie tylko koszty produkcji, ale także wpływa na jakość produktu końcowego oraz bezpieczeństwo instalacji. Doświadczenie autora wskazuje, że ponad 80 % energii zużywanej przez silnik jest zamieniane na ciepło i tylko częściowo odbierane z kadzi przy zastosowaniu chłodzenia płaszczowego [74, 75]. Przeprowadzone działania badawczo-rozwojowe miały na celu intensyfikację lokalnego rozpraszania ciepła, aby zapobiec wzrostowi temperatury obrabianego czynnika powyżej określonej wartości maksymalnej.

Przedstawiona na rys. 4.1 konstrukcja badawcza zgodnie z polskim patentem nr. P.421328 [76] została nazwana jako „Obrotowy Wymiennik Ciepła”, a w angielskim tłumaczeniu, zgodnie z pracą Czajkowski i in. [73], „Flower Shape Oscillating Heat Pipe”. Podobnie jak typowe rozwiązanie PHP, FSOHP posiada standardową budowę składającą się z trzech sekcji (parowania, adiabatycznej oraz skraplania). Główna różnica, dzieląca przedstawioną konstrukcję od typowej, to charakterystyczny kształt sekcji parowania oraz skraplania, które zostały

dostosowane do tarcz dyspergatorów poruszających się w układzie obrotowym. Sekcja quasi-adiabatyczna ukształtowana jest jako szereg równoległych prostych odcinków rurek, ułożonych blisko siebie, zamontowanych wewnątrz drażonego wału transmisyjnego. Wszystkie sekcje połączone są zwojem rurki kapilarnej tworzącej pętlę w układzie zamkniętym. Zaprezentowana konstrukcja FSOHP (rys. 4.2) odprowadza ciepło z płyt grzewczych, umożliwiając jego przenoszenie do sekcji skraplania.

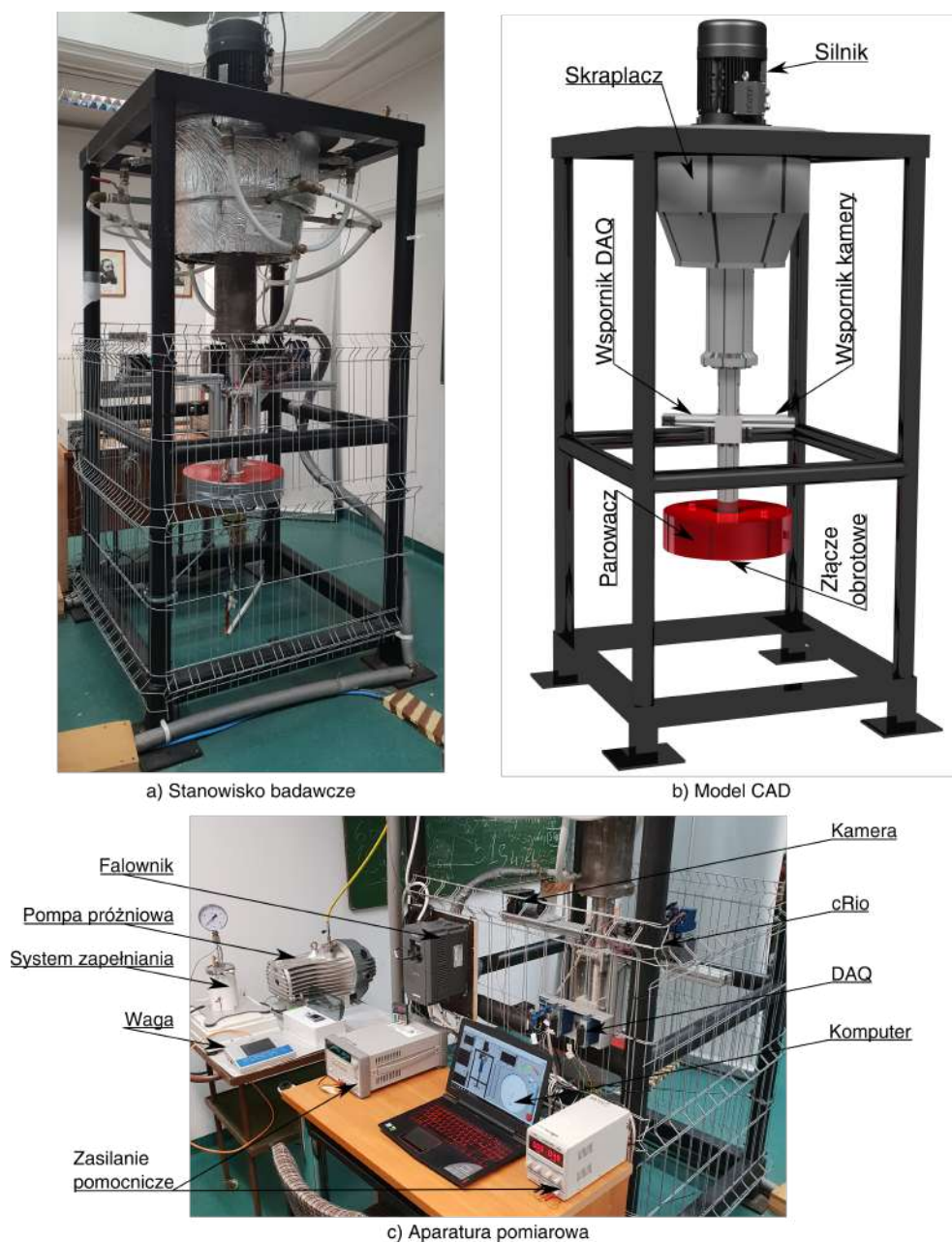
4.1 Układ obrotowy

Wszystkie elementy stanowiska testowego zostały wykonane w taki sposób, aby umożliwić ich współosiowy montaż przy zachowaniu możliwie najmniejszej odległości od osi obrotu. Stabilność konstrukcji wału uzyskano w zakresie prędkości obrotowej do 500 obr/min. Jednak ze względu na aparaturę kontrolno-pomiarową i problem z wyważeniem kamery szybkoobrotowej (minimalna odległość robocza dla obiektywu kamery 200 mm), postanowiono ograniczyć badany zakres prędkości do 300 obr/min, aby wał napędowy nie był poddawany nadmiernej sile zginającej.

4.1.1 FSOHP – opis konstrukcji

Mieszadło dyspergujące z pulsacyjnym wymiennikiem ciepła (rys. 4.1) utworzone jest z drażonego wału transmisyjnego, tarczy grzewczej zamocowanej na dolnym końcu wału, tarczy chłodzącej na górnym końcu oraz meandrycznie ukształtowanej rurki ciepła, która zamontowana jest przyległe do wnętrza tarczy. FSOHP w części quasi-adiabatycznej umiejscowiona jest współosiowo do wału, przy jego poboczniczy, a w części skraplania wprowadzona jest do osadzonego na wale zbiornika wody lodowej, zasilanego przez agregat chłodniczy. W części skraplania i w części parowania rurka ciepła zorientowana jest prostopadle do osi wzdłużnej wału. Część quasi-adiabatyczną zaizolowano poprzez wypełnienie przestrzeni pomiędzy wymiennikiem, a wałem. Zastosowano izolator termiczny

4.1. UKŁAD OBROTOWY



Rys. 4.1 Stanowisko eksperymentalne z aparaturą pomiarową: a) widok ogólny, b) model CAD, c) detale aparatury pomiarowej.

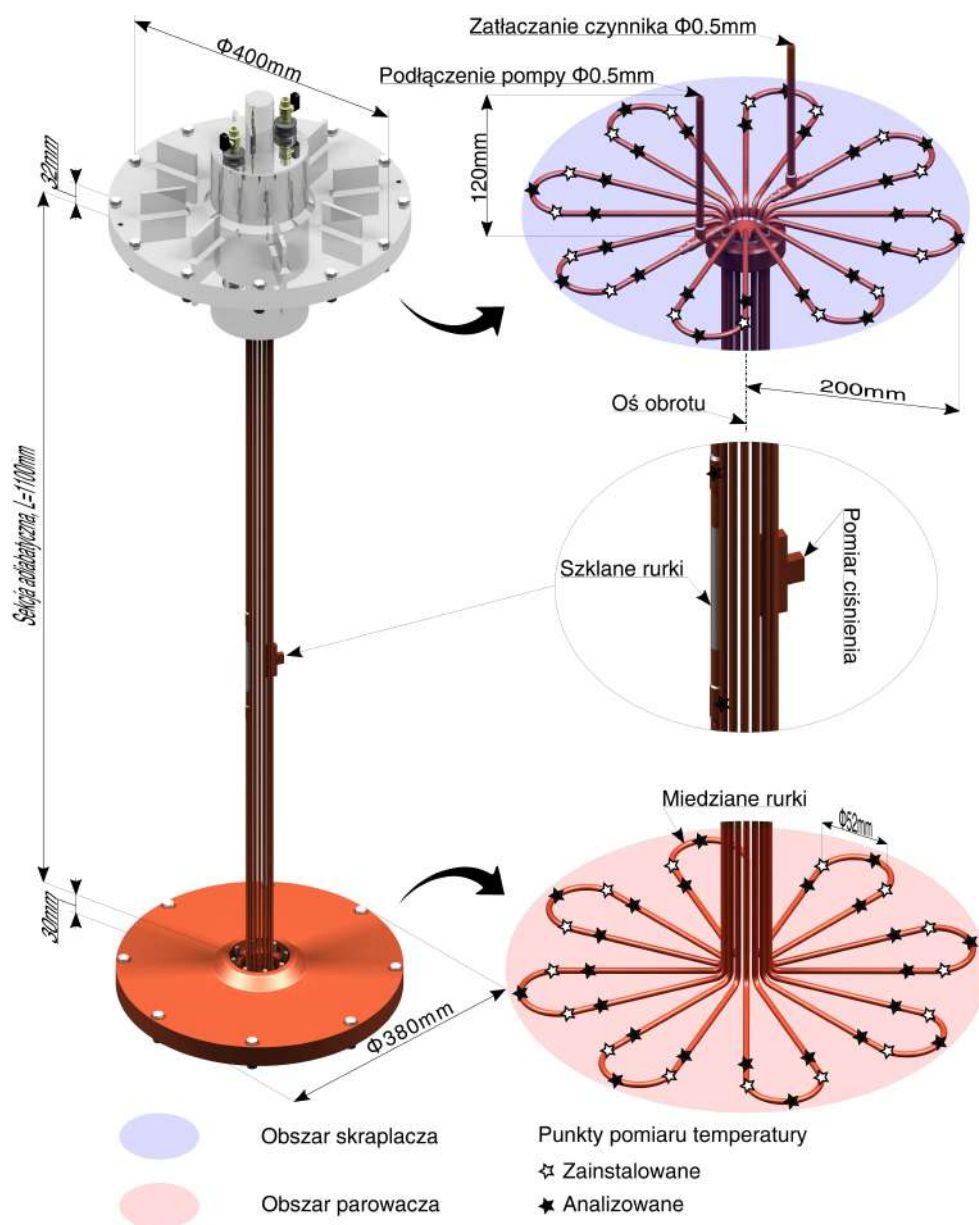
z materiału o wysokiej elastyczności oraz niskim współczynniku przewodzenia ciepła.

Główną część stanowiska eksperymentalnego FSOHP przedstawiono na rys. 4.2. Kapilary wykonano z miedzi o średnicy wewnętrznej równej $D_{in} = 2.7$ mm. Sekcję „quasi-adiabatyczną” wykonano z 16 prostych odcinków o długości $AL = 110$ mm, które zostały umieszczone wewnątrz drążonego wału transmisyjnego. Wygięte elementy urządzenia zostały utworzone przy użyciu matrycy zachowującej promień gięcia w pionie/poziomie każdego U-kształtu, odpowiednio 10 mm/26 mm oraz odległość od osi obrotu równą 0.2 m. Urządzenie wyposażono w miedziane trójniki odpowiedzialne za obsługę FSOHP (napełnianie, osuszanie) i pomiar ciśnienia wewnątrz wymiennika. W celu wizualizacji struktury przepływu dwie proste kapilary o długości 25 mm zostały zastąpione rurką z hartowanego szkła borokrzemowego, zamontowaną przy użyciu kleju (klej epoksydowy 3M DP490 i klej UV). Obraz rejestrowano za pomocą kamery szybkoklatkowej osadzonej prostopadle do osi obrotu za pomocą uchwytu wykonanego z profili aluminiowych. W efekcie końcowym uzyskano równe długości górnej i dolnej sekcji wymiennika, z których każda zawiera 8 kształtów litery U, a ich indywidualne wymiary przedstawiono w tab. 4.1.

Dzięki temu stanowisko badawcze zapewnia wizualizację struktury przepływu i pomiar ciśnienia wewnątrz kapilar, podczas realizacji procesu transportu ciepła w pionowym układzie obrotowym. W sekcji skraplania przewidziano porty do wykonywania czynności związanych z konserwacją wymiennika, tj. dodawania kolejnej porcji płynu roboczego, usuwania jej lub podłączenia pompy próżniowej. Wszystkie porty zostały wyposażone w zawory odcinające i mikrometryczne, które zapewniają zadowalającą szczelność w warunkach wysokiej próżni (IDEX Health & Science, P – 732 i P – 446).

Zadanie chłodzenia zostało zrealizowane poprzez system urządzeń podłączonych do sekcji skraplania za pomocą cylindrycznego zbiornika przepływowego, o łącznej pojemności 24 L (150 mm wysokości i $\phi 450$ mm).

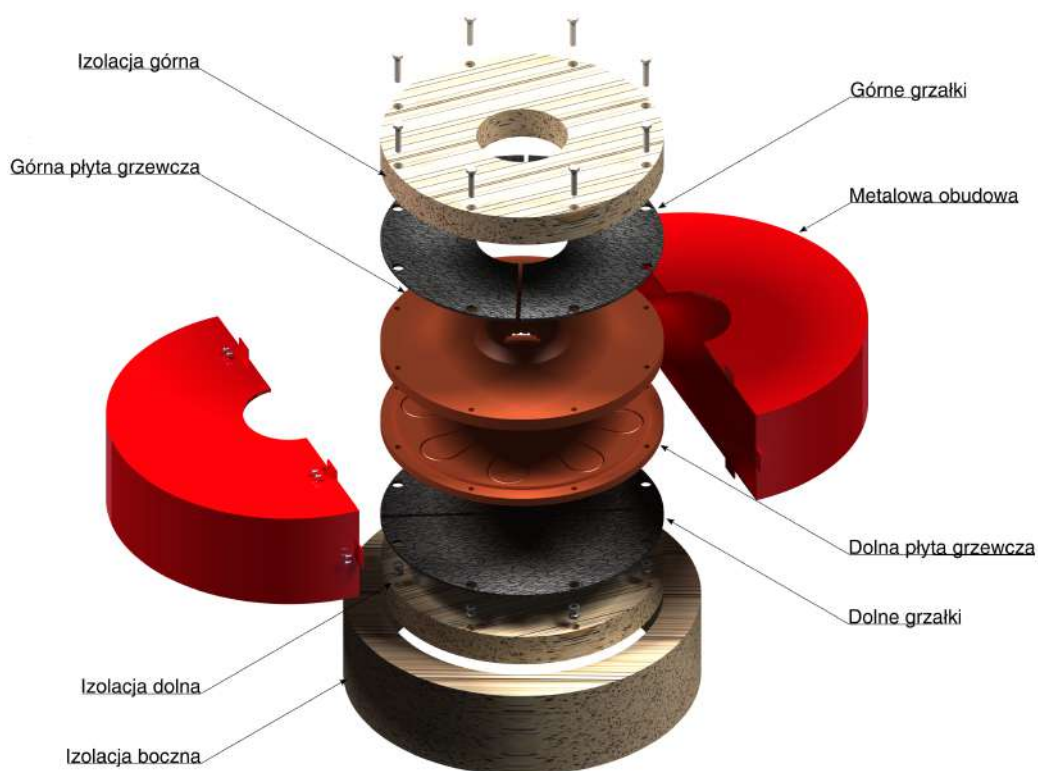
4.1. UKŁAD OBROTOWY



Rys. 4.2 Izometryczny widok wymiennika FSOHP.

ROZDZIAŁ 4. STANOWISKO BADAWCZE

W celu intensyfikacji procesu wymiany ciepła w zbiorniku zastosowano podział głównych przyłączy wodnych (wlot/wylot) na cztery mniejsze, rozmieszczone obwodowo co 90° , z kierunkiem przepływu chłodziwa ku górze. Zbiornik osadzono na wale transmisyjnym, a gniazdo uszczelniono za pomocą simmerringu. Całość zaizolowano termicznie oraz zasilono agregatem o maksymalnej wydajności chłodniczej 4 kW.



Rys. 4.3 Rozstrzelony widok sekcji odparowania.

Aby uzyskać jednorodne pole temperatury dla całej powierzchni płyty grzewczej, o wymiarach $\phi 380$ mm, konstrukcja sekcji odparowania ma postać warstwową, jak pokazano na rys. 4.3. Jej centralna część zawiera dwie miedziane płyty z frezowanymi kanałami, w których zostały zainstalowane rurki FSOHP (celem zmniejszenia oporu cieplnego styku zastosowano smar z dodatkiem pyłu miedzianego) i przewody termopary typu T. Po obu stronach płyt zamontowano dwie płaskie grzałki o maksymalnej mocy 1 kW każda. Eksperyment

przeprowadzono przy użyciu maksymalnie 2kW mocy grzewczej dla wszystkich czterech grzałek. Na koniec miedziane płyty oraz grzałki zostały ciasno połączone śrubami osiowymi wzdłuż zewnętrznej krawędzi obwodu, dobrze zaizolowane wełną szklaną i zamknięte w stalowej obudowie.

Tab. 4.1 Konfiguracja geometryczna oraz wybrane parametry pracy FSOHP.

| Nazwa elementu lub parametru | Wartość |
|----------------------------------|---------|
| Średnica wewnętrzna, mm | 2.69 |
| Średnica zewnętrzna, mm | 4.50 |
| Ilość zagięć, – | 16 |
| Długość jednego u-kształtu, m | 0.30 |
| Długość skraplacza, m | 2.40 |
| Długość parowacza, m | 2.40 |
| Długość sekcji quasi-adiab., m | 19.77 |
| Całkowita wysokość OHP, m | 1.22 |
| Całkowita długość OHP, m | 24.56 |
| Wew. objętość całk., cm^3 | 140 |
| Prędkość obrotowa, rpm | 0 – 300 |
| Stosunek wypełnienia, % | 50 – 90 |

Celem kompletnego określenia warunków pracy PHP wymagana jest wizualizacja przepływu wewnątrz kapilar. We wnętrzu wymiennika występują wyraźnie określone struktury przepływu [77, 78] tj. przepływ korkowy, czy bardziej wydajny, przepływ pierścieniowy (rozd. 1.4.2). Mangini wraz z zespołem [28] wykazali, że zjawisko ustalenia się przepływu kierunkowego jest ważne ze względu na wydajność procesu wymiany ciepła urządzenia. Zastosowali niejednorodne pole temperatury w sekcji grzewczej do wywołania przepływu kierunkowego, uzyskując tym samym wyższą wydajność termiczną badanej PHP. Zastosowanie kamery szybkiego obrazowania wraz z analizą struktury/kierunku przepływu, w powiązaniu z ustalonymi warunkami pracy, jest niezbędne do pogłębiania wiedzy na temat pulsacyjnych rurek ciepła w układzie obrotowym.

4.1.2 Wybór czynnika roboczego

Ze względu na aplikacyjny charakter obiektu badawczego, czynnik roboczy musi w jak największym stopniu spełniać warunek szerokiej dostępności. Z tego powodu stwierdzono, że woda jako medium robocze osiąga najlepszą wydajność spośród najpopularniejszych i szeroko stosowanych cieczy [79, 50, 80, 81]. Na potrzeby walidacji opracowanych obliczeń numerycznych, w stosunku do eksperymentu, wykonano badania dotyczące drugiego czynnika roboczego jakim jest związek syntetyczny firmy 3MTM o handlowej nazwie *NOVECTM 7000*. Produkt ten zastosowano z uwagi na odmienne właściwości względem wody. Dużo niższa wartość ciepła właściwego oraz utajonego ciepła parowania powinna skutkować zmianą w reakcji układu na dostarczaną moc grzewczą (niższy poziom maksymalnej energii cieplnej dostarczanej do parowacza w stosunku do wody). Z drugiej jednak strony znacząco wyższa wartość ciśnienia pary nasyconej wskazuje na możliwość poprawy warunków transportu energii wewnątrz wymiennika, podczas oddziaływania zmiennej siły masowej. Tabela 4.2 prezentuje właściwości termofizyczne zastosowanych czynników, które mają duże znaczenie w zachodzących zjawiskach ciepłno-przepływowych.

Tab. 4.2 Właściwości termodynamiczne badanych czynników w temperaturze 25°C.

| Czynnik roboczy | Woda | HFE-7000 |
|---|-------------|-----------------|
| Wzór chemiczny, | H_2O | $C_3F_3OCH_3$ |
| Wrzenie dla ciśnienia atmosferycznego, °C | 100 | 34 |
| Ciśnienie pary nasyconej, kPa | 3.1 | 64.6 |
| Utajone ciepło parowania, kJ/kg | 2127 | 142 |
| Gęstość fazy ciekłej, kg/m ³ | 997 | 1400 |
| Lepkość dynamiczna, $\times 10^{-4} Pa \cdot s$ | 8.9 | 4.48 |
| Napięcie powierzchniowe, mN/m | 72 | 12.4 |
| Średnica krytyczna rurki ¹ , mm | 5.45 | 1.93 |
| Ciepło właściwe cieczy, J/kgK | 4181 | 1300 |
| Przewodność cieplna cieczy, W/mK | 0.606 | 0.075 |

¹ Obliczone dla 1g wg. równania $D_{crit} = 2\sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}}$ przy użyciu oprogramowania *CoolProp*, Bell i in. [82]

Jak wskazano w poprzedniej pracy autora [62], w systemach zawierających PHP woda jest często badanym płynem roboczym, gdy stosuje się obciążenie cieplne powyżej 500 W. Aceton oraz alkohol etylowy są równie powszechnie stosowanymi czynnikami jednak nie mogły zostać wtłoczone do FSOHP z uwagi na połączenia szkła z miedzią w sekcji quasi-adiabaticznej na bazie żywicy syntetycznej. *HFE-7000* to czynnik roboczy często wybierany przez badaczy instalacji wymienników ciepła, który charakteryzuje się dużym zakresem zastosowania wg. Mikielewicz i in. [83]. W czasie eksperymentów przebadano trzy wartości FR równe odpowiednio 50/70/80% dla wody oraz 40/50/70/80/90% dla *HFE-7000*. Należy zauważyć, że czynnik *HFE* został zastosowany celowo z dwóch powodów tj. sprawdzenie wpływu zmiany parametrów termofizycznych czynnika na wydajność realizowanego procesu transportu ciepła, a także potwierdzenie działania urządzenia mimo przekroczenia warunku średnicy krytycznej wyrażonej równaniem (1.10). Według obliczeń przedstawionych w tab. 4.2 zastosowana średnica 2.7 mm powinna być mniejsza o 28.5%, a intensywny proces wymiany ciepła na bazie czynnika *HFE* nie powinien zachodzić. W takich warunkach dominuje przepływ jednofazowy tak, jak ma to miejsce w termosyfonach.

4.1.3 Aparatura badawcza

Grzałki elektryczne oraz wszystkie bazowe elementy kontrolno-pomiarowe zamontowane na wale, zasilane były przez złącze obrotowe (Moflon *MT2586 – P1220*, 1000 Obr/min). Temperaturę skraplacza utrzymywano na stałym poziomie 15 °C w izotermicznej kąpeli chłodzącej (strumień przepływu objętościowego 20 l/min) z dokładnością pomiaru do ± 0.5 °C. W celu zbadania wpływu obciążenia cieplnego zasilającego sekcję parowania zastosowano zasilacz prądu stałego o zakresie mocy 0 ÷ 2.0 kW (6675A, Agilent Technologies, USA). Urządzenie zostało wyposażone w analogową kontrolę napięcia (0 ÷ 120 V) i prądu (0 ÷ 16 A), z możliwością sterowania poprzez port GPIB. Wszystkie punkty pomiaru temperatury, zlokalizowane zgodnie z rys. 4.2, zostały

wyposażone w termopary typu T o dokładności $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ i średnicy 0.1 mm. Piezorezystancyjny przetwornik ciśnienia absolutnego z radiatorem ($S - 20$, WIKA Instrument Lp, Poland) został zainstalowany na środku sekcji „quasi-adiabatycznej” za pomocą miedzianego trójnika. Objętościowe natężenie przepływu wody chłodzącej mierzono za pomocą przepływomierza (Flowmax 44i), w oparciu o technikę ultradźwiękową. Urządzenie zostało skalibrowane tak, by zapewnić maksymalny błąd pomiarowy na poziomie 0.31/min.

4.1.4 Akwizycja danych

System kontrolno-pomiarowy został zbudowany na podstawie dwóch, współpracujących ze sobą w środowisku LabView, jednostek produkcji National Instruments: cRIO 9032 i cDAQ 9178. Bezpośrednio na drażonym wale transmisyjnym osadzono uchwyt do jednostki cRIO, aby mogła bezprzewodowo przekazywać sygnały termopar oraz przetwornika ciśnienia. Akwizycja danych odbywała się zdalnie (WiFi) za pośrednictwem protokołu TCP/IP. Baza CompactDAQ została zamontowana na ramie stanowiska, tak aby gromadzić parametry pracy silnika elektrycznego (HOYER, Hma2-132s-4) oraz otoczenia, jednocześnie kontrolując pracę kamery szybkoklatkowej (PhantomTMMiro-eX2). Agregat chłodniczy oraz przemiennik częstotliwości (INVT, Goodrive 100) silnika elektrycznego zaprogramowano przy pomocy układów PID. Pierwszy miał za zadanie utrzymywać stałą temperaturę wody chłodzącej, zaś drugi zastosowano w celu zmiany prędkości obrotowej wału w określonych odstępach czasu.

Jak wspomniano powyżej, stanowisko badawcze miało główny program sterujący oparty na środowisku LabView. Jego celem była kontrola parametrów pracy poszczególnych elementów np. automatyczne ustalenie wartości zasilania grzałki. Dodatkowo program ten realizował zadanie zabezpieczenia, którym było uruchomienie trybu awaryjnego. Był on aktywowany w przypadku spełnienia określonego warunku celem ochrony stacji przed nadmierną prędkością obrotową, zalaniem lub przegrzaniem. Sygnały z przetwornika ciśnienia, termopar, czujnika

objętościowego natężenia przepływu zimnej wody oraz zasilacza prądu stałego, były akumulowane przez szybki system akwizycji danych i zaimplementowane w głównym kodzie programu sterującego. Dało to możliwość przeprowadzenia pomiaru oraz kontroli stanowiska wraz z rejestracją i przetwarzaniem danych równoległe.

W celu wykonania właściwej analizy procesu wymiany ciepła, powiązanej z przepływem wielofazowym w reżimie oddziaływania siły kapilarnej, zastosowano możliwie największą ilość punktów pomiarowych temperatury. W sekcji parowania, jak i skraplania, użyto po 40 termopar osadzonych za pomocą technologii lutowania laserowego.

Pozyskanie dodatkowych danych dotyczyło temperatury otoczenia, zewnętrznej powierzchni grzałek, temperatury wlotu/wylotu wody chłodzącej oraz temperatury w okolicy szklanych odcinków rurek. Dwie termopary (na lewym i prawym ramieniu jednego U-kształtu rurki) zamontowano za pomocą mieszaniny kleju epoksydowego 3M DP490 z dodatkiem pyłu miedzianego. Czynność tą wykonano w celu określenia kierunku przepływu czynnika roboczego i synchronizacji rejestrowanego obrazu z sygnałem temperatury.

4.1.5 Procedura pomiarowa

Przed rozpoczęciem kampanii pomiarowej połączenie miedź-szkło, na bazie kleju, określono jako najsłabszy punkt stanowiska badawczego pod względem szkodliwego oddziaływania czynnika roboczego. Z tego powodu przed każdą kolejną serią pomiarów przeprowadzano test szczelności układu. W pierwszej kolejności kapilary podłączano do bezolejowej pompy próżniowej (nXDS10i, EDWARDS LC, UK) celem uzyskania podciśnienia (ciśnienie całkowite) równego $4 \cdot 10^{-2}$ mbar. Umożliwiało to aktywację pompy turbomolekularnej wymuszającej przepływ z wymiennika przez analizator spektrometryczny. Detekcja potencjalnych przecieków wykonywana była przy pomocy helu, którym omywano zewnętrzną powierzchnię szklanych odcinków FSOHP.

Procedura testowa przewidywała przeprowadzenie analizy wpływu zmiany prędkości kątowej, strumienia ciepła i współczynnika wypełnienia na parametry cieplne FSOHP dla czynników opisanych w podrozdziale 4.1.2. Z tego powodu każdą serię pomiarów dotyczących wybranego FR wykonano jednakowo. W pierwszej kolejności z wnętrza kapilar usuwano gazy niekondensujące (powietrze) zmniejszające wydajność transportu ciepła realizowanego przez PH (Raffles i in. [53]). Następnie zatłaczano porcję płynu tak, by wypełnić czynnikiem roboczym: w przypadku wody 50%, a $HFE-7000$ 40%, całkowitej objętości wewnętrznej urządzenia. Po wykonaniu odpowiedniego zestawu pomiarów stanowisko wyłączano celem wychłodzenia do temperatury otoczenia, a następnie FSOHP napełniano dodatkową porcją płynu. Procedura była powtarzana w taki sposób, aby w ostatnim zestawie pomiarów zbadano urządzenie z największą z założonych, ilością czynnika. Przeprowadzanie testów z jednodniowymi przerwami umożliwiło dokładną kontrolę wykrywania potencjalnych wycieków w układzie kapilar. Poziom ciśnienia wewnątrz rurek przed ogrzewaniem i po schłodzeniu porównywano każdorazowo przed następną serią pomiarów.

W aspekcie kontroli parametrów pracy urządzenia, najważniejsze były wartość prędkości kątowej oraz wartość doprowadzonego strumienia ciepła do sekcji parowania. W przypadku badania wpływu wielkości dostarczonej mocy grzewczej na wydajność cieplną FSOHP zastosowano określone wartości, z zakresu od 0.3 kW do 2 kW. Prędkość obrotowa wynosiła od 0 do 300 obr/min, w związku z czym wielkość przyspieszenia odśrodkowego a_{x+} nie przekraczała 20 g. Jego bezwymiarowa wartość, przedstawiona za pomocą wielokrotnego przyspieszenia grawitacyjnego, jest oznaczona jako G .

W celu uniknięcia analizy badań dla stanu nieustalonego, pierwszy poziom mocy grzewczej był utrzymywany na stałym poziomie przez 2 godziny, co było wystarczające do osiągnięcia możliwie stabilnych warunków pracy wymiennika wypełnionego wodą. Celem zastosowania rozwiązania w przemyśle są maszyny mieszające charakteryzujące się pracą w stosunkowo krótkich odcinkach czasu

4.1. UKŁAD OBROTOWY

Tab. 4.3 Wartości dostarczanej mocy grzewczej i prędkości obrotowej wraz z zastosowanymi interwałami dla H_2O .

| (a) Moc grzewcza | | | (b) Prędkość obrotowa | | |
|------------------------|--------------------------|--|------------------------|----------------------------|---|
| Interwał <i>min</i> | Moc grzewcza <i>W</i> | Strumień ciepła <i>kW/m²</i> | Interwał <i>min</i> | <i>n</i> <i>obr/min</i> | <i>a_{x+}</i> <i>m/s²</i> |
| 0 – 120 | 1500 | 73.8 | 0 – 4 | 0 | 0 |
| 120 – 150 | 1625 | 80.0 | 4 – 24 | 50 | 0.6 g |
| 150 – 164 | 1750 | 86.1 | 24 – 44 | 100 | 2.2 g |
| 164 – 197 | 2000 | 98.4 | 44 – 64 | 150 | 5.0 g |
| | | | 64 – 84 | 200 | 8.9 g |
| | | | 84 – 104 | 250 | 14.0 g |
| | | | 104 – 140 | 300 | 20.1 g |

(tzw. szarże 10 ÷ 30 min mieszania). Pozwoliło to określić stałe czasowe dla interwałów zmiany wartości wejściowych mocy grzewczej (tab. 4.3a) oraz prędkości obrotowej (tab. 4.3b), w kolejnych odstępach czasu. Wartości dotyczące analizy czynnika *HFE-7000* zostały dobrane odpowiednio do jego własności termofizycznych. Mniejsza, w stosunku do wody, wartość ciepła parowania oraz wysokie ciśnienie pary nasyconej powyżej 65 °C zadecydowały o ustaleniu nowych parametrów jak wykazano poniżej (tab. 4.4b):

Tab. 4.4 Wartości dostarczanej mocy grzewczej i prędkości obrotowej wraz z zastosowanymi interwałami dla $C_3F_3OCH_3$.

| (a) Moc grzewcza | | | (b) Prędkość obrotowa | | |
|------------------------|--------------------------|--|------------------------|----------------------------|---|
| Interwał <i>min</i> | Moc grzewcza <i>W</i> | Strumień ciepła <i>kW/m²</i> | Interwał <i>min</i> | <i>n</i> <i>obr/min</i> | <i>a_{x+}</i> <i>m/s²</i> |
| 0 – 90 | 298 | 14.6 | 0 – 4 | 0 | 0 |
| 90 – 150 | 348 | 17.1 | 4 – 34 | 100 | 2.2 g |
| 150 – 210 | 398 | 19.6 | 34 – 64 | 150 | 5.0 g |
| 210 – 245 | 448 | 22.1 | 64 – 94 | 175 | 6.8 g |
| | | | 94 – 124 | 200 | 8.9 g |
| | | | 124 – 154 | 225 | 11.3 g |
| | | | 154 – 184 | 250 | 14 g |
| | | | 184 – 214 | 300 | 20.1 g |

4.1.6 Wydajność cieplna

Powszechnie stosowanym parametrem opisującym pracę PHP jest opór cieplny R definiowany równaniem (4.1). Również w przypadku przedstawionego urządzenia wspomniany parametr służy analizie jego wydajności cieplnej.

$$R = \frac{\overline{T}_e - \overline{T}_c}{Q} \quad (4.1)$$

gdzie: \overline{T}_e , \overline{T}_c to odpowiednio średnia arytmetyczna temperatury sekcji parowania oraz skraplania (sygnały pochodzące z czujników jak zaznaczono na rys. 4.2).

Temperatura wody chłodzącej utrzymywana była na poziomie $15\text{ °C} \pm 0.5\text{ °C}$ dzięki użyciu urządzenia chłodniczego ze stałym natężeniem przepływu objętościowego wynoszącym 20l/min. Przyjęto, że sekcja parowania jest odpowiednio zaizolowana, dzięki wykorzystaniu wełny polikrystalicznej na bazie mulitu i korundu (ALSIFLEX[®]), a cała energia cieplna wytwarzana przez zasilacz prądu stałego jest przekazywana do płynu roboczego. Wartość dostarczonego ciepła nie uwzględnia więc strat ciepła, które są pomijalnie małe i określona jest wzorem:

$$Q = UI \quad (4.2)$$

4.1.7 Dokładność oraz niepewność pomiarowa

Wstępny opis urządzeń pomiarowych wraz z podaniem ich dokładności zaprezentowano w podrozdziale 4.1.3. Otrzymane na drodze przeprowadzonych badań eksperymentalnych dane dotyczą: temperatury sekcji parowania, skraplania, quasi-adiabaticznej (okolica szklanych odcinków), wody chłodzącej, wartości ciśnienia oraz wielkości dostarczanej mocy grzewczej. Na ich podstawie obliczano średnią temperaturę sekcji, opór cieplny oraz energię cieplną. Są to parametry, które wymagają obliczeń błędu względnego.

Moc cieplną Q dostarczono do układu w postaci energii elektrycznej. Jej wartość można obliczyć na podstawie wzoru (4.2), stąd błąd względny określa się równaniem:

$$\frac{\delta Q}{Q} = \sqrt{\left(\frac{\delta U}{U}\right)^2 + \left(\frac{\delta I}{I}\right)^2} \quad (4.3)$$

Dokładność zasilacza prądu stałego dla napięcia wynosi $\delta U = 0.0004U \pm 120 \text{ mV}$, a natężenia $\delta I = 0.001I \pm 12 \text{ mA}$. W związku z tym błąd względny dla oporu cieplnego (4.1) można obliczyć na podstawie:

$$\frac{\delta R}{R} = \sqrt{\left(\frac{\delta(\Delta T)}{\Delta T}\right)^2 + \left(\frac{\delta Q}{Q}\right)^2} \quad (4.4)$$

W celu obliczenia błędu względnego dla oporu cieplnego należy obliczyć błąd względny różnicy temperatury. Termopary typu T mierzą temperaturę z dokładnością $\delta T = \pm 0.5^\circ\text{C}$. Bezwzględny błąd dla różnicy temperatury może zostać obliczony na podstawie (4.5):

$$\delta(\Delta T) = \sqrt{(\delta T)^2 + (\delta T)^2} \quad (4.5)$$

Błąd względny oporu cieplnego zależy od aktualnej wartości mocy elektrycznej i różnicy temperatury. Jego maksymalna wartość może zostać wyznaczona na podstawie równań (4.2) ÷ (4.5).

Wszystkie błędy związane z przeprowadzonymi eksperymentami zostały podsumowane w tab. 4.5.

Tab. 4.5 Błędy względne i bezwzględne dla parametrów pomiarowych.

| Zmierzony parametr | Oznaczenie | Błąd bezwzględny | Błąd względny, % |
|---------------------|--------------------|---|------------------|
| Napięcie | δU | $\pm 120 \text{ mV}$ | ± 0.04 |
| Natężenie | δI | $\pm 12 \text{ mA}$ | ± 0.10 |
| Moc | δQ | $\pm 5 \text{ W}$ | ± 0.25 |
| Temperatura | δT | $\pm 0.5^\circ\text{C}$ | ± 0.40 |
| Różnica temperatury | $\delta(\Delta T)$ | $\pm 0.7^\circ\text{C}$ | ± 2.33 |
| Opór cieplny | δR | $\pm 4.7 \times 10^{-4} \text{ }^\circ\text{C/W}$ | ± 2.35 |

Rozdział 5

Wyniki badań doświadczalnych

Na czas powstawania niniejszej pracy badania nad wpływem siły odśrodkowej na zjawiska cieplno-przepływowe zachodzące wewnątrz pulsacyjnej rurki ciepła nie są wystarczające do jednoznacznego scharakteryzowania wpływu obrotu na wydajność cieplną urządzenia. Jak opisano w rozdz. 1 wpływ siły odśrodkowej jest różny, jednak w każdym cytowanym badaniu autorzy stwierdzają, że PHP może działać w warunkach dużego przeciążenia. W zależności od tego jak duża jest ta wartość, dobór płynów roboczych i konstrukcja PHP są różne. W zakresie powszechnie dostępnego czynnika roboczego woda jako medium zdolne jest do rozproszenia największego strumienia ciepła.

Opisane we wcześniejszych rozdziałach stanowisko badawcze skonstruowano tak, by móc przeprowadzić testy OHP poddawanej oddziaływaniu zmiennej siły masowej. Podczas przeprowadzonej kampanii pomiarowej wykonano 26 serii eksperymentalnych dla dwóch płynów (woda oraz *HFE-7000*) wraz z ich różnymi stopniami wypełnienia (podrozdział 1.4.4). Przeprowadzone badania miały na celu określenie wpływu strumienia ciepła, współczynnika wypełnienia, kierunku obrotu i prędkości obrotowej na sprawność cieplną specjalnego typu oscylacyjnej rurki ciepła, zwanej FSOHP. Unikalny obrotowy zestaw doświadczalny przedstawiono w rozdziale 4. Zmienna wartość mocy dostarczanej do złącza grzałek, w sekcji parowacza, została zastosowana w dwóch głównych przypadkach

testów: dla warunków stacjonarnych ($n = 0$ obr/min) i obrotowych ($n = 300$ obr/min) oraz dodatkowo dla prędkości optymalnej ($n = 150$ obr/min). W przypadku badań dotyczących zmiennej prędkości obrotowej dostarczana wartość mocy była stała i wynosiła 1000 W dla wody oraz 298 W dla *HFE-7000*. Temperaturę sekcji skraplania utrzymywano na stałym poziomie 15 °C.

5.1 Woda

Badania eksperymentalne na podstawie wody jako czynnika roboczego wykonano w pierwszej kolejności. Uzyskane wyniki pozwoliły opracować plan kampanii pomiarowej dla *HFE-7000*. Przedstawione wyniki zaprezentowano w pracy Czajkowski i in. [73].

5.1.1 Kierunek obrotu

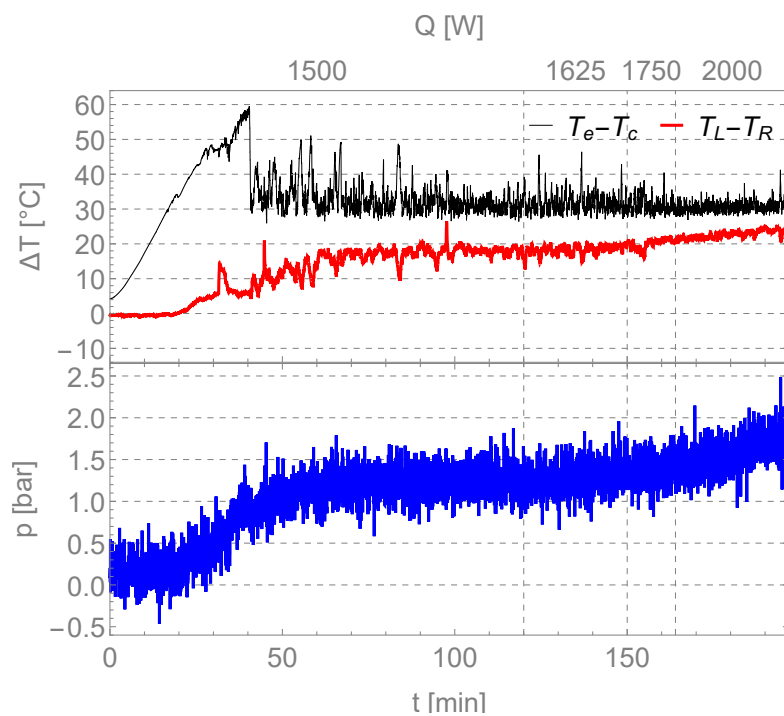
W pulsacyjnej rurce ciepła proces transportu energii zachodzi z powodu zjawiska parowania i kondensacji, w reżimie oddziaływania siły kapilarnej. Towarzyszy temu zjawisko przepływu, który może przybrać różne struktury [84, 85] (1.4.2). Jednak nie bez znaczenia jest jego typ (oscylacyjny lub kierunkowy), który z powodzeniem może zostać określony poprzez akwizycję temperatury na sąsiadujących ze sobą rurkach. Różnica sygnałów ≤ 10 °C będzie wskazywać na nieustalony kierunek przepływu (oscylacyjny). Asymptotyczny wzrost tej wartości sugeruje intensyfikację wymiany ciepła i ustalenie się przepływu w określonym kierunku. W tym celu zastosowano termopary znajdujące się na zewnętrznej ścianie kapilar (jak pokazano na rys. 4.2). Dodatnia wartość różnicy temperatury (czerwona krzywa) zarejestrowana przez termopary wskazuje przepływ wewnątrz FSOHP zgodny z ruchem wskazówek zegara, zaś ujemna odwrotnie.

Przeprowadzono testy dla obu przypadków rotacji: w kierunku zgodnym z ruchem wskazówek zegara (rys. 5.1a) oraz przeciwnym (rys. 5.1b). Moc

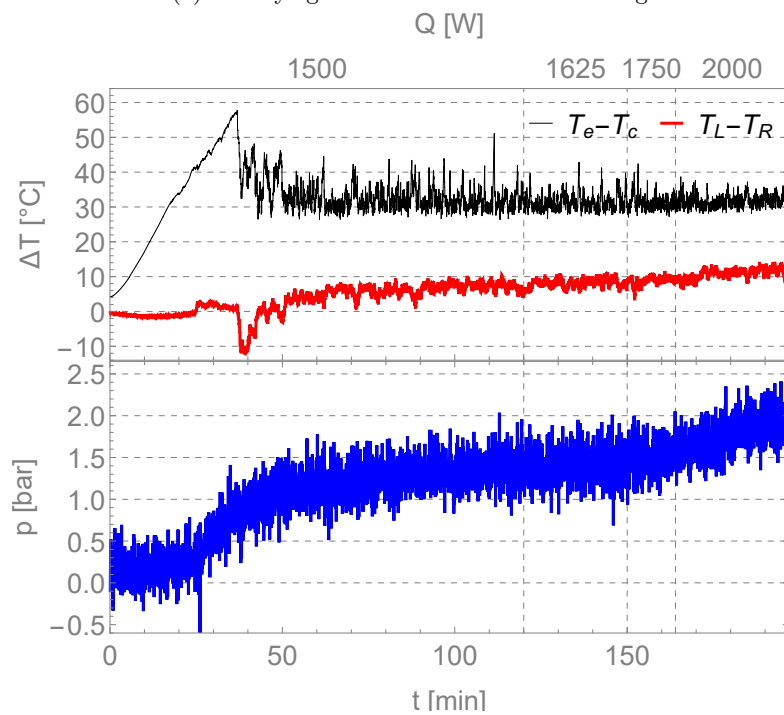
zasilania grzałek zmieniano w zakresie $1.5\text{ kW} \div 2\text{ kW}$ przy stałym współczynniku wypełnienia $FR = 70\%$ i $n = 300\text{ obr/min}$.

Na przykładzie rys. 5.1 można zauważyć, że w obu badanych przypadkach nie zarejestrowano istotnych zmian. Czas startu „SU” (czas w jakim PHP rozpoczyna intensywny transport energii cieplnej, który można zaobserwować po nagłym spadku temperatury w sekcji parowania) lub ciśnienie robocze, są prawie identyczne. Niewielka różnica widoczna jest na przykładzie wartości ΔT pomiędzy sekcjami grzania/chłodzenia. W przypadku obrotu w prawo (rys. 5.1a) wartość ΔT stale maleje, natomiast, w przeciwnym kierunku obrotu wartość ta jest nieco wyższa i pozostaje stała. Dodatkowo na podstawie sygnałów termopar zamontowanych na zewnętrznych ścianach sąsiadujących ze sobą rurek, widać, że w obu przypadkach wskazują one na ruch czynnika w kierunku zgodnie z ruchem wskazówek zegara. W przypadku przedstawionym na rys. 5.1a proces wymiany ciepła przebiega intensywniej, a stan ustalony zostaje uzyskany szybciej. Świadczy o tym wysoka wartość nachylenia funkcji różnicy temperatury w zależności od czasu. Rys. 5.1b pokazuje, że kierunek obrotu urządzenia jest związany z kierunkiem przepływu wewnątrz kapilar. W okolicy $t = 40\text{ min}$ kierunek przepływu zmienia się na przeciwny w stosunku do kierunku obrotu maszyny. Jest to spowodowane występowaniem zjawisk cieplno-przepływowych zachodzących w wyniku procesu wymiany ciepła. Na koniec badania (dla $t = 195\text{ min}$) wartość dla rys. 5.1a (obrót w prawo) jest dwukrotnie wyższa niż w przypadku rys. 5.1b (obrót w lewo). Oznacza to, że FSOHP z ruchem zgodnym do ruchu wskazówek zegara ma niższy opór przepływu, promując w ten sposób intensyfikację realizowanego obiegu dwufazowego. W przypadku kierunku obrotu wału zgodnego z ruchem wskazówek zegara proces jest wspomagany przez siłę odśrodkową, a w przypadku przeciwnym przepływ jest dławiony, co zmniejsza sprawność cieplną urządzenia.

Termopary wykorzystano do analizy i wyboru kierunku obrotu maszyny, który dla dalszych testów został określony na ruch zgodny z ruchem wskazówek zegara.



(a) Obroty zgodnie z ruchem wskazówek zegara

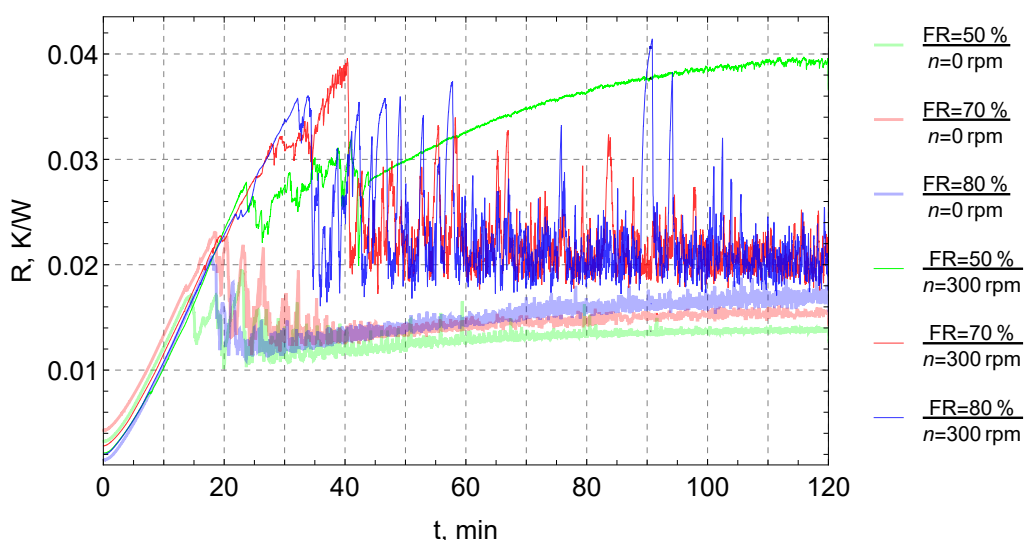


(b) Obroty przeciwnie do ruchu wskazówek zegara

Rys. 5.1 Badanie wpływu kierunku obrotu na różnice temperatury i ciśnienia.

5.1.2 Wpływ FR oraz przejścia do układu obrotowego

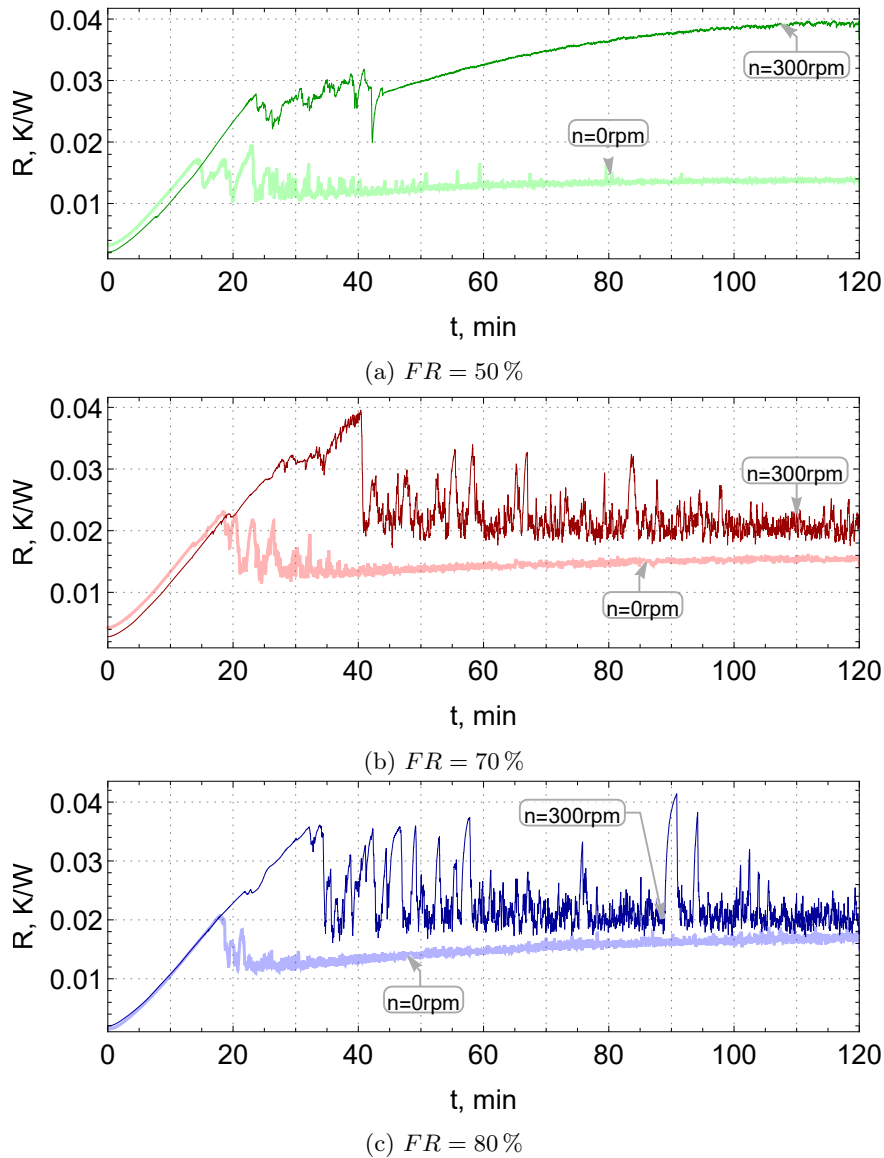
Jak wspomniano we wstępie, stanowisko zostało przebadane dla warunków stacjonarnych ($n = 0$ obr/min) oraz obrotowych ($n = 300$ obr/min), z różnymi stopniami wypełnienia wymiennika czynnikiem roboczym ($FR = 50, 70, 80\%$) przy stałej mocy przyłącza grzałek, równej $Q = 1$ kW. Wyniki przedstawiono na rys. 5.2 reprezentującym opór cieplny urządzenia w funkcji czasu. Wykres przedstawiono w formie zbiorczej celem uzyskania odniesienia poszczególnych wartości wyników względem wszystkich wykonanych testów.



Rys. 5.2 Oporność cieplna dla różnych stopni wypełnienia w stacjonarnym oraz obrotowym układzie odniesienia, wyniki zbiorcze.

Wszystkie stacjonarne przypadki charakteryzują się niższą wartością oporu cieplnego w porównaniu do testów obrotowych. Czas uruchomienia jest najkrótszy dla $n = 0$ obr/min przy najmniejszym z badanych wypełnień, podczas, gdy dla $n = 300$ obr/min czas ten wzrasta o około 100% ($t = 35$ min) i charakteryzuje się najniższą wartością dla $FR = 80\%$. Wyższa wartość FR negatywnie wpływa na sprawność cieplną urządzenia w systemie stacjonarnym ($R = 0.014$ K/W dla $FR = 50\%$ i zwiększenie o 41% dla $FR = 80\%$), a pozytywnie na układ obrotowy ($R = 0.039$ K/W dla $FR = 50\%$ i spadek

o 49% dla $FR = 80\%$). Dalsza analiza wykonanych testów może zostać przeprowadzona na rozdzielonych wynikach jak przedstawiono to na rys. 5.3.



Rys. 5.3 Oporność cieplna dla różnych stopni wypełnienia w stacjonarnym oraz obrotowym układzie odniesienia, wyniki rozdzielone.

Najwyższy wzrost oporu cieplnego, w przypadku przejścia z układu stacjonarnego na obrotowy, zostaje uzyskany dla przypadku wypełnienia równego 50% (rys. 5.3a). Wartość rośnie trzykrotnie i reprezentuje najwyższą

z otrzymanych w badanym przedziale przypadków $n = 300 \text{ obr/min}$. Urządzenie osiąga najwyższą wydajność cieplną w układzie stacjonarnym z wartością $R = 0.014 \text{ K/W}$. W układzie obrotowym, dla wypełnienia FSOHP powyżej 50 %, wymiennik charakteryzuje się wyższym oporem cieplnym o 25 %, niż w przypadku stacjonarnym. Dla $n = 300 \text{ obr/min}$ wzrost wypełnienia z 70 % na 80 % nie wykazuje znaczących zmian parametrów charakteryzujących realizowany proces cieplno-przepływowy. Wraz ze wzrostem stopnia wypełnienia wymiennika czynnikiem roboczym maleje różnica pomiędzy końcowymi wartościami oporu cieplnego dla testów w układzie stacjonarnym, a obrotowym. Najniższa różnica dla $t = 120 \text{ min}$ jest widoczna na przykładzie $FR = 80 \%$ (rys. 5.3c).

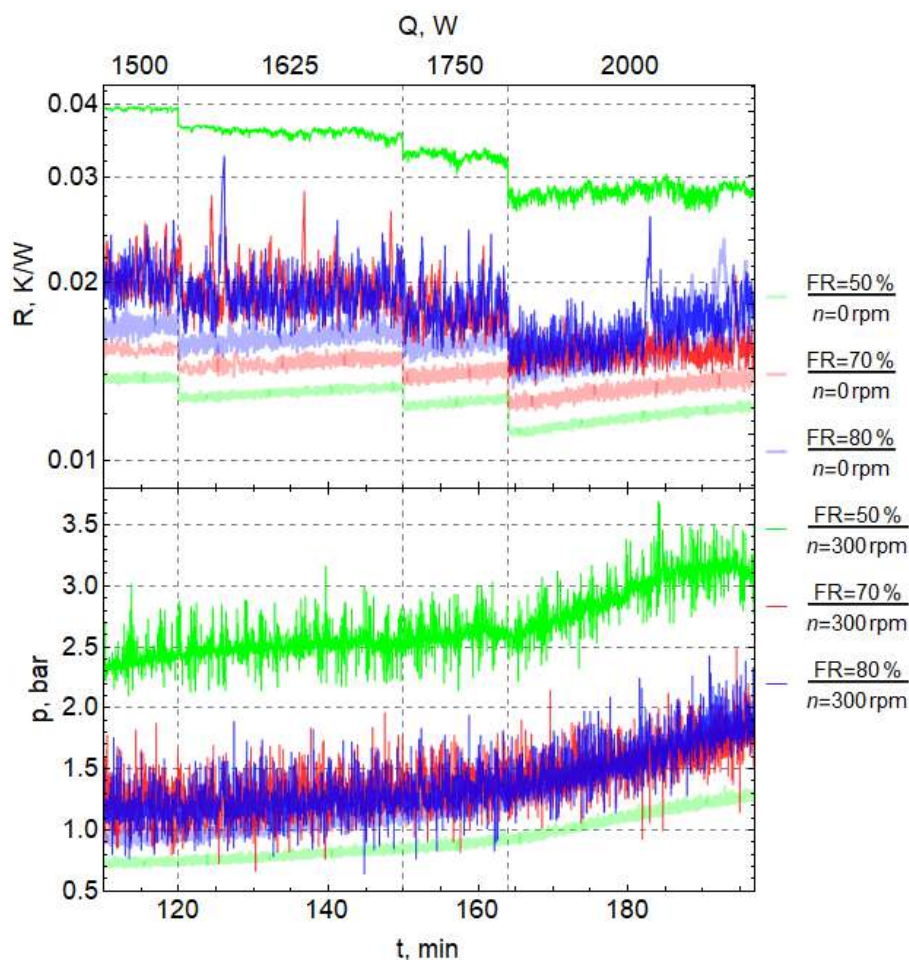
5.1.3 Wpływ wielkości dostarczanego strumienia ciepła

W tej sekcji omówiono wpływ zmiany mocy grzewczej dostarczanej do sekcji parowania w zakresie różnych stopni wypełnienia ($FR = 50, 70, 80 \%$) dla układu stacjonarnego ($n = 0 \text{ obr/min}$) oraz obrotowego ($n = 300 \text{ obr/min}$).

Podczas przeprowadzania testów, w zakresie mocy grzewczej do 2 kW, zjawisko wysuszenia nie zostało zaobserwowane. Fakt ten potwierdza rys. 5.4 przedstawiający profil oporu cieplnego jako wartość niemal stałą, a w zakresie do $Q = 1.75 \text{ kW}$, z tendencją spadkową. W warunkach $Q = 2 \text{ kW}$ wartość oporu cieplnego urządzenia stabilizuje się na podobnym poziomie w porównaniu do poprzedniego etapu mocy grzewczej. Podobnie jak dla rys. 5.2 wypełnienie równe 50 % w całym zakresie testowanej mocy grzewczej charakteryzuje się największym wzrostem oporu cieplnego przy przejściu z układu stacjonarnego do obrotowego.

Dla wszystkich przebadanych wartości wypełnienia opór cieplny maleje wraz ze wzrostem dostarczanego strumienia ciepła. Wzrost wartości HF redukuje różnice między układem stacjonarnym, a obrotowym. Dla $Q = 1.5 \text{ kW}$ z $FR = 70 \%$ różnica oporu cieplnego pomiędzy $n = 0 \text{ obr/min}$, a 300 obr/min jest niewielka i wynosi $\Delta R = 0.05 \text{ K/W}$, zaś dla $Q = 2 \text{ kW}$, rośnie o 60 %.

Powyżej 73.8 kW/m^2 proces wymiany ciepła, dla przypadku $FR = 80\%$ ulega pogorszeniu. W obu przypadkach, tak $n = 0 \text{ obr/min}$ jak i 300 obr/min , opór cieplny rośnie, przekraczając wartości uzyskane dla $FR = 70\%$.



Rys. 5.4 Opór cieplny dla różnych stopni wypełnienia w układzie stacjonarnym oraz obrotowym dla zmiennej wartości dostarczanego Q .

Wzrost wypełnienia pogarsza wydajność procesu cieplnego w układzie stacjonarnym, zaś w obrotowym polepsza, co pokrywa się z wnioskiem opisanym w podrozdziale 5.1.2: „Wyższa wartość FR negatywnie wpływa na sprawność cieplną urządzenia w systemie stacjonarnym ($R=0.014 \text{ K/W}$ dla $FR=50\%$ i zwiększenie o 41% dla $FR=80\%$), a pozytywnie na układ obrotowy

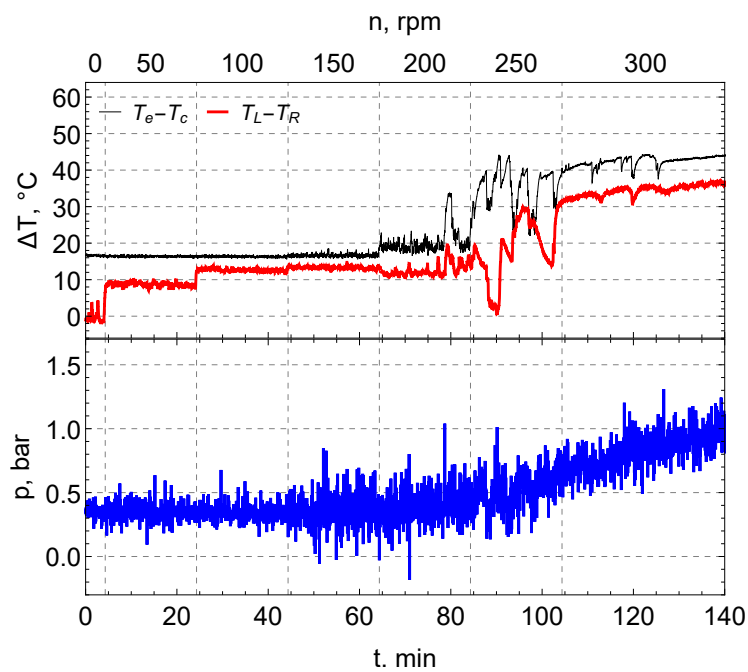
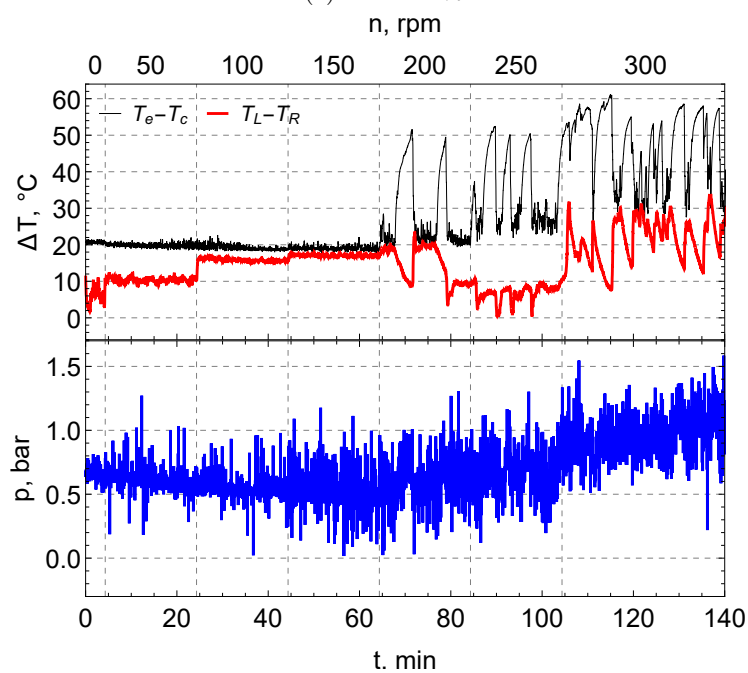
($R=0.039K/W$ dla $FR=50\%$ i spadek o 49% dla $FR=80\%$)". Na przykładzie ostatniego stopnia grzania (moc maksymalna, $Q = 2\text{ kW}$), kiedy to strumień ciepła jest najwyższy i wynosi 98.4 kW/m^2 , widać, że najlepszym stopniem wypełnienia jest $FR = 50\%$ dla układu stacjonarnego i $FR = 70\%$ dla układu obrotowego.

Ciśnienie robocze ma najniższą wartość dla $n = 0\text{ obr/min}$ z wypełnieniem równym $FR = 50\%$, zaś najwyższą dla $n = 300\text{ obr/min}$. Reszta przebadanych przypadków charakteryzuje się jednakowym profilem ciśnienia.

5.1.4 Wpływ zmiany prędkości obrotowej

Na rys. 5.5 przedstawiono wpływ zmiany prędkości obrotowej na wydajność cieplną FSOHP w stosunku do stopnia wypełniania. Wielkość mocy dostarczanej do grzałek utrzymywana była na stałym poziomie $Q = 1\text{ kW}$.

W wyniku oddziaływania siły odśrodkowej na FSOHP, proces wymiany ciepła ulega destabilizacji, w postaci wzrostu amplitudy ciśnienia, w zakresie dla $n > 150\text{ obr/min}$. W niektórych przypadkach, takich jak $FR = 50\%$ oraz $n \geq 250\text{ obr/min}$, stan nieustalony zanika przechodząc w quasi-ustalony. W zakresie prędkości do $n = 150\text{ obr/min}$ opór cieplny maleje, wskazując na intensyfikację procesu cieplnego. Z dwóch przebadanych przypadków wypełnienia ($FR = 50\%$ oraz 80%) to dla pierwszego test rozpoczyna się dla przepływu oscylacyjnego (brak przepływu kierunkowego). Wystąpienie ustalonego kierunku przepływu dla $n = 0\text{ obr/min}$ uzyskano tylko w przypadku $FR = 80\%$. Należy zauważyć, że urządzenie, w całym przedziale czasu przeprowadzanych testów, realizowało transport energii, jednak dla większych prędkości obrotowych z pogorszoną jakością (większa różnica temperatury pomiędzy źródłami grzania/chłodzenia). Otrzymane wyniki opracowano w taki sposób, by oddzielić stan quasi-ustalony od przejściowego dlatego przy obliczaniu oporu cieplnego wzięto pod uwagę ostatnie 5 minut danego etapu badania. W wyniku uzyskano rys. 5.6a przedstawiający mapę konturów, która wskazuje na znaczący wpływ

(a) $FR = 50\%$ (b) $FR = 80\%$

Rys. 5.5 Wpływ prędkości obrotowej na wydajność cieplną urządzenia w odniesieniu do stopnia jego wypełnienia czynnikiem roboczym.

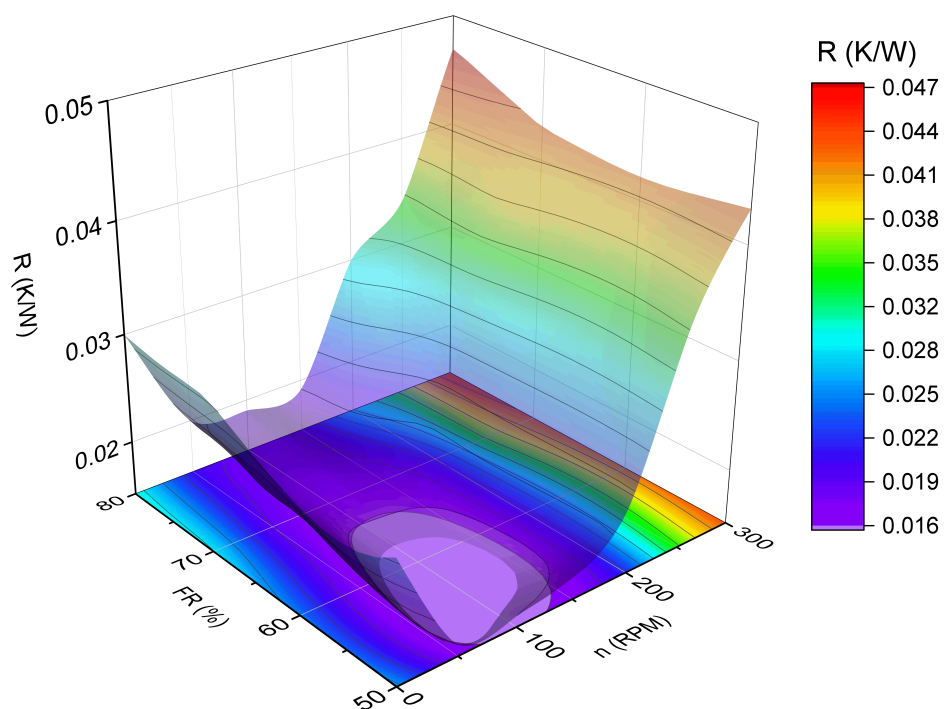
wyższej wartości n na zachodzące wewnątrz kapilar zjawiska ciepłno-przepływowe. Tabela 5.6b przedstawia dokładne wartości oporu cieplnego z wykazem wartości minimalnych/maksymalnych w przypadku stanu przejściowego. Niewielki spadek wartości R w zakresie $n = 0 \div 150$ obr/min wskazuje na możliwość pojawienia się minimum funkcji oporu cieplnego od prędkości obrotowej, które jest skorelowane z możliwością optymalizacji procesu w ścisłym zakresie oddziałującego przyspieszenia odśrodkowego.

Z ogólnej charakterystyki operacji FSOHP opartej na wartości oporu cieplnego w stosunku do prędkości obrotowej i stosunku wypełnienia (rys. 5.6) wynika, że FSOHP w zakresie do około $a_{x+} = 5$ g działa nawet lepiej niż w przypadku $n = 0$ obr/min. Prędkość obrotowa powyżej $n = 150$ obr/min ma negatywny wpływ na proces, co przedstawia wzrost oporu cieplnego.

5.1.5 Minimum oporu cieplnego FSOHP, w funkcji prędkości obrotowej

Śledząc wyniki przeprowadzonych testów, związek między współczynnikiem wypełnienia, a prędkością obrotową urządzenia, wykazuje niewielką zmianę oporu cieplnego FSOHP w zakresie do $n = 150$ obr/min. Z tego powodu przeprowadzono dodatkowy test dotyczący stałej wartości prędkości obrotowej ($n = 150$ obr/min), stopnia wypełnienia $FR = 80\%$ i zmiennego źródła zasilania grzałek w zakresie $Q = 1.5 \div 2$ kW.

Analizując rys. 5.7 można zaobserwować brak znaczącej różnicy w oporze cieplnym dla przypadku $n = 0$ obr/min i $n = 300$ obr/min, w całym zakresie zastosowanego obciążenia cieplnego. Badanie dotyczące $n = 150$ obr/min dowodzi, że przy niższej wartości prędkości obrotowej urządzenie może przeprowadzić proces wydajniej niż w przypadku stacjonarnym, a oddziałujące zmienne siły masowe mają pozytywny wpływ na realizowany proces. W przypadku $n = 150$ obr/min wartość oporu cieplnego spadła o 18%, w porównaniu do $n = 0$ obr/min i $n = 300$ obr/min. Ciśnienie robocze dla

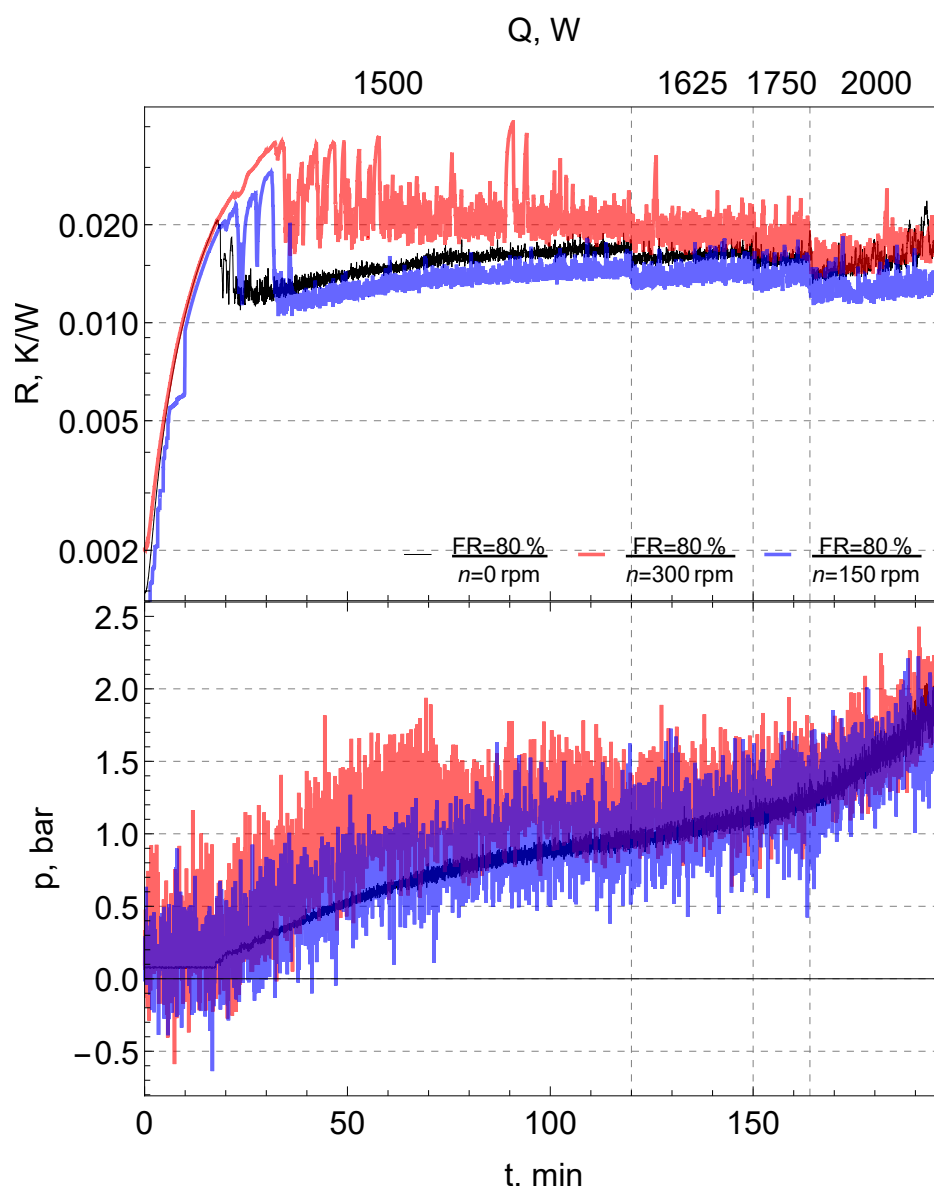


(a) Mapa konturów

| | 0RPM | 50RPM | 100RPM | 150RPM | 200RPM | 250RPM | 300RPM |
|--------|-------|-------|--------|--------|----------------------------------|----------------------------------|----------------------------------|
| FR=50% | 0.017 | 0.016 | 0.016 | 0.017 | 0.0165 0.021 0.0337 | 0.022 0.035 0.0442 | 0.0375 0.043 0.044 |
| FR=70% | 0.018 | 0.018 | 0.018 | 0.018 | 0.0181 0.021 0.0257 | 0.0226 0.036 0.0557 | 0.0261 0.043 0.0584 |
| FR=80% | 0.021 | 0.02 | 0.019 | 0.019 | 0.0192 0.03 0.0516 | 0.0219 0.034 0.0524 | 0.0273 0.047 0.0586 |

(b) Wartości dokładne. Stan nieustalony: $\text{Average}_{\text{minimum}}^{\text{maximum}}$.

Rys. 5.6 Opór cieplny przy stałym Q dla różnych stopni wypełnienia i zmiennej prędkości obrotowej.



Rys. 5.7 Wpływ współczynnika wypełnienia (FR) i prędkości obrotowej (n) na opór cieplny (R) i ciśnienie (p).

opisywanych testów jest takie samo, ale jego amplituda rośnie, wraz z przejściem z układu stacjonarnego do obrotowego.

Na podstawie rys. 5.4 dla systemu z dużą wartością strumienia ciepła i prędkości obrotowej, optymalnym FR dla wody będzie 70 % ($R = 0.016 \text{ K/W}$), jednak ograniczając się do niskiej wartości $n = 150 \text{ obr/min}$ odpowiednie jest $FR = 80 \%$ ($R = 0.013 \text{ K/W}$) co można zaobserwować na rys. 5.7.

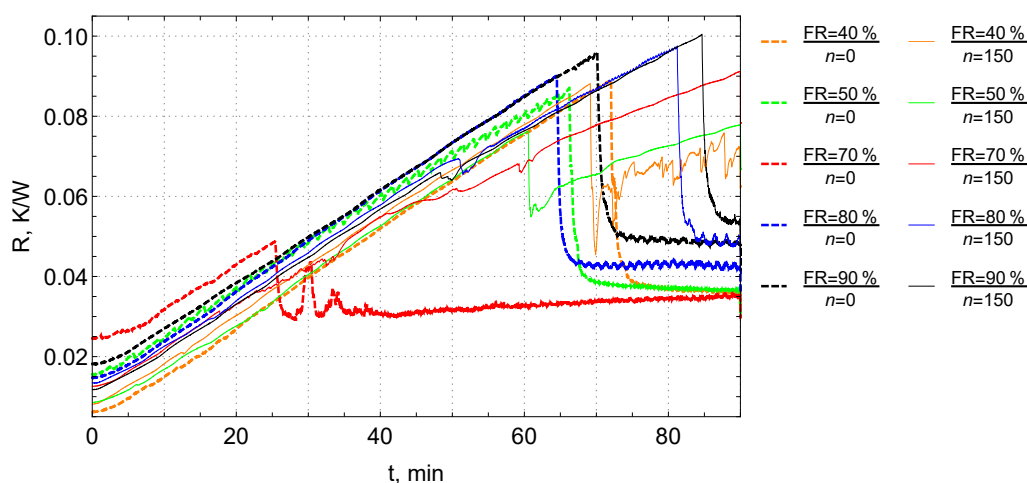
5.2 HFE-7000

Badania eksperymentalne oparte na syntetycznym czynniku chłodniczym firmy $3M^{TM}$ wykonywane były w drugiej kolejności. Z uwagi na wyniki jakie otrzymano podczas poprzedniej kampanii (przy udziale wody jako czynnika roboczego) zdecydowano o: zagęszczeniu punktów pomiarowych prędkości bliskiej $n = 150 \text{ obr/min}$, zwiększeniu ilości badanych stopni wypełnienia na $FR = 40 \div 90 \%$ oraz zmianie stałej prędkości obrotowej, ze zmienną mocą przyłącza grzałek, z 300 na 150 obr/min. Badany zakres mocy grzewczej mieścił się w zakresie $Q \approx 300 \div 450 \text{ W}$.

5.2.1 Wpływ FR oraz przejścia do układu obrotowego

Jak wspomniano na wstępie do rozdziału 5 stanowisko zostało przebadane w warunkach stacjonarnych ($n = 0 \text{ obr/min}$) oraz obrotowych ($n = 150 \text{ obr/min}$), z różnymi stopniami wypełnienia wymiennika czynnikiem roboczym ($FR = 40, 50, 70, 80, 90 \%$) przy stałej mocy przyłącza grzałek, równej $Q = 300 \text{ W}$. Wyniki przedstawiono na rys. 5.8 reprezentującym opór cieplny urządzenia w funkcji czasu.

W warunkach stacjonarnych zwiększenie wypełnienia powyżej 70% zauważalnie pogarsza wydajność cieplną realizowanego procesu. Najniższe wartości oporu cieplnego urządzenia uzyskano w warunkach stacjonarnych dla wypełnień 40, 50 oraz 70%, gdzie wielkość R , na końcu danego testu,



Rys. 5.8 Oporność cieplna dla różnych stopni wypełnienia w stacjonarnym oraz obrotowym układzie odniesienia.

przedstawia zbliżoną wartość równą $R = 0.035 \text{ K/W}$. Stopnie wypełnienia $FR = 80\%$ oraz 90% charakteryzują się zauważalnie wyższą różnicą temperatury pomiędzy źródłami grzania/chłodzenia, co świadczy o spadku wydajności termicznej FSOHP. Czas uruchomienia dla $n = 0 \text{ obr/min}$ jest najkrótszy przy pośrednim stopniu wypełnienia równym 70% , a najdłuższy dla 90% (przyrost $\Delta R \approx 43\%$, $\Delta SU \approx 233\%$). Urządzenie osiąga najwyższą wydajność cieplną w układzie stacjonarnym z wartością $R = 0.035 \text{ K/W}$ dla $FR = 70\%$.

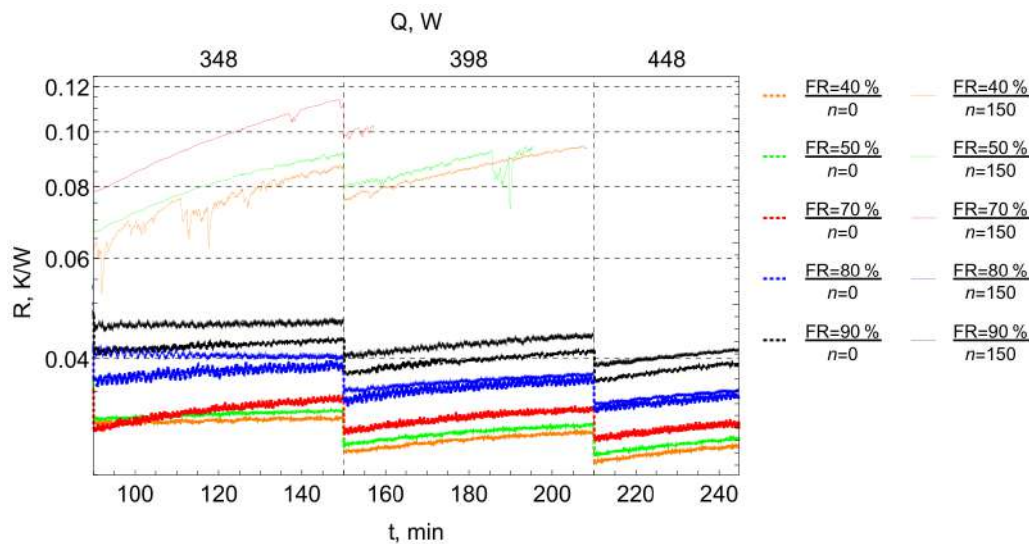
W przypadku układu obrotowego ustalony proces wymiany ciepła zaszedł jedynie dla dwóch ostatnich testów. Należy zauważyć, że wartość oporu cieplnego dla $FR = 80\%$ w układzie obrotowym ustabilizowała się na tym samym poziomie co test dla $n = 0 \text{ obr/min}$ z wypełnieniem $FR = 90\%$. Testy dla $\Omega \neq 0$ charakteryzują się najwyższymi wartościami oporu cieplnego z tendencją malejącą, w zakresie FR od 40% do 80% (spadek oporu cieplnego o 45%). Urządzenie osiąga najwyższą wydajność cieplną w układzie obrotowym z wartością $R = 0.05 \text{ K/W}$ dla $FR = 80\%$.

Największy wzrost oporu cieplnego, w przypadku przejścia z układu stacjonarnego na obrotowy, zostaje uzyskany dla stopnia wypełnienia równego 70% . Wartość rośnie prawie trzykrotnie i reprezentuje najwyższą, w badanym

przedziale przypadków, dla $n = 150$ obr/min. Najniższą różnicę uzyskano dla przypadku 80 %, gdzie opór wzrósł o 25 %, a czas SU uległ wydłużeniu o 17 %.

5.2.2 Wpływ wielkości dostarczanego strumienia ciepła

Rys. 5.9 przedstawia wpływ zmiany mocy grzewczej dostarczonej do sekcji parowania w zakresie różnych stopni wypełnienia ($FR = 40, 50, 70, 80, 90$ %) dla układu stacjonarnego ($n = 0$ obr/min) oraz obrotowego ($n = 150$ obr/min).



Rys. 5.9 Opór cieplny dla różnych stopni wypełnienia w układzie stacjonarnym oraz obrotowym dla zmiennej wartości dostarczanego Q , W.

Podczas przeprowadzania testów, w zakresie mocy grzewczej do 448 W, zjawisko wysuszenia nie zostało zaobserwowane, co jest pozytywnym wynikiem. Analiza procesu cieplnego (globalna) nie powinna być przeprowadzana tak w warunkach niustalonych jak i w warunkach przegrzania systemu, co jest następstwem pojawienia się tzw. „dry-out”. Moc złącza grzałki została tak dobrana, by przeprowadzona kampania pomiarowa dostarczyła możliwie dużo danych, które przedstawią stan ustalony układu bez przegrzania, a tym samym przzerwania procesu ogrzewania sekcji parowania. Tylko w przypadku pierwszych trzech badań układu obrotowego osiągnięto limit zabezpieczający system przed

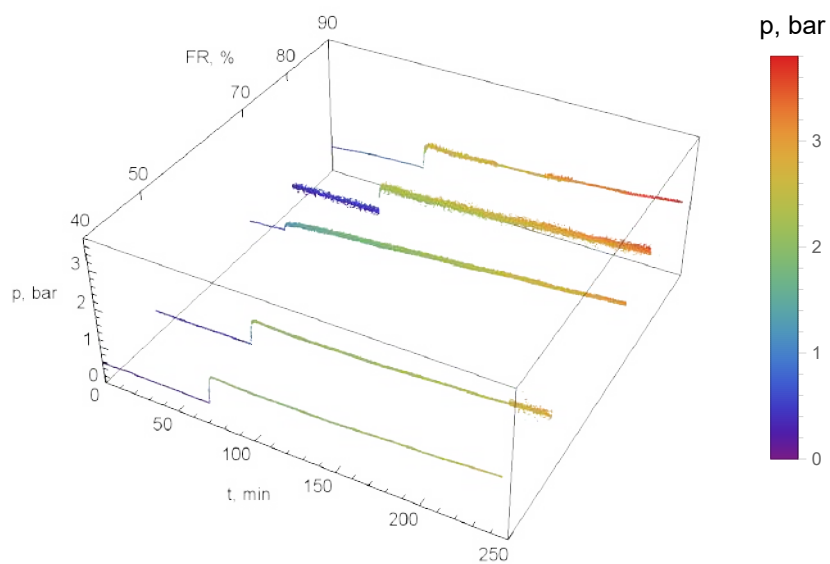
zbyt wysoką temperaturą. Warunek przerwania eksperymentu ustanowiono jako $\overline{T}_e \leq 65^\circ\text{C}$. System najwyraźniej posiadał zbyt małą ilość czynnika roboczego do rozpoczęcia transportu energii przy pomocy przepływu wielofazowego. Całościowy profil ciśnienia dla przeprowadzonych eksperymentów (rys. 5.8, 5.9) przedstawiono na rys. 5.10. Widać, że wzrost zapełnienia w układzie stacjonarnym powoduje wzrost ciśnienia roboczego (średniej temperatury dolnego źródła), a w obrotowym jego redukcję. Dla wszystkich przebadanych wartości wypełnienia opór cieplny maleje wraz ze wzrostem dostarczanego strumienia ciepła. Wzrost wartości HF redukuje różnice między układem stacjonarnym, a obrotowym. Na końcu eksperymentu dla $FR = 80\%$ różnica oporu cieplnego pomiędzy $n = 0$ obr/min, a 150 obr/min jest pomijalnie mała. Przypadek ten jest o 13% wydajniejszy w układzie obrotowym od rozwiązania stacjonarnego z $FR = 90\%$.

Na przykładzie ostatniego stopnia grzania (moc maksymalna, $Q = 448\text{ W}$), kiedy to strumień ciepła jest najwyższy i wynosi 22.1 kW/m^2 , widać, że najlepszym stopniem wypełnienia dla układów o wyższych wartościach mocy grzewczej jest $FR = 40\%$ dla $n = 0$ obr/min i $FR = 80\%$ dla 150 obr/min.

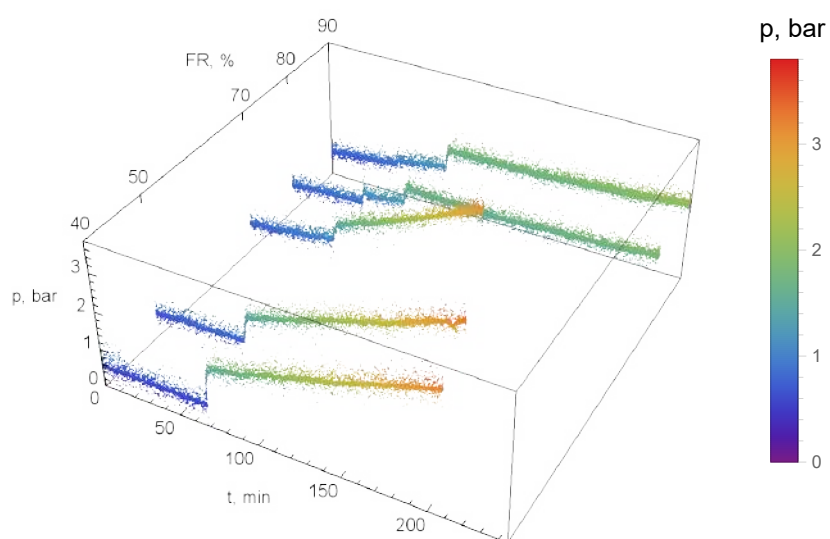
5.2.3 Wpływ zmiany prędkości obrotowej

Przeprowadzona kampania pomiarowa zawierała analizę wpływu zmiany prędkości obrotowej na wydajność cieplną FSOHP w stosunku do stopnia wypełnienia objętości wewnętrznej wymiennika. W tym czasie wielkość mocy dostarczanej do grzałek utrzymywana była na stałym poziomie $Q = 300\text{ W}$.

Otrzymane wyniki opracowano w taki sposób, by oddzielić stan quasi-ustalony od przejściowego dlatego przy obliczaniu oporu cieplnego wzięto pod uwagę ostatnie 5 minut danego etapu badania. Wynik przedstawiono na rys. 5.11a. Uzyskano mapę konturów jako zależność stopnia wypełnienia oraz oporu cieplnego w funkcji prędkości obrotowej urządzenia. Tab. 5.11b przedstawia dokładne wartości oporu cieplnego, z wykazem wartości minimalnych



(a) Stacjonarne.



(b) Obrotowe

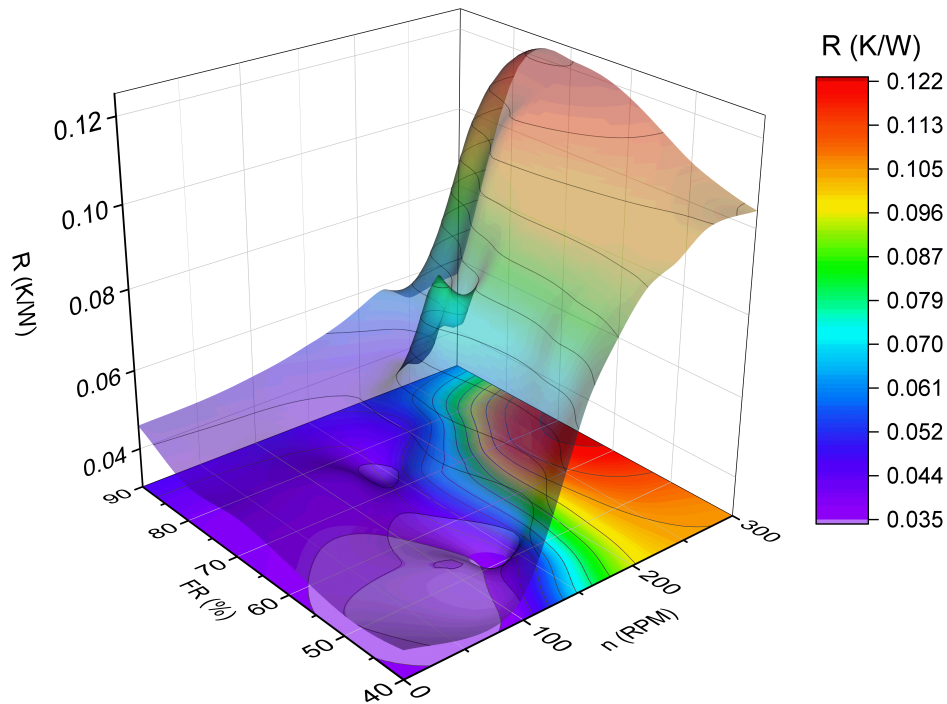
Rys. 5.10 Profil ciśnienia wewnątrz kapilar.

oraz maksymalnych, które listowano w przypadku dużego prawdopodobieństwa wystąpienia stanu przejściowego ($\Delta R > 0.005 \text{ K/W}$).

Wzrost prędkości obrotowej powoduje pogorszenie wydajności cieplnej urządzenia. Średnia różnica temperatury źródła grzania/chłodzenia rośnie wraz ze wzrostem Ω . Z drugiej jednak strony w zakresie $n \approx 100 \text{ obr/min}$ obserwuje się brak znaczącej zmiany w parametrach cieplnych FSOHP dla wypełnień $FR \leq 80\%$. Stopień wypełnienia na poziomie $FR = 90\%$, w całym zakresie badanej prędkości obrotowej charakteryzuje się małym wzrostem oporu cieplnego, gdzie dla $n = 300 \text{ obr/min}$ posiada najniższą wartość R (w porównaniu z pozostałymi stopniami wypełniania w tej prędkości). Przyrost oporu w porównaniu z $n = 100 \text{ obr/min}$ wynosi jedynie 17% (pozostałe przypadki $\Delta R \approx 288\%$).

Czynnik *HFE-7000*, charakteryzuje się większym średnim oporem cieplnym urządzenia w porównaniu do wody. Jednym z powodów uzyskania takiego wyniku jest zbyt duża średnica wewnętrzna zastosowanych kapilar. Czynnik, zgodnie z równaniem (1.10), będzie miał zapewnione odpowiednie warunki pracy dla $d < 2 \text{ mm}$, jednak jak widać po przedstawionych wynikach, dla większej o $\pm 30\%$ średnicy, formowanie struktury przepływu korkowego/pierścieniowego, a tym samym realizowanie procesu transportu ciepła, nadal jest możliwe.

Mniejsze ciepło parowania *HFE-7000*, w porównaniu do wody, to niższa ustalona temperatura pracy źródła, ale także mniejsza wartość mocy możliwa do przetransportowania przez FSOHP.



(a) Mapa konturów

| | 0RPM | 100RPM | 150RPM | 175RPM | 200RPM | 225RPM | 250RPM | 300RPM |
|--------|-------|--------|---------------------------------|---------------------------------|----------------------------------|----------------------------------|----------------------------------|---------------------------------|
| FR=40% | 0.037 | 0.036 | 0.073 0.075 0.0782 | 0.087 | 0.0923 0.096 0.0982 | 0.0925 0.099 0.1028 | 0.104 | 0.104 |
| FR=50% | 0.035 | 0.035 | 0.035 | 0.0723 0.075 0.078 | 0.0861 0.09 0.0925 | 0.1 | 0.106 | 0.109 |
| FR=70% | 0.04 | 0.039 | 0.041 | 0.077 0.082 0.0849 | 0.064 | 0.104 | 0.115 | 0.122 |
| FR=80% | 0.039 | 0.039 | 0.043 | 0.046 | 0.049 | 0.0484 0.051 0.0549 | 0.0923 0.096 0.0997 | 0.113 |
| FR=90% | 0.046 | 0.048 | 0.051 | 0.053 | 0.056 | 0.059 | 0.0513 0.054 0.0588 | 0.0538 0.056 0.059 |

(b) Dokładne wartości. Stan nieustalony: $\text{Average}_{\text{maximum}}^{\text{minimum}}$.

Rys. 5.11 Opór cieplny przy stałym Q dla różnych stopni wypełnienia i zmiennej prędkości obrotowej.

5.3 Procedura walidacji modelu matematycznego na podstawie wyników badań doświadczalnych

Przeprowadzone w rozdziale 3 rozważania teoretyczne, w pierwszej kolejności skonfrontowano z wynikami eksperymentalnymi pochodzącymi z literatury (podrozdział 3.4). W następnej kolejności należy potwierdzić zbieżność obliczeń z badaniami autorskimi, przeprowadzonymi w warunkach zbliżonych do założeń przyjętych podczas analizy numerycznej. Z dwóch zastosowanych czynników tylko woda może uczestniczyć w kompletnym procesie walidacyjnym z uwagi na brak powszechnie dostępnych tablic własności termofizycznych czynnika *HFE-7000* nazywanego również *R7000*. Płyn ten jest stosunkowo nowym czynnikiem i nie znajduje się na liście czynników dodatku *CoolProp*. Do częściowego potwierdzenia zbieżności obliczeń z parametrami fizycznymi czynnika zastosowano kartę produktu firmy *3MTM*, która w sposób kompletny dostarcza informacji dla temperatury referencyjnej równej 25 °C i częściowy w zakresie do $T = 313$ K.

Z uwagi na aplikacyjny charakter stanowiska należało zaadoptować aparaturę badawczą do konstrukcji mieszalnika. Z tego powodu zastosowana średnica, długość adiabaty czy źródło grzania umieszczone u góry, nie mogły być zastosowane zgodnie z założeniami modelu matematycznego. Mimo to potwierdzenie tendencji procesu, uzyskanych na drodze obliczeń, względem warunków rzeczywistych, było możliwe.

Analiza wyników obliczeń numerycznych na zmiennych wymiarowych wykazała powiązanie pomiędzy zwiększoną wydajnością cieplną urządzenia, a ciepłem parowania płynu roboczego. Parametr ten w zastosowanych czynnikach różni się aż szesnastokrotnie (142 kJ/kg dla *HFE* i 2.3 MJ/kg dla wody). Podczas badań eksperymentalnych, celem ominięcia zjawiska wysuszenia, moc maksymalna przyłącza sekcji grzewczej dla *HFE* musiała być ponad czterokrotnie mniejsza. Obserwacja ta jest tożsama z wynikami uzyskanymi numerycznie, gdzie pomniejszona wartość ciepła parowania drastycznie wpływała na proces wymiany ciepła i wartość mocy całkowitej uzyskiwanej w skraplaczu.

5.3. PROCEDURA WALIDACJI MODELU MATEMATYCZNEGO NA PODSTAWIE WYNIKÓW BADAŃ DOŚWIADCZALNYCH

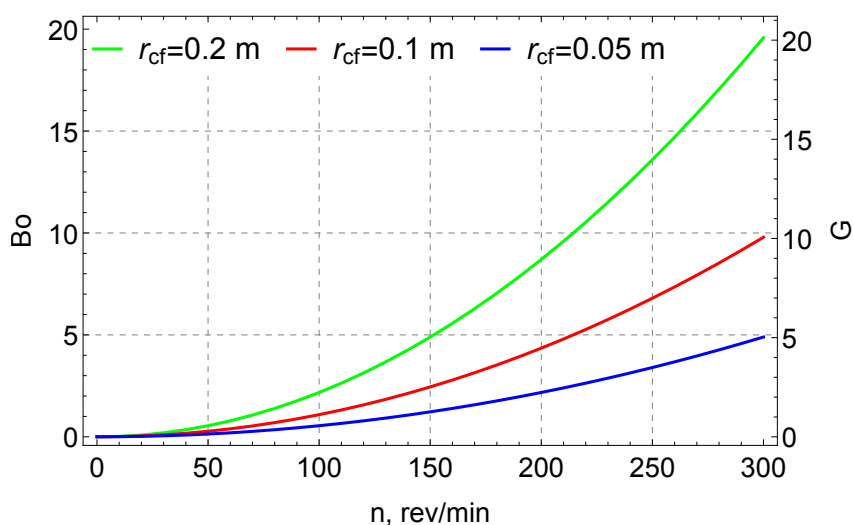
Kolejnym wnioskiem z przeprowadzonych obliczeń, a potwierdzonym wynikami badań doświadczalnych, jest kwestia wpływu zmiany gęstości czynnika na częstotliwość i amplitudę pulsacji wewnątrz kapilary. Według wyników obliczeń przedstawionych na rys. 3.19 wzrost gęstości powoduje spadek wydajności cieplnej urządzenia. Ten sam wniosek towarzyszy wynikom eksperymentalnym, gdzie czynnik *HFE*, w stosunku do H_2O , posiadając o 40% większą gęstość charakteryzuje się wyższą wartością oporu cieplnego. W ten sposób gęstość określona jest jako parametr termofizyczny, którego wzrost nie intensyfikuje procesu wymiany ciepła, a obliczenia na podstawie modelu są zgodne z danymi otrzymanymi na drodze doświadczalnej.

Należy jednak zauważyć, że przedstawione na rys. 3.22 wyniki sugerują poprawę warunków realizacji procesu wymiany ciepła poprzez mniejszą wartość lepkości czynnika. W przypadku badań eksperymentalnych czynnikiem o mniejszej wartości lepkości był *HFE-7000* (trzykrotnie mniejsza wartość lepkości dynamicznej w stosunku do wody), jednak to on był czynnikiem, który realizował proces transportu ciepła mniej efektywnie. Może to być spowodowane tym, że efekt zmniejszenia oporu przepływu cieczy nie ma tak znaczącego wpływu na proces jak zachowanie odpowiedniej wartości jego gęstości i ciepła parowania.

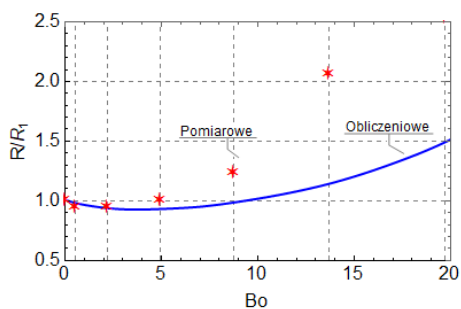
Ostatecznie należy odnieść wyniki badań eksperymentalnych do kryterium zamknięcia, określając prędkość obrotową urządzenia odpowiadającą granicy (1.9) ($Bo < 4$) potwierdzonej numerycznie (rys. 3.18). Wynik przedstawiony na rys. 5.12 określa prędkość maksymalną dla wody jako wartość $n \approx 150$ obr/min. Jest to wielkość zgodna z warunkami optymalnej pracy przebadanego układu obrotowego. Potwierdza to zbieżność obliczeń numerycznych z wynikami uzyskanymi na drodze badań eksperymentalnych.

Zbieżność wyników obliczeń z przeprowadzonymi testami mieści się w zakresie $< 10\%$ dla niskich wartości prędkości obrotowej. Dla wartości $Bo > 5$ zbieżność ulega zaburzeniu niemniej charakterystyka przyrostu/spadku oporu cieplnego

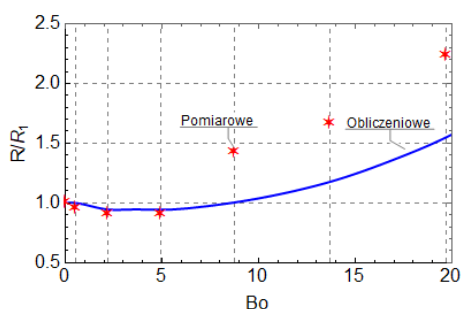
w funkcji liczby Bond'a pozostaje zachowana. Wynik przedstawiony na rys. 5.12c potwierdza, że w okolicy $Bo \approx 4$ istnieje minimum funkcji oporu cieplnego, w systemie obrotowym, tak teoretycznie jak i eksperymentalnie.



(a) Kryterium zamknięcia dla stanowiska, $D = 2.7mm$ i zmienny promień obrotu.



(b) Wyniki eksperymentu i obliczeń, woda, $FR = 50\%$



(c) Wyniki eksperymentu i obliczeń, woda, $FR = 80\%$

Rys. 5.12 Potwierdzenie wyników uzyskanych numerycznie z warunkami pracy stanowiska badawczego.

Rozdział 6

Podsumowanie i wnioski

Pomimo upływu 30 lat od opracowania pierwszej pulsacyjnej rurki ciepła, wynalazek nadal cieszy się dużym zainteresowaniem nie tylko w gronie naukowym, ale również w sferze zastosowania przemysłowego. Dzieje się tak nie tylko z uwagi na skomplikowaną naturę działania PHP, ale także za sprawą intensywnego rozwoju dziedziny pasywnego transportu ciepła i rosnącego zapotrzebowania na wysokowydajne układy chłodzące. Pulsacyjna rurka ciepła, głównie dzięki prostocie swojej konstrukcji i nieprzeciętnie wysokim parametrom cieplnym, daje się zastosować nie tylko w powszechnie stosowanych urządzeniach przemysłowych, ale także w rozwiązaniach gospodarki ciepłem odpadowym w przestrzeni kosmicznej. Aktualny trend badań nad przepływem wielofazowym, w warunkach mikrogravitacji, ukierunkowuje zastosowanie technologii opartej na pulsacyjnej rurce ciepła w systemach chłodzenia sztucznych satelit wysyłanych na orbitę geostacjonarną ziemi, co znacząco wpływa na rozwój dziedziny nauk inżynierijno-technicznych.

W przedstawionej rozprawie podjęto za cel opracowanie modelu matematycznego opisującego pracę pulsacyjnej rurki ciepła w układzie obrotowym. Model został zbudowany na podstawie analizy jednowymiarowej uproszczonego przypadku zagięcia rurki tzw. „u-kształtu”. Za pomocą specjalnie zaprojektowanego stanowiska badawczego uzyskano możliwość walidacji wyników

otrzymanych na drodze obliczeń numerycznych, co pozwoliło na realizację celu głównego pracy.

W pracy udowodniono, że możliwe jest efektywne wykorzystanie pulsacyjnych rurek ciepła, w układzie obrotowym za pomocą wody oraz *HFE-7000* jako czynnika roboczego, co stanowi potwierdzenie postawionej tezy głównej. Przeprowadzono walidację tak rozważań teoretycznych jak i wyników eksperymentu na podstawie dostępnej literatury. Zestawienie otrzymanych wartości w przebiegu badań eksperymentalnych przedstawiono w tab. 6.1.

Tab. 6.1 Zestawienie dla przeprowadzonych testów.

| Czynnik roboczy | Woda | HFE-7000 |
|---|-------------|-----------------|
| Optymalny FR stacjonarnie (R), $\%(K/W)$ | 50 (0.012) | 40 (0.028) |
| Optymalny FR obrotowo (R), $\%(K/W)$ | 80 (0.013) | 80 (0.035) |
| Optimum n , obr/min | 150 | 100 |
| \bar{T}_e dla $\Omega = 0$, $^{\circ}C$ | 99 | 47 |
| \bar{T}_e dla $\Omega \neq 0$, $^{\circ}C$ | 100 | 50 |
| HF, kW/m^2 | 98.4 | 22.1 |

Urządzenie o specyficznej budowie geometrycznej zostało nazwane obrotowym wymiennikiem ciepła i z powodzeniem może być stosowane w procesach technologicznych. Wnioski z przeprowadzonych testów i analiz są następujące:

- Proces wymiany ciepła, realizowany przez OHP, o określonej konfiguracji geometrycznej w układzie obrotowym jest możliwy i bardzo skuteczny.
- Zmienne siły masowe, powiązane z przyspieszeniem odśrodkowym, wpływają na warunki pracy FSOHP, a w szczególności w zakresie dużej wartości gęstości dostarczanego strumienia ciepła. Przejście z układu stacjonarnego do $n = 300$ obr/min dla małej mocy ($Q = 1kW$), w przypadku wody z wypełnieniem na poziomie 70%, spowodowało wzrost oporu cieplnego urządzenia o 25% (z $R = 0.016$ K/W na $R = 0.02$ K/W), zaś dla dużej mocy ($2kW$) wzrost ten był mniejszy i wynosił 12.5% (z $R = 0.014$ K/W na $R = 0.016$ K/W).

-
- Badanie urządzenia wykazało mniejszy opór przepływu czynnika roboczego w kierunku zgodnym do ruchu wskazówek zegara.
 - Kierunek obrotu urządzenia jest związany z kierunkiem przepływu wewnątrz kapilar jednak ma niewielki wpływ na wydajność cieplną urządzenia.
 - Zwiększenie FR dla $n = 0$ obr/min powoduje obniżenie wydajności cieplnej systemu, zaś dla $n > 0$ obr/min obserwuje się odwrotną tendencję.
 - W układzie stacjonarnym wraz ze wzrostem stopnia wypełnienia ciśnienie robocze rośnie. W układzie stacjonarnym tendencja jest odwrotna. Wzrost ciśnienia roboczego powoduje zwiększenie oporu cieplnego urządzenia.
 - Wzrost gęstości dostarczanego strumienia ciepła zmniejsza różnice w oporze cieplnym urządzenia między układem stacjonarnym, a obrotowym.
 - Istnieje minimum funkcji oporu cieplnego urządzenia w zależności od prędkości obrotowej.
 - Wydajność termiczna urządzenia z wypełnieniem powyżej 80 % drastycznie spada, co świadczy o pogorszeniu warunków wymiany ciepła.
 - Mimo przekroczenia kryterium zamknięcia (1.10) czynnik *HFE-7000* realizował proces transportu ciepła, wykazując polepszenie wydajności w zakresie do 100obr/min.
 - Czynnik *HFE-7000*, charakteryzuje się większym średnim oporem cieplnym urządzenia w porównaniu do wody.

Konkluzją wspólną dla stopnia wypełnienia oraz dostarczanego strumienia ciepła jest fakt, że dla ich niskich wartości wraz ze wzrostem prędkości obrotowej rośnie opór cieplny urządzenia. Zmniejszeniu różnicy pomiędzy układem stacjonarnym, a obrotowym sprzyja zwiększenie wartości HF oraz FR.

Walidacja modelu z danymi literaturowymi oraz danymi uzyskanymi na drodze wykonanych badań doświadczalnych potwierdziła zadowalającą zbieżność

obliczeń. Charakterystyki uzyskanych funkcji wskazują na znaczący wpływ bezwymiarowej liczby Bond'a na opis procesu wymiany ciepła, realizowanego poprzez FSOHP, w układzie obrotowym. Obliczenia na podstawie modelu wykazują minimum oporu cieplnego urządzenia w okolicy $Bo \approx 5$ co zostało potwierdzone eksperymentalnie. Co ciekawe, dla wody, przyrost wartości liczby Bond'a jest praktycznie równy przyrostowi wartości przyspieszenia odśrodkowego dla parametrów zastosowanych w badaniach eksperymentalnych. Obliczenia dla kapilary o średnicy wewnętrznej równej $D_{in} = 1$ mm wykazują minimum R przy aż $a_{x+} = 24$ g co w eksperymencie odpowiada warunkom $a_{x+} \approx 5$ g dla $D_{in} = 2.7$ mm. W dodatku określony warunek średnicy krytycznej (równanie (1.9)) oparty na liczbie Bond'a nie został spełniony w przypadku czynnika *HFE-7000*. Mimo zbyt dużej średnicy kanału przepływowego proces wymiany ciepła zachodził, a ciecz wraz z fazą lotną czynnika formowały z powodzeniem strukturę korkową i pierścieniową. Mając na uwadze powyższy wniosek motywacją do pracy w najbliższej przyszłości będzie chęć zbadania kapilar o mniejszej średnicy, odmiennym kształcie i innym czynniku roboczym jak woda czy *HFE-7000*. Celem będzie określenie takiej liczby charakterystycznej, która weźmie pod uwagę oddziaływanie siły masowej powstającej na skutek obecności dużej wartości przyspieszenia odśrodkowego, pozwalając tym samym lepiej określić warunki graniczne dla realizacji procesu transportu energii przez pulsacyjną rurkę ciepła w układzie obrotowym.

Bibliografia

- [1] Y.Zhang, A.Faghri, and M.B.Shafii. Analysis of liquid-vapor pulsating flow in a U-shaped miniature tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45(12):2501–2508, 2002.
- [2] M. Marengo and V.S. Nikolayev. Chapter 1: Pulsating heat pipes: Experimental analysis, design and application. In *Encyclopedia of Two-Phase Heat Transfer and Flow IV*, page 62, 2017.
- [3] M.S.El-Genka and J.M.P.Tournier. Uses of liquid-metal and water heat pipes in space reactor power systems. *GDC Frontiers in Heat Pipes*, 2011.
- [4] A.M. Perkins. Certain improvements in the apparatus or method of heating the air in buildings, heating and evaporating fluids, and heating metals, U.K. Patent 6146, July. 1831.
- [5] J. Perkins. Certain improvements in steam engines, and in generating steam and evaporating and boiling fluids for certain purposes, U.K. Patent 7059, April. 1836.
- [6] R.S. Gaugler. Heat transfer device, U.S. Patent US2350348A, June. 1944.
- [7] G. M. Grover. Evaporation-condensation heat transfer device, U.S. Patent US3229759A, January. 1963.

BIBLIOGRAFIA

- [8] R.E. Harkness. The geos-ii heat pipe system i and its performance in test and orbit. *Technical Memorandum, Applied Physics Laboratory, The Johns Hopkins University*, 1969.
- [9] H. Akachi. Structure of a heat pipe, U.S. Patent 4 921 041, Jul 1990.
- [10] H. Akachi. Structure of micro-heat pipe, U.S. Patent 5 219 020, Jul 1993.
- [11] P.D.Cunn and D.A.reay. *Heat Pipes*. Pregramon, 1994.
- [12] H. Tang, C. Weng, Y. Tang, Y. Lu, and T. Fu. Effect of inclination angle on the thermal performance of an ultrathin heat pipe with multi-scale wick structure. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 118(104908), 2020.
- [13] D.A. Reay, P.A.Kew, and R.J.McGlen. Chapter 3 - heat pipe components and materials. *Heat Pipes (Sixth Edition)*, pages 65–94, 2014.
- [14] X. Dai, L. Tran, F. Yang, B. Shi, R. Yang, Y. C. Lee, and C. Li. Characterization of Hybrid-Wicked Copper Heat Pipe. In *ASME/JSME 2011 8th Thermal Engineering Joint Conference*, 2011.
- [15] B. Herrera, F. Chejne, M.B.H.Mantelli, J. Mejí, K. Cacula, and A. Gallego. Population balance for capillary limit modeling in a screen mesh wick heat pipe working with nanofluids. *International Journal of Thermal Sciences*, 138:134–158, 2019.
- [16] M.R. Rahman, P.R.Waghmare, and M.R.Flynn. On the deflection of the liquid–vapor interface in a wicked heat pipe. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 165:120638, 2021.
- [17] M.Hassanzadeganroudsari, M.Soltani, A.Heydarinasaband, A.T.Nakhjiri, M.D.K.Hossain, and A.A.Khiyavi. Mathematical modeling and simulation of molecular mass transfer across blood brain barrier in brain capillary. *Journal of Molecular Liquids*, 310, 2020.

-
- [18] V. H. Gray. Rotating wickless hollow shaft heat pipe utilizing centrifugal acceleration for return pumping of condensate and transferring high heat fluxes. In *American Society of Mechanical Engineers and American Inst. of Chemical Engineers, Heat Transfer Conference; August 03, 1969 - August 06, 1969; Minneapolis, MINN.*, pages 1–6, 1969.
- [19] G. Spinato, N. Borhani, B.P. d’Entremont, and J.R.Thome. Time-strip visualization and thermo-hydrodynamics in a closed loop pulsating heat pipe. *Applied Thermal Engineering*, 78:364–372, 2015.
- [20] J.Ji, M. Wu, Y. Feng, L. Chu C. Yu, C. Chang, Y. Li, X. Xiao, and H. Ma. An experimental investigation on the heat transfer performance of a liquid metal high-temperature oscillating heat pipe. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 149:119198, 2020.
- [21] R.R.Riehl and N.dosSantos. Water-copper nanofluid application in an open loop pulsating heat pipe. *Applied Thermal Engineering*, 42, 2012.
- [22] P. Charoensawan, S. Khandekar, M. Groll, and P. Terdtoon. Closed loop pulsating heat pipes: Part a: parametric experimental investigations. *Applied Thermal Engineering*, 23(16):2009 – 2020, 2003.
- [23] D.J. Nicklin and J.F. Davidson. The onset of instability on two phase slug flow. In *In Proceedings Symposium on Two Phase Flow, Paper 4. Institute Mechanical Engineering*, 1962.
- [24] S.Khandekar, P.K.Panigrahi, F.Lefèvre, and J.Bonjour. Local hydrodynamics of flow in a pulsating heat pipe: A review. *Frontiers in Heat Pipes*, 2010.
- [25] N.Sahaa, P.K.Das, and P.K.Sharma. Influence of process variables on the hydrodynamics and performance of a single loop pulsating heat pipe. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 74:238–250, 2014.

- [26] C. Feng, Z. Wan, H. Mo, H. Tang, L. Lu, and Y. Tang. Heat transfer characteristics of a novel closed-loop pulsating heat pipe with a check valve. *Applied Thermal Engineering*, 141:558–564, 2018.
- [27] V.G.Pastukhov and Yu.F.Maydanik. Development of a pulsating heat pipe with a directional circulation of a working fluid. *Applied Thermal Engineering*, 109:155–161, 2016.
- [28] D. Mangini, M. Mameli, D. Fioriti, S. Filippeschi, L. Araneo, and M. Marengo. Hybrid pulsating heat pipe for space applications with non-uniform heating patterns:ground and microgravity experiments. *Applied Thermal Engineering*, 126(11):1029–1043, 2017.
- [29] A.Dell’innocenti, S.Lips, V.Sartre, N.Blet, J.Coulloux, and J.Bonjour. Thermal performance and operating regimes of a flat pulsating heat pipe for the temperature homogenization of two symmetric plates. *ASME Journal of Heat Transfer*, 2019.
- [30] Y.H.Lin, S.W.Kang, and T.Y.Wu. Fabrication of polydimethylsiloxane (PDMS) pulsating heat pipe. *Applied Thermal Engineering*, 29:573–580, 2008.
- [31] H.Akachi, F.Polaassek, and P.S.Stulc. Pulsating heat pipes. *Proceedings of the 5th International Heat Pipe Symposium*, 1996.
- [32] P.A. Kew and K. Cornwell. Correlations for the prediction of boiling heat transfer in small-diameter channels. *Applied Thermal Engineering*, 17(8):705 – 715, 1997.
- [33] H. Han, X. Cui, Y. Zhu, and S. Sun. A comparative study of the behavior of working fluids and their properties on the performance of pulsating heat pipes (php). *International Journal of Thermal Sciences*, 82:138–147, 2014.

- [34] M.Ebrahimi Dehshali, M.A.Nazari, and M.B.Shafii. Thermal performance of rotating closed-loop pulsating heat pipes: Experimental investigation and semi-empirical correlation. *International Journal of Thermal Sciences*, 123:14–26, 2018.
- [35] H. Yanga, S.Khandekar, and M.Groll. Operational limit of closed loop pulsating heat pipes. *Applied Thermal Engineering*, 28:49–59, 2008.
- [36] Y. Zhu, X. Cui, H. Han, and S. Sun. The study on the difference of the start-up and heat-transfer performance of the pulsating heat pipe with water–acetone mixtures. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 77:834–842, 2014.
- [37] P. R. Pachghare and A. M. Mahalle. Thermo-hydrodynamics of closed loop pulsating heat pipe: an experimental study. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 28:3387–3394, 2014.
- [38] S. Jafarmadara, N. Azizinia, N. Razmara, and F. Mobadersani. Thermal analysis and entropy generation of pulsating heat pipes using nanofluids. *Applied Thermal Engineering*, 103:356–364, 2016.
- [39] S.W. Kang, Y.C. Wang, Y.C. Liu, and H.M. Lo. Visualization and thermal resistance measurements for a magnetic nanofluid pulsating heat pipe. *Applied Thermal Engineering*, 126:1044–1050, 2017.
- [40] V.K. Karthikeyan, K. Ramachandran, B.C. Pillai, and A.B. Solomon. Understanding thermo-fluidic characteristics of a glass tube closed loop pulsating heat pipe: flow patterns and fluid oscillations. *Heat Mass Transfer*, 51(12):1669–1680, 2015.
- [41] A.Kujawska, B.Zajackowski, L.M.Wilde, and M.H.Buschmann. Geysier boiling in a thermosyphon with nanofluids and surfactant solution. *International Journal of Thermal Sciences*, 139:195–216, 2019.

- [42] M. Xing, R. Wang, and R. Xu. Experimental study on thermal performance of a pulsating heat pipe with surfactant aqueous solution. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 127:903–909, 2018.
- [43] M. Barba, R. Bruce, A. Bonelli, and B. Baudouy. Experimental study of large scale cryogenic pulsating heat pipe. In *Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2017.
- [44] J. Lim and S.J. Kim. Fabrication and experimental evaluation of a polymer-based flexible pulsating heat pipe. *Energy Conversion and Management*, 156:358–364, 2018.
- [45] L.D. Fonseca, F. Miller, and J. Pfothhauer. A helium based pulsating heat pipe for superconducting magnets. *AIP Conference Proceedings*, 28:1573, 2014.
- [46] F. Bonnet, P. Gully, and V. Nikolayev. Development and test of a cryogenic pulsating heat pipe and a pre-cooling system. *AIP Conference Proceedings*, 607:1434, 2012.
- [47] M. Li, L. Li, and D. Xu. Effect of number of turns and configurations on the heat transfer performance of helium cryogenic pulsating heat pipe. *Cryogenics*, 96:159–165, 2018.
- [48] B. Kim, L. Li, J. Kim, and D. Kim. A study on thermal performance of parallel connected pulsating heat pipe. *Applied Thermal Engineering*, 126:1063–1068, 2017.
- [49] A. Yoon and S.J. Kim. Understanding of the thermo-hydrodynamic coupling in a micro pulsating heat pipe. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 127:1004–1013, 2018.

- [50] Z. Kolková and M. Malcho. Effect of working fluids on thermal performance of closed loop pulsating heat pipe. *AIP Conference Proceedings*, 1608(1):128–131, 2014.
- [51] D.S. Jang, H.J. Chung, Y. Jeon, and Y. Kim. Thermal performance characteristics of a pulsating heat pipe at various nonuniform heating conditions. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 126:855–863, 2018.
- [52] Z.J. Zuo, M.T. North, and K.L. Wert. High heat flux heat pipe mechanism for cooling of electronics. *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies*, 24:220–225, 2001.
- [53] S. Raffles and I. Takayoshi. Effects of non-condensable gas on the performance of oscillating heat pipe, part I: Theoretical study. *Applied Thermal Engineering*, 73(11):1387–1392, 2014.
- [54] B.S. Taft. Non-condensable gases and oscillating heat pipe operation. *Frontiers in Heat Pipes*, 4, 2013.
- [55] G.Burban, V.Ayel, A.Alexandre, P.Lagonotte, Y.Bertin, and C.Romestant. Experimental investigation of a pulsating heat pipe for hybrid vehicle applications. *Applied Thermal Engineering*, 50:94–103, 2013.
- [56] D. Bastakoti, H. Zhang, D. Li, W. Cai, and F. Li. An overview on the developing trend of pulsating heat pipe and its performance. *Applied Thermal Engineering*, 141:305–332, 2018.
- [57] S. Khandekar. Thermo fluid dynamic study of flat-plate closed-loop pulsating heat pipes. *Microscale Thermophysical Engineering*, 6(4):303–317, 2010.
- [58] S.A. Mousavi, B. Farahbakhsh, M.Z. Saghir, and T. Youse. Experimental investigation on the performance of cpu coolers: Effect of heat pipe inclination

- angle and the use of nanofluids. *Microelectronics reliability*, pages 1954–1961, 2013.
- [59] Z. Lin, S. Wang, J. Huo, Y. Hu, J. Chen, W. Zhang, and E. Lee. Heat transfer characteristics and led heat sink application of aluminum plate oscillating heat pipes. *Applied Thermal Engineering*, 31(1415):2221–2229, 2011.
- [60] Z. Deng, Y. Zheng, X. Liu, B. Zhu, and Y. Chen. Experimental study on thermal performance of an anti-gravity pulsating heat pipe and its application on heat recovery utilization. *Applied Thermal Engineering*, 125:1368–1378, 2017.
- [61] Y. Zhang and A. Faghri. Oscillatory flow in pulsating heat pipes with arbitrary numbers of turns. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 17(3):340–347, 2003.
- [62] C. Czajkowski, P. Błasiak, J. Rak, and S. Pietrowicz. The development and thermal analysis of a U-shaped pulsating tube operating in a rotating system of coordinates. *International Journal of Thermal Sciences*, 132:645 – 662, 2018.
- [63] M.B. Shafii, A. Faghri, and Y. Zhang. Thermal modeling of unlooped and looped pulsating heat pipes. *Journal of Heat Transfer*, 123:1159–1172, 2001.
- [64] M. Manzoni, M. Marni, C. Falco, L. Araneo, S. Filippeschi, and M. Marengo. Non equilibrium lumped parameter model for pulsating heat pipes: validation in normal and hyper-gravity conditions. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 97:473–485, 2016.
- [65] Z. Lin, S. Wang, R. Shirakashi, and L.W. Zhang. Simulation of a miniature oscillating heat pipe in bottom heating mode using {CFD} with unsteady modeling. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 57(2):642 – 656, 2013.

- [66] X. Liu and Y. Chen. Fluid flow and heat transfer in flat-plate oscillating heat pipe. *Energy and Buildings*, 75:29 – 42, 2014.
- [67] J. Wang, H. Ma, Q. Zhu, Y. Dong, and K. Yue. Numerical and experimental investigation of pulsating heat pipes with corrugated configuration. *Applied Thermal Engineering*, 102:158 – 166, 2016.
- [68] L. Lin, R. Ponnappan, and J. Leland. Experimental investigation of oscillating heat pipe. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 15(4):395–400, 2001.
- [69] S. Wolfram. Mathematica 9.0.
- [70] M. Mameli, M. Manzoni, L. Araneo, S. Filippeschi, and M. Marengo. Pulsating heat pipe in hyper-gravity conditions. *Heat Pipe Science and Technology*, 6(1–2):91–109, 01 2015.
- [71] N. Kammuang-lue, K. On-ai, P. Sakulchangsatjatai, and P. Terdtoon. Thermal characteristics of a rotating closed-loop pulsating heat pipe affected by centrifugal accelerations and numbers of turns. *Journal of Mechanical Engineering*, 4(3):35–50, 2017.
- [72] J. van Es and A.A. Woering. High-acceleration performance of the flat swinging heat pipe. In *International Conference On Environmental Systems*, page 9, 2000.
- [73] C. Czajkowski, A.I. Nowak, and S. Pietrowicz. Flower shape oscillating heat pipe – a novel type of oscillating heat pipe in a rotary system of coordinates – an experimental investigation. *Applied Thermal Engineering*, 179:115702, 2020.
- [74] Y. Li, J. Wu, H. Zhan, and C. Wang. Fluid flow and heat transfer characteristic of outer and inner half coil jackets. *Chinese Journal of Chemical Engineering*, 19(2):253–261, 2011.

- [75] A.M. Fsadni, J.P.M. Whitty, and M.A. Stables. A brief review on frictional pressure drop reduction studies for laminar and turbulent flow in helically coiled tubes. *Applied Thermal Engineering*, 109:334–343, 2016.
- [76] S. Pietrowicz, P. Błasiak, C. Czajkowski, A.I. Nowak, J. Rak, A. Ochman, and S. Barylak. Patent no p.421328 Dispersing stirrer with pulsed heat exchanger, 2017.
- [77] A.Takawale, S.Abraham, A.Siela, P.S.Mahapatra, A.Pattamatta, and P.Stephan. A comparative study of flow regimes and thermal performance between flat plate pulsating heat pipe and capillary tube pulsating heat pipe. *Applied Thermal Engineering*, 149:613–624, 2019.
- [78] L.Fourgeaud, V.S.Nikolayev, E.Ercolani, J.Duplat, and P.Gully. In situ investigation of liquid films in pulsating heat pipe. *Applied Thermal Engineering*, 126:1023–1028, 2017.
- [79] C. Czajkowski, A.I. Nowak, P. Błasiak, A. Ochman, and S. Pietrowicz. Experimental study on a large scale pulsating heat pipe operating at high heat loads, different adiabatic lengths and various filling ratios of acetone, ethanol, and water. *Applied Thermal Engineering*, 165:114534, 2020.
- [80] M.A. Nazari, M.H. Ahmadi, R. Ghasempour, and M.B. Shafii. How to improve the thermal performance of pulsating heat pipes: A review on working fluid. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 91:630–638, 2018.
- [81] T. Hao, H. Ma, and X. Ma. Heat transfer performance of polytetrafluoroethylene oscillating heat pipe with water, ethanol, and acetone as working fluids. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 131:109–120, 2019.
- [82] I.H. Bell, J. Wronski, S. Quoilin, and V. Lemort. Pure and pseudo-pure fluid thermophysical property evaluation and the open-source thermophysical

- property library coolprop. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, 53(6):2498–2508, 2014.
- [83] D. Mikielwicz and R. Andrzejczyk. Nowe czynniki HFE 7100 i HFE 7000 jako substancje o potencjalnie szerokich zastosowań przemysłowych. *Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna*, pages 20–31, 2013.
- [84] Z.H. Xue and W. Qu. Experimental and theoretical research on a ammonia pulsating heat pipe: New full visualization of flow pattern and operating mechanism study. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 106, 2017.
- [85] V. Ayel, L. Pietrasanta, G. Lalizel, C. Romestant, Y. Bertin, and M. Marengo. Thermo-hydraulic analysis of semi-transparent flat plate pulsating heat pipes tested in 1 g and microgravity conditions. *Microgravity Science and Technology*, 31:403–415, 2019.