

Politechnika Koszalińska
Wydział Mechaniczny
Katedra Techniki Ciepłej i Chłodnictwa

Waldemar Kuczyński

**Badanie wrzenia w przepływie czynnika
chłodniczego w warunkach zaburzeń
generowanych okresowo**

Rozprawa doktorska

Promotor: prof. dr hab. inż. Tadeusz Bohdal

Koszalin 2008

Spis Treści

Wykaz oznaczeń	2
1. Wstęp	4
2. Przegląd stanu wiedzy dotyczącej wpływu zaburzeń na proces wrzenia w przepływie	6
2.1. Charakterystyka procesu wrzenia	6
2.2. Wielkości opisujące proces wrzenia	7
2.3. Falowy charakter procesu wrzenia	10
2.4. Wrzenie czynnika chłodniczego w warunkach zaburzeń	29
2.4.1. Wrzenie w warunkach zaburzeń jednostkowych	29
2.4.2. Wrzenie w warunkach zaburzeń periodycznych	32
2.5. Przyczyny niestabilnej pracy urządzeń chłodniczych	35
2.6. Specyfika procesu wrzenia w parownikach zasilanych ciśnieniowo i możliwości powstania niestabilności	37
2.6.1. Współpraca termostatycznego zaworu <i>TZR</i> z parownikiem	39
2.6.2. Współpraca elektronicznego zaworu <i>EZR</i> z parownikiem	45
2.7. Strefy wymiany ciepła podczas wrzenia w długich kanałach rurowych parowników chłodniczych – metodyka obliczeń	48
2.8. Podsumowanie przeglądu stanu wiedzy dotyczącej tematu pracy	52
3. Geneza, cel i zakres tematu pracy	53
3.1. Geneza tematu pracy	53
3.2. Cel, hipoteza i zakres pracy	55
4. Badania eksperymentalne	58
4.1. Cel badań eksperymentalnych	58
4.2. Stanowisko pomiarowe	58
4.3. Zakres i metodyka badań eksperymentalnych	67
4.4. Wyniki badań eksperymentalnych	71
4.4.1. Wyniki badań rozprzestrzeniania się zaburzeń generowanych periodycznie w długich kanałach rurowych z wrzącym czynnikiem chłodniczym	71
4.4.2. Wyniki badań wpływu zaburzeń generowanych periody- cznie na wielkość strefy wrzenia w węzownicy rurowej	92
4.4.3. Wyniki badań wpływu zaburzeń generowanych periody- cznie na wydajność chłodniczą wentylatorowej chłodnicy powietrza	104
4.4.4. Podsumowanie wyników badań eksperymentalnych	112
5. Modelowanie fizyczne wrzenia w przepływie w warunkach zaburzeń generowanych periodycznie	114
5.1. Przemieszczanie się zaburzeń we wrzącym czynniku chłodniczym ...	114
5.2. Wnioski dotyczące przemieszczania się zaburzeń we wrzącym czynniku chłodniczym	119
5.3. Określenie wielkości strefy wrzenia w parowniku w warunkach zaburzeń periodycznych	120
5.4. Wyniki obliczeń	127
5.5. Wnioski dotyczące wyników obliczeń długości strefy wrzenia	134
6. Podsumowanie	136
7. Literatura	139
8. Załączniki	145

Wykaz ważniejszych oznaczeń:

A	- pole powierzchni [m]
B	- współczynnik (wzór nr 2.8)
c	- prędkość dźwięku [m/s]
C	- współczynnik (wzór nr 2.54 i 2.55)
E	- elektromagnetyczny zawór odcinający
EZR	- elektroniczny zawór rozprężny
g	- przyspieszenie ziemskie [m/s ²]
h	- entalpia [J/kg]
k	- Liczba falowa [m ⁻¹]
L	- długość węzownicy rurowej [m]
\dot{m}	- masowe natężenie przepływu [kg/h]
p	- ciśnienie [MPa]
Δp	- spadek ciśnienia (amplituda ciśnienia podczas zakłóceń) [MPa]
q	- gęstość strumienia ciepła [W/m ²]
Q	- strumień ciepła [kW]
r	- ciepło parowania [J/kg]
Re	- liczba Reynoldsa
St	- liczba Stanton
Ta	- bezwymiarowa liczba ujmująca częstotliwość generowanych zaburzeń
T	- temperatura [°C]
TZR	- termostatyczny zawór rozprężny
v	- objętość właściwa czynnika chłodniczego [m ³ /kg]
w	- prędkość [m/s], jednostkowa teoretyczna praca sprężania [kJ/kg]
$(w\rho)$	- gęstość strumienia masy [kg/m ² s]
x	- statyczny stopień suchości
y	- dynamiczny stopień suchości
z	- współrzędna osiowa

Litery greckie

α	- współczynnik przejmowania ciepła [W/m ² K]
β	- współczynnik przewężenia kanału
δ	- współczynnik poprawkowy (wzór nr 2.55)
θ	- czas relaksacji [s]
η	- dynamiczny współczynnik lepkości [Pa·s]
λ	- długość fali [m]
ν	- częstotliwość [s ⁻¹]
ν	- kinematyczny współczynnik lepkości [m ² /s]
ρ	- gęstość [kg/m ³]
τ	- czas [s]
$\Delta\tau$	- przedział czasu [s]
Φ	- stopień zapelnienia
ω	- pulsacja zakłóceń

Indeksy dotyczą:

dolne:

- F* - płynu
- H* - średnicy hydraulicznej
- l* - mieszaniny dwufazowej
- max* - wartości maksymalnej
- n* - niedogrzenia
- nom* - wartości nominalnej
- p* - granicy rozdziału faz, przegrzania
- TPF* - przepływu dwufazowego
- w* - ścianki, strefy wrzenia
- s* - nasycenia
- wej.* - wejścia do kanału pomiarowego
- wyj.* - wyjścia z kanału pomiarowego
- +* - wielkości bezwymiarowej
- 1* - stan początkowy układu
- 2* - stan końcowy układu

górne:

- ' - cieczy
- " - gazu
- - wartości średniej

1. Wstęp

Wzrastająca gwałtownie liczba ludności w skali globalnej spowodowała konieczność prawidłowego zabezpieczenia jej egzystencji. Było to przyczyną i siłą motoryczną gwałtownego rozwoju przemysłu, w tym rolno-spożywczego. Szczególnie charakterystyczny wymiar miała II połowa XX wieku, gdy odnotowano wzrost zainteresowania i produkcji urządzeń chłodniczych (lądowych i morskich), za pomocą, których możliwa była gwarancja odpowiedniej jakości żywności.

Urządzenia chłodnicze należą do grupy maszyn energetycznych, gdzie energia napędowa musi być dostarczana z zewnątrz. Pojawił się, więc problem zmniejszenia energochłonności tego typu urządzeń. Jedną z metod gwarantujących wysoką efektywność energetyczną jest zabezpieczenie stabilnych warunków pracy tych urządzeń. Byłoby najlepiej, z punktu widzenia analizy termoeconomicznej, gdyby układy chłodnicze pracowały w tzw. stanach ustalonych.

Stan ustalony układu charakteryzuje się utrzymywaniem jego parametrów na stałym poziomie. W przypadku urządzeń chłodniczych bierze się pod uwagę takie parametry jak: temperatura parowania, temperatura skraplania, ciśnienia parowania i skraplania, masowe natężenie przepływu czynnika chłodniczego, prędkość przepływu powietrza itp. Oczywiście nie jest możliwe uzyskanie stanu równowagowego, w którym wszystkie parametry będą mieć określoną wartość i pozostawać niezmiennie w czasie. Taki stan można uzyskać jedynie przy całkowitym odizolowaniu układu (praktycznie w układzie odosobnionym), który nazywa się stanem równowagowym.

Jednak eksploatacja urządzenia chłodniczego prowadzona jest w warunkach rzeczywistych, czyli przy różnym sprzężeniu układu z otoczeniem. Możliwe są zatem i bardzo często spotykane różnego typu zakłócenia, które bezpośrednio wpływają na zmianę parametrów układu. W pierwszym okresie swego oddziaływania prowadzą one do przejścia układu w obszar parametrów niestabilnych. Dopiero po pewnym czasie następuje „odpowiedź” układu na to oddziaływanie i dążenie ponownie do stanu stabilnego. Nie zawsze jednak (w skutek nieodwracalności procesów) układ osiągnie ten sam stan stabilny, który był stanem wyjściowym przed zakłóceniami. W granicznych przypadkach układ może osiągnąć kolejne stany niestabilne, które mogą nie tylko utrudnić jego eksploatację, ale również spowodować zniszczenie urządzenia.

Przykładowo, w sprężarkowych parowych urządzeniach chłodniczych mogą wystąpić niestabilności wymiany ciepła i masy, objawiające się trudnościami przebiegu procesów wrzenia i skraplania w przepływie, które występują w układach dwufazowych podczas przepływu w wymiennikach ciepła (tzn. w parownikach i skraplaczach). Dotyczy to również niestabilności zasilania tego typu wymienników ciepła.

Bardzo ważne znaczenie odgrywa problem oddziaływania różnego typu zaburzeń wewnętrznych lub zewnętrznych na stany ośrodka dwufazowego. Prowadzone w ostatnich latach badania potwierdzają, że tego typu ośrodki wykazują bardzo interesujące właściwości falowe. Pojawia się istotne zagadnienie rozprzestrzeniania się zaburzeń (zakłóceń) w tego typu ośrodkach. Określenie parametrów przemieszczania się zaburzeń w ośrodkach dwufazowych daje możliwość opisu stanu układu, zmierzającego albo w obszar stabilny, lub co ważniejsze w obszar niestabilny. Rozważając ten problem trzeba wziąć pod uwagę, że

ośrodek dwufazowy typu ciec-zgaz, jedno lub wieloskładnikowy składa się z substancji o dwóch stanach skupienia, oddzielonych od siebie powierzchnią międzyfazową. Od wewnętrznej struktury układu zależy wzajemne oddziaływanie na siebie poszczególnych faz. Wpływa to, między innymi, na prędkość rozchodzenia się zaburzeń w takim ośrodku. Widać to wyraźnie na przykładzie rozchodzenia się fali dźwiękowej w adiabatycznym układzie dwufazowym, gdzie prędkość fali zależy, przede wszystkim, od wartości stopnia zapelnienia przekroju czynnikiem. Charakterystyczną cechą jest to, że prędkość rozchodzenia się fali w ośrodku dwufazowym jest stosunkowo mała, czasem o dwa rzędy wielkości niższa od prędkości jej przemieszczania w fazie ciekłej.

W Katedrze Techniki Ciepłej i Chłodnictwa Politechniki Koszalińskiej prowadzone były od wielu lat badania dotyczące stanów ustalonych i nieustalonych, zwłaszcza parowych sprężarkowych urządzeń chłodniczych. Były one sukcesywnie rozszerzane w kierunku analizy eksperymentalnej i teoretycznej zjawisk niestabilnych i nieustalonych w czasie. Nowoczesna aparatura pomiarowa stwarza możliwości rejestracji szybkozmiennych w czasie parametrów, które opisują dążenie zaburzonego układu do nowego stanu stabilnego. Prowadzone w tych warunkach badania mają duży aspekt poznawczy i aplikacyjny.

Z punktu widzenia poznawczego ważne jest wyjaśnienie przyczyn powstawania niestabilności, mechanizmu i sposobu ich przemieszczania się. Dotyczy to zwłaszcza zagadnień związanych z falowym rozchodzeniem się zaburzeń w ośrodku w parowniku. Dotychczasowe opisy prezentowane w literaturze dotyczą w znikomym stopniu niestabilności przemian fazowych czynników chłodniczych. Większość badań wykonano dla wrzenia wody dla dużych wartości gęstości strumienia ciepła, z myślą o ich wykorzystaniu w technice chłodzenia reaktorów jądrowych. Istnieje, więc potrzeba, prowadzenia dalszych systematycznych badań, których wyniki będą przydatne do budowy modeli teoretycznych opisujących zjawisko wrzenia w przepływie w warunkach zaburzeń oraz do uogólnienia uzyskanych wyników badań eksperymentalnych w postaci zależności empirycznych. W opisie należy dodatkowo uwzględnić parametr czasu oraz inne wielkości z nim związane. W praktyce pozwoli to na lepsze poznanie i zrozumienie zachodzących zjawisk, określenie ich charakteru oraz wpływu na pracę maszyn i urządzeń energetycznych, w tym chłodniczych.

Niniejsza praca wpisuje się w całość prowadzonych badań, związanych z obserwacją dynamicznej zmiany parametrów układu wrzenia w przepływie w warunkach występowania zakłóceń generowanych periodycznie. Zakłócenia typu periodycznego to takie, które charakteryzują się określoną częstotliwością i amplitudą.

Rozpoznanie tego typu zjawisk fizycznych, ich matematyczny opis stanowią podstawowy cel naukowy tej pracy. Z drugiej strony walory aplikacyjne uzyskanych wyników badań powinny przyczynić się do podniesienia bezpieczeństwa pracy układów chłodniczych oraz optymalnego wykorzystania dyspozycyjnej powierzchni wymiany ciepła parowników.

2. Przegląd stanu wiedzy dotyczącej wpływu zaburzeń na proces wrzenia w przepływie

2.1. Charakterystyka procesu wrzenia

W wielu procesach realizowanych w urządzeniach energetycznych występują przemiany fazowe czynników roboczych. Dla uzyskania temperatury obiektu chłodzonego, poniżej wartości temperatury otoczenia stosowane są różne obiegi chłodnicze. Szczególne miejsce zajmują parowe obiegi chłodnicze, w których skład wchodzi przemiany fazowe czynników, w tym wrzenie i skraplanie. Przedmiotem dalszych rozważań będzie problem dotyczący warunków wrzenia czynnika chłodniczego w wymienniku ciepła - parowniku. Przemiana wrzenia polega na przejściu starej fazy – ciekłej, w fazę nową – parową. Może być ona zrealizowana po spełnieniu dwóch warunków, takich jak:

1. istnienie gradientu temperatury na ogrzewanej ścianie (ciecz przegrzana),
2. istnienie zarodków pary.

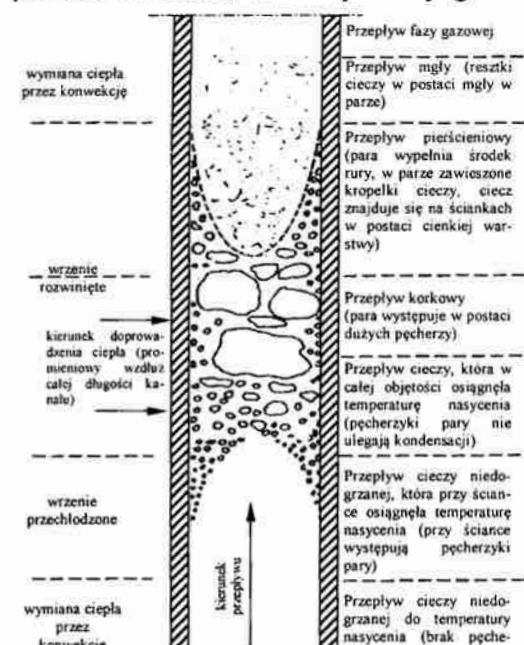
Temperatura cieczy T_F , przy której ma być wytworzona nowa faza parowa powinna być wyższa od temperatury nasycenia T_S , odpowiadającej aktualnemu ciśnieniu. Ciecz o temperaturze $T_F < T_S$ stanowi fazę stabilną, zaś po przekroczeniu temperatury nasycenia fazą stabilną jest gaz. W sytuacji, gdy $T_F > T_S$ ciecz może istnieć wyłącznie jako faza metastabilna, a jej wytrąceniu z równowagi towarzyszy spontaniczne wytwarzanie pary, związane z dążeniem do osiągnięcia nowego stanu równowagi stabilnej. Do wytworzenia pary, oprócz przegrzania cieczy, konieczne są tzw. *zarodki pary*. Pojęcie zarodka pary jest pojęciem hipotetycznym. Zarodki mogą być wytworzone w skutek fluktuacji gęstości cieczy, obecności w niej zanieczyszczeń, obcych gazów lub pary własnej cieczy. Występowaniu zarodków pary sprzyja mikrogeometria powierzchni grzejnej. Można wyróżnić trzy typy zarodków pary: fluktuacyjne, zanieczyszczeniowe i zarodki związane z mikrogeometrią powierzchni elementu grzejnego [37]. Zarodki pary *typu fluktuacyjnego* są wynikiem lokalnego zróżnicowania gęstości substancji, względem jej średniej statystycznej wartości. Prawdopodobieństwo ich istnienia jest jednak niewielkie, co potwierdzono eksperymentalnie zwłaszcza w urządzeniach chłodniczych [19]. W bardzo czystej substancji mogą występować stany cieczy przekraczające granicę stabilności. Podczas wrzenia może występować przegrzanie cieczy nawet o kilka czy kilkanaście Kelwinów. Dlatego w mechanizmie powstawania pęcherzyków parowych główną rolę odgrywają zarodki zanieczyszczeniowe i te, związane z mikrogeometrią powierzchni elementu grzejnego. Pęcherzyk parowy może być aktywnym zarodkiem fazy parowej, jeżeli jego promień będzie większy od promienia R , przy którym następuje przekroczenie progu aktywności. Wielkość graniczną promienia R wyznacza się z ekstremum potencjału termodynamicznego układu ciecz - pęcherzyk parowy.

Zanieczyszczenia w cieczy, które mogą stać się zarodkami pary, to przede wszystkim pęcherzyki obcego gazu, pylinki, cząsteczki elementarne itp. Obecność obcego gazu w cieczy umożliwia wystąpienie procesu desorpcji gazu w wybranych miejscach. Tworzą się wówczas pęcherzyki, które zawierają mieszaninę gazu obcego i pary własnej cieczy. Obecność obcego gazu w cieczy działa w kierunku zmniejszenia równowagowego promienia zarodka. Następuje przy tym obniżenie progu jego aktywności. Pylinki są to ciała stałe znajdujące się w cieczy, których promień jest większy od promienia R . Na ich powierzchni

tworzy się błonka parowa, stanowiąca zarodek pęcherzyka. Cząsteczki elementarne występujące w cieczy muszą mieć dostatecznie dużą energię, aby spowodować fluktuację potencjału termodynamicznego. Tylko wówczas mogą stać się zarodkami pęcherzyków parowych [71]. *Mikrogeometria powierzchni grzejnej* sprzyja występowaniu zarodków. Im mniejsza jest chropowatość powierzchni (to znaczy im mniejszy jest wymiar liniowy zagłębienia), tym skuteczniej są "wiązane" zarodki pary. Pokrycia porowate intensyfikują proces nukleacji, czyli powstawania pęcherzyków pary z zarodków [88]. Mechanizm nukleacji ma miejsce zarówno w warunkach, gdy kształt przestrzeni nie wpływa w istotny sposób na proces wrzenia (wrzenie w objętości), jak i w warunkach istotnego jej wpływu (wrzenie w przepływie). W tworzeniu nowej fazy parowej czynników stosowanych w chłodniczych wymiennikach ciepła (parownikach) biorą udział przede wszystkim zarodki znajdujące się na powierzchni ogrzewanej ścianki kanału. W miarę podwyższania temperatury ścianki wzrasta przegrzanie cieczy przy ściance, wskutek czego następuje wzrost aktywności dotychczas biernych zarodków. Zmniejszając przegrzanie obserwuje się zanik aktywności zarodków pary. Stwierdzono, że aktywizacja i dezaktywizacja zarodków nie zawsze następuje przy tym samym przegrzaniu cieczy [71]. W pewnych warunkach może istnieć opóźnienie aktywizacji (przy rosnącym przegrzaniu) i dezaktywizacji (przy malejącym przegrzaniu). Zjawisko to nosi nazwę *histerezy aktywizacji zarodków* lub *histerezy nukleacji*. Histereza nukleacji tworzy niekiedy zjawisko oddziaływania dynamicznego o charakterze niestabilnym, zwane *zerowym kryzysem wrzenia* [13,28,88].

2.2. Wielkości opisujące proces wrzenia

Jeżeli kształt powierzchni (a także jej wymiary) mają zdecydowany wpływ na proces wrzenia, to nazywamy go *wrzeniem w przepływie*. Podczas jego przebiegu występuje kolejne następujące po sobie etapy związane ze wzrostem fazy parowej w mieszaninie dwufazowej, powstałe wskutek oddziaływania z ogrzewaną ścianką kanału [37,44]. W zależności od miejsca i sposobu dopływu ciepła od ścianki kanału do mieszaniny dwufazowej wyróżnia się pojęcia wrzenia powierzchniowego i wrzenia w rdzeniu przepływu. Jeżeli temperatura fazy ciekłej jest w pewnej odległości od ścianki kanału niższa od temperatury nasycenia, a gęstość strumienia ciepła jest dostatecznie duża, wówczas występuje *wrzenie powierzchniowe*, zwane *przechłodzonym* [28,74]. Przegrzanie cieczy w podwarstwie przyściennej jest wówczas na tyle duże, aby uzyskać warunki generacji pęcherzyków parowych. Ze wzrostem przegrzania cieczy w podwarstwie przy-



Rys. 2.1. Struktury przepływu dwufazowego w kanale pionowym

ściennej i temperatury cieczy w rdzeniu przepływu kanału odrywają się one od ścianki. Początkowo kondensacja pęcherzyków parowych odbywa się na

ściance, a następnie w coraz większej od niej odległości. W fazie początkowej wrzenia w rdzeniu przepływu kondensacja pęcherzyków parowych ulega znacznemu osłabieniu i zanika, gdy ciecz osiąga w rdzeniu temperaturę nasycenia. Wrzenie przechłodzone przechodzi wówczas w *rozwinęte wrzenie pęcherzykowe, zwane nasyconym* [19]. Zmienia się struktura pęcherzyków, co oznacza przejście od małej ich wielkości do coraz większej; tworzy się struktura *korkowa*, a przy dalszym doprowadzaniu ciepła struktura *pierścieniowa* (rozproszona faza ciekła w rdzeniu parowym i ciecz w postaci filmu na ściance kanału). Dalsze ogrzewanie kanału prowadzi do powstania struktury *mgłowej* przepływu. Należy podkreślić, że sposób kształtowania się struktury przepływu zależy w bardzo dużym stopniu od orientacji osi kanału w przestrzeni. Dlatego też analizuje się oddzielnie struktury przepływu z wrzeniem w kanałach poziomych i pionowych (pomimo podobieństwa mechanizmu nukleacji występują istotne różnice). Rysunek 2.1 prezentuje struktury przepływu dwufazowego podczas wrzenia w kanale pionowym.

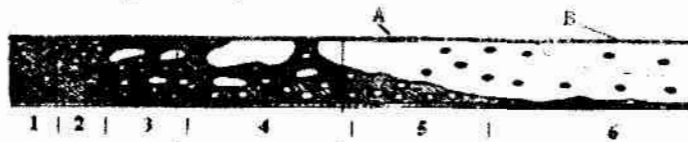
W przepływie w kanale pionowym występują następujące podstawowe strefy wymiany ciepła:

- konwekcyjna wymiana ciepła w cieczy,
- wrzenie przechłodzone,
- rozwinięte wrzenie pęcherzykowe,
- konwekcja wymuszona w parze.

W strefie wrzenia rozwiniętego zauważa się następujące podstawowe struktury przepływu dwufazowego:

- pęcherzykowa,
- korkowa (występuje niekiedy struktura pośrednia, tzn. pęcherzykowo - korkowa lub korkowo - pierścieniowa),
- pierścieniowa (powstaje ze struktury korkowej).

Na rys. 2.2 przedstawiono charakterystyczne strefy i struktury przepływu dwufazowego w kanale poziomym.



Rys. 2.2. Struktury przepływu dwufazowego w kanale poziomym; 1 - jednorodna ciecz, 2 - struktura pęcherzykowa, 3 - korkowa, 4 - pakietowa, 5 - falowa, 6 - pierścieniowa, A - ściana przejściowo sucha, B - ściana sucha

Struktury przepływu podczas wrzenia w kanale poziomym są bardzo podobne, jak w kanale pionowym. Dla małych gęstości strumienia masy może jednak wystąpić asymetria struktury, spowodowana oddziaływaniem, między innymi siły ciężkości. Niekorzystne warunki kształtują się zwłaszcza w górnej części kanału (możliwość gwałtownego wzrostu temperatury ścianki, wskutek periodycznego „wysychania” filmu cieczy na ściance) [71]. Wymiana ciepła podczas wrzenia pęcherzykowego w przepływie zależy nie tylko od charakterystyki powierzchni wymiany ciepła, lecz również od parametrów przepływającego czynnika. Wśród nich należy wymienić zwłaszcza te, które opisują *hydrauliczną i termiczną podwarstwę przyścienną*. Należą do nich: temperatura nasycenia T_s (zależy od ciśnienia nasycenia p_s), gęstość strumienia ciepła q , gęstość strumienia masy ($w\rho$), udział fazy ciekłej i parowej w mieszaninie dwufazowej, określane jako masowy lub objętościowy.

Udział masowy fazy parowej w mieszaninie dwufazowej można określić trzema sposobami, używając pojęcia stopnia suchości:

- statycznego,
- dynamicznego,
- równowagowego.

Statyczny stopień suchości pary x można określić zależnością:

$$x = \frac{m''}{m' + m''}, \quad (2.1)$$

gdzie:

m' i m'' , to odpowiednio masa fazy ciekłej i parowej [37,73].

Wartości stopnia suchości x , zdefiniowanego równaniem (2.1), mieszczą się w zakresie $0 \div 1$, dla $x = 0$ występuje ciecz nasycona, zaś dla $x = 1$ para nasycona sucha).

Dynamiczny stopień suchości y , definiuje się następująco:

$$y = \frac{\dot{m}'}{\dot{m}' + \dot{m}''}, \quad (2.2)$$

gdzie:

\dot{m}' i \dot{m}'' masowe natężenie przepływu odpowiednio fazy ciekłej i parowej.

Równowagowy stopień suchości x_R oblicza się ze wzoru:

$$x_R = \frac{h - h'}{h'' - h'}. \quad (2.3)$$

gdzie:

h - entalpia właściwa mieszaniny dwufazowej,

h' - entalpia właściwa fazy ciekłej (z lewej linii granicznej),

h'' - entalpia właściwa fazy parowej (z prawej linii granicznej) [37].

Równowagowy stopień suchości x_R oznacza w interpretacji fizycznej względny poziom energii zawartej w mieszaninie dwufazowej. Przy $x_R = 0$ i $x_R = 1$ opisuje on ilość energii zawartej odpowiednio w cieczy nasyconej i parze nasyconej suchej, o parametrach z linii nasycenia (lewej i prawej na wykresie $l_{gp}-h$). W procesach nierównowagowych wartość stopnia suchości x_R odbiega niekiedy znacznie od wartości rzeczywistych. Natomiast dla wrzenia przechłodzonego równowagowy stopień suchości x_R może przyjmować wartości mniejsze od zera. Udział objętościowy fazy parowej zwany jest *stopniem zapełnienia* Φ . Definiowany jest stosunkiem objętości zajmowanej przez fazę parową V'' do objętości mieszaniny dwufazowej $V = V' + V''$, (gdzie V' - objętość fazy ciekłej):

$$\Phi = \frac{V''}{V' + V''}. \quad (2.4)$$

Stopień zapełnienia może być także podany wzorem [71]:

$$\Phi = x_R \cdot \frac{\rho}{\rho''}, \quad (2.5)$$

gdzie:

ρ - gęstość mieszaniny dwufazowej:

$$\rho = \frac{\rho' \cdot \rho''}{\rho'' + x_R \cdot (\rho' - \rho'')}, \quad (2.6)$$

zaś ρ' i ρ'' jest gęstością, odpowiednio fazy ciekłej i parowej.

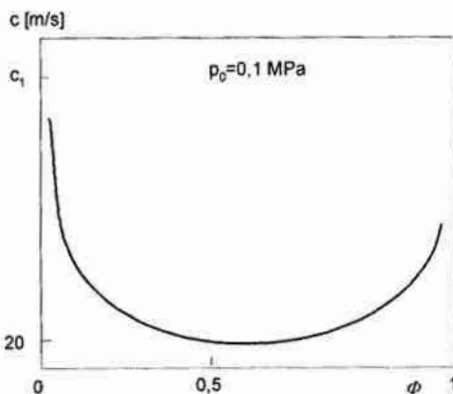
2.3. Falowy charakter procesu wrzenia

Przeprowadzone przez wielu autorów badania [9,15,17,33,43,76,87] dowodzą, że ośrodki dwufazowe wykazują charakter falowy. Dotyczy to również procesu rozwoju i zaniku wrzenia oraz rozchodzenia się zaburzeń wywołanych we wrzącym czynniku chłodniczym. W dalszej części opracowania pod pojęciem „fala” należy rozumieć (w sensie fizycznym) zaburzenie rozprzestrzeniające się w danym ośrodku, ogólnie – w przestrzeni. Zjawisku temu towarzyszy transport energii. Pojęcie „fala”, jest traktowane w matematyce jako dowolna funkcja różniczkowalna, która spełnia tzw. równanie falowe. Poziomem odniesienia w analizie porównawczej właściwości falowych ośrodka wielofazowego jest ruch falowy ośrodka jednofazowego, zdefiniowany jednoznacznie w gazodynamice (dział mechaniki płynów zajmujący się badaniem zjawisk związanych z ruchem gazów). Jest to zagadnienie przenoszenia zaburzeń ze skończoną prędkością w płynie ściśliwym. Właściwość nazywana „ściśliwością” płynu oznacza, podatność materii na zmiany objętości, odpowiadające zmianie ciśnienia. Typowym przykładem rozprzestrzeniania się małych zaburzeń jest dźwięk, gdzie płyn ściśliwy „odpowiada” na dodatni przyrost ciśnienia, przez dodatnią zmianę gęstości, co wynika ze wzoru:

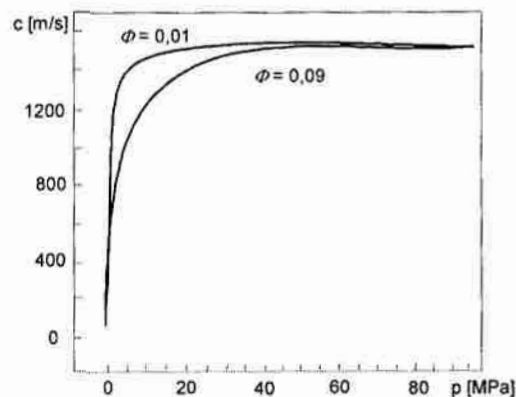
$$c^2 = \left(\frac{\partial p}{\partial \rho} \right)_s, \quad (2.7)$$

gdzie: c jest prędkością dźwięku, natomiast $\left(\frac{\partial p}{\partial \rho} \right)_s$ - parametrem charakteryzującym ściśliwość płynu, ρ – gęstością, zaś p ciśnieniem.

W przeciwieństwie do ośrodków jednofazowych uwzględnia się w przepływach wielofazowych efekt nieodwracalności zachodzących procesów. Zmiana jednego parametru powoduje zmianę innych parametrów, które określają między innymi prędkość przemieszczania się zakłóceń w tych ośrodkach [10,37,42]. Z wykresów przedstawionych na rysunkach 2.3 i 2.4 wynika, że ze wzrostem ciśnienia wzrasta prędkość dźwięku w mieszaninie dwufazowej. Wzrost ten występuje jednak do określonej wielkości ciśnienia, (którego wartość zależy od stopnia zapętnienia ϕ), a następnie przy odpowiednio wysokich ciśnieniach prędkość dźwięku c jest prawie stała i wynosi około 1300 m/s [76].



Rys. 2.3. Zależność prędkości dźwięku c od wartości średniego stopnia zapętnienia ϕ w mieszaninie dwufazowej [76]



Rys. 2.4. Zależność prędkości dźwięku c od amplitudy ciśnienia przy stałych poziomach stopnia zapętnienia ϕ [76]

Modelowanie przepływów dwufazowych wiąże się, z uwzględnieniem nie tylko dyssypacji energii, ale również dyspersyjności tych ośrodków. Dyssypację tłumaczy się jako występowanie nieodwracalnych procesów, prowadzących do produkcji entropii i w konsekwencji do tłumienia przemieszczających się w przepływie zaburzeń [10]. Dyspersyjność ośrodka dwufazowego to zależność prędkości rozprzestrzeniania się zaburzeń od ich częstotliwości. Wymienione właściwości przepływów dwufazowych pary i cieczy mają związek z naruszeniem ich stanu równowagi termodynamicznej i możliwością wejścia w obszar stanów niestabilnych, nierównowagowych. Wewnętrzne procesy, dążące do przywrócenia równowagi układu przebiegają na tyle długo, że czas ich trwania (czas relaksacji) staje się bliski czasowi zmian zachodzących w ośrodku podczas przepływu. Procesy relaksacyjne prowadzą w konsekwencji do dyspersyjności ośrodka, w którym za rozprzestrzenianie się zaburzeń odpowiada tzw. prędkość fazowa $v_f(\varpi) = \frac{\varpi}{k(\varpi)}$, gdzie ϖ jest częstotliwością (pulsacją) zakłócenia, a k

liczbą falową definiowaną, jako $k = \frac{2\pi}{\lambda}$, a λ jest długością fali. Jeśli częstotliwość (pulsacja) występujących zaburzeń jest mała ($\varpi \rightarrow 0$), to mówi się wówczas o *prędkości równowagowej* $v_{re} = v_f(\varpi \rightarrow 0)$. Prędkość ta dotyczy stanu, w którym czas $\tau \left(\tau = \frac{1}{\varpi} \right)$ zachodzących zmian w przepływie jest dużo większy od czasu relaksacji, to znaczy od czasu, w którym następuje ponowne dojście układu do stanu równowagi termodynamicznej $\theta(\tau \gg \theta)$ [63,65]. W sytuacji, gdy występują zaburzenia o wysokich częstotliwościach (pulsacjach) ($\varpi \rightarrow \infty$) mamy do czynienia z *prędkością zamrożoną*: $v_{zr} = v_f(\varpi \rightarrow \infty)$. Wtedy stan układu charakteryzuje się zwykle bardzo krótkim czasem relaksacji ($\tau \ll \theta$), zdążającym do zera, co powoduje, że nie jest on w stanie „nadażyć” za wywołanymi zmianami.

W praktyce nie jest możliwe wygenerowanie zakłóceń o nieskończenie dużych częstotliwościach. Oprócz tego zwiększając częstotliwość generuje się fale o coraz mniejszej długości. Fakt ten wymusza konieczność określenia granicy stosowalności prędkości zamrożonej v_{zr} . Została ona podana za pomocą długości fali rozprzestrzeniających się zaburzeń w ośrodku dwufazowym. Na podstawie opracowań teoretycznych oraz badań eksperymentalnych ustalono, że przy pulsacjach większych od $\varpi_g = \frac{2\pi}{\theta}$, system dwufazowy może być traktowany jako zamrożony dla $\theta = (1 \div 0,01)s$. Pulsacja graniczna ϖ_g odpowiada granicznej długości fali zaburzeń $\lambda_g = (1 \div 0,1)m$, przy prędkości fazowej $v_f \approx 10 m/s$.

W przepływach dwufazowych prędkość zamrożona v_f utożsamiana jest (dla pewnych przypadków) również z prędkością dźwięku lub równoważną prędkością krytyczną [10].

Zjawiska falowe występujące w przepływach wielofazowych charakteryzują się następującymi cechami [35]:

- prędkość rozprzestrzeniania się zaburzeń jest bezpośrednio zależna od częstotliwości i wielkości ich występowania;
- w ośrodku dwufazowym następuje rozchodzenie się zaburzeń wolniej, niż w ośrodkach jednofazowych, tzn. cieczy lub gazu;
- zjawiska falowe mają wpływ na udział objętościowy obu faz;

- dyssypacja energii w ośrodkach dwufazowych powoduje tłumienie rozprzestrzeniania się zaburzeń, stąd w tych ośrodkach nie mamy do czynienia z klasycznymi formami stacjonarnych fal uderzeniowych, charakterystycznymi dla ośrodków jednofazowych;
- w ośrodkach dwufazowych mogą mieć miejsce zjawiska falowe związane z możliwością występowania ujemnego ciśnienia hydrodynamicznego, np. podczas gwałtownej ekspansji pary przegrzanej;
- istnieje możliwość wystąpienia tzw. przepływu pseudokrytycznego, który nie ma miejsca w układzie jednofazowym.

Niestabilności przepływu dwufazowego można podzielić na dwie kategorie. Uważa się, że przepływ jest *niestabilny statycznie*, jeśli źródło niestabilności jest nieodłącznie związane z parametrami stanu układu. Z uwagi na to, że niestabilność jest konsekwencją zmiany parametru stanu układu oczekuje się, że początek niestabilności może zostać przewidziany na podstawie jedynie znajomości stanu ustalonego układu. Statyczna niestabilność prowadzi najczęściej do innego stanu ustalonego, albo okresowej jego oscylacji wokół tego stanu. Jako przykład niestabilności statycznej można wymienić: niestabilność pierwszego kryzysu wrzenia oraz tak zwaną niestabilność *Ledineggo* [35]. *Niestabilność pierwszego kryzysu wrzenia* występuje w przypadku zmiany mechanizmu wymiany ciepła podczas wrzenia w objętości. Przy krytycznej wartości strumienia ciepła na ogrzewanej powierzchni, wrzenie pęcherzykowe zostaje zastąpione wrzeniem błonowym. *Niestabilność Ledineggo* objawia się spadkiem ciśnienia, stanowiącym odpowiedź układu na opory przepływu, związane z przepływem dwufazowym. Może wystąpić w określonym stanie układu, gdy *całkowity spadek ciśnienia (będący sumą tarcowego, przyśpieszeniowego i hydrostatycznego spadku ciśnienia)* zmniejsza się ze wzrostem natężenia przepływu [43].

W przypadku, gdy główną przyczyną zakłóceń układu są oddziaływania cieplne lub hydrodynamiczne, dające wyraźne efekty inercyjne, wówczas przepływ jest niestabilny, zależny od tak zwanych *niestabilności dynamicznych*. W tych przypadkach zaburzenia przepływu w ośrodku dwufazowym typu „ciecz-gaz” mogą być przenoszone na drodze dwóch mechanizmów, to znaczy jako fale akustyczne (niestabilności ciśnieniowe) lub fale zmiany gęstości strumienia masy (będące skutkiem wahań stopnia zapełnienia). Są to zjawiska o charakterze falowym, o różnej prędkości propagacji fali. Fale akustyczne charakteryzują się dużą częstotliwością, podczas gdy oscylacje fali zmiany gęstości strumienia masy mają zwykle dużo niższą częstotliwość.

Niestabilności falowe o charakterze dynamicznym mają duży wpływ na problemy eksploatacyjne w pracy maszyn energetycznych, w systemach automatyki chłodniczej i cieplnej, w systemach zasilania itp. Są to zjawiska niepożądane, które mogą prowadzić do awarii lub zniszczenia tych układów. Często są przyczyną tzw. uderzeń hydraulicznych lub cieplnego zmęczenia materiału. Rozpoznanie i określenie występowania tych zjawisk ma duże znaczenie dla zapewnienia wymaganego poziomu bezpieczeństwa pracy urządzeń i instalacji [35,37].

Badania dotyczące niestabilności przemian fazowych w przepływie pozwoliły na częściowe rozpoznanie tych zjawisk. Wyniki opublikowane w pracach autorów [10, 18, 37, 48, 50, 86, 103] podają przyczyny powstawania zjawisk falowych w ośrodkach dwufazowych. Wśród najczęściej spotykanych form niestabilności przemian fazowych wyróżnia się niestabilności:

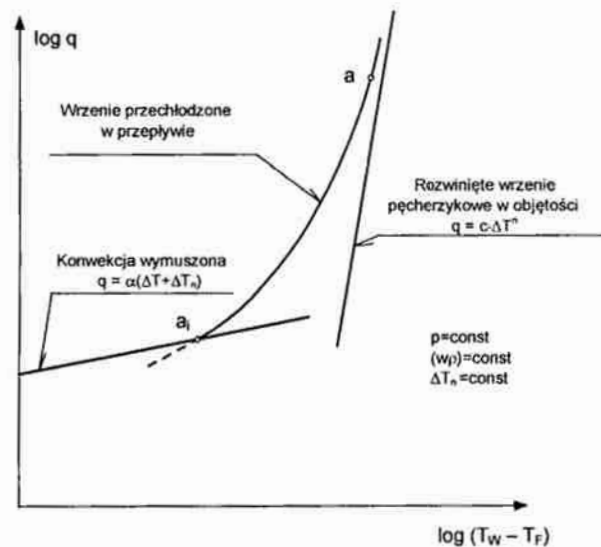
- początku wrzenia,
- rozwoju i zaniku przemiany fazowej,

- masowego natężenia przepływu,
- ciśnieniowe,
- temperaturowe,
- w postaci dynamicznej zmiany gęstości strumienia masy,
- związane ze zmianą składu faz,
- powstałe wskutek tworzenia się tzw. *fali uderzeniowej*,
- wynikające z oddziaływania interferencji fal powierzchniowych.

Występowanie zjawisk falowych charakteryzuje się współzależnością wszystkich parametrów określających stan układu. Przykładowo, statyczny lub dynamiczny wzrost albo spadek ciśnienia w układzie powoduje zmiany praktycznie wszystkich innych parametrów, takich jak: temperatura, gęstość, stopień zapelnienia, masowe natężenie przepływu. Wystąpienie zaburzeń spowodowanych zmianą jednego parametru może skutkować wytworzeniem następných zakłóceń i ich wzajemnego „nakładania się”. Może mieć miejsce eskalacja zaburzeń, zwłaszcza falowych.

Niestabilności towarzyszące początkowi wrzenia w przepływie

Początek przemiany fazowej wrzenia zarówno w przepływie, jak i w objętości ma miejsce w chwili, gdy przegrzanie cieczy w pobliżu ścianki osiągnie dostatecznie dużą wartość. Do tego momentu wymiana ciepła pomiędzy ścianką, a cieczą odbywa się na drodze konwekcji jednofazowej (zwykle wymuszonej) w określonych warunkach. Przy dostatecznie dużym przegrzaniu cieczy przy ściance kanału, pomimo że temperatura płynu T_F (przy wrzeniu w przepływie) jest niższa od temperatury nasycenia T_s występuje w kanale wrzenie, zwane *wrzeniem przechłodzonym*. Na rys. 2.5 przedstawiono wykres zależności $q = f(T_w - T_F)$. Podano też graficzną interpretację porównania procesu wymiany ciepła podczas konwekcji wymuszonej w kanale i wrzenia pęcherzykowego w objętości. W punkcie a_i ma miejsce zjawisko umownego początku wrzenia pęcherzykowego w kanale (punkt a_i oznaczono skrótem *PPWP*). Pokazany na rys. 2.5 stan a charakteryzuje przejście mechanizmu wrzenia przechłodzonego w rozwinięte wrzenie pęcherzykowe. Położenie stanów a i a_i w czasie i przestrzeni zależy nie tylko od rodzaju czynnika, ale również od warunków, w jakich prowadzony jest ten proces.



Rys. 2.5. Interpretacja graficzna mechanizmu wrzenia przechłodzonego w przepływie w układzie współrzędnych $\lg q - \lg(T_w - T_F)$ [37]

Problem opisu warunków, w jakich zachodzi to zjawisko rozpatrywany był przez niektórych badaczy, którzy w swoich pracach (*Madejski* [73], *Bohdal* [37], *Mikielewicz* [74], *Kowalski* [69], *Únal* [102]), opierając się na kryterium aktywizacji zarodków pary przedstawili sposoby określania położenia punktu (*PPWP*). Najczęściej przyjmowano [13,36,43,44,58,73,77], że inicjacja procesu wrzenia powierzchniowego zależy od wielkości niedogrzanania cieczy ΔT_n ($\Delta T_n = T_s - T_F$) w rdzeniu przepływu oraz od przegrzania cieczy przy ściance kanału ΔT_w ($\Delta T_w = T_w - T_s$). Autor pracy [37] wprowadził pojęcie bezwymiarowego współczynnika B zdefiniowanego związkiem:

$$B = \frac{\Delta T_w}{\Delta T_n} \quad (2.8)$$

Różnica temperatury pomiędzy średnią temperaturą ścianki T_w i płynu T_F podczas konwekcji jednofazowej i wrzenia przechłodzonego równa jest sumie różnic temperatury ΔT_w i ΔT_n , gdzie:

$$\begin{aligned} \Delta T_w &= T_w - T_s, \\ \Delta T_n &= T_s - T_F. \end{aligned} \quad (2.9)$$

Wyznaczono wartość współczynnika B opisanego wzorem (2.8), oddzielnie dla początku wrzenia (oznaczono go symbolem $B1$) oraz jego zakończenia (symbol $B2$). Uzyskane wyniki obliczeń wykazały przydatność kryterium (2.8) do wyznaczania położenia początku wrzenia pęcherzykowego (*PPWP*) w kanale z tym, że uzyskano dwie różne wartości współczynnika B . Jeżeli „quasistatycznie” zwiększono gęstość strumienia ciepła q doprowadzanego do ścianki kanału, wówczas wartość współczynnika $B1$ wynosiła około 4,2 zaś przy obniżaniu wielkości q wartość $B2$ była niższa i wynosiła około 3,2. Wprowadzono więc nowe pojęcia *gómej i dolnej wartości bezwymiarowego współczynnika B*, określonego równaniem (2.10). Istnienie górnej i dolnej wartości współczynnika B można wyjaśnić opóźnieniem termicznym generacji pęcherzyków parowych i wpływem zjawiska zerowego kryzysu wrzenia. Rozpoczęcie procesu wrzenia w kanale wymaga, spełnienia warunku dodatkowego, czyli przegrzania cieczy w pobliżu ścianki kanału, inicjującego ten proces.

Zaproponowane przez autora [37] kryterium początku wrzenia pęcherzykowego (*PPWP*), po przekształceniu, można sprowadzić do zależności opisującej współczynnik wyznaczony przez *Únala* [102]:

$$B = \frac{q_i}{\alpha_i \cdot \Delta T_n} = \frac{1}{C} \quad (2.10)$$

gdzie q_i jest lokalną gęstością strumienia ciepła na ściance kanału, α_i – lokalnym współczynnikiem przejmowania ciepła, C jest tzw. współczynnikiem *Únala*, zależnym od rodzaju czynnika. Na podstawie badań eksperymentalnych wykonanych z czynnikiem chłodniczym R123 określono dolną C_1 i górną C_2 wartość bezwymiarowego współczynnika C :

$$\begin{aligned} C_1 &= 0,24, \\ C_2 &= 0,31. \end{aligned}$$

Przeprowadzone badania dotyczyły przepływu burzliwego, gdzie prędkość była nieco wyższa od przyjętej przez *Únala* wartości granicznej w $\geq 0,45$ m/s. *Únal* zaleca przyjmowanie: dla wody $C = 0,24$ a dla R22 $C = 0,18$ [102]. Uzyskana dla czynnika R123 *dolna* wartość $C1 = 0,24$ [56] jest zbliżona do zalecanych przez *Únala* z tym, że wyznaczono ją dla przypadku początku wrzenia na drodze wzrostu przegrzania cieczy i aktywizacji zarodków wrzenia. W przypadku obniżenia przegrzania cieczy wartość współczynnika C jest o około 30% wyższa. *Madejski* zapropono-

wał korelację do obliczenia punktu (PPWP) [72] w postaci:

$$\frac{\alpha_k}{\alpha_b} + \frac{\alpha_k \cdot \Delta T_n}{q} = 4 \cdot St \cdot \frac{\bar{q}}{q} \cdot \frac{z_i}{d_H} + \frac{\left(\frac{z_i}{d_H}\right)^{0,7}}{0,7 + \left(\frac{z_i}{d_H}\right)^{0,7}}, \quad (2.11)$$

gdzie:

α_k – współczynnik przejmowania ciepła dla konwekcji wymuszonej w kanale,

$$St = \frac{\alpha_k}{c_p \cdot w \rho} \text{ – liczba Stanton} \quad (2.12)$$

$\bar{q} = \frac{1}{z} \int_0^{z_i} q(z) dz$ – średnia gęstość strumienia ciepła dla kanału o długości z :

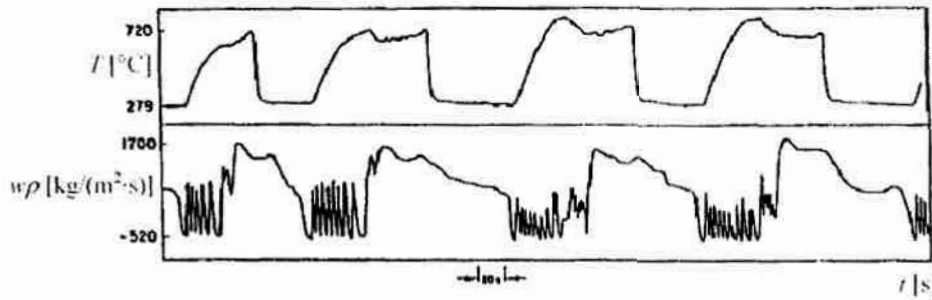
z_i – współrzędna osiowa,

d_H – średnica hydrauliczna.

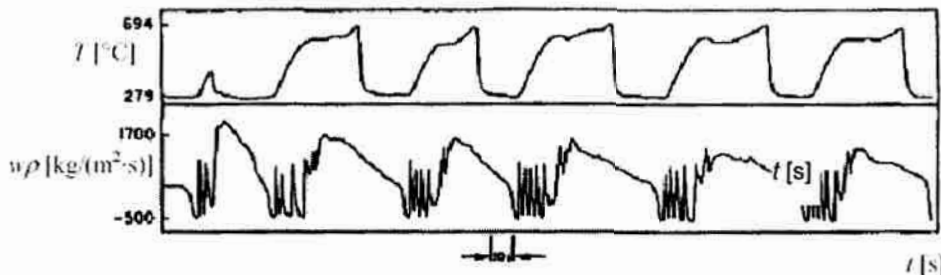
Niestabilności związane z początkiem wrzenia nazwano ogólnie *oscylacją początku wrzenia*. Jeżeli do ogrzewanego kanału doprowadza się przechłodzony czynnik roboczy, który ulega podgrzaniu podczas przepływu w kanale, to po osiągnięciu odpowiedniego przegrzania rozpoczyna się proces wrzenia na ściance kanału. Powstanie mieszaniny dwufazowej powoduje gwałtowny wzrost oporów przepływu i ciśnienia oraz spadek gęstości strumienia masy. Taka zmiana parametrów czynnika „przesuwa położenie początku wrzenia” w kanale. W wyniku sprzężenia zmiany ciśnienia i gęstości strumienia masy następuje przesunięcie początku wrzenia w kierunku odwrotnym, czyli spada ilość produkowanej pary, maleją opory przepływu i ciśnienie, a wzrasta gęstość strumienia masy. Oscylacje te charakteryzują się dużą wartością amplitudy.

W pracy [105] opisano szczegółowo badania eksperymentalne początku wrzenia wody w pionowym kanale rurowym, z przepływem czynnika ku górze. Badania przeprowadzono w szerokim zakresie parametrów cieplno-przepływowych: ciśnienie $p = 3 \div 10$ MPa, gęstość strumienia masy ($w\rho$) = $600 \div 1\,300$ kg/m²s, przechłodzenie cieczy na dopływie do kanału pomiarowego $\Delta T_S = 10 \div 90$ K, gęstość strumienia ciepła $q = 0 \div 700$ kW/m², stosunek przewężenia na wylocie czynnika z kanału pomiarowego $\beta = 0,33; 0,417; 0,5$, gdzie $\beta = \frac{d_i}{D}$, d_i – średnica wewnętrzna kanału na wylocie z odcinka pomiarowego, D – średnica wewnętrzna kanału na odcinku pomiarowym.

Wraz z rozpoczęciem procesu wrzenia występowały zaburzenia w układzie, które objawiały się zmianami ciśnienia, gęstości, strumienia masy i temperatury ogrzewanej ścianki kanału. Zaobserwowano oscylacje tych parametrów natomiast, gdy następowało zanikanie pulsacji zakładano, że stan układu jest stabilny. Jeżeli następował rozwój i podtrzymywanie oscylacji parametrów przyjmowano, że układ jest niestabilny i znajduje się w równowadze chwiejnej. Na rys. 2.6 i 2.7 przedstawiono przykładowe zmiany natężenia przepływu wody i temperatury ogrzewanej powierzchni kanału podczas występowania niestabilności na początku wrzenia. Okres niestabilności był stosunkowo duży i wynosił około $60 \div 120$ s. Duże były również amplitudy zmiany gęstości strumienia masy i temperatury ścianki; wynosiły odpowiednio $500 \div 1\,200$ kg/m²s oraz $300 \div 500$ K.



Rys. 2.6. Wyniki badań niestabilności początku wrzenia [105]; $p = 5,0 \text{ MPa}$, $\Delta T_S = 60 \text{ K}$, $\beta = 0,417$, $(w\rho) = 1123,9 \text{ kg/(m}^2\cdot\text{s)}$, $q = 336,6 \text{ kW/m}^2$



Rys. 2.7. Wyniki badań niestabilności początku wrzenia [105]; $p = 5,0 \text{ MPa}$, $\Delta T_S = 90 \text{ K}$, $\beta = 0,417$, $(w\rho) = 9733,8 \text{ kg/(m}^2\cdot\text{s)}$, $q = 302,8 \text{ kW/m}^2$

Niestabilności o charakterze falowym podczas rozwoju i zaniku wrzenia

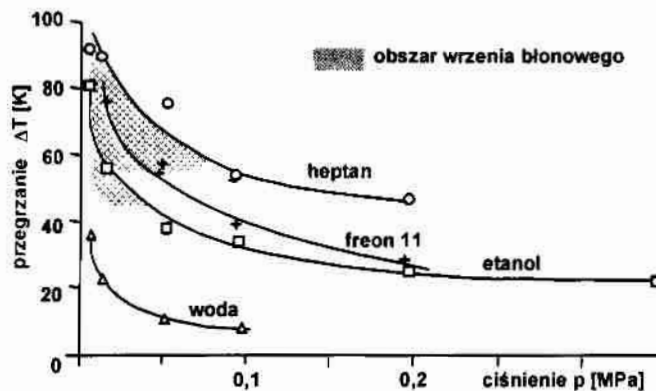
Rozwojowi wrzenia towarzyszą często niestabilności w postaci histerezy aktywizacji zarodków pary. Mogą również dotyczyć zjawiska w skali makroskopowej, np. zerowego kryzysu wrzenia. Mitrović i Fauser wykazali [76], że rozwój wrzenia ma w przegrzanej cieczy charakter falowy. Wskazuje na to również analiza prac Bilic'kiego [8,14] i Bohdala [17,31]. Autorzy powyższych opracowań wykazali, że przy umiarkowanych przegrzaniach cieczy ma miejsce formowanie się pęcherzyków pary, zwykle na ogrzewanych powierzchniach, które są w bezpośrednim kontakcie z cieczą. Z chwilą rozpoczęcia generacji pęcherzyków pary w pewnym miejscu na powierzchni, jest ona kontynuowana wzdłuż powierzchni, tworząc tak zwany „wrzący front”, którego prędkość rozchodzenia się zależy od stopnia przegrzania cieczy. Zjawisko to związane jest ze zmianą mechanizmu wymiany ciepła. Następuje przejście od sposobu wymiany ciepła w warunkach konwekcji wymuszonej do wrzenia pęcherzykowego z generacją pęcherzyków pary. Przy wyższych przegrzaniach cieczy konwekcja zostaje zastąpiona wrzeniem błonowym. Propagacja wrzącego frontu i kinetyka zmiany fazy następują w warunkach metastabilnych i heterogenicznych [35,37].

Autorzy pracy [76] przeprowadzili badania rozwoju wrzenia w objętości, na powierzchni poziomej miedzianej rurki. Eksperymenty prowadzono w warunkach izobarycznych. Odcinek pomiarowy rury był podgrzewany podczas każdej serii pomiarowej, a otaczające warstwy płynu ulegały przegrzaniu. W wyniku badań zaobserwowano inicjację oraz przemieszczanie dwufazowego frontu wrzenia wzdłuż rury (rys. 2.8). Otrzymane wyniki wykorzystano do obliczenia strumienia ciepła w obszarze wrzącego frontu. Na rysunku 2.9 pokazano osiągnięte w badaniach najwyższe wartości przegrzania cieczy. Wynika z nich, że przegrzanie cieczy zmniejsza się ze wzrostem ciśnienia. Autorzy prac [4, 5, 76] stwierdzili, że ciecze o molekułach niepolarnych, jak heptan i R11 mogą być przegrzane nawet o 100 K, szczególnie w przypadkach niskich wartości ciśnienia. Przegrzanie cie-

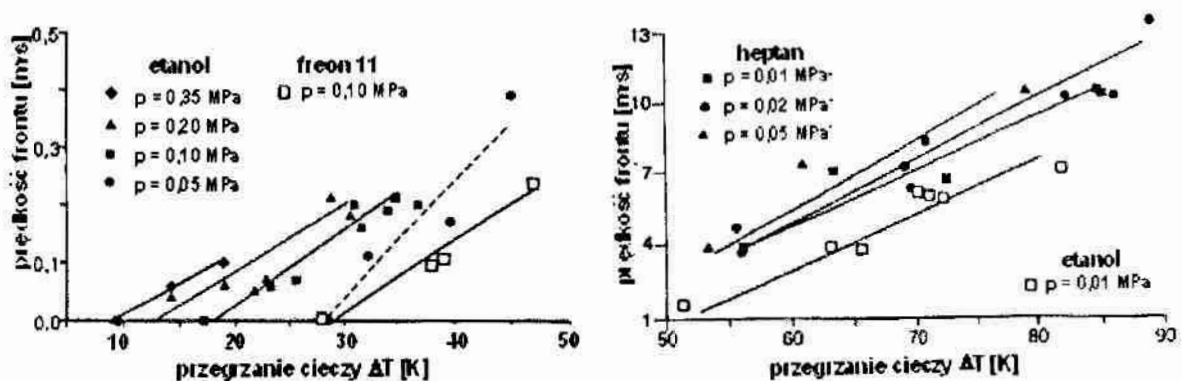
czy, potrzebne do uzyskania przejścia w zakres wrzenia błonowego też zależy od ciśnienia. Przy ciśnieniu powyżej 0,1 MPa obserwowano zwykle przejście do wrzenia pęcherzykowego. Podczas przejścia z obszaru konwekcji jednofazowej płynu do wrzenia pęcherzykowego formował się front dwufazowy, którego prędkość przenoszenia zwiększała się wraz ze wzrostem przegrzania i ciśnienia. Prędkość frontu wrzenia mieściła się zwykle w zakresie poniżej 0,4 m/s (co pokazano na rys. 2.10). Ciecze o niższej wartości ciepła parowania, jak freon R11 wykazywały, w porównaniu z etanolem, niższą prędkość przemieszczania się frontu, dla porównywalnego przegrzania cieczy. W przypadku przejścia do obszaru wrzenia błonowego uzyskiwano prędkość o jeden rząd większą, w porównaniu z przejściem do wrzenia pęcherzykowego (prędkość frontu dla heptanu dochodziła do 14 m/s). Zaobserwowano, że w warunkach wrzenia w objętości prędkość frontu wrzenia nie zależy od ciśnienia. Podobne rezultaty otrzymano dla wrzenia etanolu. Obserwowane prędkości były nieco niższe, niż dla heptanu.



Rys. 2.8. Propagacja frontu wrzenia wzdłuż poziomej ogrzewanej rury [76]



Rys. 2.9. Zależność maksymalnego przegrzania cieczy od ciśnienia [76]



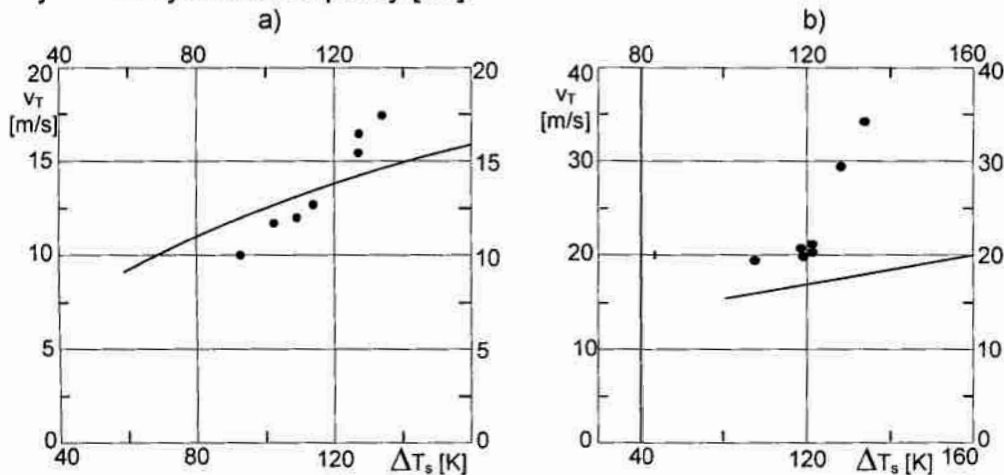
Rys. 2.10. Prędkość rozprzestrzeniania się frontu wrzenia w funkcji przegrzania cieczy [76]

Autorzy prac [86,87] zaproponowali model obliczeniowy dla określenia prędkości przemieszczania się frontu wrzenia v_T powstałego na ogrzewanej powierzchni w warunkach odpowiadających wrzeniu w objętości. Ma on następującą postać:

$$v_T = 0,44 \cdot \frac{(\Delta T_s)^{\frac{2}{3}}}{r^2 \cdot (\rho'')^2} \cdot \left[\frac{(\lambda')^2 \cdot (c_p')^4 \cdot (\rho')^4 \cdot \beta \cdot g}{\eta'} \right]^{\frac{1}{3}}, \quad (2.13)$$

gdzie ΔT_s oznacza przegrzanie cieczy w momencie rozpoczęcia tworzenia się frontu wrzenia.

W analizie założono, że prędkość frontu wrzenia na ogrzewanej powierzchni zależy od lokalnego przegrzania cieczy ΔT_s i właściwości termofizycznych substancji w stanie nasycenia. Rysunek 2.11 przedstawia porównanie wyników obliczeń przeprowadzonych według proponowanej korelacji (2.13) z wynikami badań eksperymentalnych autora pracy [86].



Rys. 2.11. Zależność prędkości przemieszczania się frontu wrzenia v_T od wartości przegrzania cieczy ΔT_s w chwili rozpoczęcia procesu wrzenia. Porównanie wyników obliczeń według korelacji (2.13) z wynikami badań eksperymentalnych [86]: a) etanol, $p_s = 6,9$ kPa; b) aceton, $p_s = 27,6$ kPa

Różnice wartości prędkości v_T (obliczonych i eksperymentalnych) tłumaczy się zaburzeniami występującymi w obszarze równowagi metastabilnej układu, które zmieniają prędkość frontu wrzenia, w zależności od aktualnych warunków. Autorzy [86] proponują stosowanie skorygowanej prędkości v_T^* obliczonej według zależności:

$$v_T^* = v_T \cdot (0,17 \cdot q^* + 0,36), \quad (2.14)$$

gdzie:

v_T^* – skorygowana prędkość frontu wrzenia,

q^* – bezwymiarowa gęstość strumienia ciepła:

$$q^* = \frac{q}{q_L}, \quad (2.15)$$

q – gęstość strumienia ciepła wymianianego na drodze konwekcji jednofazowej:

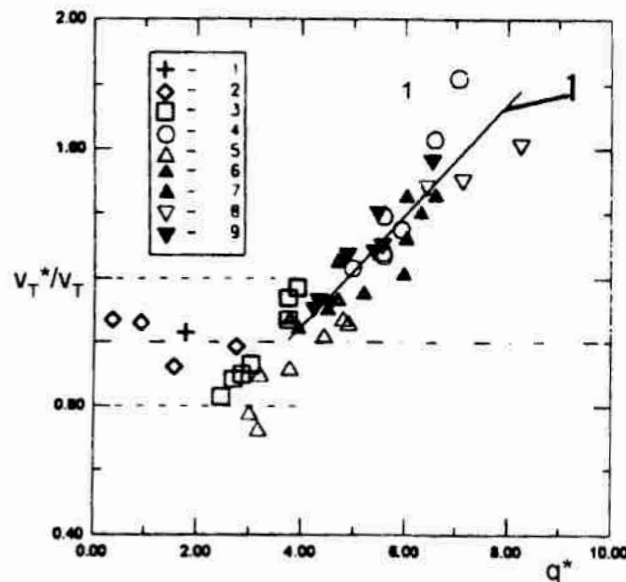
$$q = 0,14 \cdot (\lambda' \cdot \rho')^{\frac{2}{3}} \cdot \left(\frac{c_p' \cdot \beta \cdot g}{\eta'} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \Delta T^{\frac{4}{3}}, \quad (2.16)$$

q_L – gęstość strumienia ciepła wymienianego wskutek zaburzeń hydrodynamicznych związanych z przejściem frontu wrzenia:

$$q_L = \sqrt{2} \cdot r \cdot \left(\frac{\sigma \cdot g}{\rho' - \rho''} \right)^{\frac{1}{4}} \cdot \left(\frac{\rho'}{\rho''} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.17)$$

Parametry termofizyczne czynnika występujące we wzorach (2.16) i (2.17) przyjęto dla warunków przed przejściem frontu wrzenia. Na rys.2.12 zaprezentowano skorygowaną prędkość v_T^* frontu wrzenia, względem wielkości v_T obliczonej ze wzoru (2.14), w zależności od wielkości q^* .

Badania [86] dla niskich ciśnień bezwzględnych, pozwoliły uzyskać przegrzanie cieczy rzędu 155 K. Odpowiadająca tym warunkom prędkość frontu wrzenia v_T wyniosła ok 35 m/s. Autorzy prac eksperymentalnych [76,86] potwierdzają, że przy wyższych ciśnieniach nie uzyskuje się tak dużych wartości prędkości v_T , gdyż w praktyce nie udaje się w warunkach quasistatycznych, przegrzać ciecz o kilkadziesiąt Kelwinów, ponieważ proces wrzenia rozpoczyna się samoczynnie, przy znacznie niższych przegrzaniach ΔT_s .



Rys. 2.12. Porównanie wyników obliczeń z badaniami eksperymentalnymi [211]: 1-2 – azot, 3 – etanol ($p = 6,9$ kPa), 4 – aceton ($p = 27,6$ kPa), 5-8 – benzen ($\Delta T_s = 105$ K, 120 K, 155 K), 9 – benzen ($p = 9,8$ kPa), 1-linia – wyniki obliczeń według korelacji (2.14)

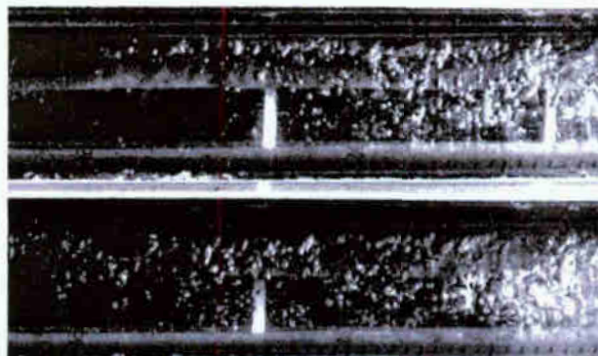
Prace autorów [8,16,31,37] dotyczące wrzenia w przepływie zawierają bardzo szeroki zakres wyników badań eksperymentalnych rozwoju i zaniku wrzenia czynników chłodniczych. Przedstawione badania prezentują zastosowanie trzech sposobów wywoływania odpowiednio rozwoju i zaniku wrzenia pęcherzykowego w przepływie, to znaczy przez „skokowe”:

- obniżanie i podwyższanie ciśnienia,
- obniżanie i wzrost gęstości strumienia masy czynnika chłodniczego,
- zwiększanie i obniżanie gęstości strumienia ciepła na ogrzewanej ścianie.

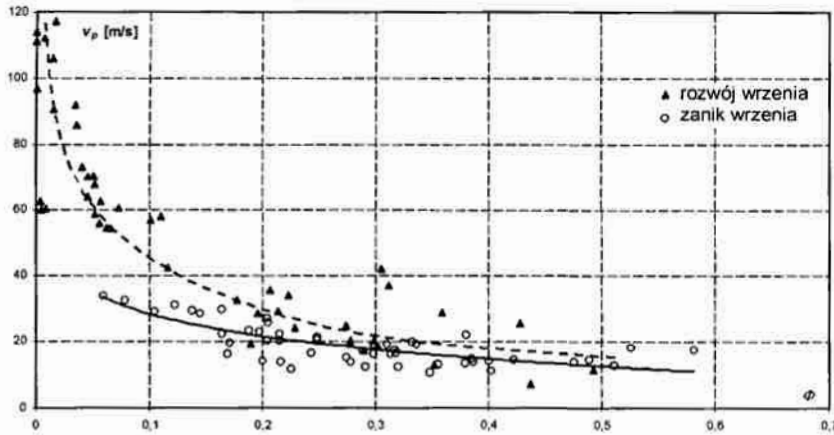
Autor pracy [37] przeprowadził badania, podczas których do kanału pomiarowego doprowadzał czynnik w postaci cieczy niedogrzonej do temperatury nasycenia. W stanie ustalonym układu wywoływał zaburzenie w postaci gwałtow-

nego obniżenia ciśnienia. Impuls zmiany ciśnienia wywołany za odcinkiem pomiarowym przemieszczał się w kierunku przeciwnym do przepływu cieczy z prędkością v_p i powodował rozwój wrzenia, który rozpoczynał się w przekroju końcowym kanału i w postaci frontu wrzenia podążał za sygnałem ciśnienia. Powstające pęcherzyki pary odrywały się od ogrzewanej ścianki i przemieszczały w głąb rdzenia przepływu tworząc mieszaninę dwufazową. Na rys. 2.13. podano wyniki obserwacji w kanale (wykonanym w postaci rury szklanej) na wypywie czynnika R134a z poziomego odcinka pomiarowego. Pokazują one przepływ pęcherzyków po rozpoczęciu procesu wrzenia. Spadkowi ciśnienia w kanale (przy stałej gęstości strumienia ciepła i gęstości masy) towarzyszyło, podczas rozwoju wrzenia, obniżenie temperatury ścianki, które przemieszczało się z prędkością v_T również w kierunku przeciwnym do przepływu czynnika chłodniczego. Prędkość v_p przemieszczania się impulsu zmiany ciśnienia Δp wywołującego rozwój wrzenia w kanale zależała przede wszystkim od stopnia zapełnienia Φ czynnika chłodniczego. Przy zerowych wartościach stopnia zapełnienia Φ prędkość v_p była rzędu 200 m/s. Wraz ze wzrostem Φ prędkość gwałtownie malała do wartości kilkunastu metrów na sekundę dla zakresu $\Phi = 0,4 \div 0,5$.

Prowadząc badania zaniku wrzenia podwyższano ciśnienie p w kanale metodą częściowego zamykania zaworu za odcinkiem pomiarowym. Powodowało to wzrost temperatury nasycenia T_s i równocześnie wzrost niedogrzanania cieczy do temperatury nasycenia ΔT_n . Jako pierwszy przemieszczał się w kierunku przeciwnym do przepływu wrzącego czynnika sygnał podwyższonego ciśnienia Δp z prędkością v_p a następnie w kierunku zgodnym z kierunkiem przepływu czynnika fala wzrostu temperatury ścianki z prędkością v_T . Wzrost temperatury ścianki oznaczał zmniejszenie intensywności wymiany ciepła wywołanej zanikiem wrzenia. Wynika stąd, że zanik wrzenia następuje na początku ogrzewanego kanału, w miejscu najmniejszego przegrzania cieczy. Stwierdzono, że impuls wzrostu ciśnienia Δp , podobnie jak w przypadku rozwoju wrzenia, przemieszczał się z prędkością v_p zależną od stopnia zapełnienia Φ w kanale z tym, że wartości v_p były średnio o około 20% niższe niż w przypadku rozwoju wrzenia powierzchniowego w kanale (dla tych samych wartości stopnia zapełnienia Φ w stanie początkowym układu). Można to wytłumaczyć występującą histerezą wymiany ciepła początku wrzenia powierzchniowego. Na rys. 2.14. przedstawiono wyniki badań eksperymentalnych dla czynnika chłodniczego R123 w postaci zależności prędkości v_p przemieszczania się sygnału zmiany ciśnienia, wywołującego rozwój lub zanik wrzenia w kanale, od wielkości stopnia zapełnienia Φ czynnika chłodniczego.

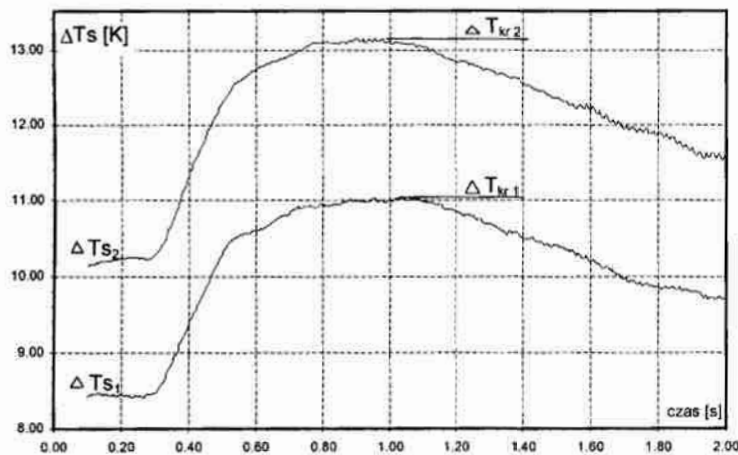


Rys. 2.13. Przykład obserwacji rozwoju wrzenia pęcherzykowego w kanale [37]; czynnik R134a; $(w\rho) = 615 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$, $q = 15,1 \text{ kW}/\text{m}^2$, $p_1 = 0,51 \text{ MPa}$, $\Delta p = 0,13 \text{ MPa}$

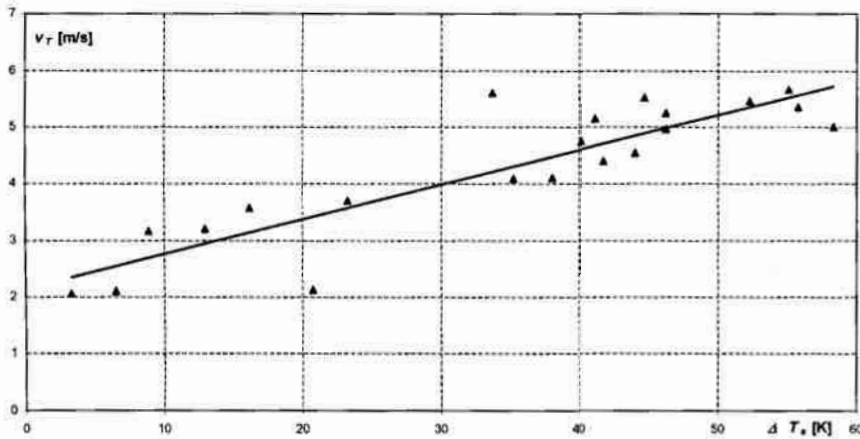


Rys. 2.14. Zależność prędkości przemieszczania się sygnału zmiany ciśnienia v_p wywołującego rozwój lub zanik wrzenia w zależności od stopnia wypełnienia Φ w kanale; czynnik R123

Eksperyment potwierdził, że front wrzenia powstający na ogrzewanej ścianie przemieszcza się ze znacznie mniejszą prędkością v_T . Były to wartości rzędu kilku metrów na sekundę i mniejsze. Wielkość v_T zależy od wielkości impulsu spadku ciśnienia Δp i stopnia wypełnienia Φ . Przy obniżaniu ciśnienia czynnika w kanale następuje spadek temperatury nasycenia czynnika T_s . Powoduje to chwilowy wzrost stopnia przegrzania cieczy ΔT_s , do momentu rozpoczęcia wrzenia. Szczególnie duże przegrzanie następuje na ogrzewanej ścianie kanału (rys.2.15). Przy gwałtownym obniżaniu ciśnienia chwilowe lokalne przegrzanie ΔT_s może osiągać znaczną wartość. Zarejestrowano lokalne chwilowe przegrzania rzędu 40 ÷ 50 K. Każdorazowo należało uzyskać krytyczne przegrzanie cieczy, aby zainicjować proces wrzenia, czyli przekroczyć próg aktywności zarodków pary. Wzrost przegrzania cieczy sprzyja wzmoczonej aktywizacji zarodków wrzenia, co objawia się wyższą prędkością przemieszczania się frontu wrzenia. Na rys. 2.16 przedstawiono zależność prędkości przemieszczania się frontu wrzenia v_T od chwilowego lokalnego przegrzania cieczy ΔT_s na ogrzewanej ścianie. Autorzy [17] zdołali w badanym przypadku uzyskać lokalne przegrzanie cieczy rzędu 50 ÷ 60 K, gdzie prędkość v_T dochodziła do około 6 m/s.



Rys. 2.15. Zmiany w czasie przegrzania cieczy na ogrzewanej ścianie kanału podczas rozwoju wrzenia wywołanego spadkiem ciśnienia [17]; czynnik R123; $q = 13,85 \text{ kW/m}^2$; $(w_p) = 445 \text{ kg/(m}^2 \cdot \text{s)}$; $\Phi_1 = 0,005$



Rys. 2.16. Zależność prędkości v_T przemieszczania się frontu wrzenia od wartości chwilowego przegrzania cieczy ΔT_s na ogrzewanej ścianie [17]; czynnik R123; $(w\rho) = 300 \div 600 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$, $q = 6 \div 20 \text{ kW}/\text{m}^2$, $p = 0,14 \div 0,32 \text{ MPa}$

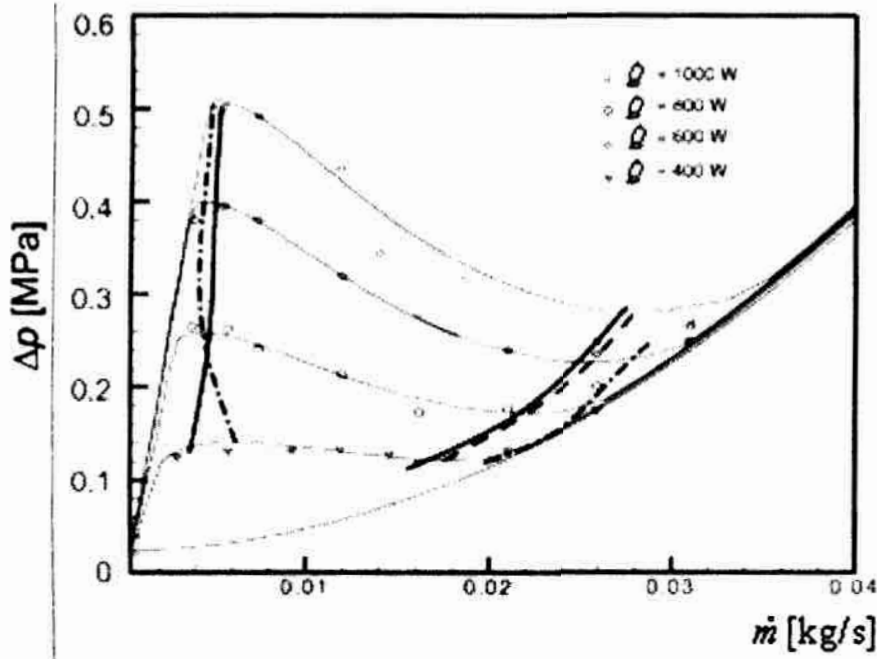
Autor pracy [37] prowadził również badania dotyczące wywołania i zaniku wrzenia w przepływie poprzez zmianę gęstości strumienia masy przepływającego czynnika (odpowiednio spadek a następnie wzrost). Wykonano również badania dokonując „skokowej” zmiany gęstości strumienia ciepła na ogrzewanej ścianie kanału. Wykazał, że zainicjowanie rozwoju wrzenia w kanale wymaga uzyskania odpowiednio dużego przegrzania cieczy na ścianie kanału. Nie ma większego znaczenia sposób uzyskania tego przegrzania, byle było ono dostatecznie duże. Takie dostatecznie duże przegrzanie cieczy można uzyskać przez spadek ciśnienia, obniżenie gęstości strumienia masy lub wzrost gęstości strumienia ciepła na ogrzewanej ścianie kanału. Wykazano również, że zanik wrzenia nastąpi wtedy, gdy uzyska się odpowiednio niską temperaturę cieczy na ścianie ogrzewanego kanału (lokalne przegrzanie będzie zbyt małe, aby podtrzymać generację pęcherzyków parowych). Spowoduje to zanik aktywności zarodków pary i zakończy proces wrzenia. Zanik wrzenia następował na początku ogrzewanego kanału, w miejscu najmniejszego przegrzania cieczy i przemieszczał się wzdłuż długości kanału zgodnie z przepływem czynnika chłodniczego.

Falowe niestabilności ciśnieniowe

Niestabilności ciśnieniowe spowodowane oscylacyjnymi spadkami ciśnienia powodują powstawanie tzw. *przemieszczającej się fali ciśnieniowej*. Mogą one występować w ośrodkach dwufazowych typu „ciecz-gaz” podczas przepływu czynnika w kanale. Charakteryzują się możliwością przemieszczania zarówno w „górze”, jak i w „dół” kanału przepływowego. W ośrodku takim ma miejsce zjawisko, polegające na wywołaniu niestabilności dynamicznych przez niestabilności statyczne o niskiej oscylacji i częstotliwości. Okres oscylacji ciśnieniowej (spadku ciśnienia) jest zależny od objętości instalacji i ściśliwości przepływającej mieszaniny dwufazowej.

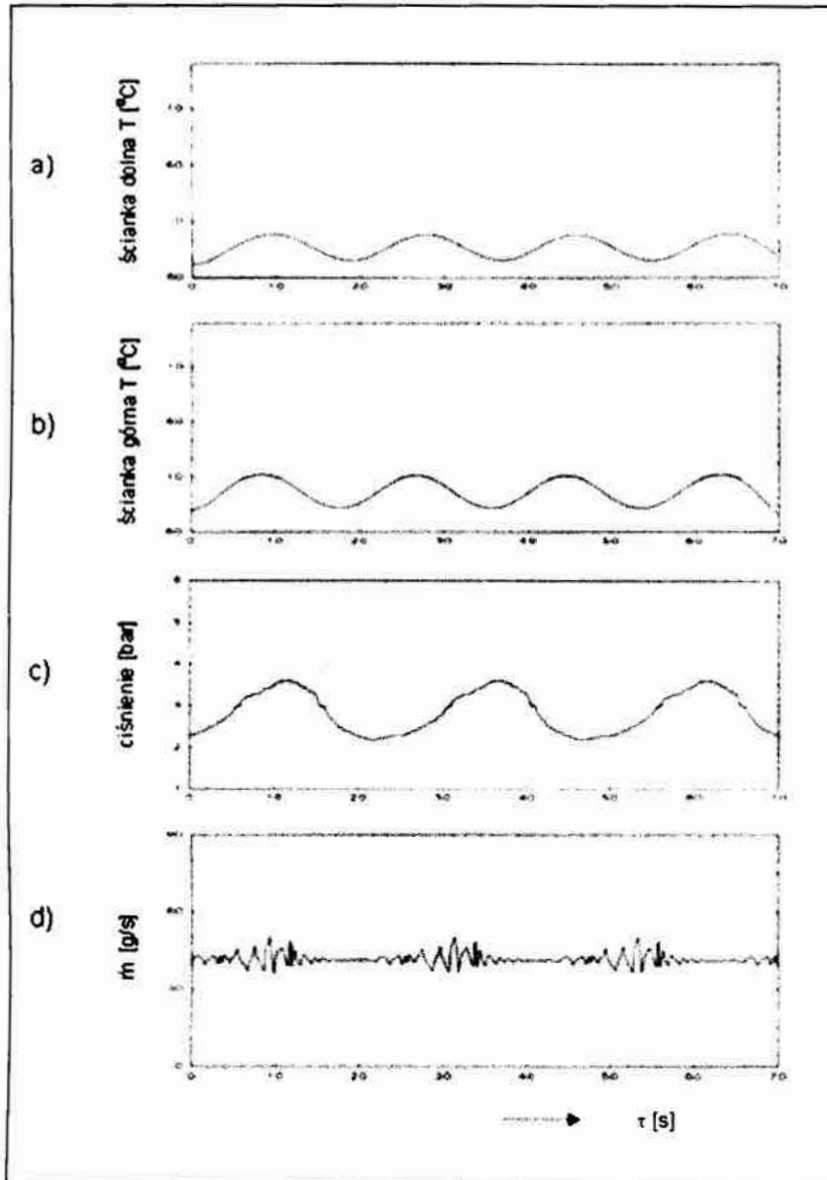
Godne uwagi badania teoretyczne oraz eksperymentalne zostały zaprezentowane w pracach [45,78,79]. Przedstawione wyniki eksperymentu dotyczyły wywołania niestabilności ciśnieniowych i masowego natężenia przepływu czynnika w przewodzie umieszczonym pomiędzy dwoma zbiornikami wyrównawczymi. Przepływ odbywał się przy stałej temperaturze czynnika w zbiornikach wyrównawczych oraz stałej gęstości strumienia ciepła doprowadzanego do

kanatu pomiarowego. Na rys. 2.17 przedstawiono wyniki badań dla wody, jako czynnika roboczego, w postaci zależności spadku ciśnienia od masowego natężenia przepływu dla różnych wartości strumienia ciepła. Z wykresu wynika, że w określonym przedziale parametrów wzrost strumienia masy czynnika powoduje spadek oporów przepływu. Przyczyną tego był spadek stopnia suchości czynnika, który przepływając z większą prędkością odparowuje w mniejszym stopniu w ogrzewanym kanale.



Rys. 2.17. Zależność spadku ciśnienia od masowego natężenia przepływu dla różnych wartości strumienia ciepła ($T_1 = 23^\circ\text{C}$) [45]

Interesujące wyniki badań, dotyczące niestabilności ciśnieniowych przedstawiono w pracy [48]. Badania wykonano przy użyciu czynnika chłodniczego R11, który przepływał przez kanał na końcu którego znajdowało się przewężenie. Autorzy zaobserwowali niestabilności ciśnieniowe o dużej amplitudzie wahań ciśnienia, temperatury ścianki ogrzewanego kanału i masowego natężenia przepływu. Oscylacje ciśnienia rosły wraz z niedograniem cieczy na dopływie do kanału pomiarowego, a zmniejszały się wraz z obniżeniem strumienia masy czynnika. Wyniki badań ujawniły, że wraz ze wzrostem niedogrzenia cieczy na dopływie do kanału pomiarowego wzrastała amplituda zmiany ciśnienia, a obniżenie strumienia masy czynnika w kanale powodowało jej zmniejszenie. Obniżenie masowego natężenia przepływu czynnika w kanale oraz niedogrzenia cieczy do temperatury nasycenia spowodowało zmniejszenie okresu fali ciśnieniowej.



Rys. 2.18. Zależność parametrów przepływu dwufazowego od czasu w warunkach występowania niestabilności ciśnieniowych w kanale poziomym ($T_1 = 16^{\circ}\text{C}$, $\dot{m} = 0,041 \text{ kg/s}$) [48]: a) temperatura ścianki na dole obwodu przekroju poprzecznego kanału, b) temperatura ścianki na górze obwodu przekroju poprzecznego kanału, c) ciśnienie na dopływie do kanału pomiarowego, d) masowe natężenie przepływu

Na rys. 2.18 przedstawiono wyniki badań zmiany temperatury ścianki ogrzewanego kanału pomiarowego (na dole i na górze obwodu przekroju poprzecznego), ciśnienia na dopływie do kanału pomiarowego oraz masowego natężenia przepływu. Można zauważyć duże amplitudy temperatury ścianki z tym, że temperatura górnej powierzchni ścianki kanału oscyluje bardziej, niż dolnej. Należy zwrócić uwagę, że częstotliwość zmiany temperatury ścianki jest większa, od częstotliwości zmiany ciśnienia i strumienia masy w kanale. W prezentowanym przypadku okres zmiany wynosił odpowiednio 18, 24 i 22 s. Zmiany temperatury ścianki związane są ze zmianą stopnia zapełnienia w kanale, która jest wynikiem ilości odparowującego czynnika, co z kolei zależy od natężenia jego przepływu. Przy małym natężeniu przepływu, niedogrzanie czynnika ulega znacznemu zmniejszeniu, co sprzyja rozwojowi wrzenia i zwiększa ilość fazy parowej w kanale (szczególnie w górnej części poziomego kanału). W fazie

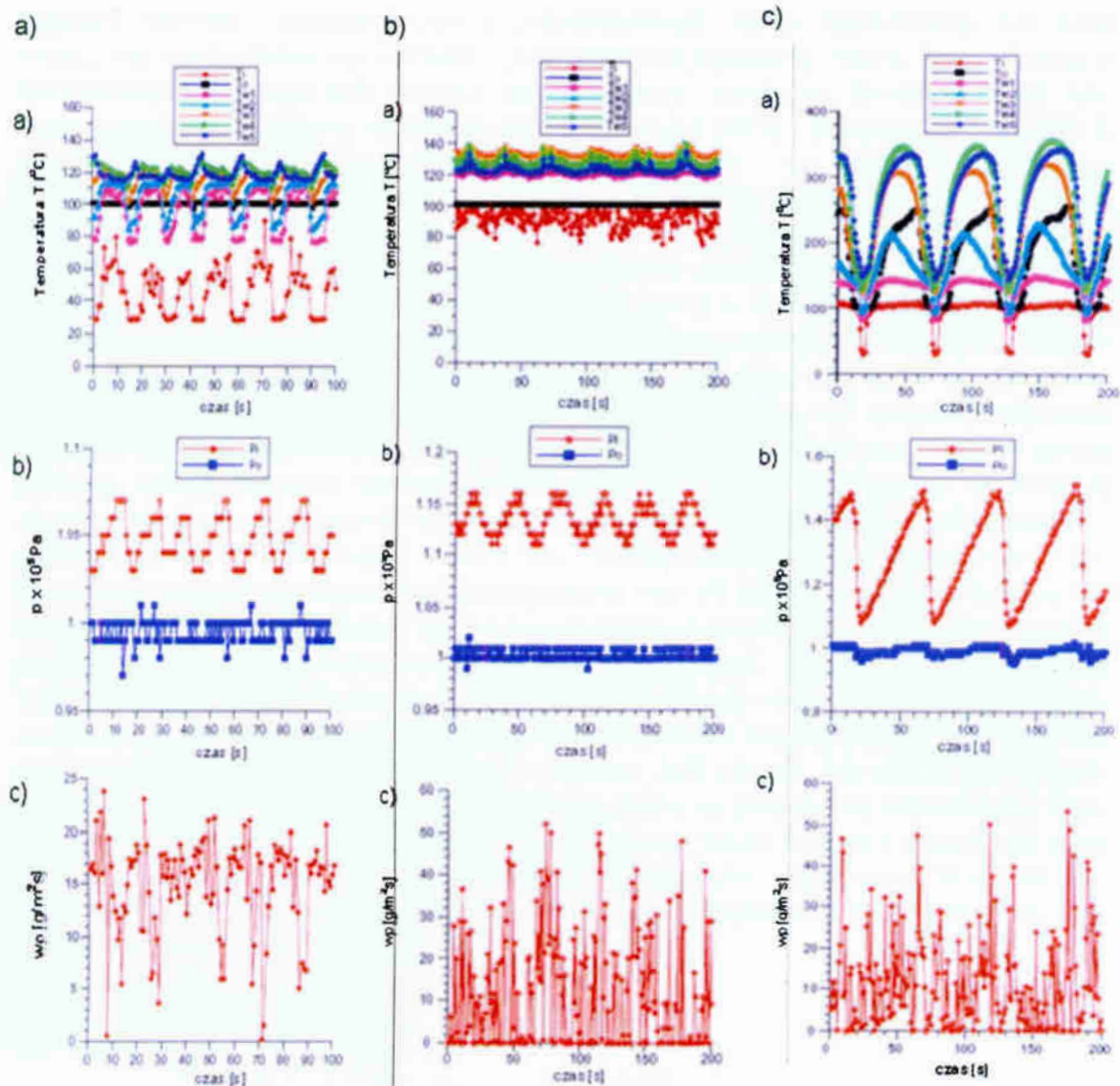
gazowej spada intensywność przejmowania ciepła i wzrasta temperatura ścianki. Wraz ze wzrostem tej fazy wzrastają opory przepływu, co powoduje zmianę ciśnienia. Zjawisko jest dodatkowo intensyfikowane przez przewężenie, umieszczone w przekroju na wypływie czynnika z kanału, które utrudnia wyrównanie ciśnienia w instalacji. Powstaje fala odbita, która wzmacnia efekt braku stanu stabilnego w układzie.

Niestabilności związane ze zmianą masowego natężenia przepływu

Badania dotyczące zjawisk falowych występujących w wyniku zmiany masowego natężenia przepływu oraz strumienia ciepła przedstawili w swoich pracach autorzy [57,67,107,108]. Tego typu niestabilności są wynikiem wzajemnego oddziaływania przepływu czynnika, rozkładu jego gęstości w przekroju i na długości kanału oraz zmiany ciśnienia. Chwilowe obniżenie natężenia przepływu czynnika na dopływie do ogrzewanego kanału zwiększa tempo wzrostu jego entalpii, co z kolei powoduje spadek gęstości masy czynnika. Zaburzenie oddziałuje także na spadek ciśnienia i intensywność wymiany ciepła. Przy określonej kombinacji warunków geometrycznych i warunków brzegowych zakłócenia mogą przybierać różne formy i mieć nawet charakter samopodtrzymujący. Dla systemów z wrzącym czynnikiem, oscylacje gęstości strumienia masy mogą osiągać znaczne rozmiary, z powodu wielokrotnych sprzężeń zwrotnych pomiędzy rozpoczęciem lub zanikiem wytwarzania pary i spadkiem ciśnienia. Są to najczęściej oscylacje o dużej częstotliwości, których okres jest równy w przybliżeniu połowie czasu przepływu cząstki materiału przez kanał [7, 48].

Interesujące wyniki badań, dotyczące niestabilności, podają autorzy pracy [108]. Opisany eksperyment został przeprowadzony przy użyciu ośmiu poziomych kanałów ustawionych równolegle i zasilanych wodą ze wspólnego kolektora. Wzrost strumienia doprowadzanego ciepła, przy jednoczesnym obniżaniu masowego natężenia przepływu powodował pojawianie się zjawisk falowych w procesie wrzenia oraz uwidocznił trzy rodzaje przepływu. Na rys. 2.19 przedstawiono oscylacje temperatury ścianki ogrzewanych kanałów, ciśnienia oraz strumienia masy czynnika wywołane obniżeniem natężenia przepływu wody w kanale i wzrostem gęstości strumienia ciepła.

Pierwszy przypadek (rys. 2.19a) występował, przy najmniejszej wartości gęstości strumienia ciepła q i najwyższej gęstości strumienia masy ($w\rho$). Charakteryzował się początkowym przepływem cieczy a następnie pojawieniem się strefy dwufazowej. Rozwój wrzenia w niektórych kanałach powodował zanik wrzenia w pozostałych. Wraz z lokalnym rozwojem i zanikiem wrzenia pojawiały się niestabilności temperaturowe, które w fazie były zbliżone do oscylacji ciśnieniowych. Oscylacje masowego natężenia przepływu nie były zgodne w fazie z oscylacjami pozostałych parametrów. Dalszy wzrost gęstości strumienia ciepła i spadek gęstości strumienia masy doprowadził do uzyskania następnego rodzaju ruchu, gdzie we wszystkich kanałach występował ciągły przepływ dwufazowy o strukturze pęcherzykowej (rys. 2.19b). Oscylacje temperatury ścianki w poszczególnych kanałach były znacznie mniejsze, niż poprzednio. Jednak wartości oscylacji gęstości strumienia masy uległy dalszemu wzrostowi. Dalszy wzrost gęstości strumienia ciepła doprowadził do uzyskania trzeciego rodzaju przepływu dwufazowego (rys. 2.19c) charakteryzującego się naprzemiennym zanikiem i tworzeniem struktury pęcherzykowej w poszczególnych kanałach. Powodowało to periodyczne oscylacje temperatury ścianki kanałów, ciśnienia i masowego natężenia przepływu w pęczku równoległych kanałów rurowych.



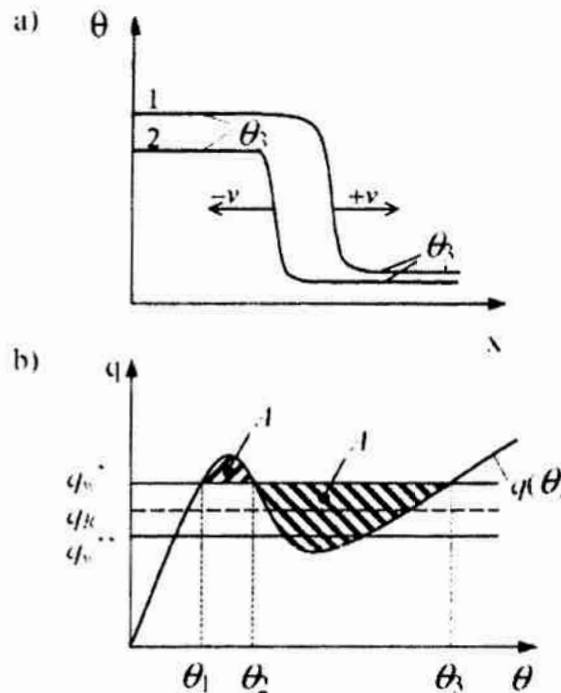
Rys. 2.19. Oscylacje temperatury ścianki kanałów, ciśnienia oraz strumienia masy czynnika przy:
 a) $q = 135 \text{ kW/m}^2$, średnia wartość gęstości strumienia masy ($w\rho$) = $146 \text{ (kg/m}^2\text{s)}$,
 b) $q = 188 \text{ kW/m}^2$, średnia wartość gęstości strumienia masy ($w\rho$) = $119 \text{ (kg/m}^2\text{s)}$,
 c) $q = 226 \text{ kW/m}^2$, średnia wartość gęstości strumienia masy ($w\rho$) = $112 \text{ (kg/m}^2\text{s)}$,
 [108]

Falowe niestabilności temperaturowe

Niestabilności temperaturowe powstają zazwyczaj w wyniku zmiany temperatury ogrzewanej ścianki kanału (w wyniku zmiany doprowadzanego strumienia ciepła) lub temperatury przepływającej mieszaniny dwufazowej. Powodem mogą być również (tak jak w przypadku niestabilności ciśnieniowych) falowe niestabilności strumienia masy w układzie [7,12,61,64]. Zjawisku temu towarzyszy zmiana mechanizmu transportu ciepła w ośrodku dwufazowym oraz zmiana struktury płynu, mającego bezpośredni kontakt z powierzchnią wymiany ciepła. Warunki takie mogą wystąpić podczas rozwoju lub zaniku przemiany fazowej wrzenia. Zjawisko to może być wynikiem zmiany rodzaju przemiany fazowej np. podczas pierwszego lub drugiego kryzysu wrzenia, kiedy wrzenie błonowe zastępuje pęcherzykowe lub odwrotnie. Towarzyszy temu zwykle przejście tzw. *frontu wrzenia*. Oscylacje temperaturowe ogrzewanej ścianki kanału wymiennika wy-

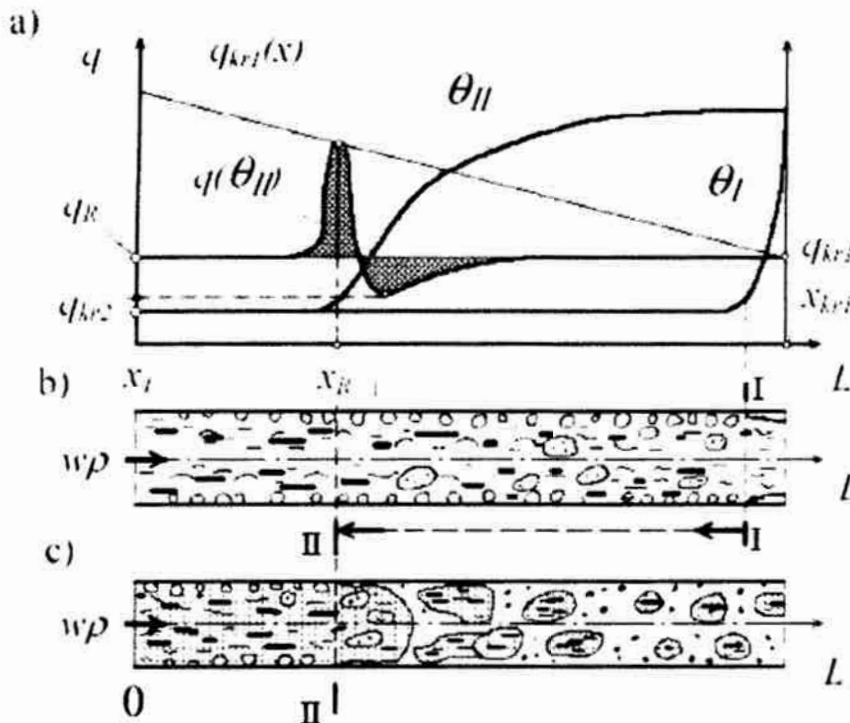
stępują również podczas wrzenia przejściowego, kiedy mieszanina lub para nasycona mają okresowy kontakt z powierzchnią wymiany ciepła. Niestabilności temperaturowe mogą być bardzo niebezpieczne, ponieważ towarzyszą im niekiedy impulsowe zmiany ciśnienia rzędu $0,3 \div 0,7$ MPa i temperatury do 300 K (dla wody) [53].

W pracy [53] przedstawiono wyniki badań niestabilności temperaturowych podczas wrzenia przejściowego wody w objętości i podczas przepływu. Badano wymianę ciepła podczas wrzenia w objętości na powierzchni poziomego walca zanurzonego w wodzie, w zakresie ciśnienia $p = 3 \div 10$ MPa. Podczas wrzenia w zakresie przejściowym, gdy wrzenie pęcherzykowe odbywało się na części powierzchni walca; pozostałą część obejmowało wrzenie błonowe. Zaobserwowano zamianę mechanizmu wrzenia pęcherzykowego na wrzenie błonowe i odwrotnie. Odbywało się to w postaci tzw. „fali pełzającej” na powierzchni walca. Zmiana ustroju wrzenia powodowała zmianę temperatury i gęstości strumienia ciepła na ogrzewanej powierzchni. Jeżeli wrzenie pęcherzykowe było zastępowane wrzeniem błonowym, wówczas następował wzrost temperatury powierzchni i charakterystycznego przegrzania oraz θ i spadek gęstości strumienia ciepła q . Można powiedzieć, że po powierzchni przemieszczała się jakoby fala wzrostu temperatury – zwana umownie „falą gorącą”. Jeżeli wrzenie błonowe było zastępowane wrzeniem pęcherzykowym, wtedy następował spadek temperatury ogrzewanej powierzchni i wzrost strumienia ciepła. Przemieszczała się tak zwana „fala spadku temperatury” – zwana „falą zimną”. Na rys. 2.20a przedstawiono propagację „gorącej” i „zimnej” fali, które są przeciwnie skierowane. Rys. 2.20b przedstawia zależność zmiany różnicy temperatury ścianki i nasycenia oraz gęstości strumienia ciepła na ogrzewanej powierzchni. Zależność ta może być przedstawiona wykreślnie w postaci tzw. krzywej wrzenia (o kształcie litery N – krzywa wrzenia *Nukijamy* – rys. 2.20b).



Rys. 2.20. Propagacja fali temperaturowej na powierzchni ogrzewanego walca [53]; a) propagacja „fali wzrostu temperatury $+v$ i fali spadku temperatury $-v$, b) krzywa wrzenia *Nukijamy*

Przemieszczanie się fali temperaturowej podczas wrzenia w przepływie jest zjawiskiem bardzo złożonym. W tym przypadku przejście fali temperaturowej jest sprzężone ze zmianą ustroju wrzenia i może ono towarzyszyć rozpoczęciu wrzenia pęcherzykowego w przepływającej cieczy lub rozpoczęciu wrzenia błonowego podczas pierwszego kryzysu wrzenia. Na rys. 2.21 przedstawiono interpretację graficzną modelowego przejścia fali temperaturowej w kanale rurowym, do którego doprowadzano wodę przechłodzoną [53]. Badania wykonano w stanie zbliżonym do quasistatycznego, zwiększając gęstość strumienia ciepła na ogrzewanej ścianie kanału q_w do momentu wywołania fali temperaturowej. Wraz ze wzrostem gęstości strumienia ciepła q_w następował rozwój wrzenia pęcherzykowego w kanale. Po osiągnięciu sprzyjających warunków (q_{kr1}) rozpoczął się na końcu kanału proces tworzenia błony parowej na wewnętrznej ścianie kanału. Powodowało to spadek intensywności wymiany ciepła i gwałtowny wzrost temperatury ogrzewanej ścianki θ_l ($\theta_l = T_w - T_s$) – przekrój I – I (na rys. 2.21b). Następnie błona parowa przesuwiała się wzdłuż kanału w kierunku przeciwnym do przepływu wrzącego czynnika. Towarzyszył temu wzrost temperatury ścianki kanału θ_{II} . Front fali temperaturowej pokazano w przekroju II – II (na rys. 2.21c). Podano również wielkości gęstości strumieni krytycznych q_{kr1} i q_{kr2} oraz gęstości strumienia ciepła równowagowego q_R (rys. 2.31a). Proces przejścia fali odbywał się do momentu, gdy ilość ciepła dostarczanego do ogrzewanego kanału rurowego była równa ilości ciepła odbieranego przez wrzący czynnik. Można powiedzieć, że wtedy fala, jak gdyby „zatrzymywała się”, a oba ustroje wrzenia były w swego rodzaju „równowadze”. Dalsze podwyższenie gęstości strumienia ciepła q_w na ogrzewanej ścianie powodowało kontynuację przemieszczania się fali temperaturowej.



Rys. 2.21. Model przejścia fali temperaturowej w kanale rurowym [53]; a) profile temperatury ścianki kanału (θ_l , θ_{II}) oraz zmiana lokalnej gęstości strumienia ciepła $q(\theta)$, b) interpretacja graficzna początku wrzenia błonowego na wylocie czynnika z ogrzewanego kanału, c) stan równowagi pomiędzy wrzeniem pęcherzykowym i błonowym w kanale, x – stopień suchości pary

2.4. Wrzenie czynnika chłodniczego w warunkach zaburzeń

2.4.1. Wrzenie w warunkach zaburzeń jednostkowych

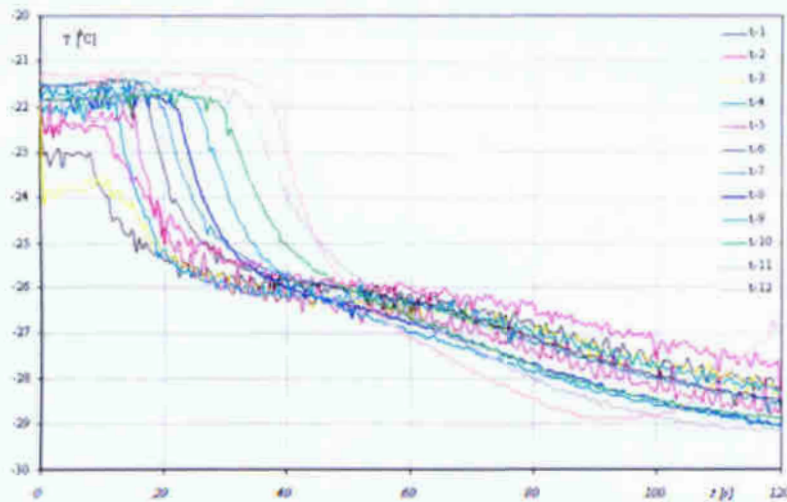
W praktyce eksploatacyjnej występują często przypadki zaburzeń typu jednostkowego, spowodowane wystąpieniem gwałtownej zmiany parametrów stanu układu. Jako przyczyny takich zaburzeń można wymienić, między innymi: wystąpienie niedrożności zaworu lub kanału przepływowego, powstanie awarii układu zasilania parownika, zamknięcie lub otwarcie zaworu odcinającego, gwałtowna zmiana obciążenia cieplnego, uszkodzenie wentylatora chłodnicy itd. Oprócz zaburzeń jednostkowych mogą występować w obiegu chłodniczym zaburzenia generowane w sposób periodyczny, na przykład wskutek okresowego działania elementów automatyki chłodniczej, czy dynamicznej zmiany parametrów zasilania parownika, wynikających ze zjawiska migotania termostaticznego zaworu rozprężnego [25, 26, 27, 29, 30, 39, 40, 41].

W pracy [33] przedstawiono wyniki badań eksperymentalnych procesu wrzenia czynnika chłodniczego podczas przepływu w kanałach rurowych w warunkach zaburzeń generowanych jednostkowo. Prowadząc badania związane z rozwojem lub zanikiem wrzenia w przepływie w kanale rurowym wywoływano gwałtowną zmianę parametrów układu dwufazowego, np. ciśnienia lub gęstości strumienia masy. Rozwój wrzenia czynnika chłodniczego w węzownicy rurowej uzyskiwano przez otwarcie zaworu odcinającego na dopływie czynnika do węzownicy parownika. Otwarcie zaworu umożliwiała przepływ czynnika przez termostaticzny zawór rozprężny i rozpoczęcie wrzenia w węzownicy. Proces wrzenia rozpoczął się na początku węzownicy i przemieszczał się wzdłuż jej długości, aż do osiągnięcia zadanego przegrzania pary w króćcu ssawnym sprężarki. Przepływ czynnika chłodniczego R404A poprzedzało przejście sygnału podwyższonego ciśnienia w postaci fali o prędkości v_p . Następnie, wraz z przejściem czoła wrzącego czynnika (frontu wrzenia) następowało obniżanie temperatury ścianki wzdłuż węzownicy. Oznacza to, przejście fali temperaturowej, ale z inną prędkością v_T [33].

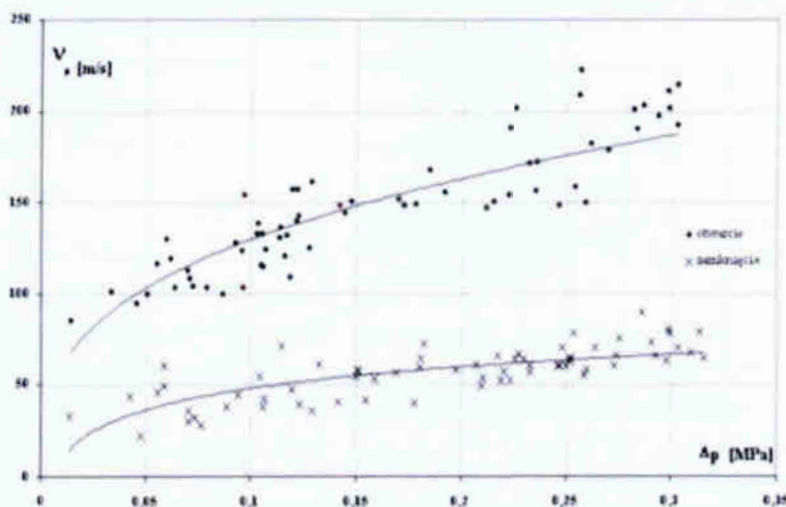
Rys. 2.22 przedstawia przykładowo przebieg zmiany temperatury ścianki węzownicy rurowej po otwarciu zaworu odcinającego. Można zaobserwować sukcesywne obniżanie temperatury ścianki, jakie towarzyszy przepływowi wrzącego czynnika wzdłuż węzownicy. Rozmieszczone na długości węzownicy czujniki do pomiaru temperatury (oznaczone numerami od 1 do 12) rejestrowały kolejno obniżenie temperatury w czasie. Jako ostatni zareagował czujnik nr 12 umieszczony na końcu węzownicy. On też zarejestrował największy spadek temperatury, co świadczy o braku strefy przegrzania. Proces wrzenia odbywał się, więc na całej długości węzownicy. W takim przypadku temperatura czynnika i ścianki kanału były funkcją ciśnienia, które osiągało najniższą wartość na wypływie czynnika z węzownicy rurowej.

Zamknięcie zaworu odcinającego na dopływie czynnika chłodniczego do węzownicy rurowej powodowało zanik procesu wrzenia. Następowo wtedy zakończenie dopływu czynnika chłodniczego do węzownicy. Jako pierwsze odnotowano przejście sygnału obniżonego ciśnienia w postaci fali o prędkości v_p w kierunku przeciwnym do przepływu czynnika. Następnie obserwowano cofanie się „strefy wrzenia” jako wynik ciągłego odsysania przez sprężarkę pary czynnika, przy czym wzrastała długość „strefy przegrzania”. Wraz z zanikiem wrzenia wzrastała także temperatura ścianki, co objawiało się przejściem fali temperaturowej

z prędkością v_T . Stwierdzono, że wartości prędkości v_p fali ciśnienia różniły się w przypadku otwarcia i zamknięcia zaworu odcinającego. Tym samym wartościom sygnału zmiany ciśnienia Δp odpowiadały wyższe wartości v_p podczas otwarcia zaworu odcinającego, w stosunku do jego zamknięcia (rys. 2.37). Przyczynę należy upatrywać w zmianie wartości stopniaapełnienia czynnika chłodniczego Φ w węzownicy rurowej. W przypadku otwarcia zaworu sygnał ciśnienia Δp przemieszczał się wewnątrz węzownicy wypełnionej praktycznie parą nasyconą suchą czynnika chłodniczego (ewentualnie z niewielką domieszką kropelek cieczy – mgły $\Phi \approx 0$). W przypadku zamknięcia zaworu sygnał Δp przemieszczał się w układzie dwufazowym o zmiennej zawartości cieczy na drodze od zaworu rozprężnego do końcowego przekroju węzownicy (stopień suchości $x \approx 0,15 \div 1$). Dane literaturowe potwierdzają silną zależność prędkości v_p od stopniaapełnienia Φ [15, 35, 78]. Wartości prędkości przejścia fali ciśnieniowej były ponad dwukrotnie wyższe dla otwarcia zaworu, w porównaniu z przypadkiem zamknięcia, przy tych samych wartościach zmiany ciśnienia Δp .



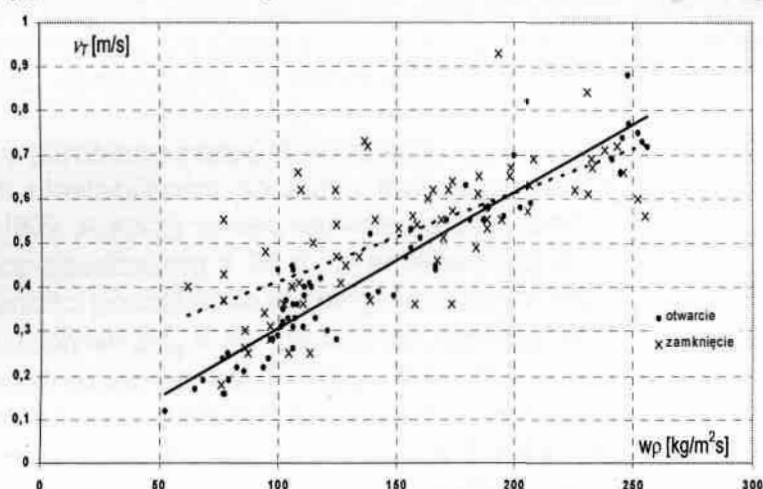
Rys. 2.22. Zmiana w czasie temperatury czynnika chłodniczego w węzownicy rurowej po otwarciu zaworu odcinającego [33]



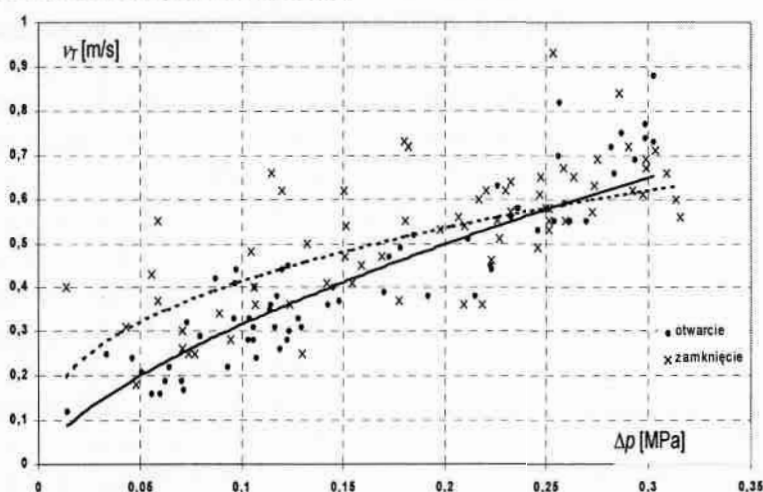
Rys. 2.23. Porównanie wyników pomiarów prędkości przemieszczania się sygnału ciśnienia podczas otwarcia i zamknięcia zaworu odcinającego na dopływie czynnika do węzownicy rurowej [33]

Przejście fali temperaturowej jest ściśle związane z przepływem wrzącego czynnika chłodniczego i nie zależy praktycznie od rodzaju wywołanego zaburzenia. Zależność prędkości v_T fali temperaturowej od gęstości strumienia masy ($w\rho$) pokazano na rys. 2.24. Wzrost gęstości strumienia masy ($w\rho$) powoduje wzrost prędkości v_T fali temperaturowej (w badanych przypadkach od 0,1 do 0,9 m/s).

Spadek lub wzrost ciśnienia Δp , jaki towarzyszy otwarciu lub zamknięciu zaworu wymusza przepływ wrzącego czynnika chłodniczego, co z kolei powoduje przemieszczanie się fali temperaturowej z prędkością v_T . Rys. 2.25 przedstawia zależność prędkości v_T od sygnału ciśnienia Δp . Zjawisko to nie zależy od sposobu realizacji zaburzenia impulsowego. Wywołując zaburzenia impulsowe (niezależnie od rodzaju zaburzenia) uzyskiwano zbliżone przedziały zmiany sygnału ciśnienia Δp ($\Delta p = 0,02 \div 0,32$ MPa) i odpowiadające im przedziały zmienności prędkości fali temperaturowej v_T ($v_T = 0,1 \div 0,9$ m/s). Różne natomiast były wartości prędkości fali ciśnienia (znacznie wyższe podczas rozwoju wrzenia przy otwarciu zaworu). Powoduje to, że jednej wartości prędkości fali temperaturowej v_T odpowiadają dwie różne prędkości fali ciśnienia v_p (dla rozwoju i zaniku wrzenia w węzownicy). Potwierdza to jednoznacznie tezę o istnieniu *histerezy*, towarzyszącej procesowi rozwoju i zaniku wrzenia w kanale rurowym.



Rys. 2.24. Zależność prędkości fali temperaturowej v_T od gęstości strumienia masy ($w\rho$) podczas otwarcia i zamknięcia zaworu [33]



Rys. 2.25. Porównanie wyników pomiarów prędkości przemieszczania się fali temperaturowej podczas otwarcia i zamknięcia zaworu [33]

2.4.2. Wrzenie w warunkach zaburzeń periodycznych

W praktyce eksploatacyjnej urządzeń chłodniczych, obok zakłóceń o charakterze jednostkowym, występują często zaburzenia o charakterze periodycznym. Zaburzenia te powtarzają się z określoną częstotliwością i stałą lub zmienną amplitudą. Mogą być generowane z zewnątrz lub powstawać wewnątrz obiegu chłodniczego.

Naturę zaburzeń o charakterze periodycznym podczas wrzenia określili Wang and al [104]. Autorzy zastosowali zmodyfikowaną analizę widmową, tzw. metodę pseudospektralną PSD (ang. *power spectral density*) polegającą na jakościowym i ilościowym określaniu substancji i jej widma za pomocą matematycznej analizy funkcyjnej. Z precyzyjnych pomiarów fal linii widmowych dla danej substancji można wyznaczyć jej skład oraz charakter ruchu jej cząsteczek. Ponieważ do analizy widmowej wystarczą śladowe ilości substancji, autorzy [104] do określenia tzw. *cech periodycznych* ruchu cząsteczek zastosowali inżektorową pompę strumieniową za pomocą, której wywoływano zmiany ciśnienia w przepływie dwufazowym. Analiza matematyczna przeprowadzona metodą PSD wykazała, że jeśli rozkład widma cząsteczek ma postać funkcji ciągłej (różniczkowalnej) i zarazem asymptotycznej to przepływ ma charakter chaotyczny. Natomiast w sytuacji, gdy rozkład funkcji widma posiada określone lokalne ekstrema (minimalne i maksymalne) występujące z tzw. częstotliwością charakterystyczną zwaną również relaksacyjną, to mamy do czynienia z ruchem o cechach periodycznych.

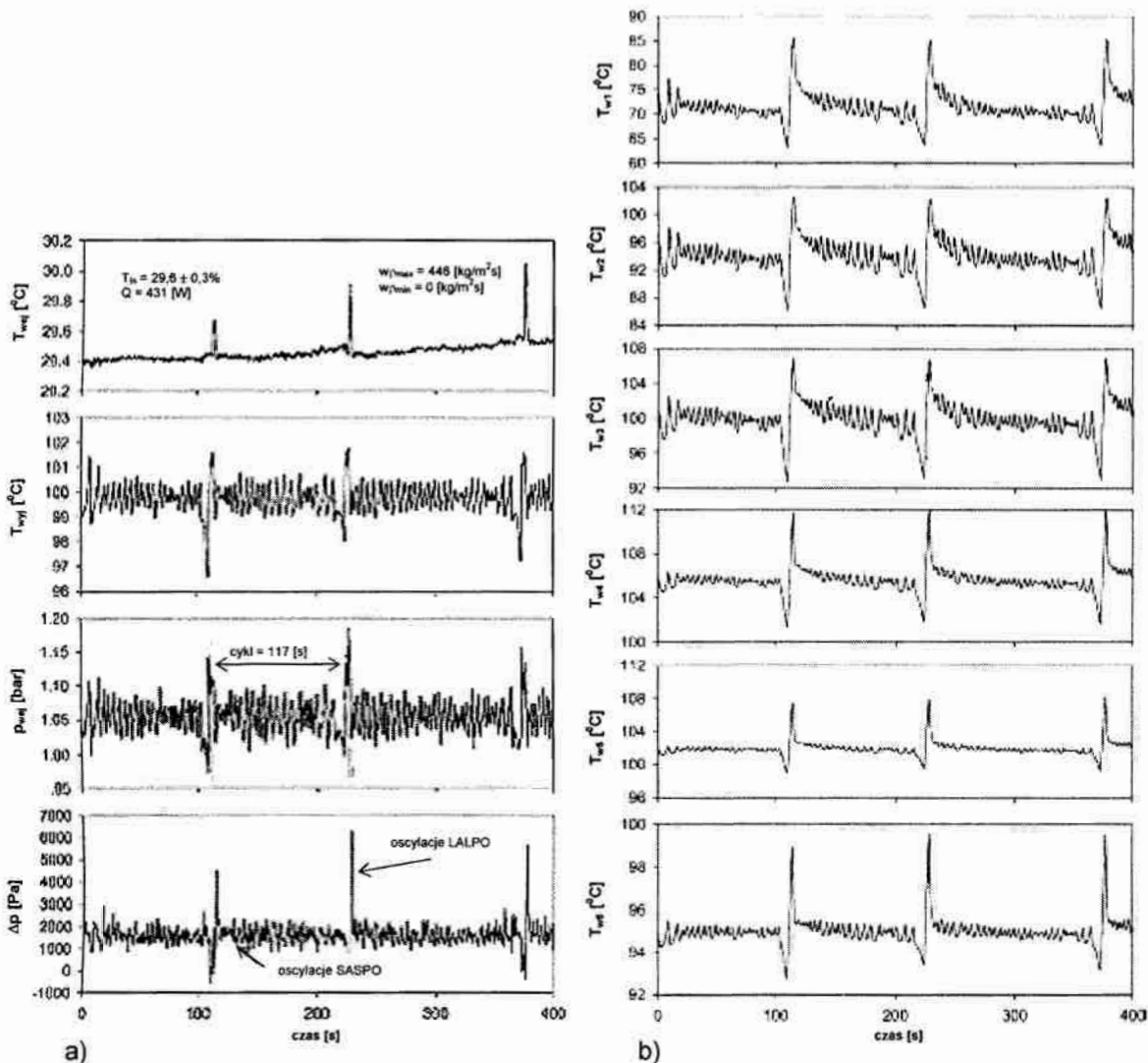
Procedury określone przez [104] zostały wykorzystane w sposób praktyczny w badaniach niestabilności początku procesu wrzenia wykonanych przez Jinlianga et al. [62]. Autorzy w celu wywołania zaburzeń procesu wrzenia wykorzystali chłodnicę zbudowaną z 26 minikanatów oraz wodę i metanol jako czynniki robocze. Wartości początkowe eksperymentu wynosiły: $T_{wej} = 30^{\circ}\text{C}$, 50°C , 70°C , ciśnienie na dopływie $p_{wej} = p_{ot}$ (otoczenia), gęstość strumienia masy $(w\rho) = 20 \div 1200 \text{ kg/m}^2\text{s}$, strumień ciepła $Q = 100 \div 450 \text{ W}$.

Rozwój wrzenia w przepływającej cieczy wywoływano obniżając przepływ strumienia masy czynnika $(w\rho)$ w granicach $0 \div 446 \text{ [kg/m}^2\text{s]}$. Parametry na dopływie do kanału pomiarowego w tym przypadku miały wartość: $T_{wej} = 30^{\circ}\text{C}$, $Q = 431 \text{ W}$, $(w\rho) = 20 \text{ kg/m}^2\text{s}$.

Przy stałej wartości Q zaczęły pojawiać się pęcherze gazu, które rozprzestrzeniały się początkowo zgodnie z kierunkiem przepływu, aż do wyjścia z sekcji pomiarowej. Dalsze obniżanie wartości $(w\rho)$ powodowało gwałtowny „wzrost” powierzchni objętej strefą jednofazową gazową i wyraźne rozdzielenie na przepływ dwu i jednofazowy. Wewnątrz chłodnicy wystąpiła „pulsacja” temperatury T czynnika roboczego (w zakresie 4°C) oraz ciśnienia p_{wej} w zakresie od 0,096 do 012 MPa i różnicy ciśnień Δp w przedziale $5000 \div 6000 \text{ Pa}$. Zjawisko to zostało przedstawione na rys. 2.26.

Zwiększenie strumienia masy $(w\rho)$ skutkowało zanikiem zjawiska. Autorzy [62] przeprowadzili serię pomiarów w stałych odstępach czasowych wynoszących ok. 2 minut. Przyjmując założenia metody PSD zdefiniowano zaobserwowane przepływy jako niestabilności typu: LALPO (ang.: „*larg amplitude, long period*”) duża amplituda i długi okres oraz SASPO (ang.: „*small amplitude, short period*”) mała amplituda i krótki okres. Oscylacjom tym zawsze towarzyszyły „pulsacje” temperatury TO (ang.: „*thermal oscillation*”). Oscylacje typu SASPO pojawiały się zawsze, gdy występowały niestabilności typu LALPO. Jak widać na rys. 2.27 i 2.28

oscylacje typu SASPO mają mniejszy zakres i mieściły się w przedziale: temperatura $T = \pm 1^{\circ}\text{C}$, ciśnienie $p_{wej} \pm 0,003 \text{ MPa}$. Dotyczyło to zarówno wody, jak i metanolu użytych jako czynników roboczych.

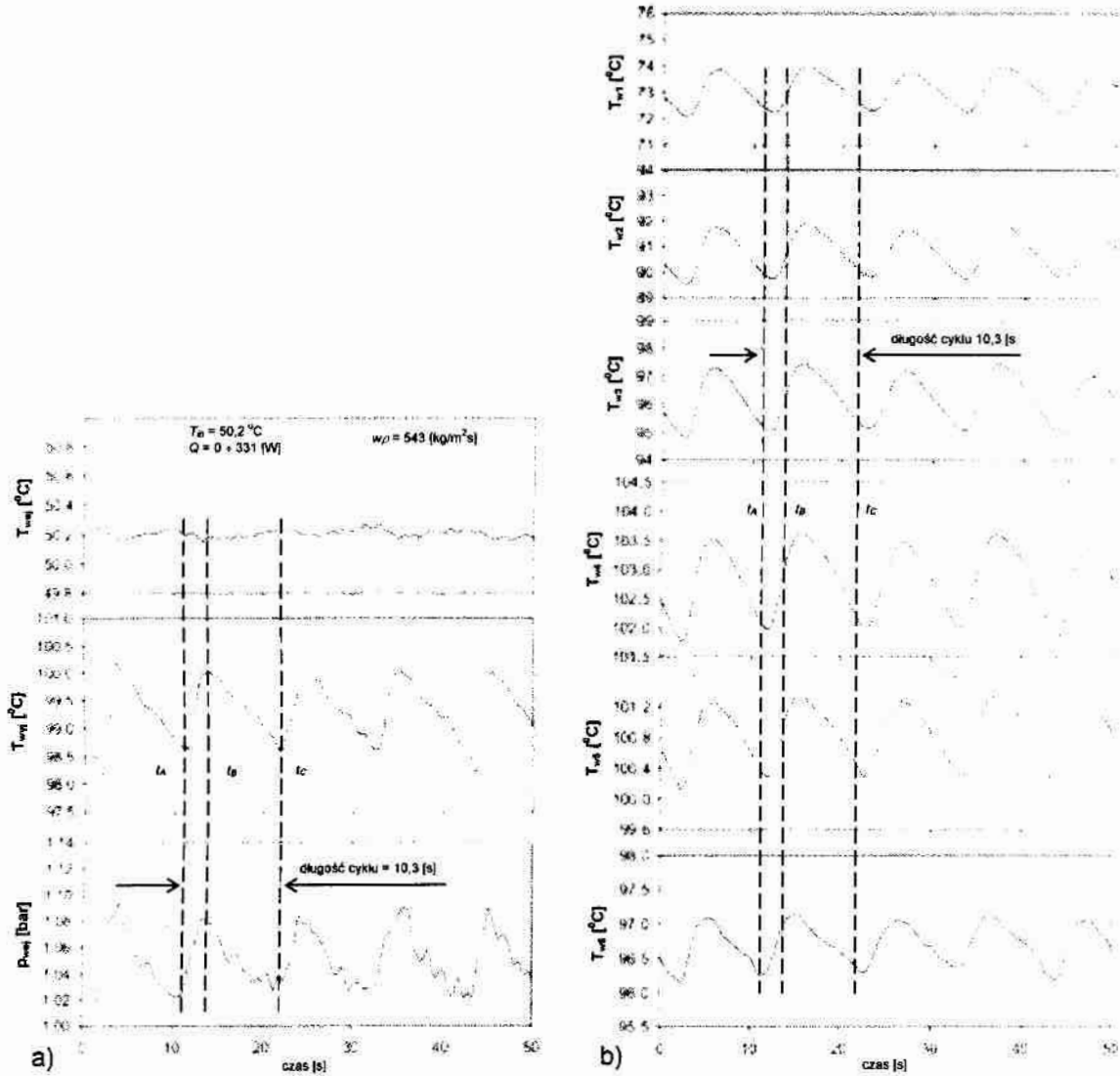


Rys. 2.26. Pulsacje: temperatury T , ciśnienia p_{wej} oraz spadku ciśnienia $\Delta p = (p_{wej} - p_{wyj})$ na długości odcinka pomiarowego: oscylacje typu LALPO i SASPO; a) „pulsacja” parametrów wejściowych, b) „pulsacja” temperatury na długości odcinka pomiarowego

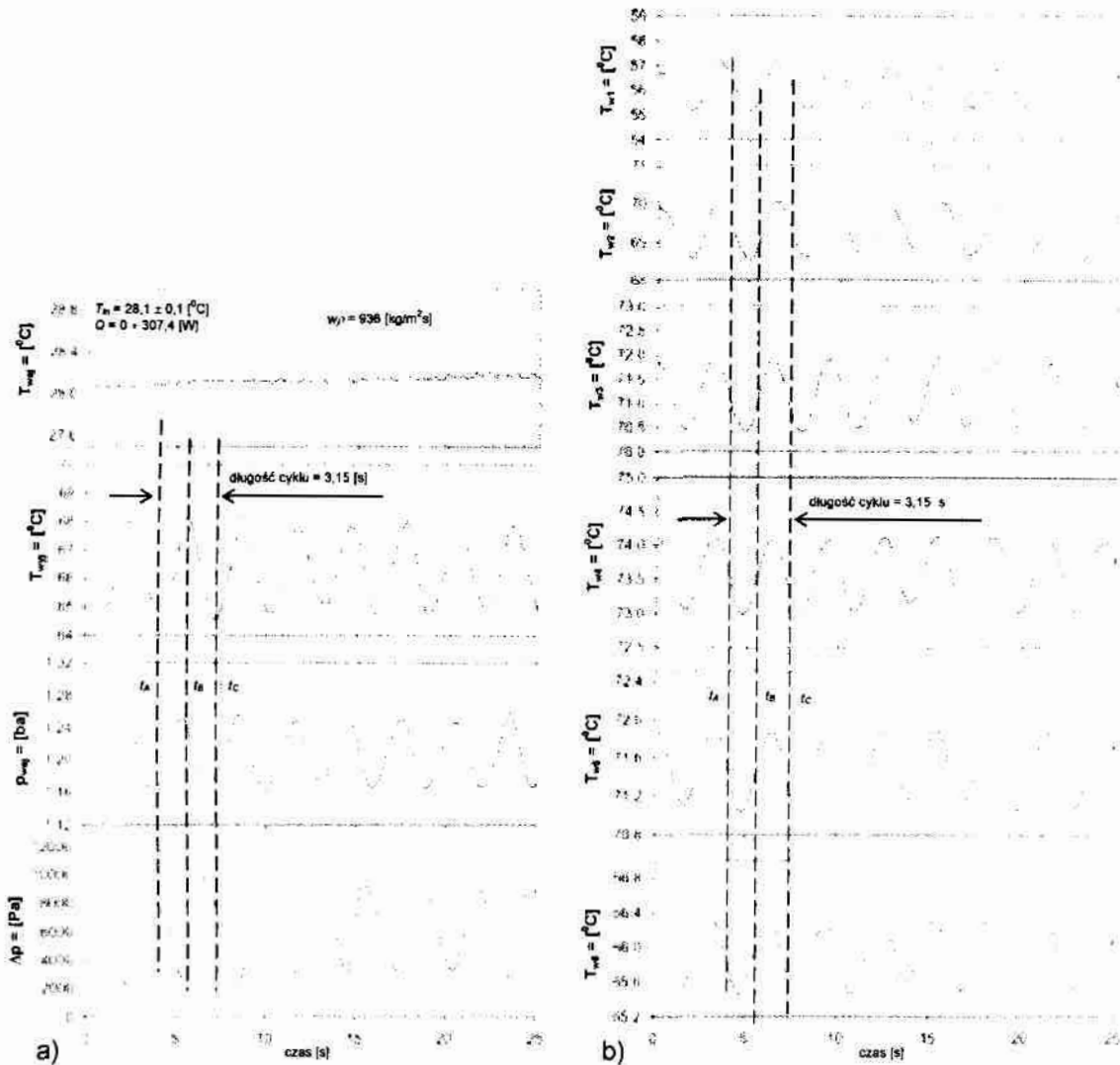
Autorzy przeprowadzili również badania przy wartości parametrów początkowych wynoszących odpowiednio: $T_{wej} = 50^{\circ}\text{C}$ i 70°C , $(w\rho) = 20 \div 1200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ oraz $Q = 100 \div 450 \text{ W}$ przy czasie trwających zakłóceń $\tau_z = 3,15 \text{ s}$ i $10,3 \text{ s}$ (czas napływu płynu do rurek).

Autorzy zaobserwowali, że na granicy faz pojawiał się tzw. „front wrzenia”, który przemieszczał się w „górze” lub w „dół” przepływu. Przemieszczanie się tego „frontu” zależne było od częstotliwości zastosowanych zakłóceń i wynikających z nich „pulsacji” temperatury T wewnątrz kanałów pomiarowych. Obniżenie strumienia ciepła Q powodowało kondensację pęcherzy parowych i obniżenie ciśnienia wewnątrz kanałów pomiarowych. Następował też wzrost gęstości strumienia masy $(w\rho)$ czynnika roboczego, w wyniku czego „front wrzenia” zaczął poruszać się zgodnie z kierunkiem przepływu. Na rysunkach 2.27 i 2.28 odpowiada to rozkładowi temperatury do punktu t_A . Podwyższenie strumienia

ciepła Q (stan pomiędzy t_A i t_B) powodowało „rozrost” gazowej strefy jednofazowej i przemieszczanie się „frontu wrzenia” w kierunku przeciwnym do przepływu czynnika. Następowo zmniejszenie obszaru objętego strefą dwufazową. Ponowne obniżenie Q (pomiędzy t_B i t_C) inicjowało powtarzalność zjawiska.



Rys. 2.27. Pulsacje temperatury T i ciśnienia p_{wej} oraz spadku ciśnienia $\Delta p = (p_{wej} - p_{wyj})$ dla wody na długości odcinka pomiarowego; oscylacje typu SASPO a) „pulsacja” na wejściu i wyjściu z odcinka pomiarowego, b) „pulsacja” temperatury na długości odcinka pomiarowego



Rys. 2.28. Pulsacje temperatury T i ciśnienia p_{wej} oraz spadku ciśnienia $\Delta p = (p_{wej} - p_{wyj})$ dla metanolu na długości odcinka pomiarowego; oscylacje typu SASPO a) „pulsacja” na wejściu i wyjściu z odcinka pomiarowego, b) „pulsacja” temperatury na długości odcinka pomiarowego

2.5. Przyczyny niestabilnej pracy urządzeń chłodniczych

Najczęściej stosowanymi urządzeniami chłodniczymi są układy zasilane ciśnieniowo (sprężarkowe) lub pompowo. Prawie wszystkie dotychczasowe opracowania poświęcone użytkowaniu tych urządzeń dotyczą problematyki cieplno-przepływowej lub projektowo-konstrukcyjnej. Tymczasem ich eksploatacja związana jest z szeregiem zjawisk o charakterze dynamicznym, które jak się okazuje odgrywają dużą rolę w ich użytkowaniu [35,40,41]. Znane są np. stany układu, w których dochodzi do gwałtownego wahania się poziomu czynnika chłodniczego w oddzielniku cieczy, czy też „skokowego” spadku masowego natężenia przepływu czynnika \dot{m} w parowniku. Zjawiska te mogą zakłócić pracę urządzenia chłodniczego, a nawet uniemożliwić jego eksploatację.

Istnieje wiele przyczyn powodujących zakłócenia w pracy sprężarkowego urządzenia chłodniczego. W systemach rurociągów połączonych ze zbiornikami

(tzw. „objętość ściśliwa”), występują jako zjawiska wtórne, oscylacje ciśnienia lub natężenia przepływu. Ściśliwa objętość występuje zarówno w przewodach ssawnych sprężarki na odcinku parownik - sprężarka lub parownik - oddzielnacze cieczy – sprężarka, jak i w przewodach tłocznych oraz cieczowych. Oscylacje te prowadzą do niestabilności dynamicznych, które bardzo silnie oddziałują z innymi zjawiskami, np. ze zjawiskiem zerowego kryzysu wrzenia [11,18].

Oscylacje, czyli pulsacje masowego natężenia przepływu \dot{m} , ciśnienia p lub innych wielkości fizycznych mogą wystąpić samoistnie lub być spowodowane oddziaływaniem zewnętrznym, np. „zawieszeniem się” lub „przymarzeniem”, któregoś z zaworów. „Oscylacja” może zostać wzmocniona, jeżeli system regulacji wydajności sprężarki sterowany jest sygnałem zmiany poziomu ciśnienia na ssaniu sprężarki. Wtedy układ staje się „źródłem” falowych zakłóceń wartości przepływu masy czynnika w instalacji. Takie zaburzenia masowego natężenia przepływu \dot{m} czynnika chłodniczego, mogą spowodować bezpośrednio pulsacje poziomu czynnika i ciśnienia w oddzielnaczu cieczy lub w parowniku. Przeprowadzone badania wykazały, że spadek ciśnienia powoduje również obniżenie gęstości cieczy ρ' i pary ρ'' czynnika w instalacji. Może być również przyczyną podniesienia się poziomu w oddzielnaczu cieczy, co wywoła zamknięcie zaworu odcinającego na dopływie do parownika. Spadek ciśnienia p_0 oraz gęstości fazy parowej ρ'' i cieczowej ρ' w parowniku może spowodować „wyplukanie” oleju ze sprężarki, a co za tym idzie uruchomienie presostatu ciśnienia oleju, który ją wyłączy.

Zakłócenia w działaniu parowników w układach pompowych mają znacznie gwałtowniejszy charakter. Zasilanie tego typu jest w zasadzie układem wspomagającym sprężarkowe urządzenia chłodnicze. W sytuacji, gdy w obiegu sprężarkowym wystąpią „pulsacje”, to zostają one wzmocnione przez sprzężenie „pulsacji” w obiegu pompowym [11, 18, 40]. Sprzężenia te są główną przyczyną bardzo złożonych niestabilności dynamicznych występujących w rurociągach z pompami oraz w odcinkach układu, w których dochodzi do wrzenia. Narastanie zakłóceń powoduje spadek poziomu cieczy w oddzielnaczu lub parowniku. Następuje również zmniejszenie stopnia wypełnienia Φ w oddzielnaczu cieczy, co jest oznaką ograniczenia fazy gazowej w strumieniu masy [5]. Natomiast w parowniku dochodzi do wzrostu stopnia wypełnienia Φ , czyli do propagacji fazy gazowej. Wynikiem jest zmniejszenie obszaru dwufazowego i przesunięcie się w „głęb” parownika frontu wrzenia [42]. Wszystkie te niestabilności w pracy układu zostają przeniesione przede wszystkim na sprężarkę w postaci impulsu zmiany ciśnienia p_0 . Prędkość przemieszczania się tego sygnału może wyprzedzić reakcję systemu regulacji wydajności sprężarki, który i tak działa z określoną bezwładnością. Jeżeli wpływ zakłócenia, wynikający ze zmiany ciśnienia jest większy od wpływu wynikającego ze zwiększenia fazy gazowej w oddzielnaczu lub jej zmniejszenia w parowniku oraz jeżeli pojawi się w zgodności fazowej z tym samym zjawiskiem powstałym od zaburzeń w układzie sprężarkowym, to może wywołać awaryjne wyłączenie sprężarki albo, wzmocnienie zaburzeń w obiegu pompowym [11,40]. Takie wahania ciśnienia p_0 i strumienia masy ($w\rho$) mają wpływ na pracę pompy, i dalej na proces wrzenia w parowniku. Wynikiem może być jakościowa zmiana charakterystyki przepływowej kanału, a tym samym przesunięcie punktu współpracy pompy z siecią [11,18,39].

2.6. Specyfika procesu wrzenia w parownikach zasilanych ciśnieniowo i możliwości powstawania niestabilności

W doborze współczesnych instalacji parowych, sprężarkowych urządzeń chłodniczych decydujące znaczenie ma zarówno aspekt techniczny, jak i ekonomiczny. Od strony technicznej ważnym miernikiem efektywności tych urządzeń jest wykorzystanie dyspozycyjnej powierzchni wymiany ciepła parownika. Jest to problem bezpośrednio związany z jego zasilaniem czynnikiem chłodniczym. Gwarancja optymalnego zasilania parownika wiąże się z dostarczaniem do niego takiej ilości czynnika, jaka będzie niezbędna dla jego chwilowego odparowania, przy możliwie najmniejszym przegrzaniu pary. [24] Parowe sprężarkowe urządzenia chłodnicze stosowane są w bardzo szerokim zakresie wydajności i obejmują zarówno urządzenia domowe i handlowe, jak i urządzenia instalowane w stacjonarnych i morskich chłodniach. Stosując ogólne kryteria oceny efektywności energetycznej należy stwierdzić, że urządzenia tego typu powinny zapewnić możliwie największy efekt użytkowy – wydajność chłodniczą w każdych warunkach eksploatacyjnych, przewidzianych w projekcie, przy zminimalizowanym zapotrzebowaniu energii napędowej. Na podstawie tego kryterium przeprowadza się optymalizację tych urządzeń prowadzącą do uzyskania najkorzystniejszych ich rozwiązań, mając jednoznacznie zdefiniowaną funkcję celu. Poszukiwania rozwiązań optymalnych mogą dotyczyć urządzenia chłodniczego traktowanego, jako całość lub charakterystycznych jego węzłów konstrukcyjnych. Szczególną rolę odgrywają tutaj wyniki analizy energetycznej i egzergetycznej [42]. Pod pojęciem *zasilanie* parownika rozumie się sposób doprowadzenia do niego czynnika chłodniczego. W szerszym aspekcie zagadnienie to jest związane z faktem realizacji lewobieźnego obiegu chłodniczego. Najskuteczniejszym pod względem wartości współczynnika wydajności cieplnej ε_{ch} (oznaczany również symbolem *COP*) jest teoretyczny odwracalny obieg *Carnota* (z rozprężarką) realizowany w obszarze pary nasyconej mokrej [23]. Wykonanie takiego obiegu w pełnym zakresie jest niemożliwe. O ile dla układów parowych, sprężarkowych o dużej i bardzo dużej wydajności rozważa się pewne możliwości zastosowania rozprężarki, o tyle dla urządzeń o małej wydajności chłodniczej, rozwiązanie takie nie jest brane pod uwagę [42]. Pozostaje zatem wybór innej formy doprowadzenia cieczy opuszczającej skraplacz (o ciśnieniu skraplania p_k) do parownika, w którym ciśnienie wynosi p_o . Każdy z możliwych sposobów wiąże się jednak z koniecznością wykonania nieodwracalnej przemiany termodynamicznej dławienia czynnika chłodniczego. Wśród stosowanych powszechnie sposobów zasilania parownika wymienić trzeba zasilanie ciśnieniowe, grawitacyjne i pompowe. W urządzeniach chłodniczych o małej i średniej wydajności, zdecydowanie największą grupę stanowią układy o ciśnieniowym zasilaniu parowników. Oznacza to w praktyce wykorzystanie różnicy między ciśnieniem skraplania i parowania, (czyli $p_k - p_o$) dla wymuszenia przepływu czynnika przez parownik. Bardziej ogólnie, chodzi tutaj o różnicę między ciśnieniem p_t w króćcu tłocznym sprężarki i ciśnieniem p_s w jej króćcu ssawnym, która jest potrzebna do pokonania oporów przepływu w sieci przewodów i wymienników ciepła znajdujących się po obu stronach sprężarki chłodniczej [101].

W przypadku, gdy nadwyżka ciśnienia dyspozycyjnego pokrywa w całości opory przepływu wystarczy w układzie zastosować do zasilania parownika w pełni otwarty zawór lub jego odmianę, na przykład w postaci rurki kapilarnej instalowanej w małych chłodziarkach domowych. W innych przypadkach wykorzystuje

się różne elementy zasilania ciśnieniowego w postaci zaworów pływakowych, automatycznych zaworów rozprężnych, termostatycznych zaworów rozprężnych i ich odmianę ze sterowaniem elektronicznym. Najbardziej rozpowszechnionymi aktualnie elementami rozprężnymi są termostatyczny zawór rozprężny (oznaczany dalej symbolem *TZR*) oraz sterowany elektronicznie zawór rozprężny (symbol – *EZR*). W każdym z wymienionych elementów zasilających parownik występuje zdecydowanie niekorzystna przemiana nieodwracalna czynnika chłodniczego, czyli dławienie. Jest to przemiana, podczas której czynnik chłodniczy rozpręża się, nie wykonując pracy zewnętrznej. W przypadku dławienia adiabatycznego (lub w warunkach eksploatacyjnie zbliżonych) ma ono zwykle charakter izentalpowy (entalpia właściwa czynnika $h = \text{const.}$). Wprowadzenie do urządzenia chłodniczego elementu dławiącego, w miejsce przewidywanej w obiegu teoretycznym rozprężarki (z odwracalną przemianą rozprężania izentropowego) powoduje, że już w pierwszej fazie realizacji obiegu lewobieżnego pojawiają się straty energetyczne, związane z nieodwracalnością procesów. Dopiero jednak w następnej fazie ma być osiągnięty podstawowy efekt użyteczny, czyli odparowania czynnika w parowniku i powstanie efektu chłodzenia. Uzasadnione jest, więc zapewnienie takiej współpracy elementu zasilającego z parownikiem, aby zminimalizować dalsze straty w obiegu rzeczywistym.

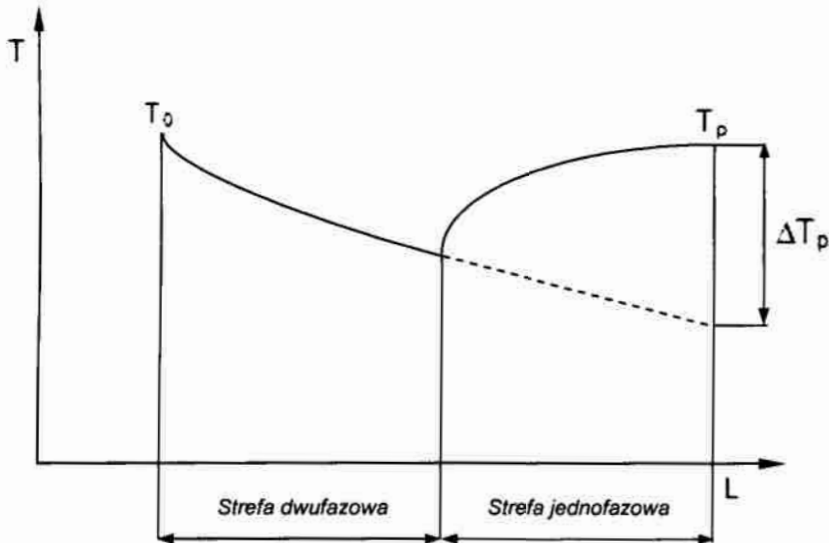
W ostatnich latach odnotowuje się szerokie zastosowanie automatycznej regulacji układów chłodniczych sprężarkowych i ogólnie rozumianego monitoringu instalacji [54,55,99,100]. Taki kierunek rozwoju układów automatycznych wpłynął na zdecydowaną pozycję dwóch elementów rozprężnych zasilających parownik, to znaczy termostatycznie (*TZR*) i termoelektronicznie (*EZR*) sterowanych zaworów rozprężnych. Dotychczas powszechnie stosowano (i stosuje się w prostych instalacjach chłodniczych) termostatyczny zawór *TZR*. Wzrastające wymagania, związane z koniecznością zagwarantowania dokładniejszej regulacji parametrów (w tym np. temperatury w pomieszczeniu chłodzonym), szczególnie przy szybko zmieniającym się obciążeniu cieplnym parownika spowodowały, że wynikła potrzeba zastosowania znacznie lepszych rozwiązań, w tym zastąpienie go zaworem *EZR*.

Zawory rozprężne typu *TZR* i *EZR* spełniają praktycznie te same funkcje, to znaczy:

- doprowadzają do parownika taką ilość czynnika chłodniczego, która zabezpiecza efekt użyteczny chłodzenia, adekwatny do aktualnego obciążenia cieplnego parownika,
- w obu przypadkach króciec wylotowy parownika opuszcza para przegrzana czynnika chłodniczego, o temperaturze T_p , wyższej od temperatury nasycenia- parowania T_o . Różnica wartości tych temperatur, to znaczy $\Delta T_p = T_p - T_o$ jest stopniem przegrzania pary, zabezpieczającym sprężanie w obszarze pary przegrzanej, (czyli pozwala na ochronę przed „mokrą” pracą sprężarki – zjawisko bardzo niekorzystne, zwłaszcza dla tłokowych sprężarek chłodniczych).

Dyspozycyjna powierzchnia wymiany ciepła danego parownika jest zwykle wielkością niezmienną. W przypadku często stosowanych parowników, spełniających rolę chłodnicy powietrza, parownik buduje się w postaci węzownicy rurowej (złożonej z odcinków rur prostych, połączonych za pomocą kolan rurowych), na którą od zewnątrz nakłada się ożebrowanie płycinowe, tworząc tzw. blok lamelowany. Przez blok lamelowany przepływa powietrze, ruchem wymuszonym pracą generatorów, którymi są zwykle wentylatory osiowe. Węzownica

rurowa (lub zespół węzownic połączonych równolegle) tworzy tzw. *parownik suchy*, zasilany zaworami rozprężnymi *TZR* lub *EZR*. Czynna długość każdej węzownicy rurowej w bloku lamelowanym w warunkach eksploatacyjnych – przy zasilaniu tymi zaworami – ulega podziałowi na dwie strefy (rys. 2.29).



Rys. 2.29. Schemat podziału czynnej długości L węzownicy rurowej chłodnicy powietrza na charakterystyczne strefy wymiany ciepła; dwufazowa strefa wrzenia w przepływie, jednofazowa strefa pary przegrzanej

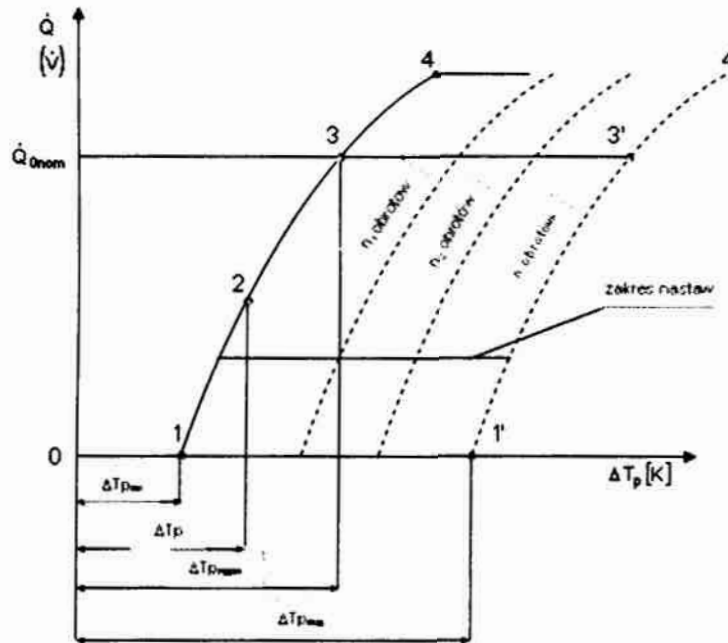
Pierwszą z nich jest strefa dwufazowa (lub strefa wrzenia właściwego), zaś drugą jest jednofazowa strefa przegrzania. Wartość współczynnika przejmowania ciepła w strefie dwufazowej jest nieraz kilkakrotnie wyższa, od wartości tego współczynnika dla jednofazowej strefy pary przegrzanej [22].

Duża efektywność energetyczna pracy takiego układu polega na tym, aby strefa dwufazowa (wrzenia w przepływie) była, dla zmiennych na ogół obciążeń cieplnych stabilna i możliwie, jak największa. W tym kryje się zasadniczy problem takiego dopasowania wartości przegrzania ΔT_p , aby uzyskać ten efekt. Sposób, w jaki zawory rozprężne *TZR* oraz *EZR* zabezpieczają stabilne i optymalne wykorzystanie powierzchni wymiany ciepła parownika, zwłaszcza w zakresie dwufazowej strefy wrzenia wynika, w głównej mierze z ich zasady działania.

2.6.1. Współpraca termostatycznego zaworu *TZR* z parownikiem

Termostatyczny zawór rozprężny (*TZR*) należy traktować, jako regulator bezpośredniego działania (regulator o działaniu proporcjonalnym typu *P*), o prawie prostoliniowym przebiegu charakterystyki statycznej. Chwilowe obciążenie cieplne parownika jest uzależnione od zadanego przez użytkownika przegrzania pary ΔT_p w króćcu wypływowym parownika. Sygnał, informujący o wartości stopnia przegrzania pary jest odbierany za pomocą czujnika wypełnionego parą moką (czujnik ten jest umocowany na przewodzie wypływowym za parownikiem) i przekazywany rurką kapilarną nad membranę zaworu *TZR*. Oczekiwaną wartość przegrzania pary ΔT_p ustala użytkownik za pomocą sprężyny dociskającej iglicę do dyszy zaworu [20]. Na rys. 2.30 przedstawiono charakterystykę statyczną termostatycznego zaworu rozprężnego (*TZR*) w postaci zależności między wydajnością zaworu i przegrzaniem pary ΔT_p . Śruba regulacyjna zaworu *TZR*

pozwała na zmianę nastawy przegrzania, zaś zmiana skoku śruby, odpowiadająca $\frac{1}{2}$ jej obrotu odpowiada zwykle zmianie przegrzania o około $1,5 \div 2$ K [20,106].

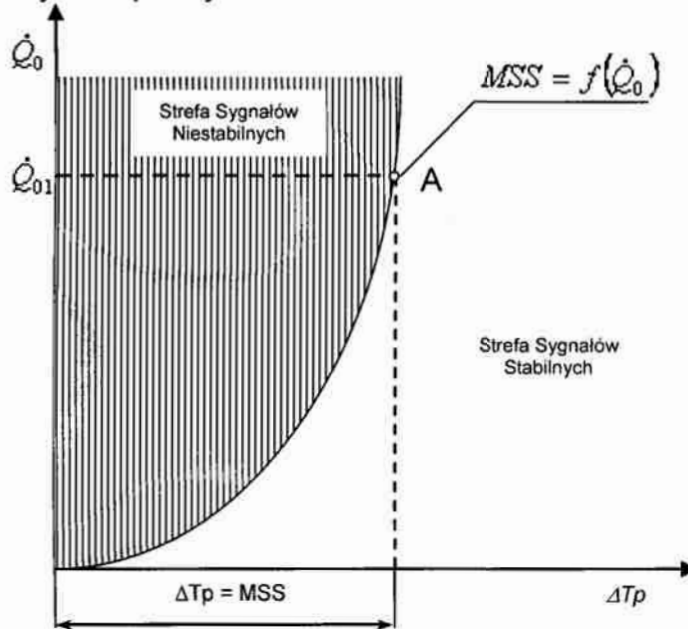


Rys. 2.30. Charakterystyka statyczna termostaticznego zaworu rozprężnego TZR (z wewnętrznym wyrównaniem ciśnienia); $n_1, n_2 \dots n$ – liczba obrotów śruby regulacyjnej zaworu [20,40]

Jeżeli przegrzanie wynosi $\Delta T_p = 0$, wówczas zawór jest zamknięty i pozostaje w takim stanie do momentu osiągnięcia wartości ΔT_{pmin} (punkt 1 na rys. 2.30), zwanej przegrzaniem początku otwarcia, mieszczącym się w przedziale $0 \div 2$ K. Dalsze zwiększanie przegrzania ΔT_p powoduje uzyskanie określonej wydajności \dot{Q}_o (punkt 2). Dla nominalnej (znamionowej) mocy chłodniczej $\dot{Q}_{o,nom}$ zmiana przegrzania wynosi $4 \div 5$ K (przy $\Delta T_{pmax} = 5 \div 7$ K) i na tym poziomie będzie utrzymywane dla niezmiennego obciążenia cieplnego. Przy pełnym otwarciu zaworu uzyskuje się maksymalne natężenie przepływu czynnika chłodniczego.

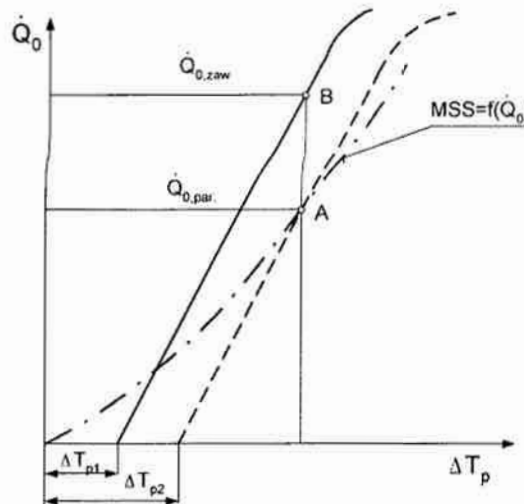
Badania dotyczące współpracy zaworu TZR z parownikiem dowiodły jednoznacznie, że nie można dla regulatora proporcjonalnego typu P (a takim jest termostaticzny zawór rozprężny) używać dowolnie małej wartości przegrzania, jako sygnału sterującego. Istnieje, bowiem pewna minimalna wielkość sygnału przegrzania, zwana minimalnym sygnałem stabilnym MSS [21,59]. Na rys. 2.31 pokazano interpretację wielkości MSS. Jeżeli dla danej chwilowej wydajności cieplnej parownika, wydajność zaworu (odpowiadająca minimalnemu sygnałowi MSS) będzie mniejsza lub jej równa, wówczas współpraca zaworu TZR i parownika, przez niego zasilanego będzie przebiegać w obszarze stanów stabilnych (rys. 2.31). W przypadku, gdy wydajność zaworu będzie większa od wydajności parownika (określonej przy minimalnym sygnał stabilnym), wtedy może wystąpić tzw. „migotanie zaworu” (ang. *hunting*). Warunki powstawania migotania zaworu TZR ilustruje rys. 2.32. Termostaticzny zawór rozprężny, jako regulator proporcjonalny typu P reaguje na wartość uchybu wielkości regulowanej, w zależności od wartości zadanej. Występuje trwały uchyb „sprężenia sztywnego”, związany z nadążaniem rzeczywistej wartości wielkości regulowanej [21]. Taki uchyb regulacji nie sprzyja utrzymywaniu pracy zaworu w obszarze stanów sta-

bilnej współpracy z parownikiem (rys. 2.31). Należy przy tym podkreślić, że zawór termostatyczny *TZR* pracuje najbardziej efektywnie wtedy, gdy przegrzanie pary opuszczającej parownik jest równe wartości sygnału *MSS*, dla danego obciążenia parownika. Spełnienie tego warunku stwarzałoby konieczność ciągłej ingerencji z zewnątrz i dokonywanie zmiany nastawy zaworu, za pomocą śruby regulacyjnej przy każdej, zmianie obciążenia cieplnego parownika. Oczywiście takie postępowanie jest w praktyce niemożliwe.



Rys. 2.31. Zależność minimalnego sygnału stabilnego *MSS* od obciążenia cieplnego parownika [21,40]

Zadana mechanicznie wielkość przegrzania pary nie może być w sposób ciągły korygowana, co oznacza, że zapewnienie optymalnego oddziaływania na kształtowanie się stref wymiany ciepła w węzownicy rurowej parownika nie jest w pełni możliwe. Niemożliwe jest również włączenie zaworu *TZR* do systemu automatycznej regulacji urządzenia chłodniczego, czy też jego pełnego monitoringu, ze wspomaganie komputerowym.

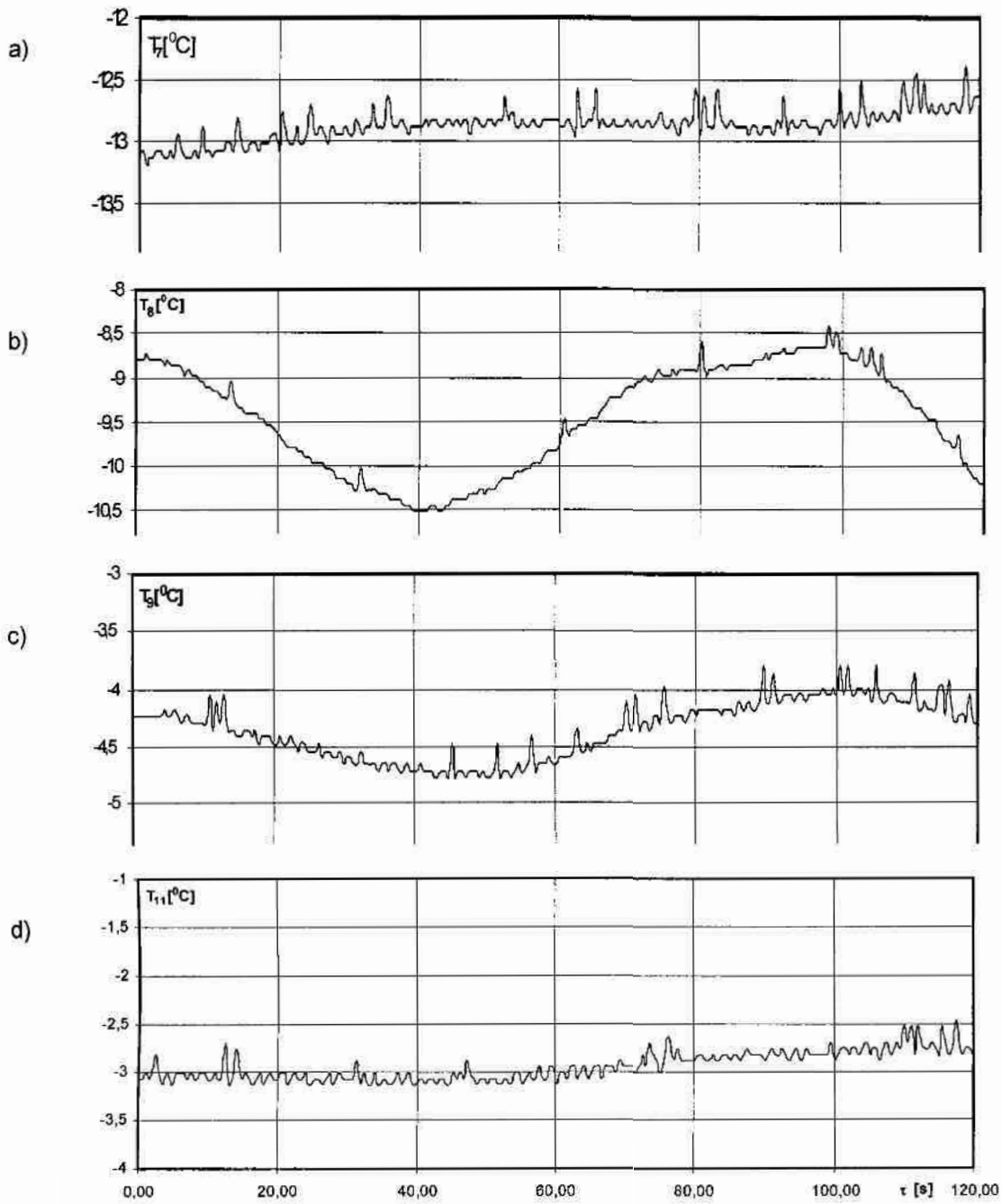


Rys. 2.32. Interpretacja warunków występowania migotania zaworu *TZR* (przypadek, gdy wydajność zaworu $\dot{Q}_{o,zaworu} > \dot{Q}_{o,parownika}$) [21,39]; *MSS* – minimalny sygnał stabilny

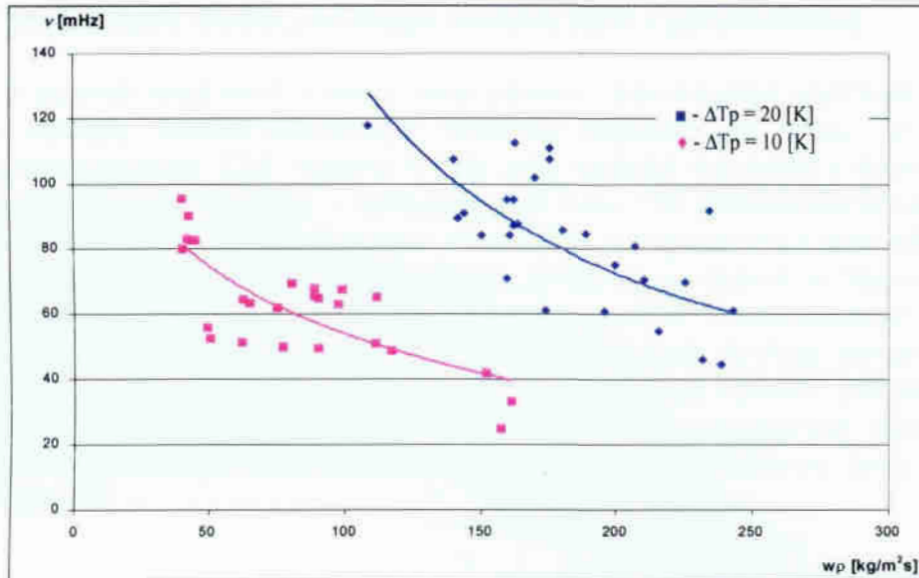
W pracy [35] podano wyniki badania procesu wrzenia w węzownicy rurowej w warunkach niestabilnej pracy termostatycznego zaworu rozprężnego *TZR* podczas tak zwanego „migotania” zaworu. Na podstawie analizy wyników pomiarów stwierdzono, że średni okres poszczególnych oscylacji masowego natężenia przepływu był zróżnicowany i wynosił od 10 do 40 sekund. Wraz ze zmianą masowego natężenia przepływu czynnika R404A następowały oscylacje ciśnienia panującego w parowniku. Wzrost natężenia dopływającego czynnika powodował wzrost jego ciśnienia, co jest związane ze zwiększoną ilością tworzącej się pary. Oddziaływania te są z kolei przenoszone na sprężarkę, która z pewnym opóźnieniem reaguje zmianą parametrów pracy.

Na rys. 2.33 przedstawiono zmiany temperatury wrzącego czynnika zmierzone w czasie jego przepływu wewnątrz węzownicy rurowej. Z rys. 2.33a wynika, że średnia temperatura czynnika R404A na długości dwufazowej jest praktycznie wielkością stałą (z niewielkimi fluktuacjami). Znaczne fluktuacje temperatury obserwuje się w obszarze końcowym strefy dwufazowej (rys. 2.33b). Jest to spowodowane „przemieszczaniem się” przekroju końcowego procesu wrzenia, (gdy $x = 1$) wzdłuż długości węzownicy. Wynika to, między innymi, ze zmiany masowego natężenia przepływu czynnika. Można powiedzieć, że przy większym masowym natężeniu przepływu czynnika „na dłużej wystarczy” go w procesie odparowania w strefie dwufazowej. Wraz z przesuwaniem się wzdłuż węzownicy ulegają stopniowemu wytłumieniu oscylacje temperatury (rys. 2.33c i 2.33d).

Na podstawie analizy wyników badań stwierdzono, że liczba cykli „migotania” zaworu *TZR* w jednostce czasu (częstotliwość) jest zależna od masowego natężenia przepływu czynnika, (co bezpośrednio związane jest z gęstością strumienia masy ($w\rho$) oraz od stopnia przegrzania par czynnika opuszczającego parownik ΔT_p . Na rys. 2.34 przedstawiono zależność częstotliwości „migotania” zaworu *TZR* podaną w milihercach od gęstości strumienia masy czynnika chłodniczego ($w\rho$) dla dwóch wartości przegrzania par ΔT_p równe 10 i 20 K (wyniki badań dotyczą chłodnicy wentylatorowej). W obu przypadkach wraz ze wzrostem gęstości strumienia masy ($w\rho$) częstotliwość „migotania” zmniejsza się, co wynika bezpośrednio z charakterystyki i zasady działania termostatycznego zaworu rozprężnego. Ponadto dla tej samej wartości ($w\rho$) częstotliwość „migotania” jest zależna od stopnia przegrzania pary czynnika ΔT_p na wypływie z węzownicy parownika (i miejsca umieszczenia czujnika kapilary *TZR-u*). Zmiana ΔT_p powoduje zmianę równowagi sił wpływających na wielkość szczeliny na wypływie czynnika z dyszy.

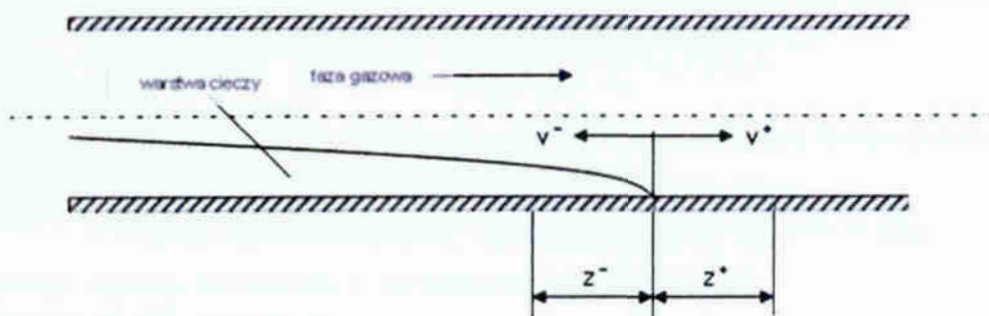


Rys. 2.33. Zmiany w czasie temperatury czynnika R404A w czasie jego przepływu w węzownicy rurowej; a) T_7 – temperatura w obszarze wrzenia czynnika, b) T_8 – koniec wrzenia – początek przegrzania czynnika, c - d) $T_9 \div T_{11}$ – obszar przegrzania czynnika (indeksy 8 \div 11 oznaczają odległość punktów pomiarowych od początku węzownicy w [m])



Rys. 2.34. Zależność częstotliwości ν „migotania” zaworu *TZR* od gęstości strumienia masy czynnika chłodniczego i stopnia przegrzania par ΔT_p czynnika chłodniczego R404A

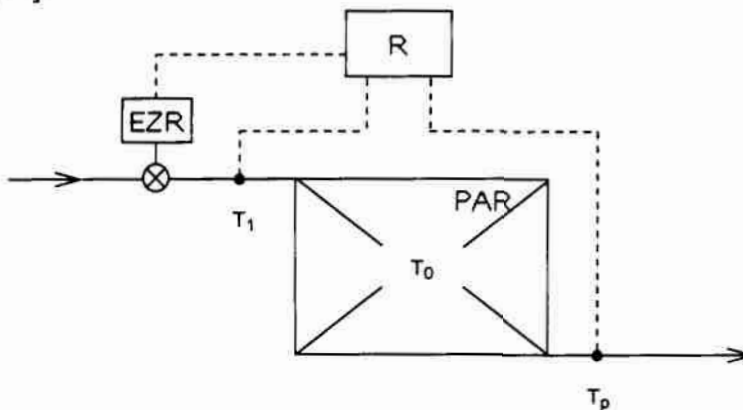
Podobne zjawisko „przemieszczaniem się” przekroju końcowego procesu wrzenia, (gdy $x = 1$) wzdłuż długości węzownicy zaobserwował *Wedekind* [105], który prowadził badania dotyczące oscylacyjnego ruchu mieszaniny pary i cieczy w poziomym odparowującym strumieniu masy czynnika przy podzieleniu parownika na dwa obszary: dwufazowy i jednofazowy przegrzany. Według autora badań punkt przejścia ośrodka dwufazowego w jednofazowy stanowi granicę pomiędzy dwoma regionami, a przemieszczanie się „punktu przejścia” w warunkach ustalonych jest natury oscylacyjnej. Przyczyną tego ruchu jest zmienna struktura przepływu w procesie wrzenia. Wpływająca do rur parownika ciecz ulega odparowaniu przechodząc przez strukturę wrzenia: pęcherzykowego, korkowego i uwarstwionego. Struktura uwarstwiona jest ośrodkiem dwufazowym, w którym fazy: parowa i ciekowa „rozkładają się” wzdłuż górnej i dolnej strugi przepływu. W momencie zaniku wrzenia korkowego dochodzi do wystąpienia „skompresowanej fali” wzdłuż rurki, która powoduje impulsywne „pchnięcie” płynu w dolnej strudze, co sprawia przemieszczenie się „punktu przejścia”. Przepływ korkowy ma charakter okresowy, a jego zanikanie powoduje oscylacje „granicy” faz (rys. 2.35). „Falowanie punktu przejścia” można przedstawić za pomocą modelowego oddziaływania fal np. morskich na plażę. Czoło fali „namacza plażę” a następnie się „cofa” [105]. Zjawisko to bardzo dobrze obrazuje przemieszczanie się „punktu przejścia” pomiędzy dwoma obszarami w parowniku.



Rys. 2.35. Mechanizm oscylacji granicy faz w zakresie prędkości $v \pm \Delta v$ na drodze $\pm z$ [105]

2.6.2. Współpraca elektronicznego zaworu EZR z parownikiem

Wylimitowanie wad termostatycznego zaworu rozprężnego wymaga wprowadzenia bardziej zaawansowanego systemu regulacji od tego, jaki istnieje w przypadku zaworu *TZR*. Można w tym celu wybrać regulator o działaniu ciągłym typu *PI* (proporcjonalno – całkujący) lub typu *PID* (proporcjonalno – całkująco – różniczkujący). Według autora pracy [21] w regulatorach tych stosowane jest tzw. „elastyczne sprzężenie zwrotne”, zmienne w czasie w regulatorze *PI* i dodatkowo z wyprzedzeniem w regulatorze typu *PID*. Zastosowanie regulatorów (pozbawionych uchybu resztowego), spełniających funkcję zaworu zasilaającego parownik stwarza warunki optymalnej współpracy zaworu i parownika. Na rys. 2.36 przedstawiono schemat ilustrujący zasadę współpracy zaworu rozprężnego sterowanego elektronicznie i pracującego przykładowo, jako regulator typu *PI* [21,91].



Rys. 2.36. Schemat ideowy zasady działania elektronicznego zaworu rozprężnego, pracującego jako regulator typu *PI*; *EZR* – zawór sterowany elektronicznie, *PAR* – parownik, *R* – regulator elektroniczny, T_1 – temperatura czynnika chłodniczego mierzona czujnikiem na dopływie do parownika, T_p – temperatura pary przegranej mierzona czujnikiem w króćcu wylotowym parownika

Spadek ciśnienia Δp_0 w przepływie w parowniku *PAR* określa się zależnością:

$$\Delta p_0 = p(T_1) - p(T_0), \quad (2.49)$$

gdzie $p(T_1)$ i $p(T_0)$ oznaczają wielkości ciśnienia odpowiadające, odpowiednio temperaturze T_1 na dopływie czynnika do parownika oraz temperaturze T_0 parowania. Wartości spadku ciśnienia Δp_0 odpowiada różnica temperatury $\Delta T_0(\Delta p_0)$

$$\Delta T_0(\Delta p_0) = T_1 - T_0, \quad (2.50)$$

Przegrzanie ΔT_p pary czynnika chłodniczego w króćcu wylotowym parownika wynosi:

$$\Delta T_p = T_p - T_0, \quad (2.51)$$

Odejmując od przegrzania opisanego wzorem (2.51) różnicę temperatury według wzoru (2.50) otrzymuje się zależność opisującą:

$$\Delta T_p - \Delta T_0(\Delta p_0) = T_p - T_0 - T_1 + T_0 = T_p - T_1 = \Delta T_R, \quad (2.52)$$

wielkość różnicy temperatury oznaczoną symbolem ΔT_R .

Ze wzoru (2.52) wynika, że:

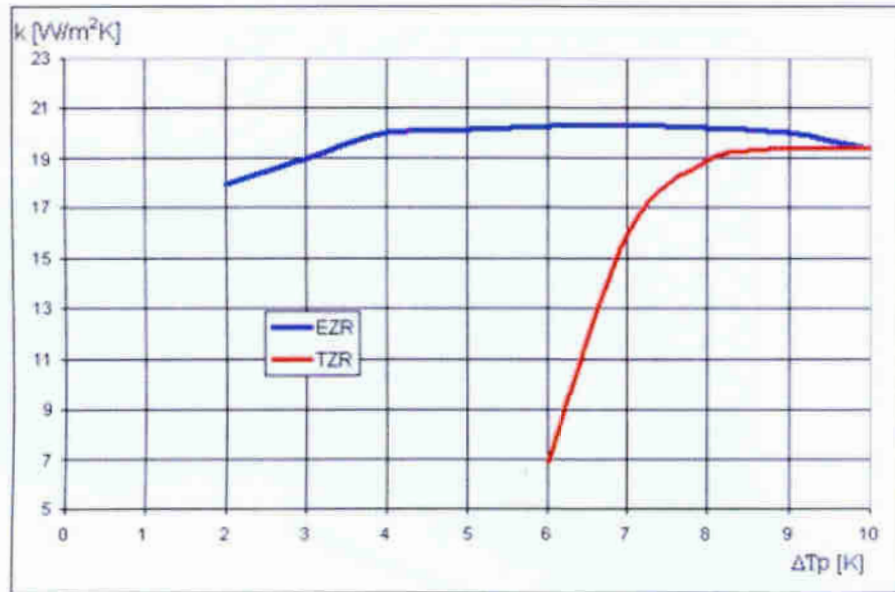
$$\Delta T_p = \Delta T_0(\Delta p_0) + \Delta T_R, \quad (2.53)$$

Jeżeli zatem nastąpi spadek ciśnienia w parowniku, wówczas obniży się także

wartość ΔT_o oraz wydajność parownika, a rzeczywiste przegrzanie ΔT_p czynnika chłodniczego będzie dążyć do wartości ΔT_R , kontrolowanej przez regulator R (rys. 2.36). Pokazany na przykładzie regulatora typu PI system pozwala tak zmieniać ciśnienie Δp_o w parowniku, aby utrzymywać przegrzanie pary na poziomie minimalnej stabilnej wartości $\Delta T_{p,MSS}$, właściwej i optymalnej dla danego obciążenia cieplnego. Regulacja nastąpi w sposób automatyczny, bez konieczności ingerencji z zewnątrz. W przypadku przedmiotowego regulatora typu PI sterowanie zasilaniem parownika polega na otwieraniu i zamykaniu zaworu, w zależności od różnicy sygnałów zmiany temperatury w miejscach posadowienia czujników oraz regulację otwarcia zaworu do momentu, gdy wartości różnicy rzeczywistej i zadanej będą sobie równe.

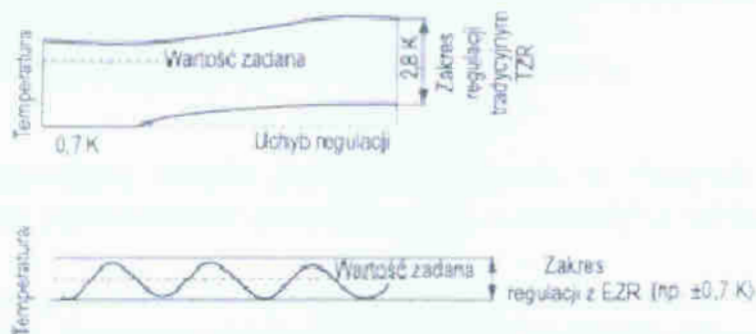
Aktualnie stosowane są różne elektroniczne systemy sterowania zaworem rozprężnym zasilającym parownik [54,90,97,101]. Jednym z nich, który znalazł szerokie już zastosowanie jest system typu $AK-10$ produkcji firmy *Danfoss* [63,98,99,100]. W jego skład wchodzi następujące podstawowe elementy w wersji standardowej: elektronicznie sterowany (elektromagnetyczny) zawór rozprężny typu AKV , elektroniczny regulator typu AKC oraz zestaw dwóch lub trzech czujników typu Pt pomiaru temperatury. Sygnałem wejściowym regulatora AKC jest sygnał wynikający z różnicy temperatury w miejscach zamontowania czujników, który jest porównywany z wartością sygnału odniesienia. Wartość sygnału odniesienia odpowiada minimalnej stabilnej wartości przegrzania (MSS) w parowniku. W ten sposób otrzymuje się zapewnienie warunków pracy zaworu w obszarze stanów stabilnych, co daje optymalne napełnienia parownika czynnikiem chłodniczym, przy każdym jego obciążeniu cieplnym. Zawór AKV , z wbudowaną zwężką rozprężną działa w sposób cykliczny, to znaczy podczas jednego cyklu pracy zawór ten otwiera się i zamyka. Wydajność zaworu uzależniona jest od czasu trwania otwarcia i zamknięcia zaworu. Jeżeli podczas eksploatacji następuje wzrost wydajności chłodniczej parownika, wówczas zawór AKV jest otwarty przez czas dłużej trwający, zaś w przypadku, gdy obciążenie cieplne parownika obniża się, wtedy czas ten jest odpowiednio krótszy. Wybór proporcji czasu trwania otwarcia i zamknięcia zaworu zależy od obciążenia cieplnego parownika, z którym współpracuje.

Zastosowanie zaworu rozprężnego sterowanego elektronicznie umożliwia pracę parownika, przy znacznie mniejszym przegrzaniu, w porównaniu z termostycznym zaworem rozprężnym TZR . Zmniejszenie przegrzania prowadzi w konsekwencji do wzrostu ciśnienia parowania p_o , a to z kolei do zmniejszenia zużycia energii. Autorzy pracy [21] przeprowadzili interesujące badania eksploatacyjne wentylatorowej chłodnicy powietrza, w zakresie określenia zależności współczynnika przenikania ciepła k chłodnicy od przegrzania pary ΔT_p w porównywalnym zakresie pracy podczas jej zasilania klasycznym termostycznym zaworem rozprężnym TEV oraz sterowanym elektronicznie zaworem rozprężnym TQ ze sterownikiem typu EKS . Na rys. 2.37 pokazano wyniki ich badań eksperymentalnych. Zauważa się, że obniżenie stopnia przegrzania ΔT_p poniżej wartości 7 K , w przypadku zasilania zaworem TEV powoduje gwałtowny spadek współczynnika przenikania ciepła k chłodnicy (to znaczy jej efektywności energetycznej).



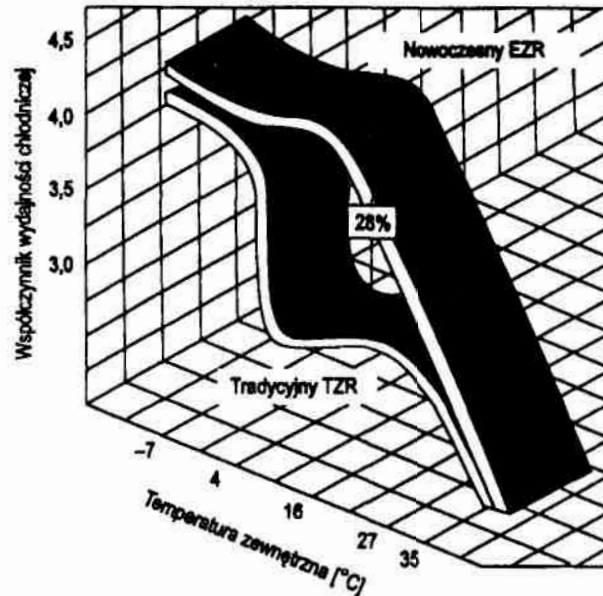
Rys. 2.37. Zależność współczynnika przenikania ciepła k chłodnicy wentylatorowej powietrza od przegrzania pary ΔT_p przy jej zasilaniu za pomocą termostatycznego zaworu rozprężnego typu TZR (1) oraz elektronicznego zaworu rozprężnego typu EZR (2) na podstawie badań autorów [101]

W przypadku zasilania elektronicznym zaworem rozprężnym w szerokim przedziale zmienności $\Delta T_p = 4 + 10$ K wartość tego współczynnika utrzymywała się na wysokim poziomie $k \approx 20$ W/(m²·K). Zawór typu TZR pozwalał na uzyskanie zbliżonej wartości w zakresie $\Delta T_p = 8 + 10$ K. Zastosowanie sterowanych elektronicznie zaworów rozprężnych pozwala, niezależnie od występujących zakłóceń, utrzymywać wielkość regulowaną bez uchybu resztkowego na stałym poziomie. Porównanie zakresów regulacji zaworów TZR i EZR ilustruje rys. 2.38.



Rys. 2.38. Porównanie zakresu regulacji zaworów rozprężnych, termostatycznego TZR i elektronicznego EZR [98]

Poza tym następuje optymalne wykorzystanie powierzchni wymiany ciepła chłodnicy (zwłaszcza strefy dwufazowej) – rys. 2.29 przede wszystkim przy bardzo małym przegrzaniu oraz uniezależnienie strumienia masy czynnika chłodniczego doprowadzanego do parownika od zmiany ciśnienia skraplania (w przypadku zaworu TZR, z uwagi na jego konstrukcję i zasadę działania, rozwiązanie takie jest praktycznie niemożliwe). Na rys. 2.39 pokazano interpretację graficzną korzyści wynikających z zastosowania zaworu EZR [93]. Zastosowanie tego typu zaworu w systemie regulacyjnym pozwala na zmniejszenie zużycia energii napędowej, nawet o 28% [42,93,94].



Rys. 2.39. Korzyści energetyczne wynikające ze stosowania elektronicznie sterowanego zaworu rozprężnego [93]

Reasumując można stwierdzić, że zastosowanie elektronicznie sterowanego zaworu rozprężnego, jako elementu zasilającego parownik pozwala osiągnąć następujące efekty eksploatacyjne [54]:

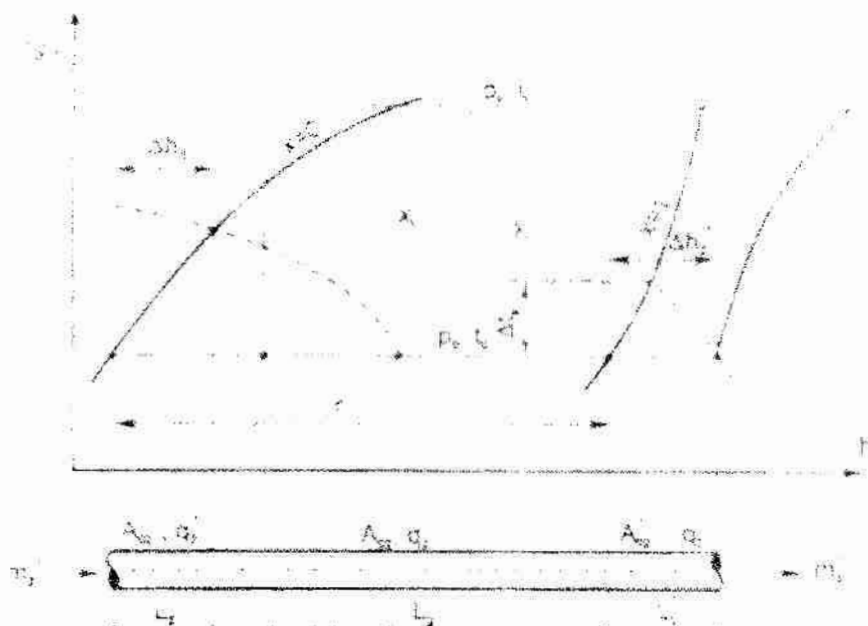
- wyższe ciśnienie parowania,
- niższe ciśnienie skraplania,
- mniejszy stopień przegrzania pary czynnika chłodniczego,
- zmniejszenie pracy sprężania i wzrost współczynnika wydajności cieplnej ε_{ch} obiegu lewobieżnego,
- obniżenie temperatury czynnika w króćcu tłocznym sprężarki,
- zwiększenie dochłodzenia czynnika chłodniczego,
- znacznie dokładniejszą regulację parametrów układu.

2.7. Strefy wymiany ciepła podczas wrzenia w długich kanałach rurowych parowników chłodniczych – metodyka obliczeń

W urządzeniach chłodniczo-klimatyzacyjnych parowniki stanowią niemal 35 % ich kosztów i masy. Często muszą być projektowane w sposób indywidualny tak, aby najlepiej zaspokoić potrzeby technologiczne i ekonomiczne użytkownika. Odnosi się to szczególnie do parowników, w których powinna być optymalnie wykorzystana dyspozycyjna powierzchnia wymiany ciepła parowania. Jest to obszar wymiennika, objęty wrzeniem podczas przepływu dwufazowego. Należy podkreślić, że w dotychczasowej praktyce projektowo - konstrukcyjnej można spotkać niewiele opracowań dotyczących określenia wielkości strefy dwufazowej w parownikach [81,82,83,84,85]. Badania oraz obliczenia są najczęściej wykonywane dla warunków typowej eksploatacji stanu ustalonego.

Jak wspomniano w rozdziale 2.5 całkowita długość parownika może się składać z długości dwufazowej i jednofazowej [rys. 2.29], które są od siebie ściśle współzależne. Jest to szczególnie widoczne w przypadku układów chłodniczych pompowych, w których parowniki mogą być zasilane cieczą przechłodzoną

określaną wartością entalpii $\Delta h_2'$. Powoduje to podgrzewanie tej cieczy w strefie dwufazowej, w wyniku, czego obszar ten staje się mniejszy od obliczeniowego. Doprowadzenie ciepła wymaganego do zneutralizowania tego przechłodzenia wymaga dodatkowej strefy jednofazowej L_2' ciekliczej. Schematycznie pokazano to na rys. 2.39 [49] Parowniki zasilane zaworami termostaticznymi i elektrostatycznymi przegrzanie par czynnika o wartości entalpii $\Delta h_2''$ uzyskują na strefie jednofazowej gazowej L_2'' . Przegrzanie to jest nieodzowne dla działania tych zaworów [83,85].



Rys. 2.39. Oznaczenie długości jedno i dwufazowej strefy węzownicy parownika [49]

Obliczenie wielkości strefy dwufazowej w warunkach ustalonych

Podstawowym problemem w opisie określaniu strefy dwufazowej w parownikach jest wyznaczenie takiej bezwymiarowej długości wymiennika, wzdłuż którego zachodzi statyczny spadek ciśnienia. Autor [82,83] jako pierwszy podjął próbę wyznaczenia metodą obliczeniową długości tych stref. Zdefiniował on spadek ciśnienia statycznego w zależności od właściwości fizycznych czynnika chłodniczego i opisał wzorem:

$$\Delta p = C_p \cdot \varepsilon_{p(b)} \cdot S_1 \cdot S_2, \quad (2.54)$$

gdzie:

$$C_p = 0,121$$

$$\varepsilon_{p(b)} = \frac{a_0 v_0}{(x_0 - x_i)^{1,75}} \quad \text{– parametr przepływu dwufazowego odnoszący się do wrzenia,}$$

$$S_1 = \frac{v^{*0,25} \cdot v^{*0,75}}{r^{1,75}} \quad \text{– składnik charakteryzujący właściwości fizyczne czynnika,}$$

$$S_2 = \frac{(q_0 A)^{1,75} \cdot L^{2,75}}{d_H^{4,75}} \quad \text{– składnik charakteryzujący geometrię rury i warunki działania urządzenia,}$$

- a_0 – współczynnik linearyzujący przepływ homogeniczny do przepływu rzeczywistego
 v – objętość właściwa [m^3/kg],
 x – stopień suchości,
 r – ciepło parowania czynnika przy wrzeniu [J/kg],
 q – jednostkowe obciążenie cieplne powierzchni zewnętrznej rury [W/m^2],
 L – długość rury poziomej [m],
 d_H – średnica hydrauliczna rury [m],
 A_i – powierzchnia zewnętrzna na długości rury [m].

Długość strefy dwufazowej L_2 można obliczyć dokonując odpowiedniego przekształcenia wzoru (2.54). Autor [81,85] podaje obliczenia modelowe dla amoniaku jako czynnika wzorcowego w temperaturze 0°C .

$$\frac{L}{d_H} = C_L \cdot \varepsilon_{L(b)} \cdot \delta \cdot K_1 \cdot K_2, \quad (2.55)$$

gdzie:

$$C_L = 2,15,$$

$$\varepsilon_{\rho(b)} = \frac{(x_0 - x_i)^{0,636}}{(x_0 \cdot a_0)^{0,364}}$$

$$\delta = \left[\frac{\Delta p_{(\Delta t)}}{\Delta p_{(\Delta t=1K)}} \right]^{0,364} \quad - \quad \text{współczynnik poprawkowy na spadek ciśnienia}$$

wyrażony równoważną temperaturą nasycenia,

$$K_1 = \frac{r^{0,636}}{v^{*0,091} \cdot v^{*0,273}} \cdot \Delta p_{(\Delta t=1K)}^{0,364} \quad - \quad \text{odpowiada } S_1,$$

$$K_2 = \frac{d_H^{0,797}}{(q \cdot A_0)^{0,636}} \quad - \quad \text{odpowiada } S_2.$$

Ostatecznie wzór (2.55) przyjmuje następującą postać:

$$\frac{L}{d_H} = 2,15 \cdot \varepsilon \cdot \frac{\Delta p_{(\Delta t)}^{0,364} \cdot d_H^{0,727}}{(v^{**})^{0,091} \cdot (v^*)^{0,273} \cdot \left(\frac{q \cdot A_0}{r} \right)^{0,636}}, \quad (2.56)$$

Autor w pracach [81,84] podaje wykresy i wzory pomocnicze dla innych czynników chłodniczych.

Dokonując bilansu cieplnego parownika autor [81,85] wykonał obliczenia długości stref jednofazowych niezbędnych do zneutralizowania przechłodzenia czynnika oraz do przegrzania par czynnika.

Postępując się oznaczeniami z rysunku 2.49 można zapisać:

$$\dot{m}_2 \cdot \Delta h_2' = A_{02}' \cdot L_2' \cdot q_2', \quad (2.57)$$

z odrębnego bilansu wrzenia czynnika otrzymuje się:

$$\dot{m}_2 \cdot r \cdot (x_0 - x_i) = A_{02} \cdot L_2 \cdot q_2, \quad (2.58)$$

Po połączeniu równań (2.57) i (2.58) autor [81,85] otrzymał zależność opisującą długość strefy jednofazowej niezbędnej do zneutralizowania przechłodzenia czynnika:

$$L_2' = \frac{\frac{A_{02}'}{A_{02}} \cdot \frac{q_2'}{q_2} \cdot L_2}{\frac{r}{\Delta h_2'} \cdot (x_0 - x_i)}, \quad (2.59)$$

Przez analogię do wzoru (2.57) dla określenia długości strefy jednofazowej niezbędnej dla przegrzania par otrzymuje się:

$$\dot{m}_2'' \cdot \Delta h_2'' = A_{02}'' \cdot L_2'' \cdot q_2'', \quad (2.60)$$

oraz:

$$\dot{m}_2'' \cdot [r \cdot (x_0 - x_i) + \Delta h_2''] = A_{02} \cdot L_2 \cdot q_2 + A_{02}'' \cdot L_2'' \cdot q_2'', \quad (2.61)$$

po połączeniu równań (2.60) i (2.61) otrzymujemy:

$$L_2'' = \frac{\frac{A_{02}''}{A_{02}} \cdot \frac{q_2''}{q_2} \cdot L_2}{\frac{r}{\Delta h_2''} \cdot (x_0 - x_i)}, \quad (2.62)$$

Zależność (2.62) jest wielkością opisującą długość strefy jednofazowej w stanie „ustalonym” koniecznej dla przegrzania par czynnika.

Jak wspomniano na wstępie powyższe zależności zostały wykonane dla ustalonych warunków pracy urządzenia. Nie ma jednak opracowań dotyczących określenia wielkości strefy dwufazowej w warunkach dynamicznych zmian wywołanych zjawiskami falowymi w tych ośrodkach. Z tego powodu podjęto badania mające na celu określenie wpływu zakłóceń wywołanych w sposób periodyczny (stałookresowy) na długość strefy dwufazowej w parownikach chłodniczych oraz na obniżenie wydajności tych urządzeń.

2.8. Podsumowanie przeglądu stanu wiedzy dotyczącej tematu pracy

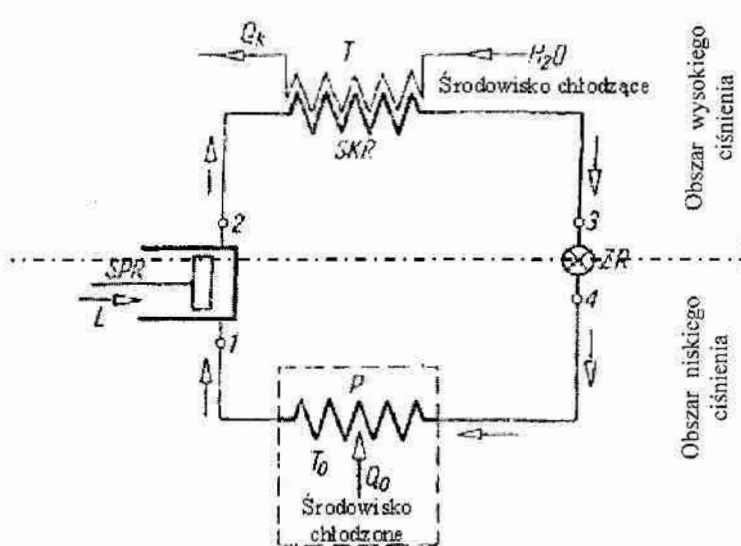
Analiza przeglądu stanu wiedzy dotyczącej tematu prezentowanej rozprawy wykazała, że:

1. Stan ośrodka dwufazowego z wrzącym czynnikiem chłodniczym może przemieszczać się w obszar stanów niestabilnych, których przyczyną są wywołane zaburzenia wewnętrzne lub zewnętrzne.
2. Przyczyn występowania zaburzeń wewnętrznych należy upatrywać głównie w opóźnieniach, jakie pojawiają się pomiędzy aktywizacją i dezaktywizacją zarodków pary w mieszaninie dwufazowej podczas rozwoju i zaniku wrzenia oraz opóźnieniem związanym z rozpoczęciem i zakończeniem procesu wrzenia.
3. Przyczyny zaburzeń zewnętrznych są ściśle związane z problemami eksploatacyjnymi, które są wynikiem rozpoczęcia lub zakończenia pracy urządzenia, działania elementów automatyki, otwierania i zamykania zaworów różnego typu, cyklicznej pracy urządzenia itp.
4. Wspólną cechą wymienionych przyczyn zewnętrznych jest fakt, że w układzie generowane są zaburzenia, które przemieszczają się w nim w sposób dynamiczny, oddziałując jednocześnie na funkcjonowanie poszczególnych elementów układu. Zaburzenia, o których mowa wyżej, mogą być generowane w przepływie dwufazowym w sposób impulsowy lub periodyczny.
5. Przeprowadzone przez wielu autorów badania dowodzą, że ośrodki dwufazowe wykazują charakter falowy. Dotyczy to zarówno procesu rozwoju jak i zaniku wrzenia oraz rozchodzenia się zaburzeń wywołanych we wrzącym czynnikiem chłodniczym. Występowanie zjawisk falowych charakteryzuje się współzależnością wszystkich parametrów określających stan układu.
6. Nieprawidłowości w pracy układu chłodniczego przejawiają się szczególnie mocno w warunkach zaburzenia procesu wrzenia w przepływie w parowniku chłodniczym. Nagły zanik lub obniżenie masowego natężenia przepływu czynnika chłodniczego lub spadek jego ciśnienia mogą być przyczynami powstawania niestabilności w tworzeniu się fazy parowej, a co za tym idzie powodują zmianę parametrów, wpływających na współpracę parownika z innymi elementami układu chłodniczego.
7. Zdecydowana większość publikowanych prac, w zakresie niestabilności przemian fazowych, dotyczy wrzenia wody, jako czynnika chłodniczego. Badania wykonywano dla dużych wartości gęstości strumienia ciepła, z myślą o wykorzystaniu uzyskanych wyników w technice chłodzenia reaktorów jądrowych. Prezentowane prace dotyczą w małym stopniu niestabilności przemian fazowych czynników chłodniczych, a tym bardziej proekologicznych zamienników freonów.
8. Odnotować należy znikomo małą liczbę prac dotyczących wrzenia czynników chłodniczych w warunkach zaburzeń zewnętrznych, generowanych jednostkowo i periodycznie. Istnieje, więc potrzeba prowadzenia takich badań, które mają duże znaczenie poznawcze i aplikacyjne.

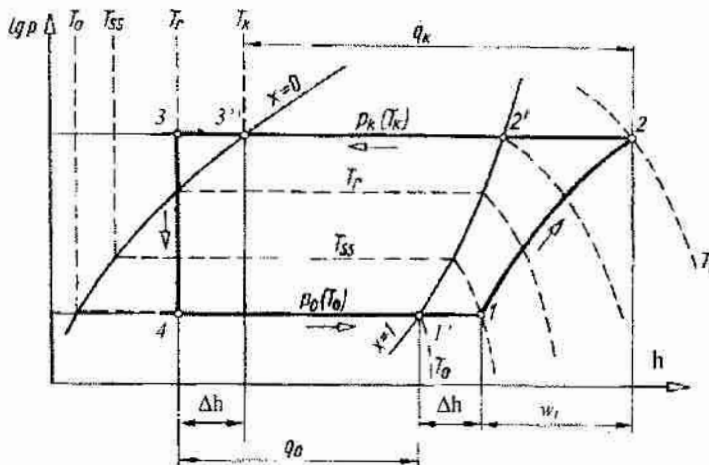
3. Geneza, cel i zakres pracy

3.1. Geneza tematu pracy

Urządzenia chłodnicze należą do grupy maszyn energetycznych, których działanie polega na realizacji lewobieżnego obiegu termodynamicznego. Ponosząc określony nakład energetyczny, w postaci doprowadzenia energii z otoczenia na sposób pracy lub ciepła można przetransportować „energię cieplną” z poziomu o niższej temperaturze, do układu o temperaturze wyższej. Na rys. 3.1 przedstawiono schemat jednostopniowego, sprężarkowego obiegu chłodniczego, który jest powszechnie stosowany w urządzeniach chłodniczych małej i średniej mocy. Składa się on z czterech podstawowych elementów, a mianowicie: sprężarki, skraplacza, zaworu dławiącego i parownika, połączonych ze sobą przewodami rurowymi. Wewnątrz układu krąży czynnik chłodniczy, który podlega przemianom termodynamicznym. Schemat ideowy obiegu dla 1 kg czynnika w układzie współrzędnych $\lg p-h$ przedstawiono na rys. 3.2.



Rys. 3.1. Schemat parowego jednostopniowego urządzenia sprężarkowego SPR- sprężarka, SKR- skraplacz, ZR- zawór dławiący, P- parownik



Rys.3.2. Obieg chłodniczy suchy przegrzany z dochłodzeniem na wykresie $\lg p - h$

Maszyny i urządzenia energetyczne (w tym urządzenia chłodnicze) pracują praktycznie w ciągle zmieniających się warunkach eksploatacyjnych. Parametry pracy ulegają zmianie nie tylko podczas rozpoczęcia i zakończenia pracy, ale również w trakcie bieżącej eksploatacji [18,20]. W rzeczywistości nie występuje absolutnie spełniony stan ustalony układu. Podczas eksploatacji urządzenia występują zakłócenia pracy, które powodują zmianę stanu układu i wymuszają jego dążenie do nowego stanu równowagi stabilnej. Powoduje to, że należy rozpatrywać zachodzące procesy, jako oddziaływania o charakterze dynamicznym. W opisie należy, uwzględnić parametr czasu oraz inne wielkości z nim związane. Pozwoli to na lepsze poznanie i zrozumienie zachodzących zjawisk, określenie ich charakteru oraz wpływu na pracę maszyn i urządzeń [30,49,107]. Mówiąc o zaburzeniach w pracy układów chłodniczych z przemianami fazowymi w przepływie należy wymienić dwa rodzaje przyczyn ich powstawania. Są to przyczyny wewnętrzne i zewnętrzne.

Do przyczyn wewnętrznych należy zaliczyć przede wszystkim opóźnienia, jakie pojawiają się pomiędzy aktywizacją i dezaktywizacją zarodków pary w mieszaninie dwufazowej podczas rozwoju i zaniku wrzenia oraz opóźnienia związane z rozpoczęciem i zakończeniem procesu skraplania [37]. Dla procesu wrzenia zjawisko to zostało nazwane *histerezą nukleacji*, któremu w pewnych okolicznościach towarzyszy dynamiczne oddziaływanie o charakterze niestabilnym zwane *zerowym kryzysem wrzenia*. Również w przypadku procesu skraplania zauważa się występowanie niestabilności procesu.

Przyczyny zewnętrzne powstawania niestabilności są ściśle związane z problemami eksploatacyjnymi i zalicza się do nich [39,40,90]:

- opóźnienia w działaniu elementów automatyki chłodniczej,
- konieczność otwierania i zamykania zaworów odcinających,
- prowadzenie cyklicznej pracy urządzenia chłodniczego,
- występowanie zmian obciążenia cieplnego w przestrzeni chłodzonej,
- konieczność zatrzymywania i ponownego rozruchu urządzenia,
- oddziaływania związane z występowaniem różnych typów roztworów czynnika chłodniczego i oleju,
- oddziaływania wynikające z niedostatecznego odpowietrzenia układu oraz czystości czynnika i powierzchni wymiany ciepła,
- występowanie stanów awaryjnych w różnych elementach układu.

Wspólną cechą wymienionych przyczyn zewnętrznych jest fakt, że w układzie generowane są zaburzenia, które przemieszczają się w nim w sposób dynamiczny, oddziałując jednocześnie na funkcjonowanie poszczególnych elementów układu. [30,33].

W praktyce eksploatacyjnej mają często miejsce przypadki *zaburzeń typu impulsowego* spowodowane występowaniem na przykład: niedrożności zaworu, awarią układu zasilania parownika lub skraplacza itd. Oprócz tego mogą wystąpić *zaburzenia generowane w sposób periodyczny*, na przykład wskutek okresowego działania elementów automatyki chłodniczej czy dynamicznych zmian parametrów zasilania parownika wynikających ze zjawiska migotania termostaticznego zaworu rozprężnego.

Zaburzenia generowane impulsowo oraz periodycznie są z kolei przyczyną określonych zjawisk skutkowych, które wywołują w szczególności:

- gwałtowny spadek lub wzrost ciśnienia czynnika,
- zanik lub wzrost gęstości strumienia masy,

- zanik lub wzrost gęstości strumienia ciepła,
- wzrost lub spadek oporów przepływu czynnika,
- okresowe problemy z uruchomieniem urządzenia.

Nieprawidłowości w pracy układu chłodniczego przejawiają się szczególnie mocno w zaburzeniach procesu wrzenia w przepływie w parownikach chłodniczych (na wykresie $l_{gp}-h$ odcinek 4 + 1 rys. 3.2). Nagły brak lub obniżenie masy natężenia przepływu czynnika chłodniczego lub spadek ciśnienia mogą być przyczynami powstawania niestabilności w tworzeniu się fazy parowej, a co za tym idzie powodują zmianę parametrów wpływających na współpracę parownika z innymi elementami układu chłodniczego [37,39]. Zakłócenia takie powodują kolejne etapy wzrostu fazy parowej w mieszaninie dwufazowej oraz wpływają na obszar, jaki ona zajmuje w parowniku. Mogą one uniemożliwić prawidłowe działanie całego układu, a nawet jego uszkodzenie.

Na proces wrzenia mają wpływ również inne czynniki takie jak:

- rodzaj czynnika roboczego zastosowanego w urządzeniu (jednorodny, azeotropowy, zeotropowy),
- rodzaj i struktura przepływu podczas wrzenia czynnika chłodniczego w przepływie (pęcherzykowa, korkowa, pierścieniowa itp.),
- właściwości termofizyczne czynnika oraz powierzchni rozdziału faz na której zachodzi proces wrzenia,
- ciśnienie oraz temperatura wrzenia,
- „obciążenie cieplne” ośrodka chłodzonego przez urządzenie.

Z punktu widzenia poznawczego ważne jest wyjaśnienie przyczyn powstawania niestabilności, zwłaszcza związanych z falowym rozchodzeniem się zaburzeń w ośrodku dwufazowym, które powodują problemy eksploatacyjne. Dotychczasowe opisy prezentowane w literaturze uwzględniają wprawdzie niektóre skutki tych zjawisk, jednak nie wnikają zbyt głęboko w zakres przyczyn je wywołujących. Prowadząc badania związane z rozwojem lub zanikiem wrzenia w przepływie wywoływano impulsową zmianę parametrów układu dwufazowego, np. ciśnienia lub gęstości strumienia masy w kanale rurowym [33]. Potwierdzono, że ośrodki dwufazowe wykazują własności falowe, a wywoływane zaburzenia przemieszczają się ze skończoną prędkością. Opracowane zależności pozwalają wyznaczyć prędkość przemieszczania się sygnału zaburzenia podczas rozwoju i zaniku wrzenia w węzownicy rurowej. Niniejsza praca stanowi kontynuację prezentowanych badań, których wyniki dotyczą wrzenia w przepływie w parowniku chłodniczym w warunkach zaburzeń generowanych periodycznie. Określenie, jaki wpływ mają te zjawiska na pracę całego układu chłodniczego ma istotne znaczenie od strony zarówno konstruktorско-eksploatacyjnej, jak i ekonomicznej.

3.2. Cel, hipoteza i zakres pracy

Przedstawiona praca zawiera wyniki badań, mające na celu określenie wpływu zaburzeń generowanych periodycznie na proces wrzenia czynnika chłodniczego podczas przepływu w węzownicy rurowej parownika. Wrzenie w przepływie realizowano w warunkach periodycznej zmiany gęstości strumienia masy (wzrostu i zaniku) czynnika chłodniczego R404A, dla stałych poziomów obciążenia cieplnego komory chłodniczej. Prowadziło to do okresowych zmian ciśnienia

i temperatury czynnika wzdłuż drogi jego przepływu w węzownicy. Periodyczne zmiany gęstości strumienia masy czynnika chłodniczego wywoływano otwierając lub zamykając zawór odcinający zasilający węzownicę rurową.

Głównym celem prezentowanej rozprawy jest:

- analiza eksperymentalno - teoretyczna procesu wrzenia w przepływie czynnika chłodniczego w warunkach zaburzeń generowanych periodycznie,
- ocena wpływu falowego charakteru procesu wrzenia czynnika chłodniczego na warunki eksploatacji parownika,
- wyznaczenie prędkości przemieszczania się sygnału zmiany ciśnienia v_p i sygnału zmiany temperatury v_T w węzownicy rurowej,
- określenie wielkości strefy wrzenia w warunkach zaburzeń periodycznych,
- określenie wpływu zaburzeń generowanych periodycznie na wydajność chłodniczą parownika,
- opracowanie modelu obliczeniowego pozwalającego określić wielkości stref wymiany ciepła w węzownicy w warunkach zaburzeń periodycznych.

Wykorzystując wyniki analizy literaturowych materiałów źródłowych oraz wyniki przeprowadzonych badań rozpoznawczych sformułowano następujące hipotezy badawcze pracy:

Hipotezy badawcze pracy mówiące o tym że:

Hipoteza 1

Wielkość i częstotliwość zaburzeń generowanych periodycznie w długich kanałach rurowych z wrzącym czynnikiem chłodniczym powinny wpływać na prędkość ich przemieszczania się oraz na długość strefy wrzenia.

Hipoteza 2

W określonym przedziale częstotliwości generowanych zaburzeń, w kanale rurowym może wystąpić strefa wrzenia o długości zależnej od tych częstotliwości.

Hipoteza 3

Sposób zasilania parownika czynnikiem chłodniczym nie powinna wpływać na wartość prędkości przemieszczania się sygnału zmiany ciśnienia v_p i sygnału zmiany temperatury v_T . Może mieć natomiast wpływ na długość strefy wrzenia w kanale rurowym parownika chłodniczego.

Dla udowodnienia powyższych hipotez przeprowadzono na stanowisku pomiarowym badania eksperymentalne procesu wrzenia w przepływie w warunkach zaburzeń generowanych periodycznie.

Zakres prac eksperymentalnych prowadzących do weryfikacji postawionych hipotez obejmował:

- zaprojektowanie i zbudowanie stanowiska badawczego,
- opracowanie metodyki badań,
- wykonanie badań wpływu zaburzeń generowanych periodycznie na proces wrzenia w wentylatorowej chłodnicy powietrza z zastosowaniem trzech sposobów zasilania parownika czynnikiem chłodniczym, tj. za pomocą:

- termostaticznego zaworu rozprężnego *TZR*,
- elektronicznego zaworu rozprężnego *EZR*,
- przy zasilaniu bezpośrednim poprzez elektromagnetyczny zawór odcinający *EZ*,
- opracowanie wyników pomiarów; w tym: wyznaczenie prędkości przemieszczania się sygnału zmiany ciśnienia v_p i sygnału zmiany temperatury v_T w węzownicy rurowej, określenie wielkości strefy wrzenia w warunkach zaburzeń periodycznych, określenie wpływu zaburzeń generowanych periodycznie na wydajność chłodniczą parownika,
- opracowanie modelu obliczeniowego do wyznaczania wielkości strefy wrzenia w parowniku chłodniczym w warunkach zaburzeń generowanych periodycznie,
- sformułowanie wniosków.

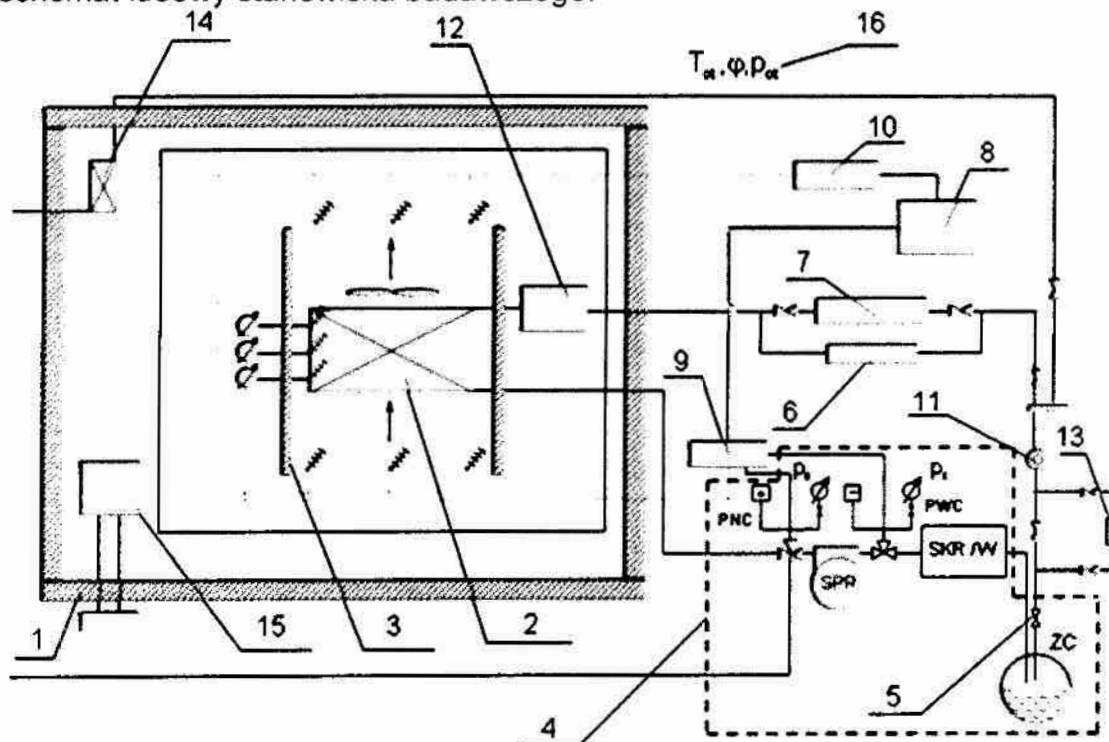
4. Badania eksperymentalne

4.1. Cel badań eksperymentalnych

W celu udowodnienia postawionych hipotez, podanych w rozdziale 3.2 niniejszej pracy, wykonano badania eksperymentalne dotyczące wpływu zaburzeń generowanych okresowo na parametry opisujące proces wrzenia w przepływie w długich kanałach rurowych. Badania przeprowadzono w typowym zakresie parametrów roboczych ciepłno-przepływowych jednostopniowego, sprężarkowego urządzenia chłodniczego pracującego w warunkach ustalonych.

4.2. Stanowisko pomiarowe

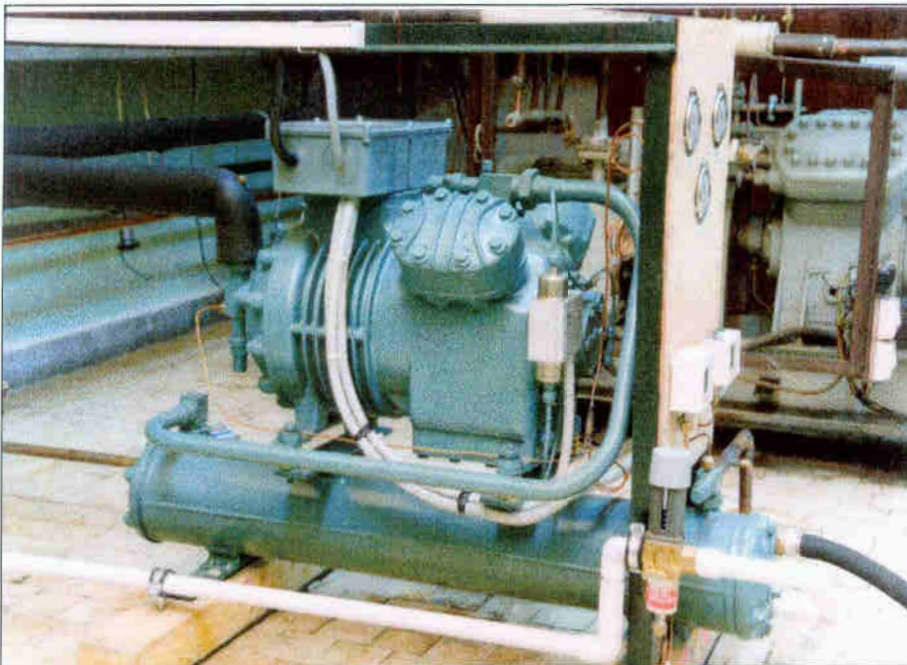
Badania eksperymentalne dotyczące wpływu zakłóceń zewnętrznych na proces wrzenia w przepływie w kanałach rurowych wykonano z czynnikiem chłodniczym R404A, wykorzystując jako parownik wentylatorową chłodnicę powietrza, umieszczoną w izolowanej komorze chłodniczej. Rysunek 4.1 przedstawia schemat ideowy stanowiska badawczego.



Rys. 4.1. Schemat ideowy stanowiska badawczego: 1 – izolowana komora chłodnicza, 2 – lamelowana chłodnica powietrza, 3 – kanał przepływowy bloku lamelowanego chłodnicy powietrza, 4 – agregat sprężarkowo – skraplający (elementy składowe agregatu: SPR – sprężarka tłokowa, SKRW – skraplacz chłodzony wodą, PNC – presostat niskiego ciśnienia, PWC – presostat wysokiego ciśnienia, ZC – zbiornik cieczy czynnika R404A, 5 – zawór odcinający, 6 – klasyczny układ pomiaru natężenia przepływu, 7 – elektroniczny przepływomierz typu *Massflow*, 8 – komputerowy system pomiarowo-rejestracyjny, 9 – układ pomiaru i rejestracji ciśnienia, 10 – układ pomiaru i rejestracji temperatury, 11 – wziernik, 12 – blok zasilający, 13 – filtr/odwadniacz, 14 – parownik pomocniczego układu chłodniczego, 15 – elektryczna nagrzewnica powietrza, 16 – pomiar parametrów otoczenia

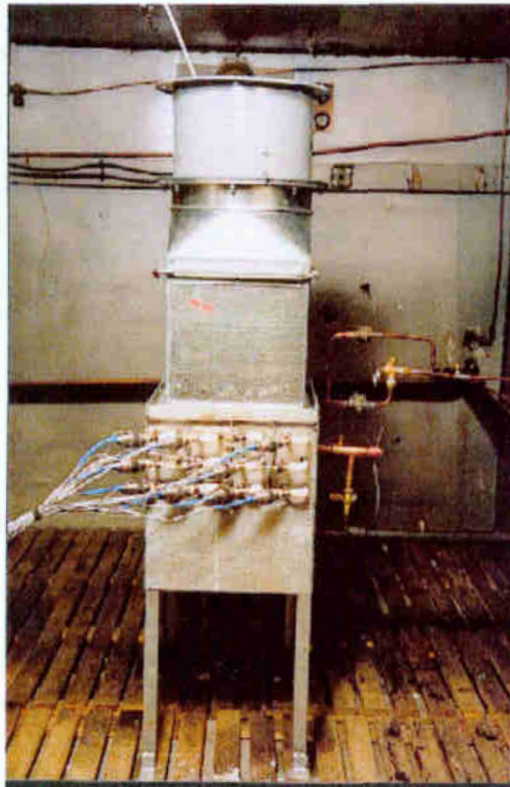
W skład stanowiska badawczego wchodziły następujące podstawowe zespoły: izolowana komora chłodnicza o objętości wewnętrznej około 10 m³, chłodniczy agregat sprężarkowo-skrapłający typu *K373H/4P-102Y* (rys. 4.2) produkcji firmy *Bitzer* z czynnikiem chłodniczym R404A, badana lamelowana chłodnica powietrza umieszczona w kanale przepływowym w komorze izolowanej, pomocniczy układ chłodniczy z parownikami zasilanymi termostatycznie z oddzielnego układu zasilania oraz układy pomiarowe, kontrolne i zabezpieczające.

Badana chłodnica powietrza 2 zasilana była czynnikiem chłodniczym R404A z agregatu sprężarkowo-skrapłającego 4 wyposażonego w następujące podzespoły: sprężarkę tłokową *SPR* (sprężarka typu *K373H/4P-102Y*), skraplacz *SKR/W* chłodzony wodą oraz zbiornik cieczy *ZC* i oprzyrządowanie regulacyjne. Na rysunku 4.2 przedstawiono widok ogólny agregatu sprężarkowo - skrapłającego firmy *Bitzer*. Ze zbiornika cieczy *ZC* czynnik chłodniczy R404A przepływał przez filtr-odwadniacz 13, wziernik 11 do układów pomiaru natężenia przepływu. Zastosowano dwie niezależne metody pomiaru natężenia czynnika chłodniczego, to znaczy metodę klasyczną za pomocą zbiorników cechowanych 6 oraz za pomocą przepływomierza elektronicznego *Massflow* typu *MASS 2100 -7*. Ciekły czynnik chłodniczy dopływał do układu zasilającego 12, chłodnicy powietrza lamelowanej, jednowężownicowej 2 umieszczonej w kanale przepływowym 3. W komorze badawczej 1 umieszczono również dodatkowe elementy regulacyjne, w postaci elektrycznej nagrzewnicy powietrza 15 i parowników 14 umieszczonych na ścianach bocznych wewnątrz komory 1 zasilanych z pomocniczego układu chłodniczego. Wymuszony ruch powietrza przez badaną chłodnicę realizowano za pomocą wentylatora osiowego, z możliwością regulacji objętościowego natężenia przepływu powietrza.

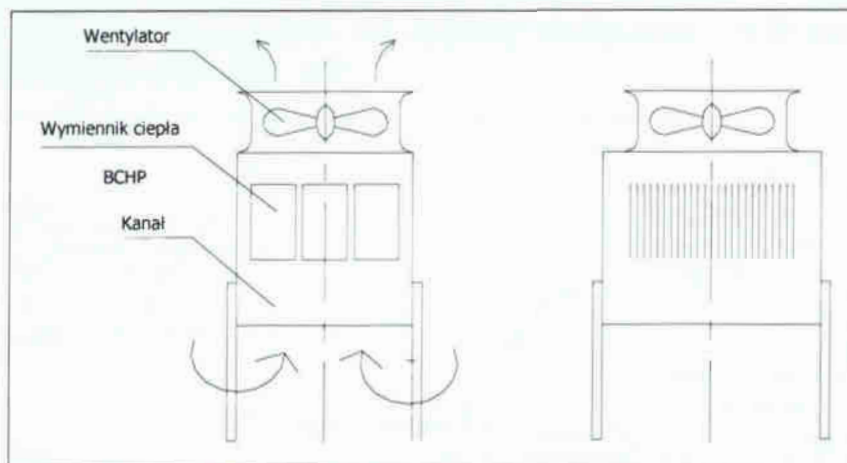


Rys. 4.2. Widok ogólny agregatu sprężarkowo-skrapłającego typu *K373H/4P-102Y* firmy *Bitzer* na stanowisku badawczym

Na rys. 4.3 pokazano widok bloku lamelowanego chłodnicy powietrza w kanale przepływowym, zaś na rys. 4.4 schemat ideowy umieszczenia chłodnicy w kanale.

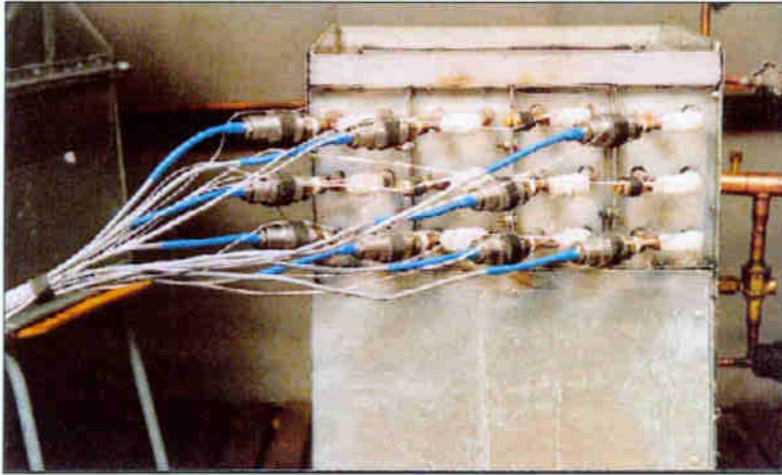


Rys. 4.3. Widok badanej chłodnicy powietrza na stanowisku pomiarowym



Rys. 4.4. Schemat ideowy zabudowy chłodnicy w kanale

Rys. 4.5 przedstawia widok piezoelektrycznych czujników ciśnienia i czujników termoelektrycznych temperatury zainstalowanych w węzownicy badanej chłodnicy.

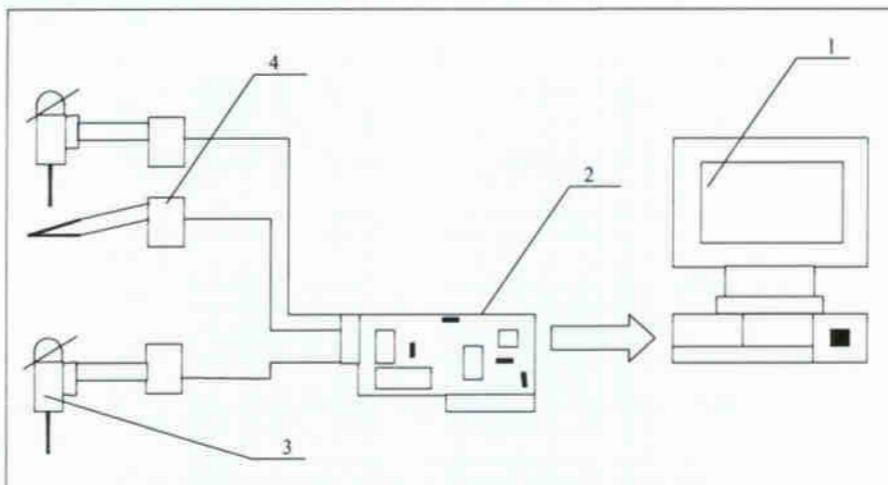


Rys. 4.5. Widok montażu czujników ciśnienia i temperatury w badanej chłodnicy

Komputerowy system pomiaru, kontroli i rejestracji podstawowych parametrów czynnika chłodniczego, powietrza i otoczenia był integralnym elementem składowym stanowiska badawczego. W skład tego systemu wchodziły:

- czujniki termoelektryczne typu *NiCr-Ni* o średnicy termoelektrod 0,35 mm (dla których określono uprzednio indywidualne charakterystyki cechowania), włączone do układu wzmacniaczy napięcia i komputerowej karty przetwornikowej pomiaru napięcia typu *PCL 818HG*;
- piezoelektryczne czujniki ciśnienia typu *ICP* o symbolu *M102A07* współpracujące z układem tarowania i komputerową kartą pomiaru napięcia;
- elektroniczny przepływomierz *Massflow* typu *MASS2100* prod. firmy *Danfoss* z oprogramowaniem, włączony do systemu pomiarowego i przetwarzania danych.

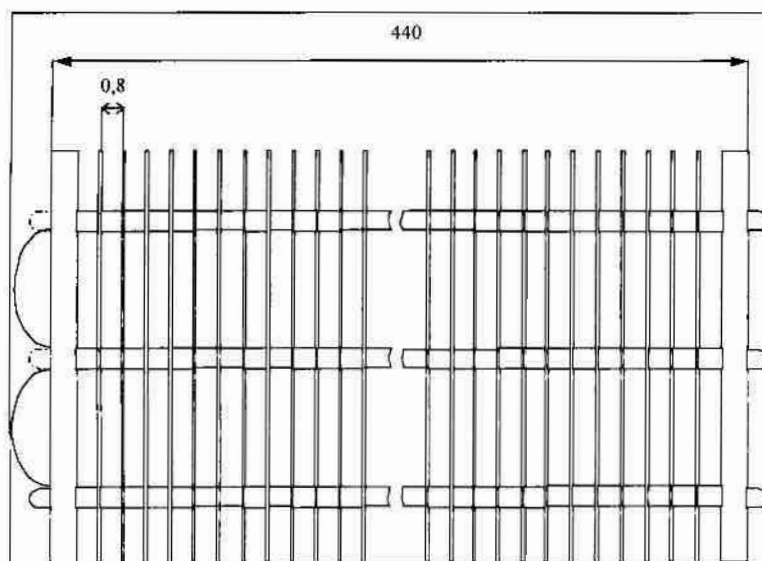
Wszystkie dane uzyskane z czujników pomiaru temperatury, ciśnienia i natężenia przepływu przetwarzano na sygnały napięciowe i doprowadzano do systemu komputerowego (rys. 4.6).



Rys. 4.6. Schemat ideowy komputerowego systemu pomiarowego; 1 – komputer, 2 – karta pomiarowa, 3 – czujnik, 4 – układy pośredniczące (układy tarowania)

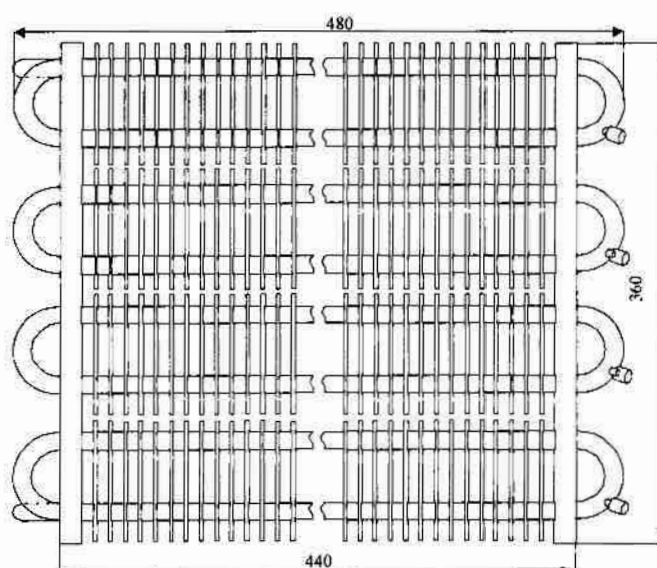
Oprócz oprzyrządowania kontrolno-pomiarowego, włączonego do systemu komputerowego wykorzystano na stanowisku badawczym również klasyczne

elementy pomiarowe w postaci: miliwoltomierza cyfrowego, mano- i manowakuometrów, 2 zbiorników cechowanych, barometru, laboratoryjnych termometrów rtęciowych itp. Oprzyrządowanie klasyczne było przydatne w pomiarach wstępnych oraz do sprawdzania i cechowania elementów układu komputerowego. Z przeprowadzonej analizy wynika, że wartości temperatury wyznaczano z dokładnością $\pm 0,06$ °C, ciśnienia $\pm 0,001$ MPa, prędkość przemieszczania się sygnału zmiany ciśnienia i temperatury z dokładnością do $\pm 0,01$ m/s. Proces wrzenia badano podczas przepływu czynnika chłodniczego w węzownicy rurowej, która stanowiła główny element lamelowanej chłodnicy powietrza. Szkic wymiarowy przedmiotowej chłodnicy zamieszczono na rysunku 4.7.

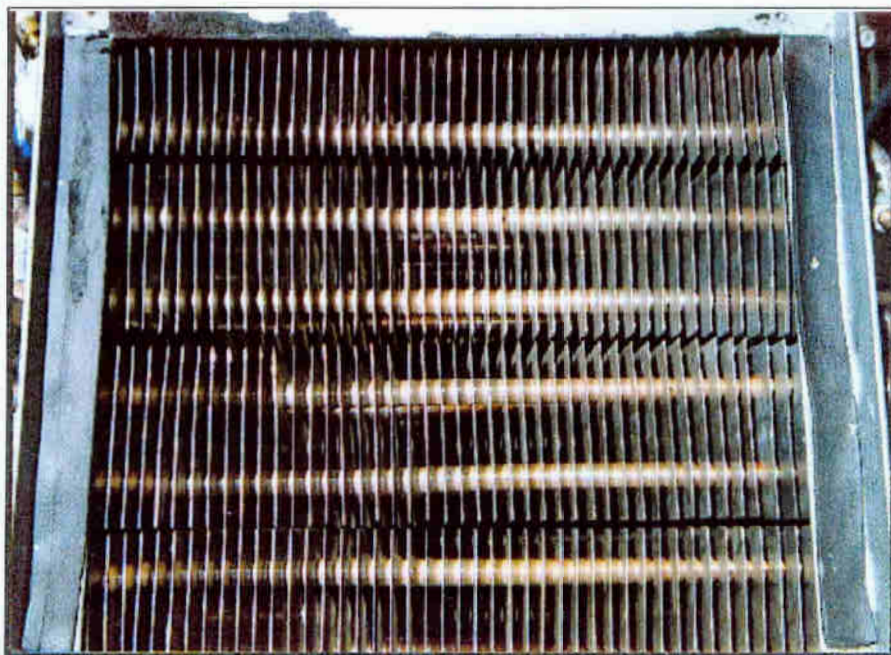


Rys. 4.7. Szkic wymiarowy bloku lamelowanego badanej chłodnicy powietrza

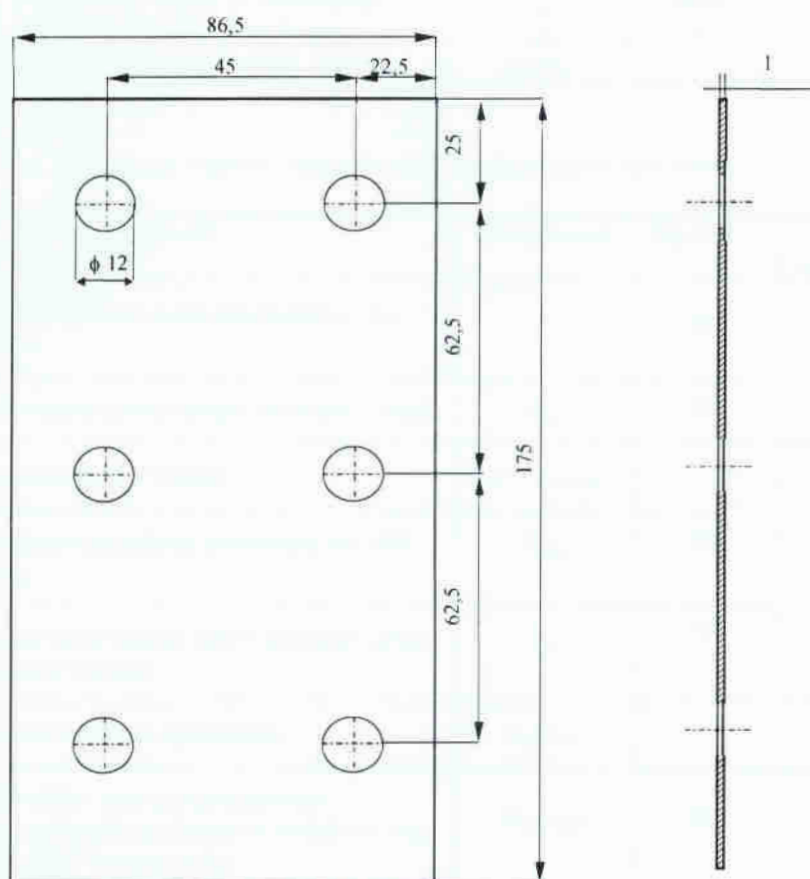
Rys. 4.8 przedstawia schemat wymiarowy bloku lamelowanego od strony napływu powietrza, natomiast rys. 4.9 widok bloku lamelowanego na stanowisku badawczym. Szkic wymiarowy lameli podano na rys. 4.10



Rys. 4.8. Schemat wymiarowy bloku lamelowanego w widoku od strony napływu powietrza



Rys. 4.9 Widok bloku lamelowanego od strony napływu powietrza (na stanowisku badawczym)



Rys. 4.10. Szkic wymiarowy lameli

W tabelicy 4.1 zamieszczono zestawienie wymiarów geometrycznych badanej chłodnicy powietrza, natomiast w tabelicy 4.2 jej charakterystyczne wielkości przepływowo-ciepłne.

Tablica 4.1

Zestawienie wymiarów geometrycznych bloku lamelowanego chłodnicy

Lp.	Wielkość	Oznaczenie	Wymiar	Wartość liczbowa
1.	Blok lamelowany:			
	- długość	L	mm	440
	- szerokość	a	mm	363
2.	Lamele:			
	- grubość	δ_l	mm	1
	- liczba	n_l	szt.	176
	- podziałka	t	mm	8
3.	Rury bloku lamelowanego:			
	- średnica zewnętrzna	d_z	mm	12
	- średnica wewnętrzna	d_w	mm	10
	- całkowita liczba rur	n_r	szt.	24
	- materiał rur	-	-	Cu
	- układ rur w bloku	-	-	szeregową
	- liczba rzędów rur (napływ powietrza)	n_p	szt.	8
- liczba rzędów rur w kierunku poprzecznym	n_q	szt.	3	
4.	Wężownica rurowa:			
	- liczba wężownic	$n_{w\acute{e}z.}$	szt.	1
	- długość wężownicy brutto (z kolanami)	L_{br}	mm	1386
	- długość wężownicy netto (bez kolan)	L_{netto}	mm	1056
	- stosunek długości brutto do śred. wew.	L_{br}/d_w		1308

Tablica 4.2

Wskaźniki ciepłno - przepływowe zastosowanej chłodnicy

Lp.	Wielkość	Oznaczenie	Wymiar	Wartość liczbowa
1.	Zewnętrzne całkowite pole powierzchni wymiany ciepła	A_z	m^2	5,9
2.	Wewnętrzne pole powierzchni wymiany ciepła	A_w	m^2	0,44
3.	Stopień ożebrowania chłodnicy	$\varphi = A_z/A_w$		13,5
4.	Pole powierzchni napływu powietrza na blok lamelowany	A_{WL}	m^2	1,6
5.	Obliczeniowe pole powierzchni wolnego przekroju międzyrurowego	A_o	m^2	1,3
6.	Współczynnik napływu powietrza	A_o/A_{WL}		0,81
7.	Wyniki pomiarów aerodynamicznych:			
	- średnia prędkość powietrza w przekroju napływu na blok lamelowany,	$w_{pow.wlot}$	m/s	5,6
	- średnia prędkość powietrza w wolnym przekroju międzyrurowym.	w_o	m/s	6,9

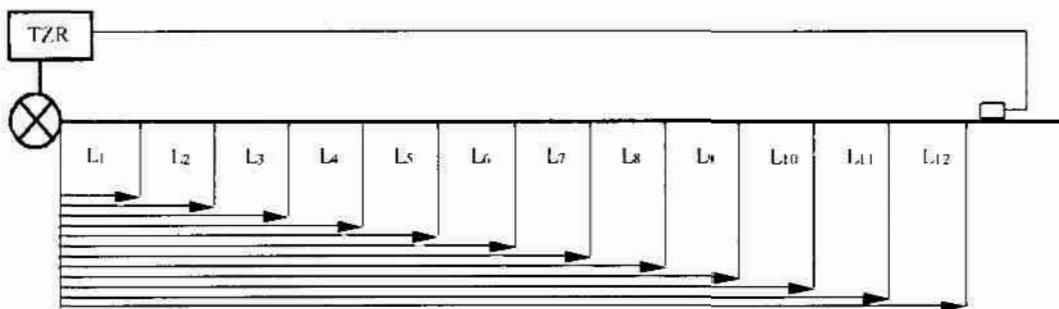
Na długości wężownicy rurowej $L_{br} = 13,86$ m rozmieszczono w równych odległościach co 1,10 m, 12 czujników do pomiaru ciśnienia i 12 do pomiaru

temperatury. W każdym z dwunastu przekrojów węzownicy rurowej znajdował się jeden czujnik piezoelektryczny do pomiaru ciśnienia i jeden czujnik termoelektryczny do pomiaru temperatury czynnika (tablica 4.3). Szkic wymiarowy rozmieszczenia czujników na długości węzownicy rurowej podaje rys. 4.11.

Tablica 4.3.

Rozmieszczenie przekrojów, w których zamontowano czujniki do pomiaru ciśnienia i temperatury

Nr	Odległość od bloku zasilającego	Nr	Odległość od bloku zasilającego
1	$L_1 = 855 \text{ mm}$	7	$L_7 = 7484 \text{ mm}$
2	$L_2 = 1965 \text{ mm}$	8	$L_8 = 8582 \text{ mm}$
3	$L_3 = 3073 \text{ mm}$	9	$L_9 = 9772 \text{ mm}$
4	$L_4 = 4183 \text{ mm}$	10	$L_{10} = 10887 \text{ mm}$
5	$L_5 = 5250 \text{ mm}$	11	$L_{11} = 11977 \text{ mm}$
6	$L_6 = 6377 \text{ mm}$	12	$L_{12} = 13081 \text{ mm}$

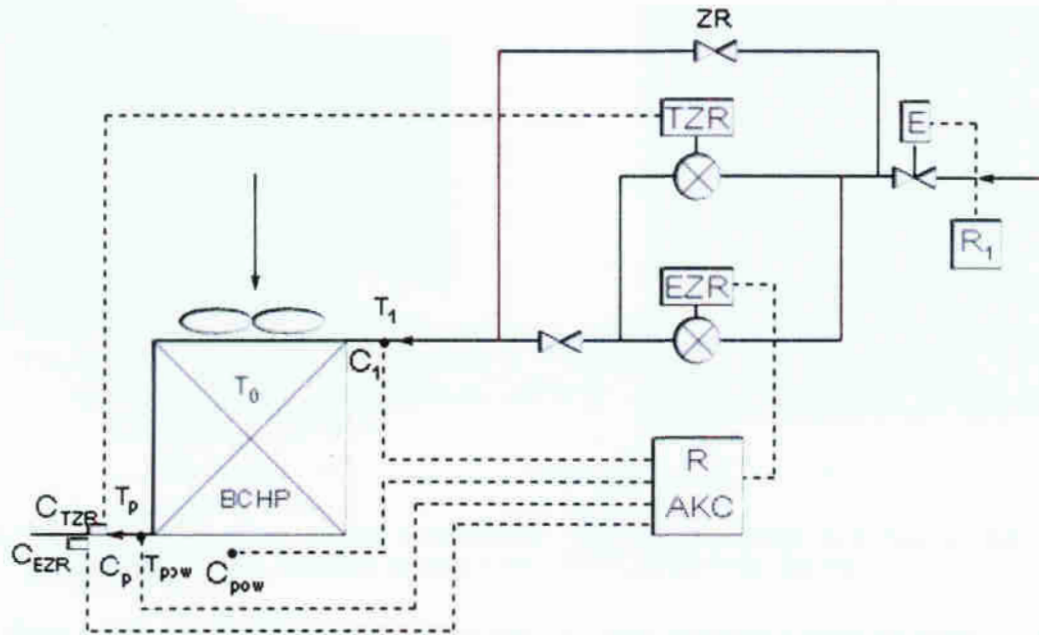


Rys. 4.11. Szkic wymiarowy rozmieszczenia czujników do pomiaru ciśnienia i temperatury czynnika chłodniczego podczas przepływu w węzownicy rurowej

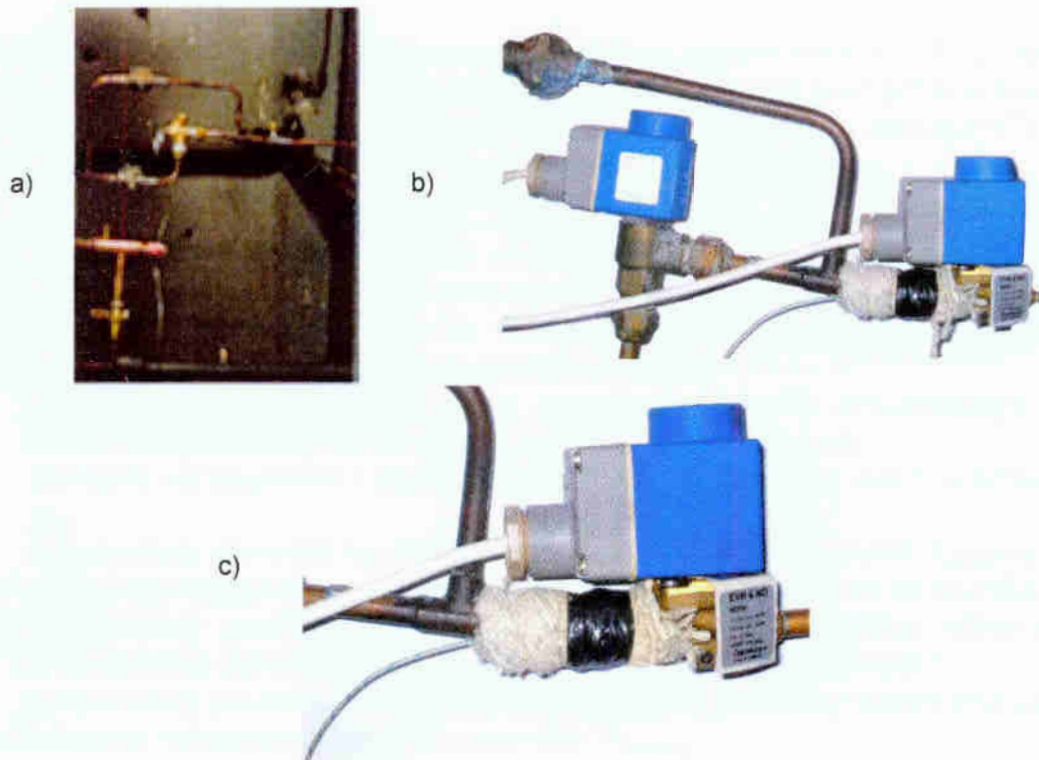
Do bloku zasilania doprowadzano ciekły czynnik chłodniczy R404A. Blok ten został oznaczony na rys. 4.1 numerem 12. Umożliwił on dostarczenie czynnika R404A trzema alternatywnymi metodami, to jest za pomocą:

- termostatycznego zaworu rozprężnego TZR typu TES2 firmy Danfoss,
- sterowanego elektronicznie zaworu rozprężnego EZR, typu AKV10-2 firmy Danfoss ze sterownikiem typu AKC72A,
- zaworu elektromagnetycznego E typu EVR6 sterowanego regulatorem czasowym typu LOGOL230R firmy Siemens.

Na rys. 4.12 przedstawiono schemat ideowy zasilania ciśnieniowego badanej chłodnicy wentylatorowej trzema metodami alternatywnymi. Rys. 4.13 przedstawia widok elementów bloku zasilania ciśnieniowego, a rys. 4.14 zastosowanych sterowników regulujących pracę zaworów.



Rys. 4.12. Schemat ideowy zasilania ciśnieniowego badanej chłodnicy trzema metodami alternatywnymi; *BCHP* – badana chłodnica powietrza, *TZR* – termostatyczny zawór rozprężny typu *TES2* firmy *Danfoss*, *EZR* – elektronicznie sterowany zawór rozprężny typu *AKV10-2* firmy *Danfoss*, *R* – regulator – sterownik typu *AKC72A* firmy *Danfoss*, *ZR* – zawór regulacyjny sterowany ręcznie, *E* – zawór elektromagnetyczny *EVR6* firmy *Danfoss*, R_1 – regulator – sterownik *LOGOL 230R* firmy *SIEMENS*, *Z* – zawór odcinający, C_1 – czujnik pomiaru temperatury T_1 na dopływie do chłodnicy, C_p – czujnik pomiaru temperatury T_p pary przegrzanej na wypływie z chłodnicy, C_{pow} – czujnik pomiaru temperatury T_{pow} powietrza wylotowego z chłodnicy, T_0 – temperatura parowania



Rys. 4.13. Widok elementów systemu zasilania parownika: a) *TZR* - termostatyczny zawór rozprężny, b) *EZR* - elektroniczny zawór rozprężny, c) *E* - zawór elektromagnetyczny



a)



b)

Rys. 4.14. Widok zastosowanych sterowników regulujących pracę zaworów a) sterownik AKC72A firmy Danfoss, b) sterownik LOGOL230R firmy Siemens

Blok zasilania umożliwił wybór sposobu dostarczania czynnika chłodniczego do chłodnicy wentylatorowej. Jednak w każdym z badanych przypadków zakłócenia o charakterze periodycznym, generowane w stałych przedziałach czasowych, wywoływało za pomocą zaworu elektromagnetycznego E sterowanego regulatorem czasowym. W celu uzyskania zmiany obciążenia cieplnego przedmiotowej chłodnicy wentylatorowej, umieszczono w komorze chłodniczej elektryczną nagrzewnicę powietrza o regulowanej mocy. Pozwalało to badać proces wrzenia przy ustalonych, zewnętrznych parametrach cieplnych i przepływowych.

4.3. Zakres i metodyka badań eksperymentalnych

Zakres wykonanych badań eksperymentalnych ograniczony był możliwościami stanowiska pomiarowego. Pozwoliły one na prowadzenie pomiarów w zakresie:

- gęstości strumienia masy czynnika chłodniczego ($w\rho$) = $0 \div 300 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$,
- temperatury wrzenia czynnika $T_o = 0 \div -40 \text{ }^\circ\text{C}$,
- gęstości strumienia ciepła $q = 0 \div 6000 \text{ W}/\text{m}^2$.

Serie pomiarowe wykonywano przy zachowaniu stałej wartości obciążenia cieplnego komory chłodniczej, wewnątrz której znajdowała się poddana badaniom chłodnica wentylatorowa. Na stanowisku eksperymentalnym istniała możliwość pomiaru następujących parametrów:

- ciśnienie parowania wzdłuż drogi przepływu czynnika chłodniczego w węzownicy parownika p_0 (dwanaście czujników pomiarowych),
- ciśnienie na dopływie i wypływie z parownika chłodnicy wentylatorowej p_{01} , p_{02} ,
- temperatura czynnika na dopływie do bloku zasilania parownik $T_{\text{przed BZ}}$,
- temperatura czynnika za blokiem zasilającym na dopływie do parownika $T_{\text{za BZ}}$,
- temperatura parowania wzdłuż drogi przepływu czynnika chłodniczego w węzownicy parownika T_o (dwanaście czujników pomiarowych),
- temperatura powietrza na dopływie i wypływie z chłodnicy wentylatorowej
- masowe natężenie przepływu czynnika \dot{m}_{R404A} ,
- prędkość przepływu powietrza przez blok lamelowany chłodnicy.

Badania eksperymentalne wpływu zaburzeń generowanych periodycznie na proces wrzenia w przepływie przeprowadzono w oparciu o metodykę badań przedstawioną w tabeli 4.4. Pod pojęciem „zaburzenie generowane periodycznie” należy tutaj rozumieć zasilanie parownika czynnikiem chłodniczym, w warunkach zmiany czasu otwarcia i zamknięcia zaworu, doprowadzającego czynnik do węzownicy. Oznacza to, że wrzenie w przepływie realizowano w warunkach periodycznych zmian (wzrostu i zaniku) gęstości strumienia masy czynnika chłodniczego R404A, dla stałych poziomów obciążenia cieplnego komory chłodniczej. Prowadziło to do okresowych zmian ciśnienia i temperatury wzdłuż drogi przepływu czynnika w węzownicy. Periodyczne zmiany gęstości strumienia masy czynnika chłodniczego wywoływano powodując otwarcie lub zamknięcie zaworu odcinającego E zamontowanego na zasilaniu węzownicy (rys. 4.12). W planie doświadczeń założono stały czas otwarcia i zamknięcia zaworu odcinającego w realizowanej serii pomiarowej. O ile czas otwarcia zaworu był zawsze stały we wszystkich seriach pomiarowych (równy 5 sekund) to czas zamknięcia zaworu w poszczególnych seriach pomiarowych był różny i wynosił $\Delta\tau_z = 5, 10, 15, 20, 25$ i 30 sekund. Wprowadzono oznaczenie typu pomiaru $5/\Delta\tau_z$, które stanowi porównanie względem siebie czasu otwarcia i czasu zamknięcia zaworu. Suma czasu otwarcia i zamknięcia stanowiła czas trwania okresu, który był podstawą określenia częstotliwości generowanych zakłóceń ν [mHz] ($\nu = 100, 67, 50, 40, 33, 29$ mHz). Badania eksperymentalne prowadzono przy stałych poziomach obciążenia cieplnego w komorze chłodniczej w zakresie $\dot{Q} = 0 \div 5,7$ kW ($\dot{Q} = 0; 2.3; 3.2; 3.7; 5.2; 5.7$ kW). Tablica 4.5 prezentuje realizowane warianty badań.

Tablica 4.4

Schemat realizacji badań eksperymentalnych

OZNACZENIE TYPU POMIARU	CZAS OTWARCIA ZAWORU [S]	CZAS ZAMKNIĘCIA ZAWORU [S]
5/5	5	5
5/10	5	10
5/15	5	15
5/20	5	20
5/25	5	25
5/30	5	30

Tablica 4.5

Realizowane warianty badań eksperymentalnych

$\dot{Q} = 0$ [kW]	$\dot{Q} = 2$ [kW]	$\dot{Q} = 3,2$ [kW]	$\dot{Q} = 3,7$ [kW]	$\dot{Q} = 5,2$ [kW]	$\dot{Q} = 5,7$ [kW]	ν [mHz]
5/5	5/5	5/5	5/5	5/5	5/5	100
5/10	5/10	5/10	5/10	5/10	5/10	67
5/15	5/15	5/15	5/15	5/15	5/15	50
5/20	5/20	5/20	5/20	5/20	5/20	40
5/25	5/25	5/25	5/25	5/25	5/25	33
5/30	5/30	5/30	5/30	5/30	5/30	29

Metodyka badań eksperymentalnych

Do opisu średniej prędkości przemieszczania się zakłóceń w postaci sygnału zmiany ciśnienia oraz temperatury wykorzystano zależności (4.1), (4.2).

Prędkość przemieszczania się sygnału zmiany ciśnienia v_p :

$$v_p = \frac{l}{\Delta\tau_p}, \quad (4.1)$$

gdzie:

l - odległość pomiędzy czujnikami pomiaru ciśnienia, [m],

$\Delta\tau_p$ - różnica czasu pomiędzy zmianami wartości ciśnienia rejestrowanymi przez czujniki znajdujące się w odległości l , [s].

Prędkość przemieszczania się sygnału zmiany temperatury w mieszaninie dwufazowej v_T wyznaczono z zależności:

$$v_T = \frac{l}{\Delta\tau_T}, \quad (4.2)$$

gdzie:

$\Delta\tau_T$ - przedział czasu pomiędzy zmianą wartości temperatury czynnika: na dopływie do węzownicy rurowej parownika i na granicy strefy dwufazowej z jednofazową, [s];

l - odległość pomiędzy czujnikami pomiaru temperatury, [m];

Na podstawie pomiaru rozkładu temperatury czynnika chłodniczego na długości węzownicy rurowej określano średnią wartość temperatury mieszaniny dwufazowej czynnika podczas wrzenia:

$$T_0 = \frac{(T_{pw} + T_{kw})}{2} [^{\circ}C], \quad (4.3)$$

gdzie:

T_0 - średnia temperatura czynnika chłodniczego w strefie wrzenia [$^{\circ}C$],

T_{pw} - temperatura czynnika na początku strefy wrzenia [$^{\circ}C$],

T_{kw} - temperatura czynnika na końcu strefy wrzenia i początku strefy przegrzania [$^{\circ}C$].

Średnią temperaturę pary przegrzanej w węzownicy rurowej określono z zależności:

$$T_v = \frac{(T_{kp} + T_{pp})}{2} [^{\circ}C], \quad (4.4)$$

gdzie:

T_v - średnia temperatura pary przegrzanej [$^{\circ}C$],

T_{kp} - temperatura pary na wypływie z węzownicy rurowej [$^{\circ}C$],

T_{pp} - temperatura czynnika na początku strefy przegrzania i końcu strefy wrzenia [$^{\circ}C$].

Stożenie przegrzania czynnika chłodniczego w węźownicy określono wzorem:

$$\Delta T_p = T_{wy} - T_p, \quad (4.5)$$

- T_{wy} - temperatura czynnika na wyływie z parownika [$^{\circ}\text{C}$]
 T_p - temperatura czynnika na granicy mieszanki dwufazowej i fazy gazowej [$^{\circ}\text{C}$]

Na podstawie pomiaru masowego natężenia przepływu \dot{m} określono gęstość strumienia masy (w_p) czynnika chłodniczego w przepływie przez węźownicę:

$$w_p = \frac{\dot{m}}{A} \left[\frac{\text{kg}}{(\text{m}^2 \cdot \text{s})} \right], \quad (4.6)$$

gdzie:

- $A = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$ [m^2] – pole powierzchni przekroju poprzecznego kanału rurowego węźownicy,
 \dot{m} [kg/h] – masowe natężenie przepływu czynnika chłodniczego rejestrowane za pomocą przepływomierza masowego.

Ciśnienie p_0 wrzenia czynnika chłodniczego mierzono za pomocą czujników umieszczonych na długości węźownicy rurowej wentylatorowej chłodnicy powietrza. Spadek ciśnienia obliczono ze wzoru $\Delta p = p_1 - p_2$, gdzie p_1 – ciśnienie na doływie czynnika do parownika, a p_2 – ciśnienie końca strefy wrzenia i początku strefy przegrzania.

Wydajność chłodniczą określono z zależności $Q_0 = \dot{m} \cdot \Delta h$ [kW], gdzie Δh jest różnicą entalpii czynnika chłodniczego na wyływie i doływie do węźownicy rurowej parownika. Długość strefy wrzenia L_w wyznaczono na podstawie analizy rozkładu temperatury czynnika chłodniczego na długości węźownicy rurowej wentylatorowej węźownicy powietrza.

Częstotliwość występowania ν zaburzeń periodycznych zdefiniowano zgodnie z zależnością:

$$\nu = \frac{1}{\tau_o + \tau_z} \cdot 10^3 \text{ [mHz]}, \quad (4.7)$$

gdzie τ_o i τ_z oznaczają odpowiednio czas otwarcia oraz czas zamknięcia zaworu na doływie czynnika chłodniczego do węźownicy rurowej wyrażony w [s].

4.4. Wyniki badań eksperymentalnych

W rozdziale przedstawiono wyniki badań eksperymentalnych procesu wrzenia czynnika chłodniczego R404A w węzownicy rurowej wentylatorowej chłodnicy powietrza. Analizę statystyczną dotyczącą prezentowanych pomiarów zamieszczono w Załączniku 1. Badania zrealizowano zgodnie z planem podanym w tabelicy 4.4. Zrealizowane badania w warunkach zaburzeń generowanych periodycznie miały na celu:

- wyznaczenie prędkości przemieszczania się zaburzeń we wrzącym czynniku chłodniczym,
- określenie wielkości oraz wzajemnego oddziaływania strefy wrzenia i strefy przegrzania w węzownicy rurowej chłodnicy,
- ustalenie wpływu zaburzeń na wydajność chłodniczą parownika chłodnicy wentylatorowej powietrza.

4.4.1. Wyniki badań rozprzestrzeniania się zaburzeń generowanych periodycznie w długich kanałach rurowych z wrzącym czynnikiem chłodniczym

Periodyczne zakłócenia pracy parownika uzyskiwano stosując czasowe odcięcie dopływu strumienia masy czynnika chłodniczego do węzownicy rurowej, zamykając lub otwierając zawór regulacyjny, będący na wyposażeniu bloku zasilającego chłodnicę wentylatorową. W tablicach 4.6 ÷ 4.8 podano wyniki pomiarów uzyskane przy trzech sposobach dostarczania do parownika czynnika chłodniczego (za pomocą *TZR*, *EZR*, *E*). Zamieszczone wielkości cieplno-przepływowe charakteryzujące proces wrzenia są wielkościami średnimi w zakresie amplitudy zmian, jakie występowały podczas generowanych zaburzeń. Rysunki 4.15 ÷ 4.23 przedstawiają przykładowe charakterystyki: przebiegu masowego natężenia przepływu czynnika chłodniczego R404A (rys. 4.15, 4.18, 4.21), zmian ciśnienia parowania (rys. 4.16, 4.19, 4.22) oraz rozkładu temperatury (rys. 4.17, 4.20, 4.23). Do budowy prezentowanych charakterystyk wzięto pod uwagę rejestrację ciśnienia i temperatury przez czujniki oznaczone kolejnymi numerami podanymi zgodnie z rys. 4.11. Wprowadzenie zakłóceń typu periodycznego powodowało, występowanie pulsacji natężenia przepływu czynnika chłodniczego. W okresie zamknięcia zaworu odcinającego następowało „odsysanie” czynnika przez sprężarkę z węzownicy i związany z tym spadek ciśnienia oraz wzrost przegrzania pary.

Tablica 4.6

Wyniki pomiarów wrzenia w przepływie w warunkach zaburzeń generowanych periodycznie – zasilanie czynnikiem chłodniczym R404A poprzez termostatyczny zawór rozprężny - TZR

TZR										
Lp	Seria	\dot{Q} [kW]	ν [mHz]	T_o [°C]	ΔT_p [K]	p_o [MPa]	Δp [MPa]	$(w\rho)$ [kg/(m ² s)]	Q_o [kW]	L_w [m]
1	5/5	0	100	-26,49	0,91	0,24	0,021	192	2,10	11,98
2	10/5		67	-25,78	1,04	0,25	0,027	190	1,79	10,89
3	15/5		50	-25,40	1,60	0,25	0,023	164	1,73	10,89
4	20/5		40	-25,09	1,62	0,25	0,023	141	1,50	10,89
5	25/5		33	-20,87	5,94	0,30	0,031	139	1,47	8,58
6	30/5		29	-19,33	7,99	0,32	0,032	135	1,45	7,49
7	5/5	2	100	-25,21	3,02	0,25	0,005	201	2,15	11,98
8	10/5		67	-23,41	3,13	0,27	0,006	200	1,87	10,89
9	15/5		50	-22,66	2,90	0,28	0,008	199	1,74	9,77
10	20/5		40	-21,46	4,15	0,29	0,068	155	1,51	8,58
11	25/5		33	-19,80	5,76	0,31	0,062	142	1,43	7,49
12	30/5		29	-17,83	8,82	0,33	0,075	135	1,38	7,49
13	5/5	3,2	100	-22,53	5,85	0,28	0,003	192	2,27	11,98
14	10/5		67	-21,49	4,90	0,29	0,041	190	2,12	10,89
15	15/5		50	-20,16	5,04	0,31	0,013	171	1,78	10,89
16	20/5		40	-18,00	6,21	0,33	0,078	166	1,41	9,77
17	25/5		33	-15,67	6,05	0,36	0,071	164	1,21	9,77
18	30/5		29	-14,21	8,29	0,38	0,072	136	1,11	7,49
19	5/5	3,7	100	-15,33	5,19	0,37	0,008	188	2,31	11,98
20	10/5		67	-15,45	6,16	0,36	0,047	175	2,13	10,89
21	15/5		50	-15,36	5,41	0,37	0,023	169	1,74	9,77
22	20/5		40	-12,36	7,21	0,41	0,053	167	1,50	9,77
23	25/5		33	-9,81	7,29	0,44	0,066	164	1,32	8,58
24	30/5		29	-7,78	9,05	0,48	0,083	139	0,94	7,49
25	5/5	5,2	100	-11,64	3,05	0,42	0,008	235	2,35	10,89
26	10/5		67	-10,42	3,87	0,43	0,073	190	2,11	9,77
27	15/5		50	-10,13	4,26	0,44	0,058	184	1,73	8,58
28	20/5		40	-9,86	5,92	0,44	0,085	167	1,42	8,58
29	25/5		33	-8,39	7,34	0,47	0,079	163	1,04	8,58
30	30/5		29	-6,67	9,01	0,49	0,093	139	0,83	7,49
31	5/5	5,7	100	-11,78	2,43	0,42	0,011	265	2,36	10,89
32	10/5		67	-10,66	3,47	0,43	0,070	251	2,06	9,77
33	15/5		50	-10,34	3,53	0,44	0,057	200	1,46	8,58
34	20/5		40	-8,67	6,02	0,46	0,091	176	1,19	8,58
35	25/5		33	-8,27	6,39	0,47	0,085	169	1,05	7,49
36	30/5		29	-6,61	8,00	0,49	0,088	140	0,75	7,49

Tablica 4.7

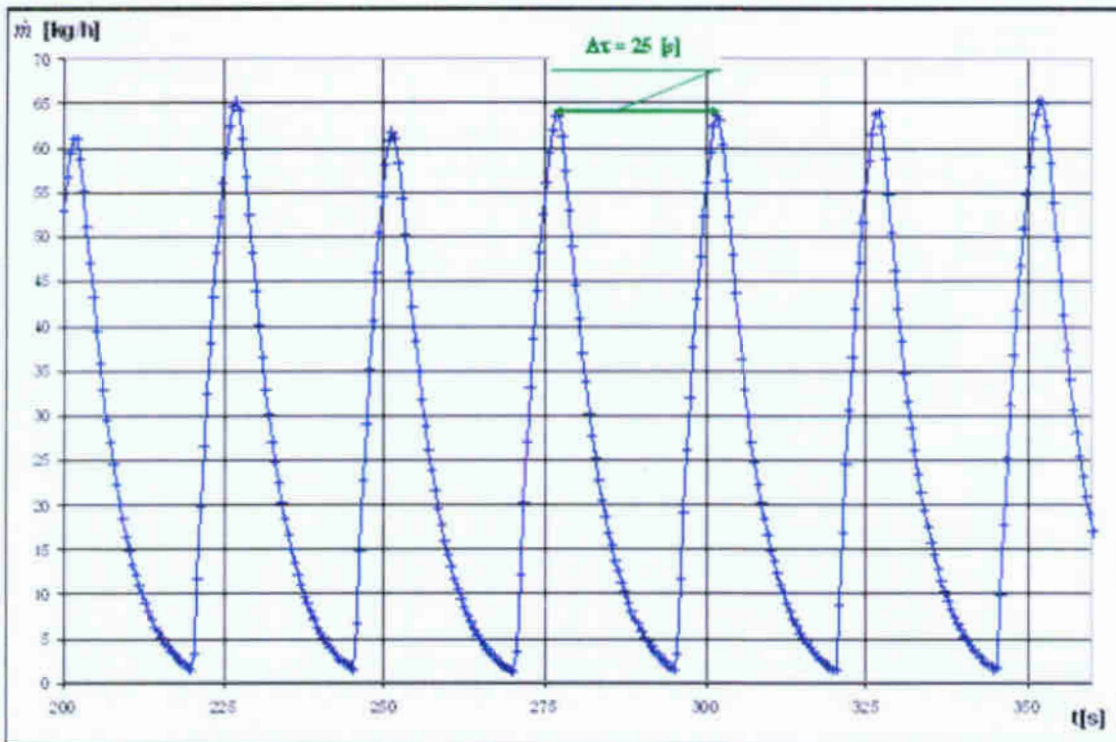
Wyniki pomiarów wrzenia w przepływie w warunkach zaburzeń generowanych periodycznie –
zasilanie czynnikiem chłodniczym R404A poprzez elektroniczny zawór rozprężny – EZR

EZR										
Lp	Seria	\dot{Q} [kW]	ν [mHz]	T_0 [°C]	ΔT_p [K]	p_0 [MPa]	Δp [MPa]	$(w\rho)$ [kg/(m ² s)]	Q_0 [kW]	L_w [m]
1	5/5	0	100	-39,05	8,64	0,14	0,016	199	2,29	7,48
2	10/5		67	-37,75	6,42	0,15	0,048	138	2,25	6,38
3	15/5		50	-39,45	7,82	0,14	0,050	108	1,45	5,25
4	20/5		40	-38,91	7,84	0,13	0,052	75	1,09	4,18
5	25/5		33	-38,81	8,30	0,13	0,083	73	0,83	4,18
6	30/5		29	-38,77	8,55	0,14	0,115	60	0,79	4,18
7	5/5	2	100	-33,54	4,31	0,18	0,031	208	2,17	6,38
8	10/5		67	-33,90	9,46	0,18	0,052	144	1,61	4,18
9	15/5		50	-34,41	10,70	0,17	0,061	112	1,23	3,07
10	20/5		40	-33,82	11,92	0,18	0,065	106	1,23	3,07
11	25/5		33	-35,05	11,88	0,17	0,067	72	0,91	3,07
12	30/5		29	-34,84	11,13	0,17	0,070	60	0,74	3,07
13	5/5	3,2	100	-32,61	7,60	0,19	0,031	208	2,34	6,38
14	10/5		67	-32,41	12,08	0,19	0,057	145	1,73	3,07
15	15/5		50	-32,61	12,42	0,19	0,062	110	1,26	3,07
16	20/5		40	-32,83	12,38	0,19	0,069	95	1,09	3,07
17	25/5		33	-32,72	11,90	0,19	0,075	73	0,84	1,97
18	30/5		29	-32,33	11,11	0,19	0,074	68	0,78	1,97
19	5/5	3,7	100	-29,41	10,47	0,21	0,043	206	2,35	4,18
20	10/5		67	-29,86	13,84	0,21	0,065	141	1,62	3,07
21	15/5		50	-29,34	13,99	0,22	0,068	103	1,20	3,07
22	20/5		40	-28,38	13,63	0,22	0,074	93	1,07	1,97
23	25/5		33	-26,78	14,67	0,24	0,097	72	0,83	1,97
24	30/5		29	-28,65	13,92	0,22	0,101	65	0,75	0,86
25	5/5	5,2	100	-29,22	14,02	0,22	0,047	214	2,43	3,07
26	10/5		67	-28,38	15,97	0,22	0,068	146	1,60	1,97
27	15/5		50	-29,10	14,65	0,21	0,078	116	1,41	1,97
28	20/5		40	-28,53	16,20	0,22	0,079	97	1,18	1,97
29	25/5		33	-28,62	15,81	0,22	0,088	79	0,99	0,86
30	30/5		29	-27,15	15,17	0,23	0,105	60	0,85	0,86
31	5/5	5,7	100	-28,12	14,60	0,23	0,046	212	2,46	3,07
32	10/5		67	-27,61	16,62	0,23	0,068	145	1,71	1,97
33	15/5		50	-28,77	17,02	0,22	0,074	116	1,33	1,97
34	20/5		40	-28,15	16,90	0,23	0,076	94	1,14	1,97
35	25/5		33	-27,04	16,40	0,24	0,089	81	1,03	0,86
36	30/5		29	-26,10	15,66	0,24	0,101	64	0,85	0,86

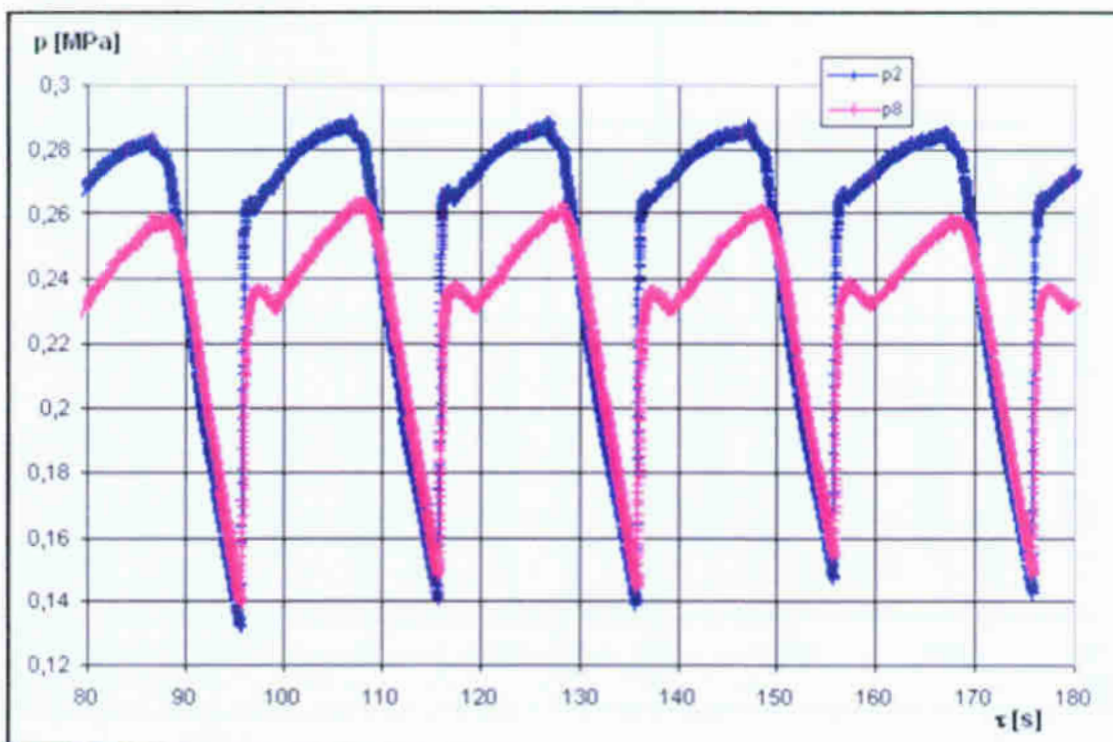
Tablica 4.8

Wyniki pomiarów wrzenia w przepływie w warunkach zaburzeń generowanych periodycznie – zasilanie czynnikiem chłodniczym R404A za pomocą zaworu elektromagnetycznego - E

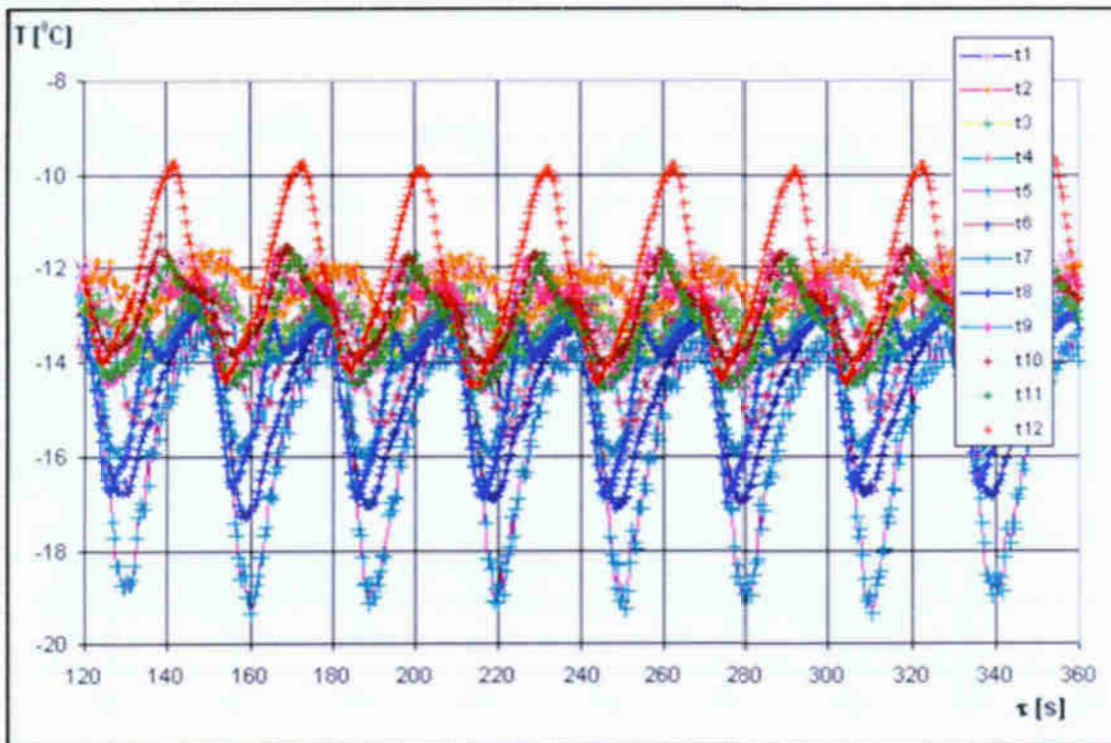
E										
Lp	Seria	\dot{Q} [kW]	ν [mHz]	T_0 [°C]	ΔT_p [K]	p_0 [MPa]	Δp [MPa]	$(w\rho)$ [kg/(m ² s)]	Q_0 [kW]	L_w [m]
1	5/5	0	100	-38,59	0,45	0,15	0,015	204	2,11	10,89
2	10/5		67	-39,10	4,97	0,14	0,029	148	1,66	8,58
3	15/5		50	-41,05	6,80	0,13	0,034	136	1,57	6,38
4	20/5		40	-41,78	7,79	0,12	0,041	104	1,21	5,25
5	25/5		33	-41,97	7,82	0,12	0,047	88	1,02	5,25
6	30/5		29	-41,62	8,60	0,12	0,052	81	0,88	4,18
7	5/5	2	100	-34,94	4,31	0,17	0,031	213	2,38	6,38
8	10/5		67	-34,98	9,12	0,17	0,039	155	1,70	5,25
9	15/5		50	-35,33	11,39	0,16	0,051	119	1,35	3,07
10	20/5		40	-36,77	11,73	0,15	0,057	98	1,14	1,97
11	25/5		33	-36,62	13,96	0,15	0,060	78	0,90	1,97
12	30/5		29	-36,30	14,17	0,16	0,062	77	0,88	1,97
13	5/5	3,2	100	-32,50	4,73	0,19	0,034	230	2,54	6,38
14	10/5		67	-32,89	11,30	0,19	0,057	161	1,83	3,07
15	15/5		50	-32,89	13,08	0,19	0,062	125	1,43	3,07
16	20/5		40	-34,33	12,31	0,17	0,065	106	1,19	1,97
17	25/5		33	-34,01	12,67	0,18	0,081	81	0,91	1,97
18	30/5		29	-34,10	12,23	0,18	0,087	77	0,86	1,97
19	5/5	3,7	100	-26,53	10,90	0,24	0,050	205	2,30	4,18
20	10/5		67	-27,69	13,88	0,23	0,072	154	1,77	3,07
21	15/5		50	-30,66	14,66	0,20	0,081	119	1,35	1,97
22	20/5		40	-30,21	15,04	0,21	0,086	100	1,04	0,86
23	25/5		33	-29,91	16,50	0,21	0,098	96	1,03	0,86
24	30/5		29	-28,94	16,25	0,22	0,107	76	0,91	0,86
25	5/5	5,2	100	-28,67	10,97	0,22	0,042	251	2,88	5,25
26	10/5		67	-28,77	14,68	0,22	0,074	174	2,02	3,07
27	15/5		50	-28,75	15,36	0,22	0,076	138	1,67	1,97
28	20/5		40	-29,45	16,81	0,21	0,086	109	1,45	0,86
29	25/5		33	-26,96	16,62	0,24	0,087	102	1,19	0,86
30	30/5		29	-28,98	16,44	0,22	0,098	94	0,86	0,86
31	5/5	5,7	100	-25,88	10,76	0,25	0,044	280	3,18	5,25
32	10/5		67	-25,89	13,54	0,25	0,082	196	2,27	3,07
33	15/5		50	-27,29	15,13	0,23	0,093	153	1,85	3,07
34	20/5		40	-26,92	15,15	0,24	0,095	131	1,60	1,97
35	25/5		33	-26,20	16,13	0,24	0,100	107	1,37	0,86
36	30/5		29	-25,28	17,86	0,25	0,109	97	1,28	0,86



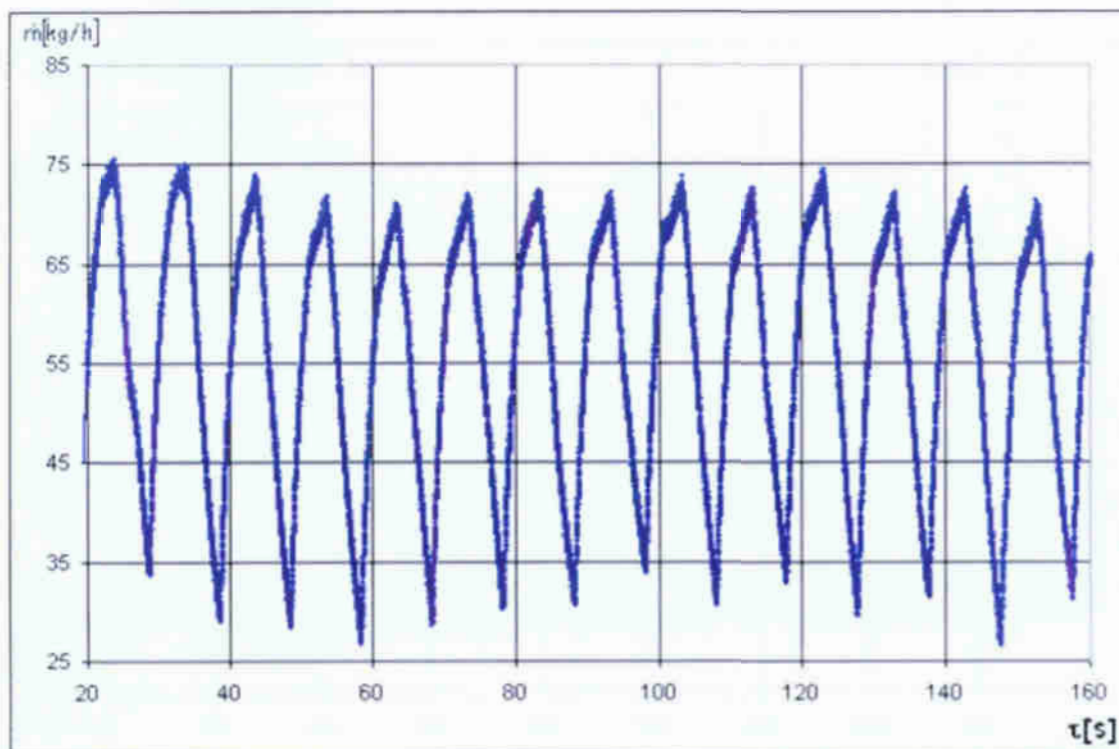
Rys. 4.15. Zmiana masowego natężenia przepływu \dot{m} czynnika chłodniczego R404A w serii pomiarowej 5/20; (w czasie, której zawór był zamknięty 20 sekund a otwarty 5 sekund); wielkość początkowa $\dot{m} = 41$ [kg/h]; zasilanie węzownicy czynnikiem poprzez TZR



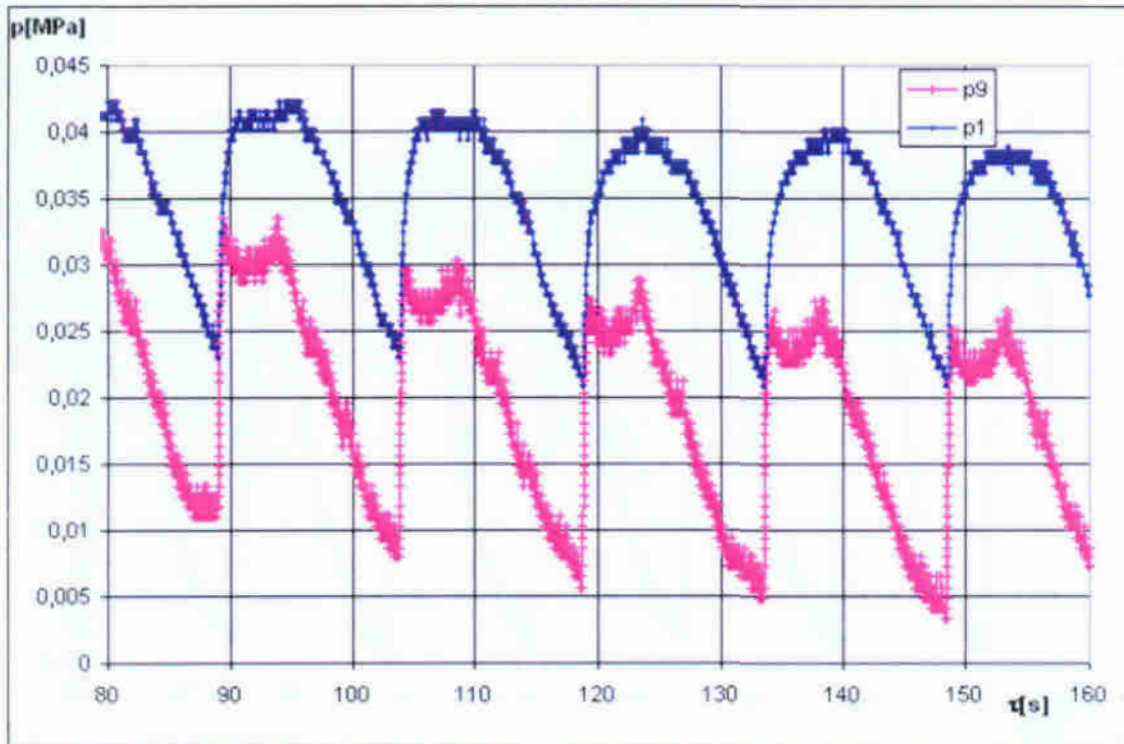
Rys. 4.16. Zmiana ciśnienia w czasie przepływu czynnika w węzownicy podczas pomiaru typu 5/15 (15 sekund zawór zamknięty, 5 sekund zawór otwarty); zasilanie węzownicy czynnikiem poprzez TZR



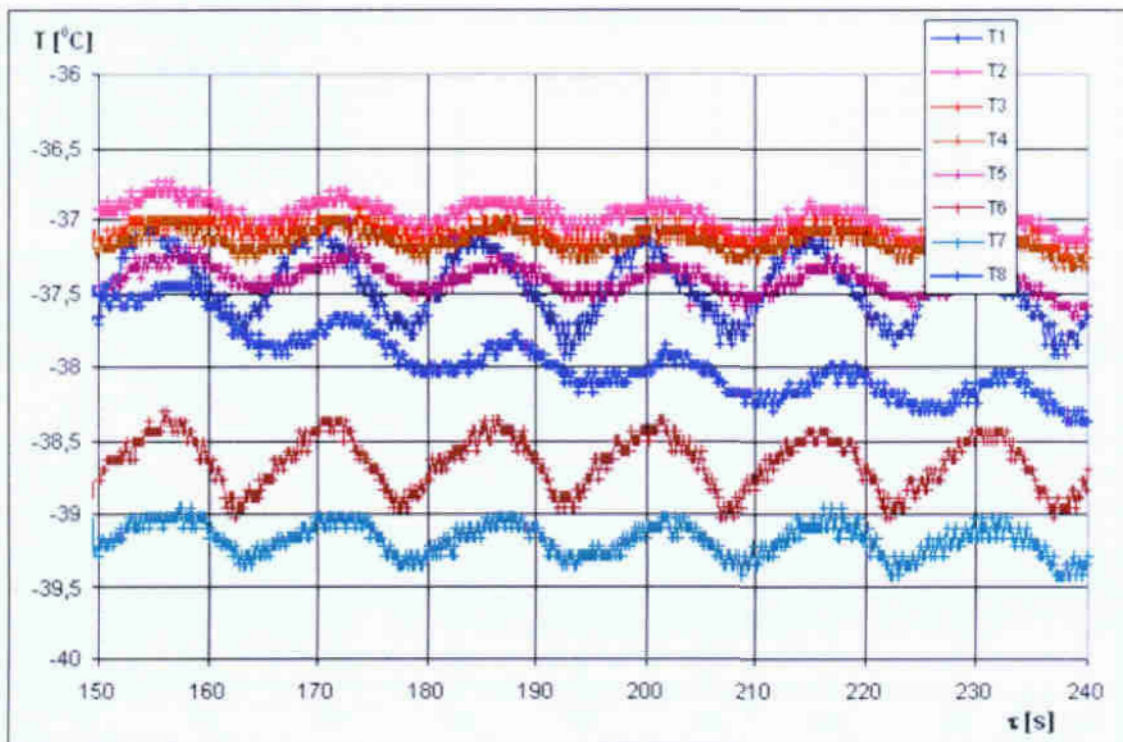
Rys. 4.17. Rozkład temperatury T czynnika w czasie τ podczas jego przepływu w wężownicy rurowej - pomiar typu 5/20 (20 sekund zamknięcia, 5 sekund otwarcia zaworu); zasilanie wężownicy czynnikiem poprzez TZR



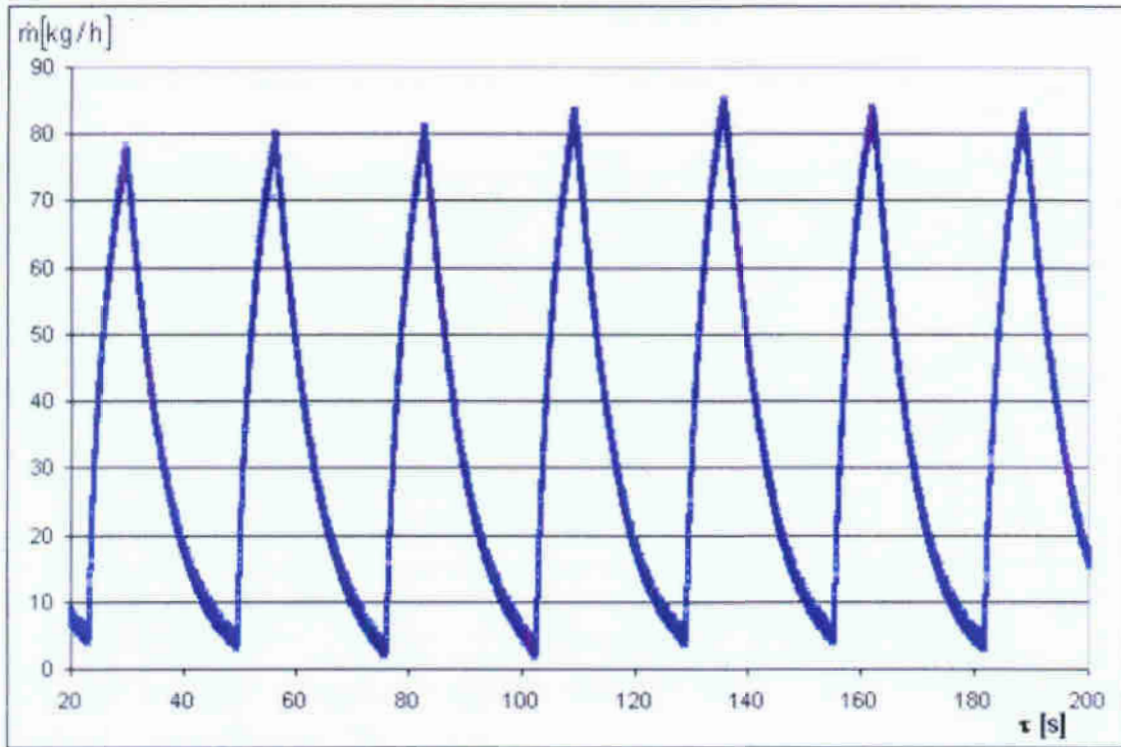
Rys. 4.18. Masowe natężenie przepływu \dot{m} czynnika chłodniczego R404A podczas serii pomiarowej 5/5; (5 sekund zawór zamknięty, 5 sekund zawór otwarty); wielkość początkowa $\dot{m} = 81[\text{kg/h}]$; zasilanie wężownicy czynnikiem poprzez EZR



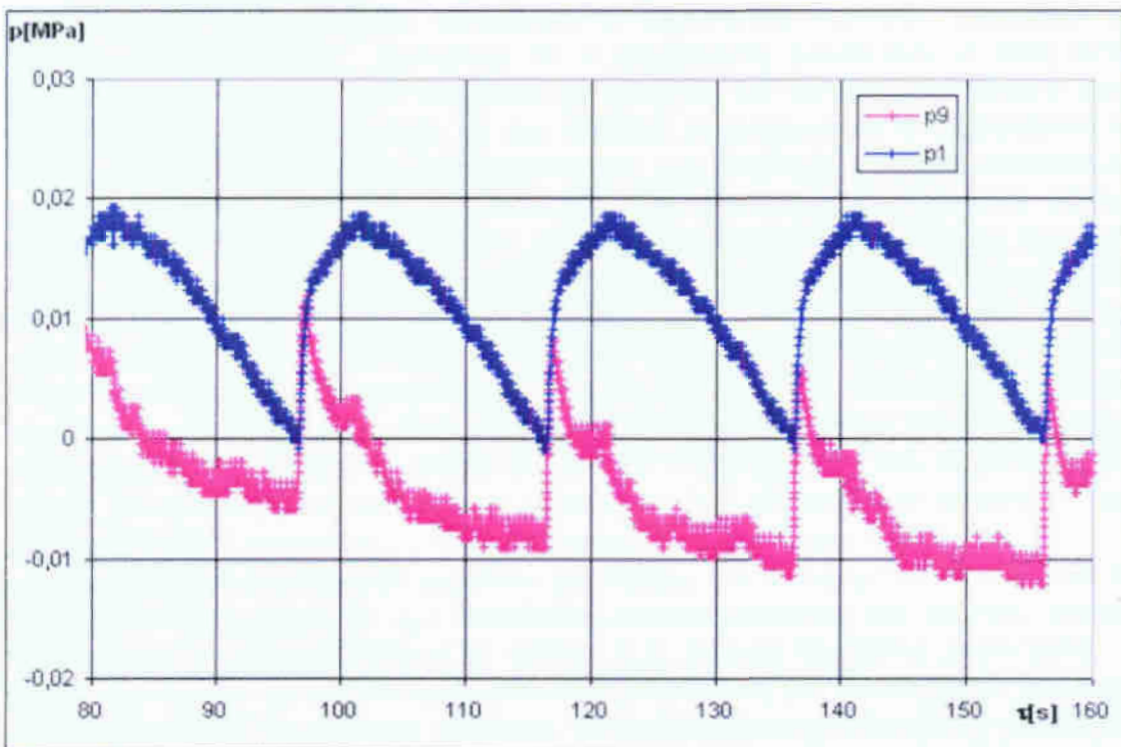
Rys. 4.19. Przebieg zmian ciśnienia p_0 w czasie τ przepływu czynnika w węzownicy podczas pomiaru typu 5/10 (10 sekund zawór zamknięty, 5 sekund zawór otwarty); zasilanie węzownicy czynnikiem poprzez EZR



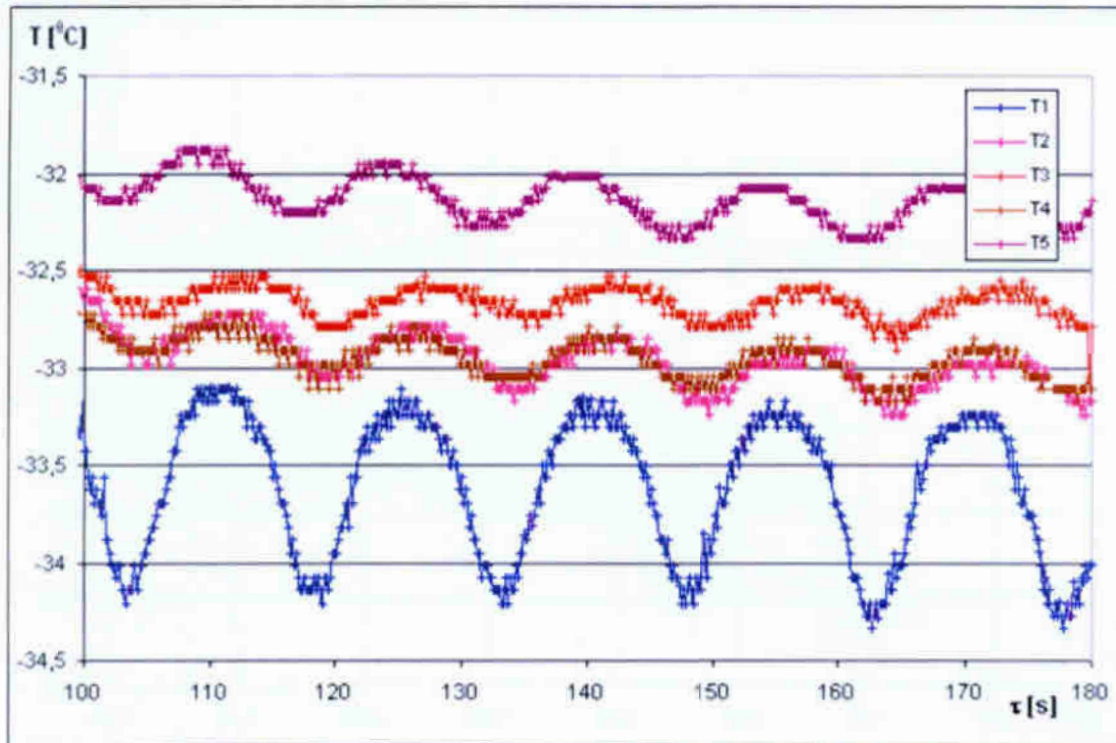
Rys. 4.20. Rozkład temperatury T czynnika w czasie τ podczas jego przepływu w węzownicy rurowej - pomiar typu 5/10 (10 sekund zamknięcia, 5 sekund otwarcia zaworu); zasilanie węzownicy czynnikiem poprzez EZR



Rys. 4.21. Masowe natężenie przepływu \dot{m} czynnika chłodniczego R404A podczas serii pomiarowej 5/15; (15 sekund zawór zamknięty, 5 sekund zawór otwarty); wielkość początkowa $\dot{m} = 81[\text{kg/h}]$; zasilanie bezpośrednie węzownicy czynnikiem poprzez zawór odcinający E



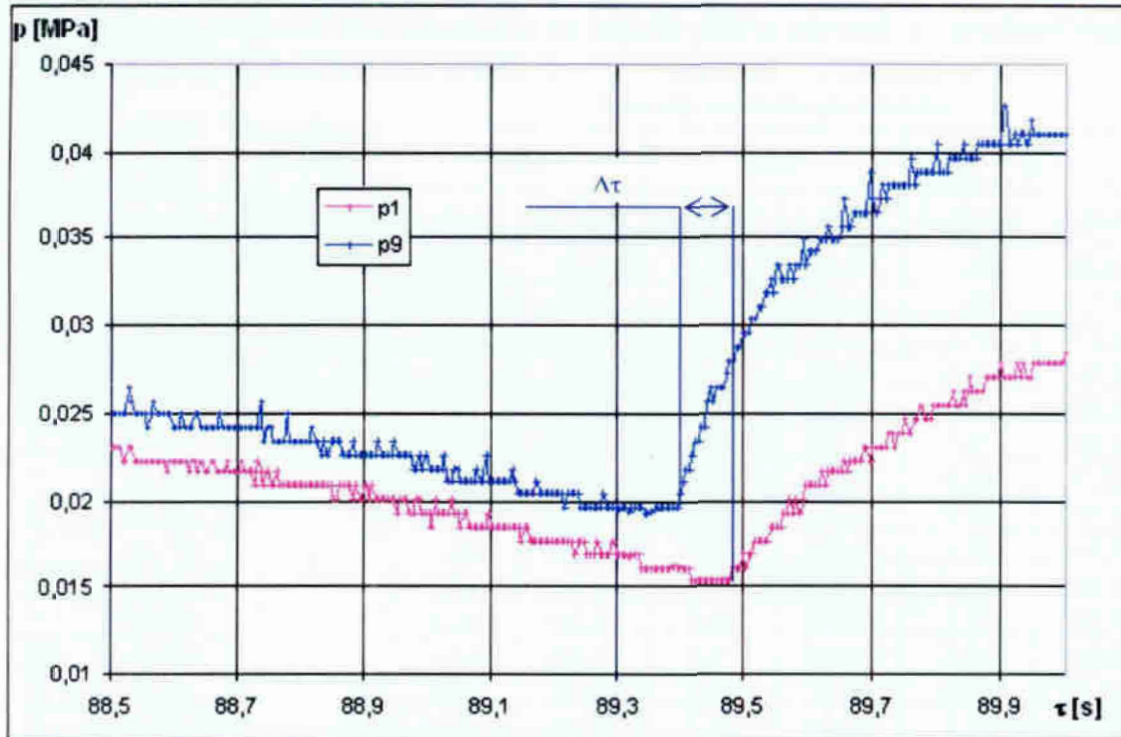
Rys. 4.22. Przebieg zmian ciśnienia p_0 w czasie τ przepływu czynnika w węzownicy podczas pomiaru typu 5/15 (15 sekund zawór zamknięty, 5 sekund zawór otwarty); zasilanie bezpośrednie węzownicy czynnikiem poprzez zawór odcinający E



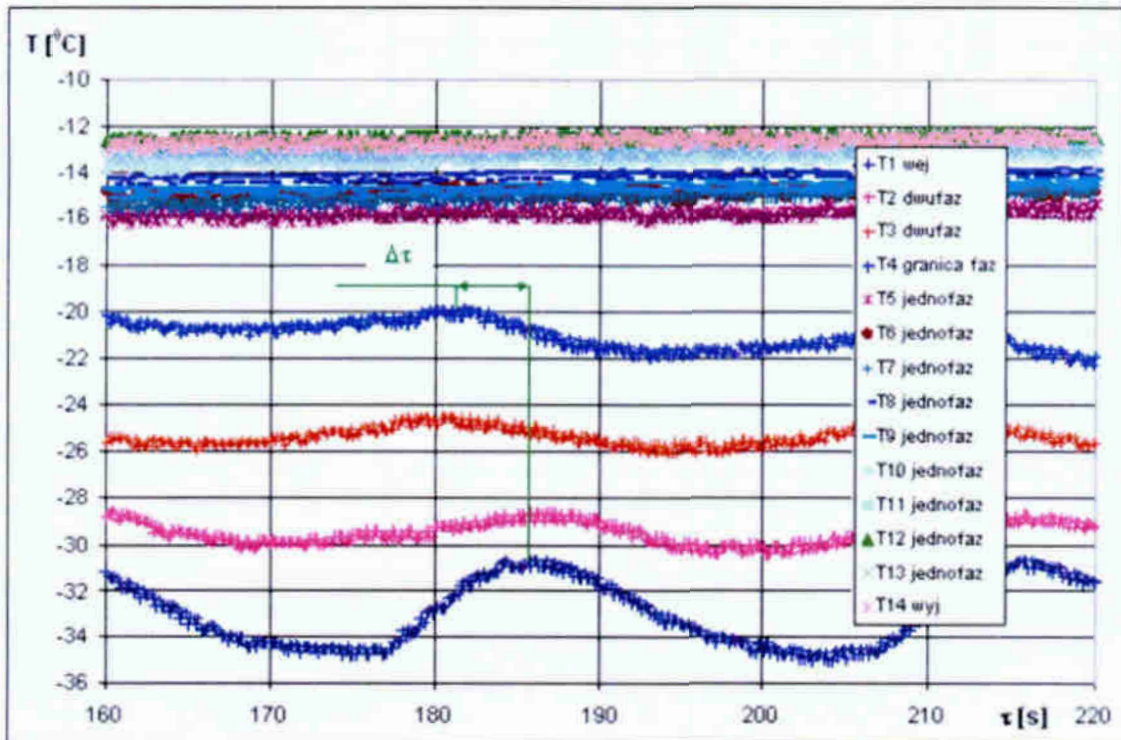
Rys. 4.23. Rozkład temperatury T czynnika w czasie τ podczas jego przepływu w węzownicy rurowej - pomiar typu 5/10 (10 sekund zamknięcia, 5 sekund otwarcia zaworu); zasilanie węzownicy czynnikiem poprzez E

Analiza wykazała, że występują zmiany ciśnienia i temperatury czynnika chłodniczego podczas jego przepływu w węzownicy rurowej. Zauważa się „przesunięcie czasowe”. Świadczy to o skończonej prędkości, z jaką przemieszczają się sygnały tych wielkości po otwarciu lub zamknięciu zaworu odcinającego. Można, więc uznać, że ma miejsce oddziaływanie o charakterze falowym, które charakteryzują dwie prędkości: v_p – prędkość przemieszczania się sygnału zmiany ciśnienia i v_T – prędkość przemieszczania się sygnału zmiany temperatury. Rozpoczęcie procesu wrzenia powoduje intensyfikację wymiany ciepła, co objawia się obniżeniem temperatury ścianki kanału. Dlatego przemieszczanie się sygnału obniżonej temperatury należy utożsamiać z przemieszczaniem się czoła wrzącego czynnika, czyli z tak zwanym frontem wrzenia, który przemieszcza się z prędkością v_T [35]. Na rys. 4.24 podano interpretację określania prędkości v_p przemieszczania się sygnału zmiany ciśnienia dla pomiaru typu 5/10 (rejestracja przez czujniki nr 1 i nr 9), a na rys. 4.25 przedstawiono interpretację przesunięcia czasowego $\Delta\tau_T$ temperatury czynnika rejestrowanej przez czujnik nr 1 i nr 4; przykładowo dla pomiaru typu 5/25.

Zestawienie uzyskanych wyników pomiarów prędkości przemieszczania się sygnału zmiany ciśnienia v_p i prędkości przemieszczania się sygnału zmiany temperatury v_T przedstawiono w tabelicy 4.9. Należy wyraźnie podkreślić, że prędkości v_p i v_T co do wartości znacznie różnią się od siebie, gdyż prędkość przemieszczania się sygnału ciśnienia zmieniała się w granicach od 45 do 330 m/s a prędkość przemieszczania się frontu wrzenia była znacznie mniejsza i wynosiła od wartości bliskich zero do 5 m/s.



Rys. 4.24. Interpretacja „przesunięcia czasowego” $\Delta\tau$ sygnału zmiany ciśnienia na drodze między czujnikami nr 1 i 9; pomiar typu 5/10, zasilanie węzownicy czynnikiem poprzez EZR



Rys. 4.25. Interpretacja „przesunięcia czasowego” $\Delta\tau$ temperatury czynnika rejestrowanej przez czujnik nr 1 i nr 4; przykładowo dla pomiaru typu 5/25; zasilanie bezpośrednio węzownicy czynnikiem poprzez zawór odcinający E

Tablica 4.9.

Wyniki pomiarów prędkości przemieszczania się sygnału zmiany ciśnienia v_p i prędkości przemieszczania się sygnału zmiany temperatury v_T

Lp*	Seria pomiarowa	Obciążenie komory Q [kW]	Sposób zasilania parownika					
			TZR		EZR		E	
			v_T [m/s]	v_p [m/s]	v_T [m/s]	v_p [m/s]	v_T [m/s]	v_p [m/s]
1	5s15s	0	1,18	47,79	1,98	104,37	1,33	97,84
2	5s10s		1,19	55,62	2,12	116,48	1,73	111,18
3	5s15s		1,24	69,52	2,34	128,74	1,75	122,30
4	5s20s		1,25	85,56	2,50	138,98	2,19	135,89
5	5s25s		1,26	108,46	2,62	163,07	2,73	152,88
6	5s30s		1,27	135,97	2,90	188,15	2,81	163,07
7	5s15s	2	1,29	52,88	1,23	101,10	0,62	81,53
8	5s10s		1,37	69,48	1,84	128,80	0,98	116,48
9	5s15s		1,36	86,85	2,40	152,88	1,18	143,88
10	5s20s		2,28	114,43	2,61	174,71	1,31	163,07
11	5s25s		2,32	145,53	3,01	203,83	1,71	165,30
12	5s30s		3,15	194,14	3,41	222,36	2,50	198,50
13	5s15s	3,2	0,30	59,52	0,88	101,92	0,64	84,33
14	5s10s		1,44	69,43	1,45	146,43	1,23	128,74
15	5s15s		1,41	87,53	1,65	152,88	1,86	149,06
16	5s20s		2,29	110,98	1,87	163,07	1,92	162,83
17	5s25s		2,35	135,21	2,14	222,36	2,12	174,59
18	5s30s		3,20	189,78	2,77	271,78	3,95	244,21
19	5s15s	3,7	0,34	60,70	0,35	67,94	0,58	78,03
20	5s10s		1,52	71,21	1,61	133,61	1,86	128,72
21	5s15s		1,42	89,40	2,64	174,69	2,35	177,71
22	5s20s		2,26	119,32	2,93	188,13	2,47	195,01
23	5s25s		2,31	135,53	3,42	254,78	3,48	222,59
24	5s30s		3,06	199,89	4,06	313,59	4,10	306,06
25	5s15s	5,2	0,48	85,29	0,87	101,91	1,23	91,25
26	5s10s		2,17	99,26	2,34	128,74	1,37	113,57
27	5s15s		2,17	124,07	2,47	136,19	1,88	133,18
28	5s20s		3,26	152,70	2,99	188,92	2,48	196,22
29	5s25s		3,31	193,56	3,05	193,36	2,98	203,82
30	5s30s		3,94	242,67	3,52	244,58	3,67	269,59
31	5s15s	5,7	0,55	91,26	0,87	101,90	1,29	103,08
32	5s10s		2,34	109,21	2,54	146,75	1,39	116,23
33	5s15s		2,36	136,76	2,58	152,88	1,45	122,61
34	5s20s		3,49	161,39	3,00	189,34	2,51	196,88
35	5s25s		3,54	214,85	3,12	203,82	3,48	222,59
36	5s30s		3,89	259,07	4,21	327,55	4,19	320,24

* numeracja pomiarów zgodna z oznaczeniami w tablicach 4.6 + 4.8

Wyniki badań eksperymentalnych, których przykłady przedstawiono na rys. 4.15 ÷ 4.25 pozwalają na określenie następujących uwag dotyczących interpretacji zmiany ciśnienia, temperatury i natężenia przepływu czynnika chłodniczego w warunkach zakłóceń periodycznych:

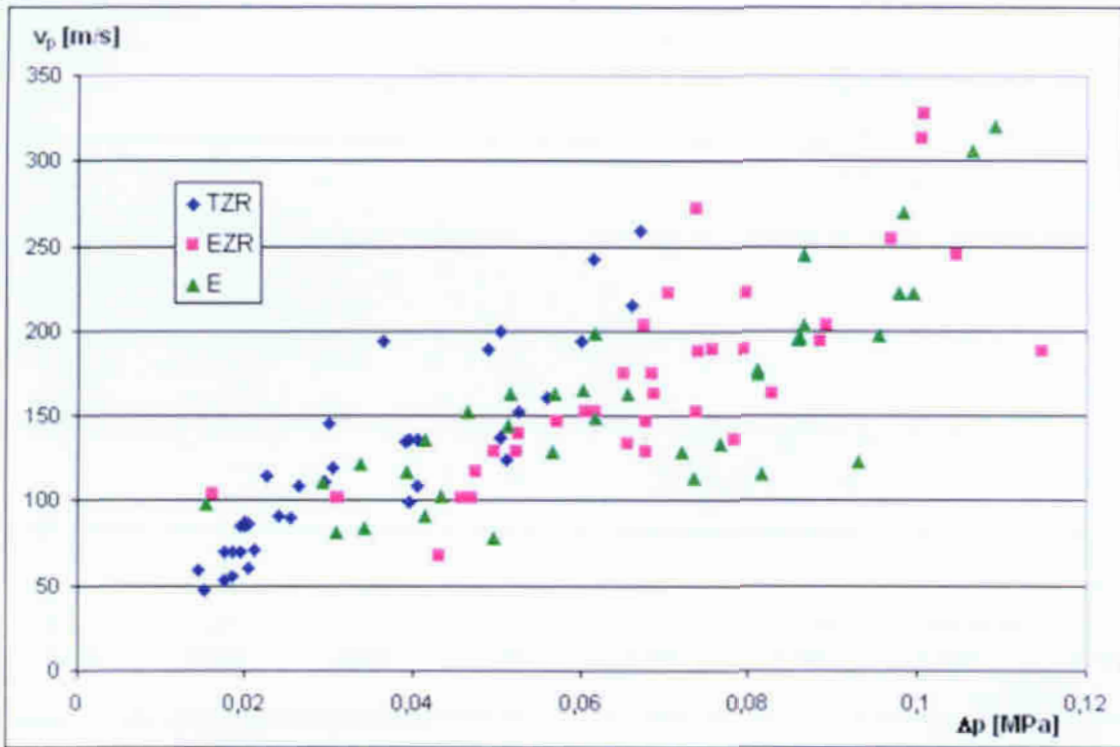
- w badaniach zachowano ten sam niezmienny czas otwarcia zaworu odcinającego wynoszący 5 sekund oraz różny czas zamknięcia zaworu w zakresie 5 ÷ 30 sekund;
- rozmieszczone na długości wężownicy rurowej czujniki do pomiaru ciśnienia i temperatury rejestrowały z opóźnieniem wskazania tych parametrów; pozwoliło to na określenie prędkości v_p i v_T przemieszczających się sygnałów.
- wprowadzenie zakłóceń typu periodycznego powodowało pulsację natężenia przepływu czynnika chłodniczego; w czasie zamknięcia zaworu następowało „odsysanie” czynnika z wężownicy, a to z kolei powodowało spadek ciśnienia i wzrost przegrzania pary;
- wyniki badań eksperymentalnych potwierdziły falowy charakter procesu wrzenia w przepływie w wężownicy rurowej; przedstawione wyniki badań procesu wrzenia w pracach [2,10,15,21,37,45,47,48,50] dowiodły również falowego charakteru wrzenia w rurach poziomych i pionowych prostych.

Wykonane badania w zakresie zakłóceń procesu wrzenia w przepływie czynnika chłodniczego R404A w wężownicy rurowej wykazały, że generowane zmiany ciśnienia przemieszczały się z prędkością v_p i zmiany temperatury z prędkością v_T . Prędkości te zależą od wielkości spadku ciśnienia Δp . Na rysunku 4.26 pokazano zależności eksperymentalne $v_p = f(\Delta p)$ oraz $v_T = f(\Delta p)$. Wielkość spadku ciśnienia Δp występującego podczas zaburzeń generowanych periodycznie zależy od gęstości strumienia masy w wężownicy rurowej. Zjawisko to wynika z pracy sprężarki zasysającej parę czynnika chłodniczego z parownika. W przypadku zamknięcia zaworu odcinającego na dopływie czynnika do wężownicy następuje spadek ciśnienia. Im dłuższy jest czas zamknięcia zaworu, tym większy jest spadek ciśnienia. Po ponownym otwarciu zaworu odcinającego (przy większym obniżeniu ciśnienia w parowniku) następuje wzrost natężenia przepływu czynnika. Na rysunku 4.27 przedstawiono zależność gęstości strumienia masy (w_p) czynnika chłodniczego R404A od spadku ciśnienia Δp . Gęstość strumienia masy (w_p) ma wyraźny wpływ na wielkość prędkości v_p i v_T , co przedstawiono na rys. 4.28.

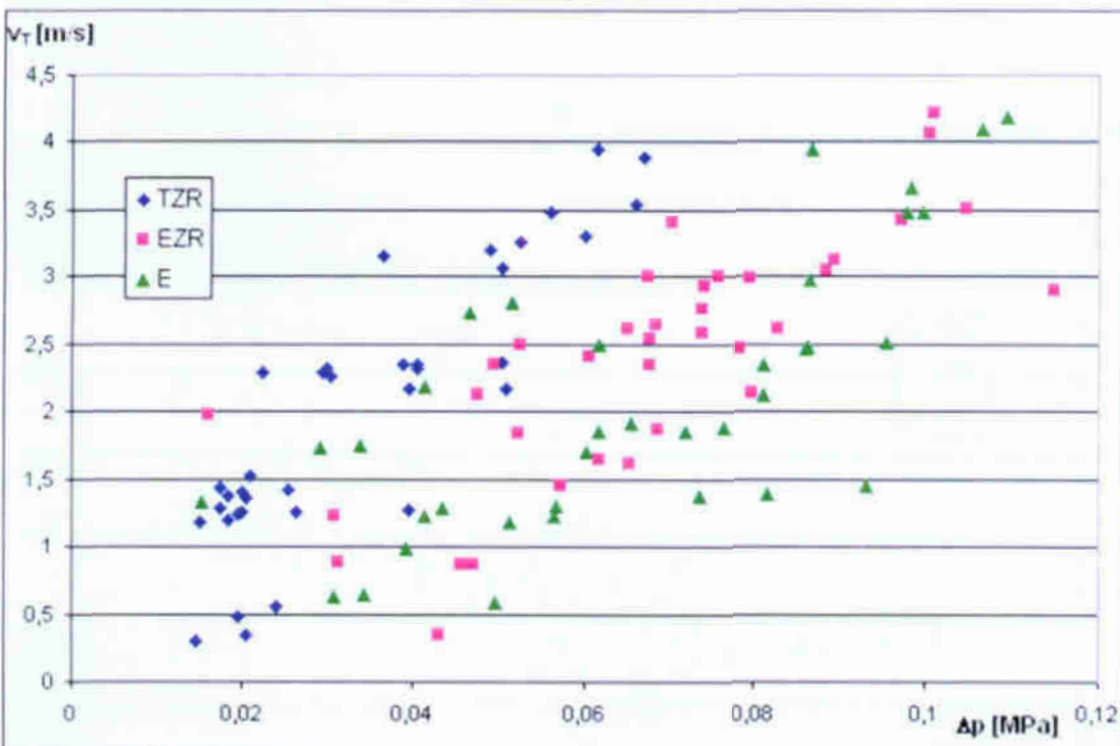
Badania eksperymentalne wykazały, że prędkości przemieszczania się sygnału ciśnienia v_p i temperatury v_T są współzależne, co pokazano na rys. 4.29 ÷ 4.32.

Występuje również zależność prędkości rozchodzenia się zaburzeń ciśnienia v_p od częstotliwości ich generowania (rys. 4.33a). Wzrost częstotliwości ν generowanych zaburzeń powoduje spadek prędkości v_p . Jest to związane z „wytrąceniem” układu ze stabilnego stanu ustalonego i dążeniu do osiągnięcia równowagi w nowych warunkach. Tą samą właściwość wykazuje prędkość sygnału zmiany temperatury v_T (rys. 4.33b).

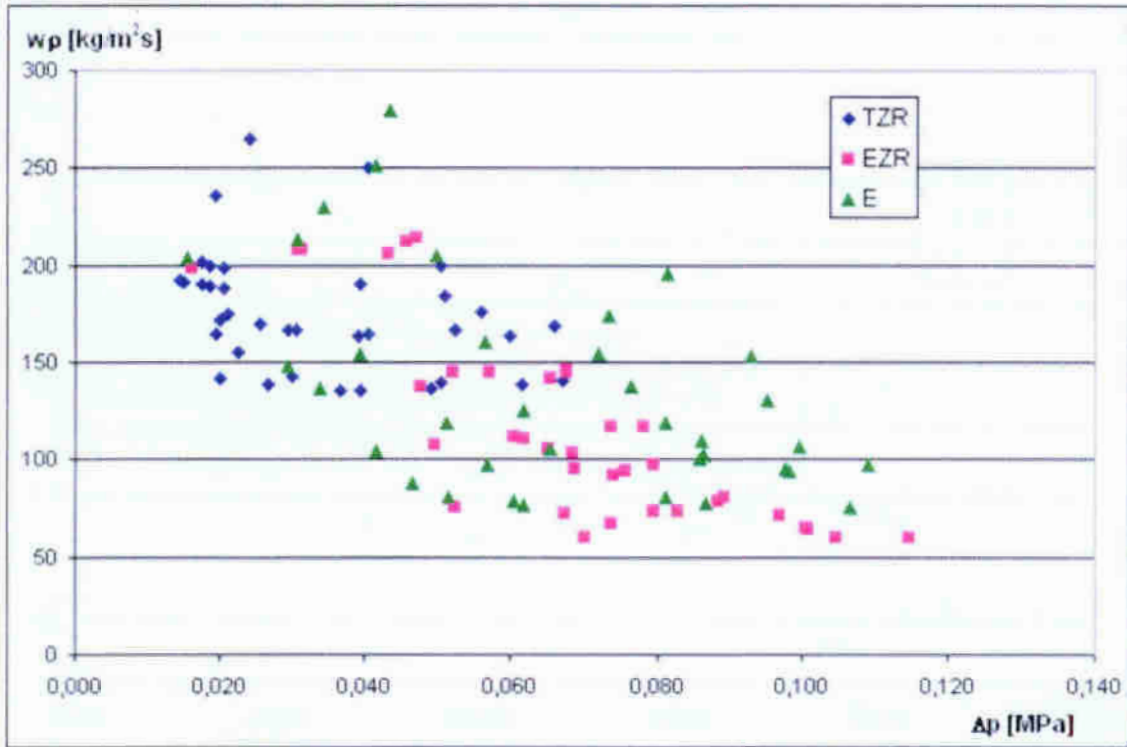
a)



b)

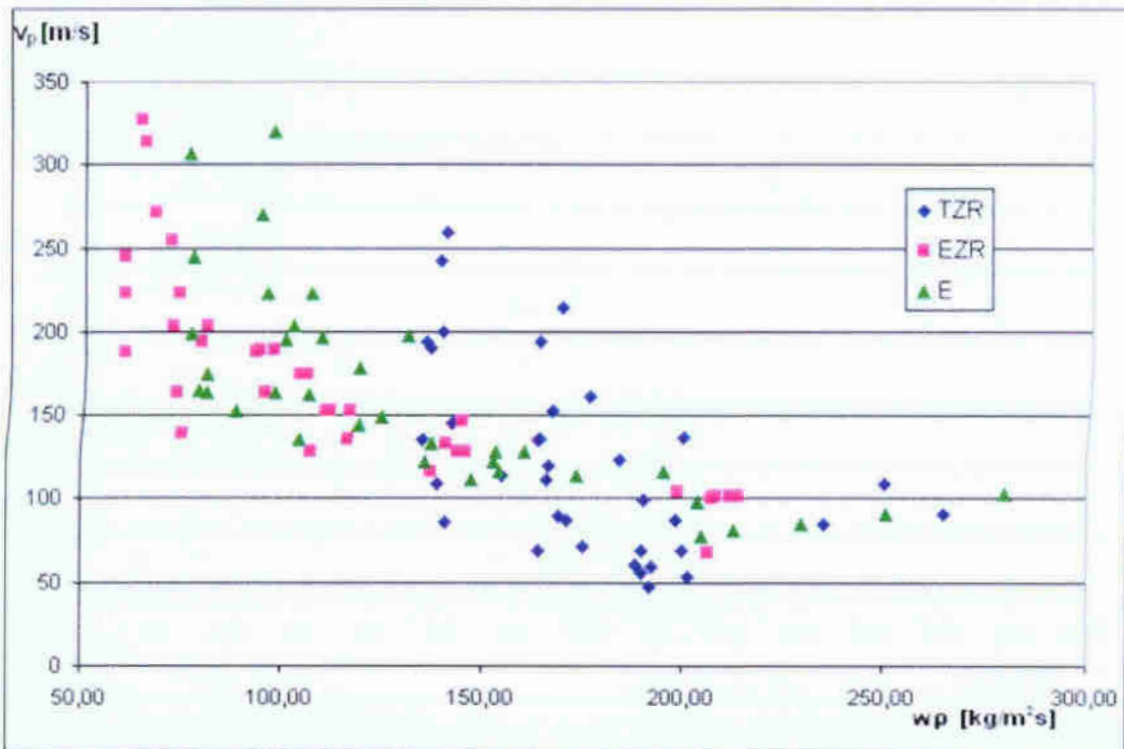


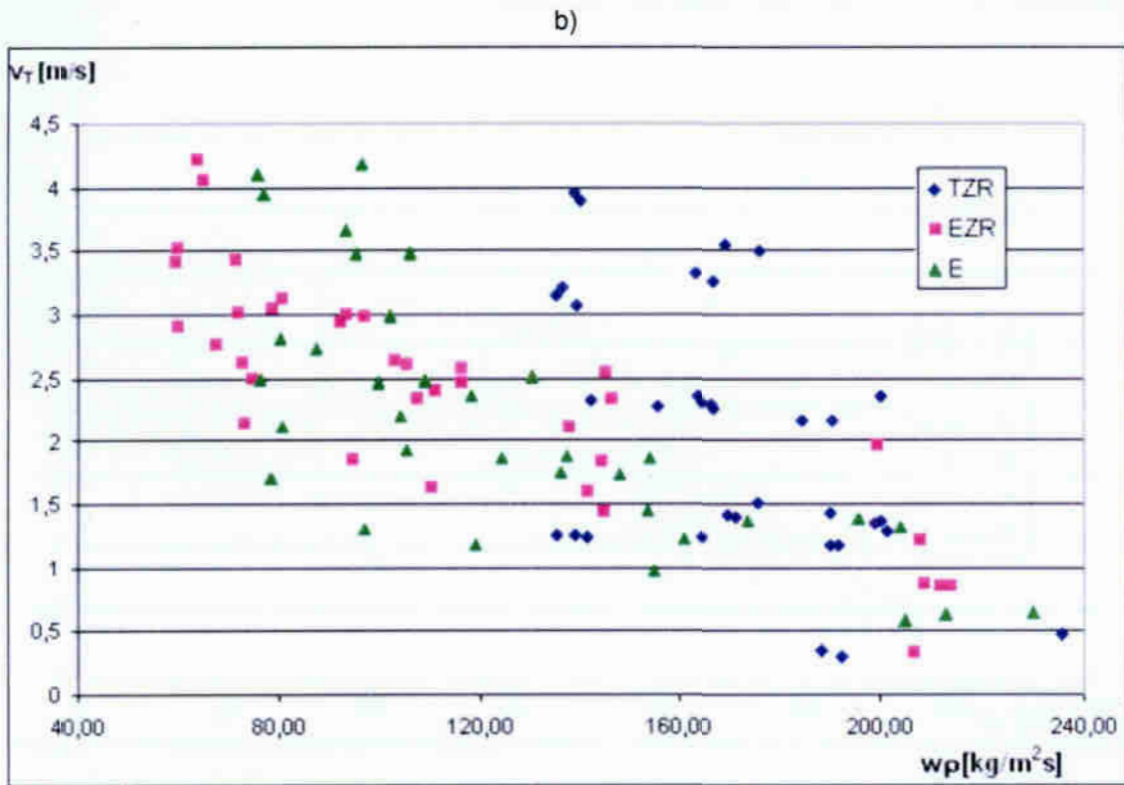
Rys. 4.26. Zależność prędkości przemieszczania się sygnału zmiany ciśnienia v_p oraz sygnału zmiany temperatury v_T od spadku ciśnienia Δp wywołanego zamknięciem zaworu odcinającego; a) $v_p = f(\Delta p)$; b) $v_T = f(\Delta p)$



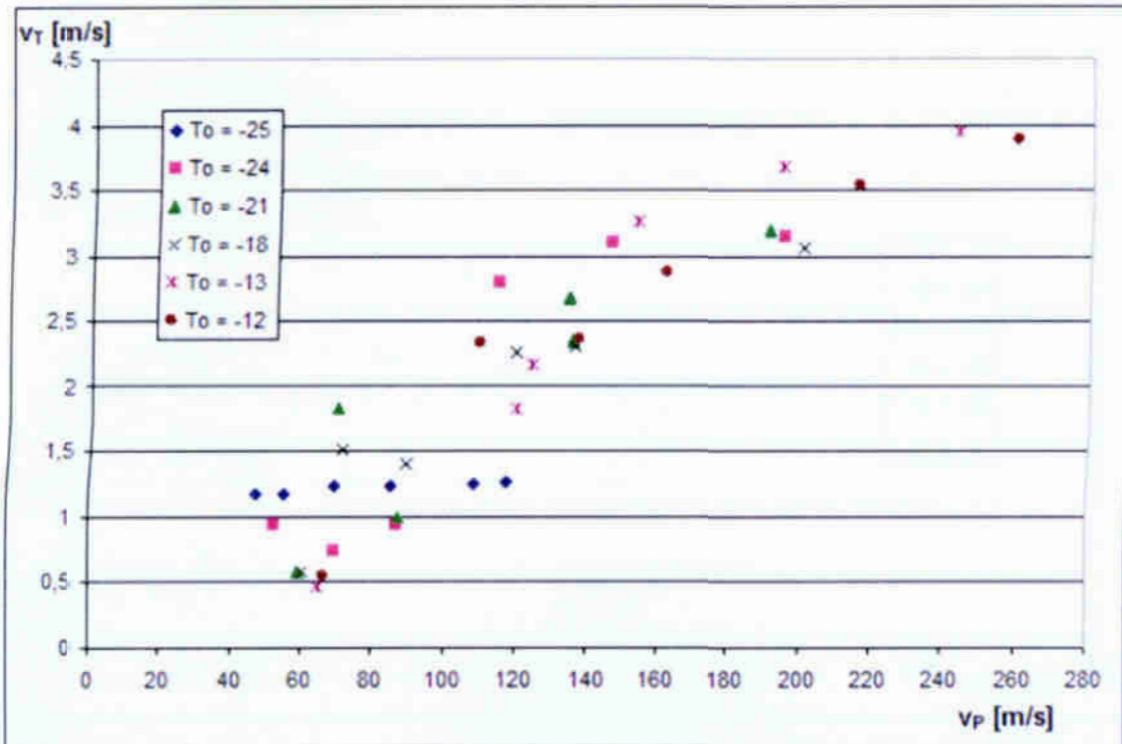
Rys. 4.27. Zależność gęstości strumienia masy (w_p) czynnika chłodniczego od spadku ciśnienia Δp

a)

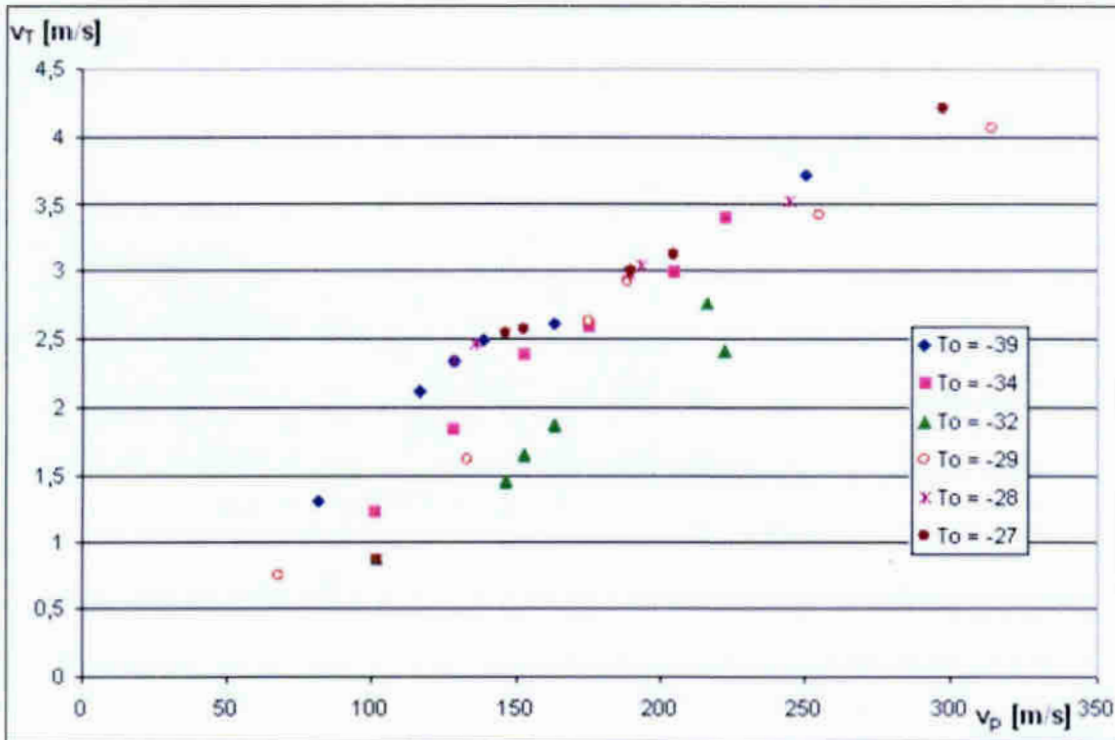




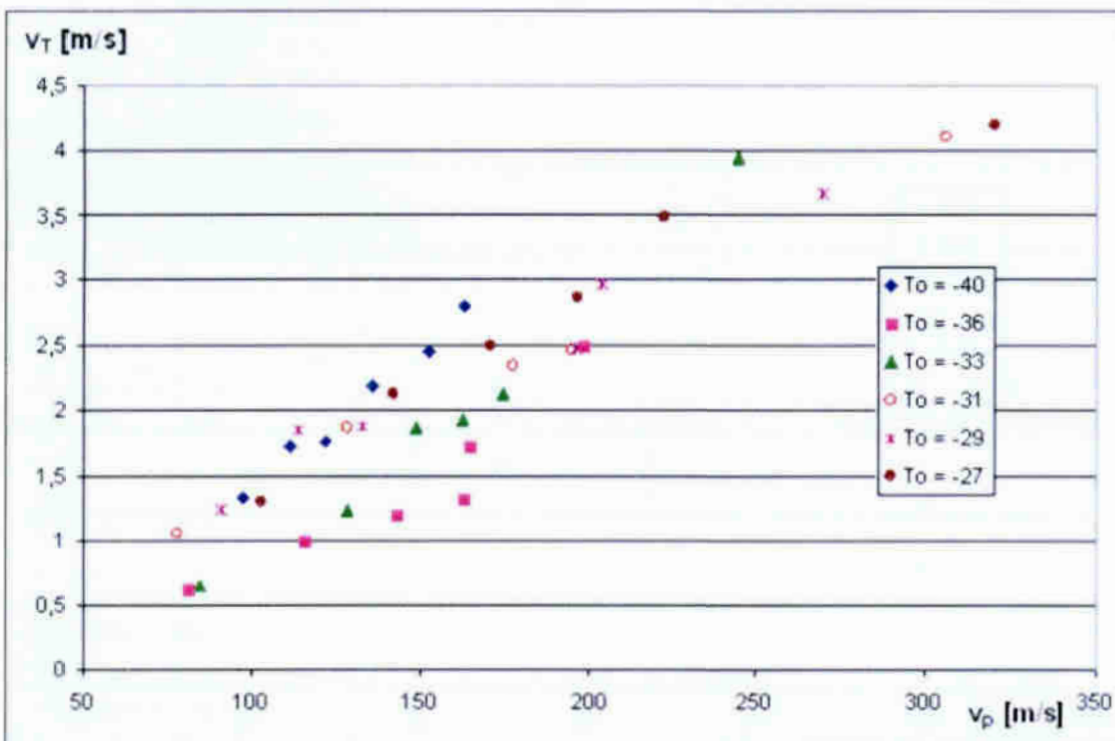
Rys. 4.28. Zależność prędkości przemieszczania się sygnału zmiany ciśnienia v_p oraz prędkości v_T przemieszczania się frontu wrzenia od gęstości strumienia masy (w_ρ) czynnika chłodniczego; a) $v_p = f(w_\rho)$; b) $v_T = f(w_\rho)$



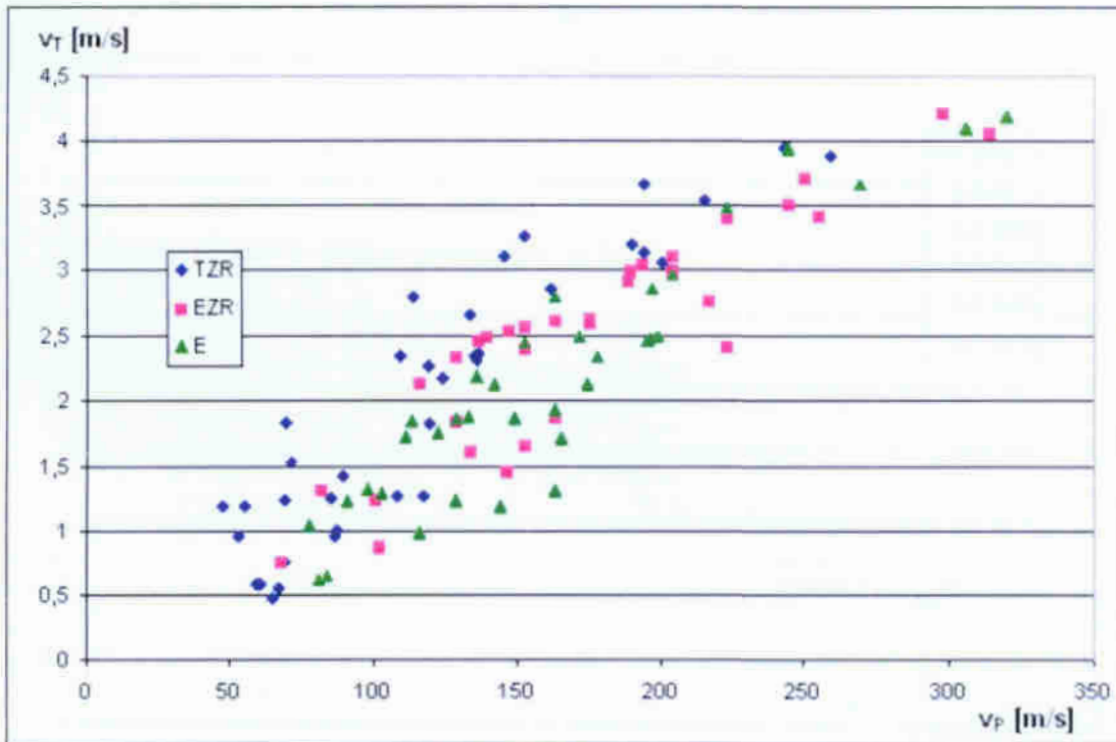
Rys. 4.29. Zależność prędkości przemieszczania się sygnału zmiany temperatury v_T w węzownicy rurowej od prędkości v_p przemieszczania się sygnału ciśnienia; zasilanie węzownicy czynnikiem poprzez TZR



Rys. 4.30. Zależność prędkości przemieszczania się sygnału zmiany temperatury v_T w węźownicy rurowej od prędkości v_p przemieszczania się sygnału ciśnienia; zasilanie węźownicy czynnikiem poprzez EZR

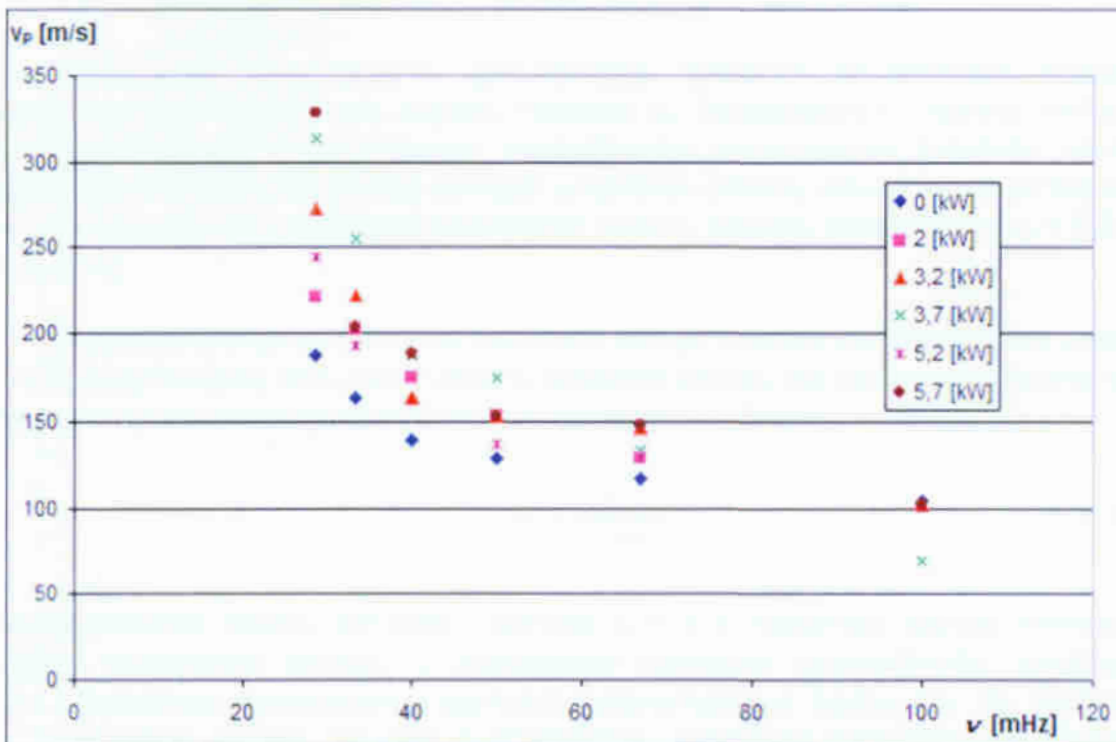


Rys. 4.31. Zależność prędkości przemieszczania się sygnału zmiany temperatury v_T w węźownicy rurowej od prędkości v_p przemieszczania się sygnału ciśnienia; zasilanie bezpośrednie węźownicy czynnikiem poprzez zawór odcinający E

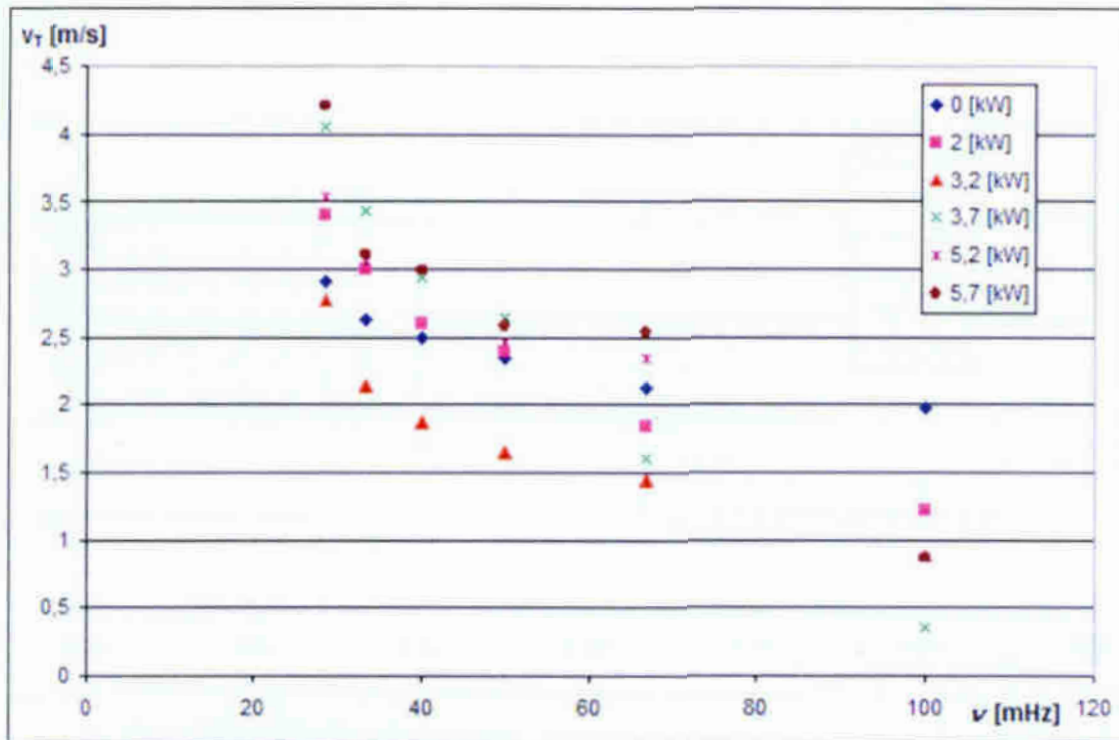


Rys. 4.32. Zależność prędkości przemieszczania się sygnału zmiany temperatury v_T w węzownicy rurowej od prędkości v_p przemieszczania się sygnału ciśnienia; zestawienie zbiorcze dla trzech sposobów zasilania czynnikiem węzownicy rurowej

a)



b)



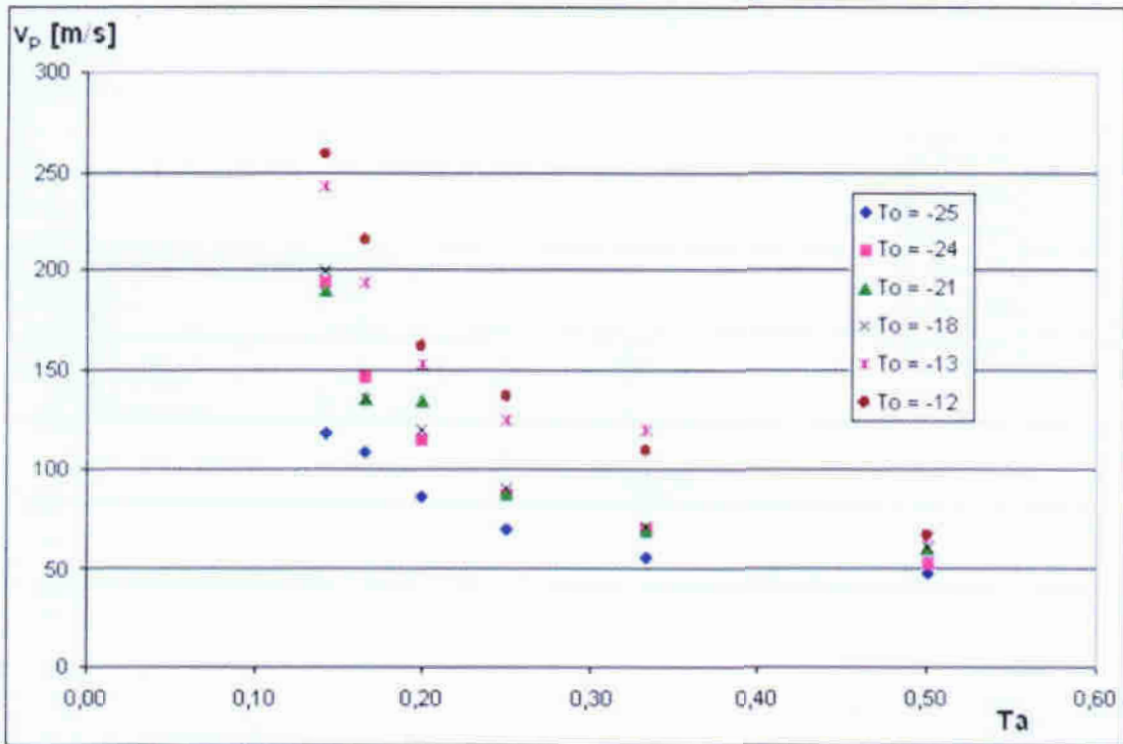
Rys. 4.33. Zależność prędkości przemieszczania się sygnału zmiany ciśnienia v_p oraz frontu wrzenia v_T od częstotliwości ν generowania zakłóceń periodycznych; a) $v_p = f(\nu)$; b) $v_T = f(\nu)$; zasilanie węzownicy czynnikiem poprzez EZR

Zwiększenie częstotliwości generowania zakłóceń powodowało spadek prędkości rozchodzenia się sygnału ciśnienia v_p i temperatury v_T . Należy zwrócić uwagę, że w badanym zakresie częstotliwości generowania zakłóceń periodycznych $\nu = 30 \div 100$ [mHz] wartość prędkości zmiany ciśnienia zawierała się w zakresie $v_p = 45 \div 330$ [m/s] a prędkość zmiany sygnału temperatury $v_T = 0,5 \div 4,5$ [m/s].

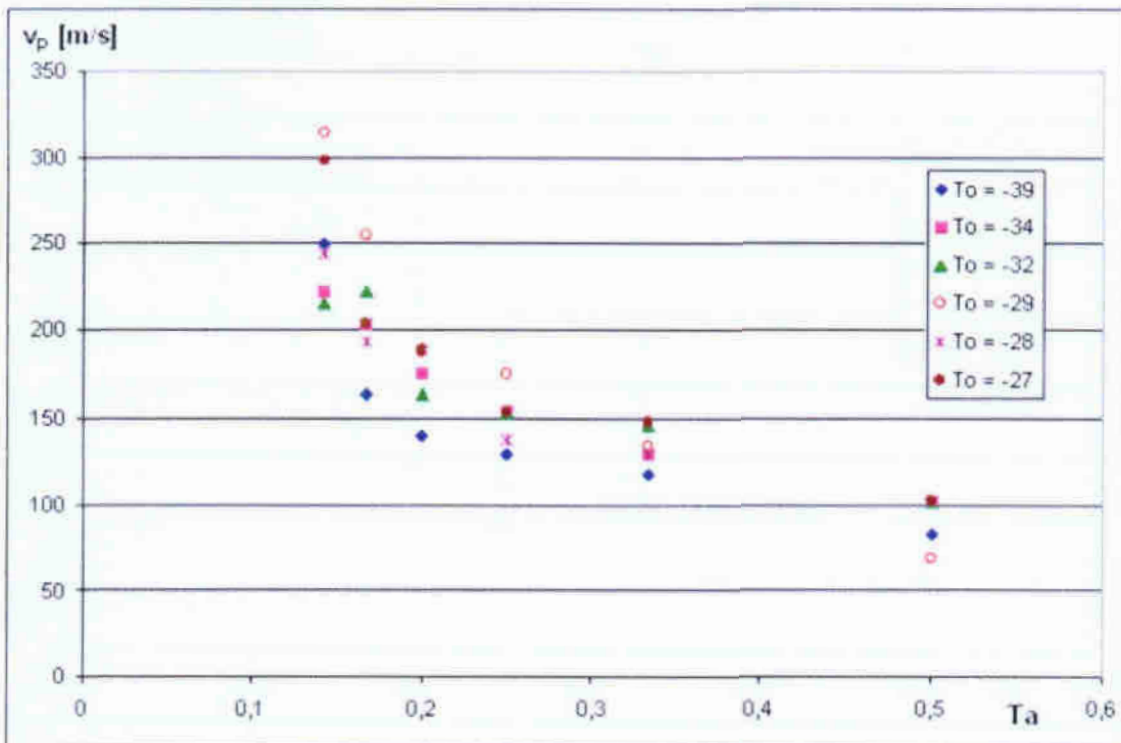
Częstotliwość generowanych zaburzeń ujmuje również bezwymiarowa liczba Ta uwzględniająca stosunek czasu τ_o otwarcia zaworu na dopływie czynnika do węzownicy do łącznego czasu jego zamknięcia τ_z i otwarcia τ_o :

$$Ta = \frac{\tau_o}{\tau_c + \tau_o}, \quad (4.8)$$

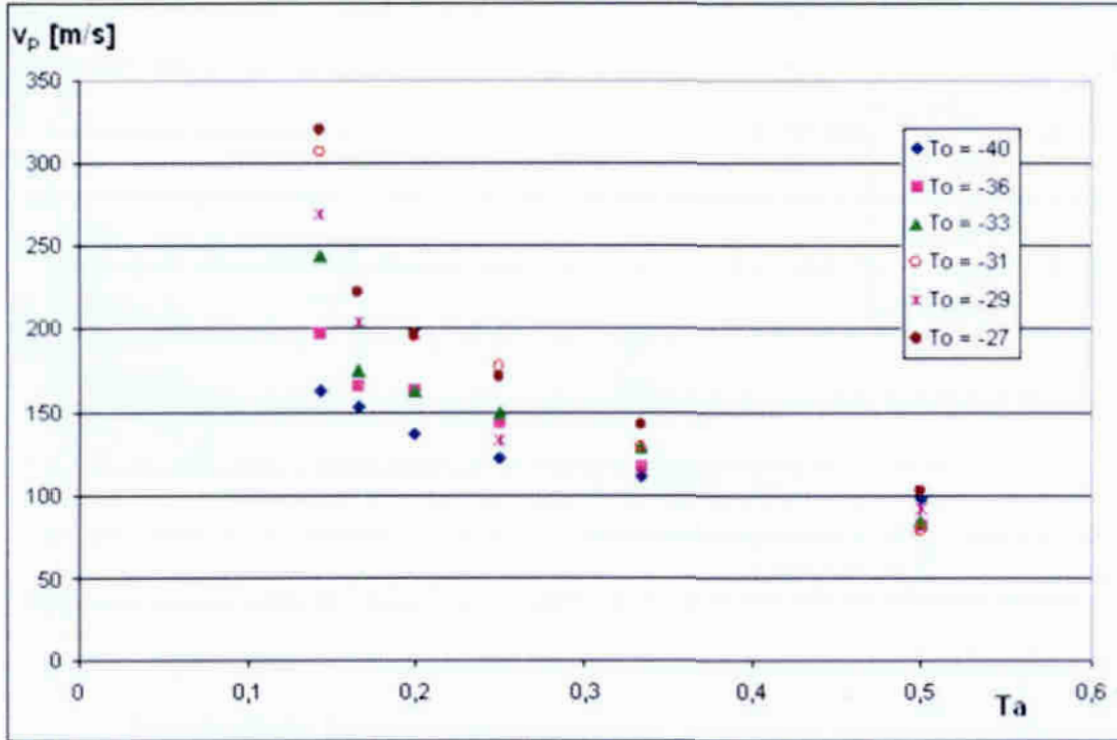
Czas otwarcia zaworu był stały i wynosił $\tau_o = 5$ s, natomiast wzrost wielkości czasu zamknięcia zaworu τ_z odpowiadał spadkowi częstotliwości zakłóceń ν i powodował zmniejszenie wartości bezwymiarowej liczby Ta . W związku z powyższym istnieje również bezpośrednia zależność pomiędzy prędkością rozchodzenia się zaburzeń ciśnienia v_p i prędkością przemieszczania się sygnału zmiany temperatury v_T , a bezwymiarową liczbą Ta . Zależności takie przedstawiono na rys. 4.34 + 4.40.



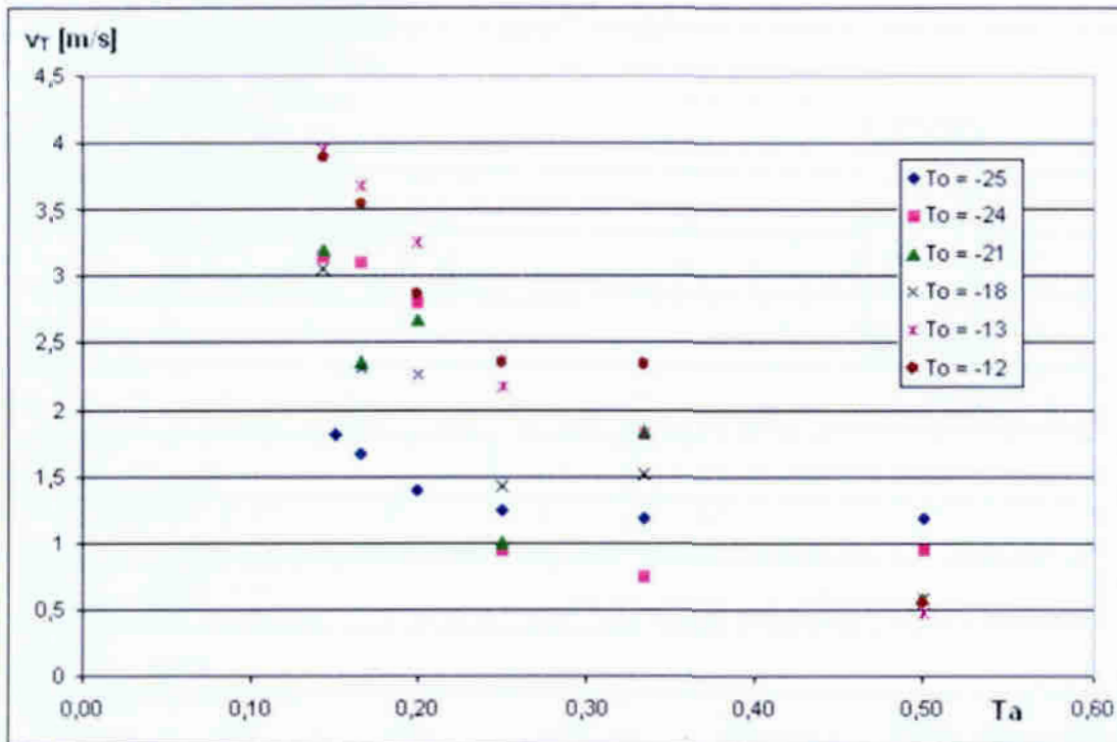
Rys. 4.34. Zależność prędkości przemieszczania się sygnału zmiany ciśnienia v_p w węzownicy rurowej od bezwymiarowej liczby Ta ; zasilanie węzownicy czynnikiem za pomocą TZR



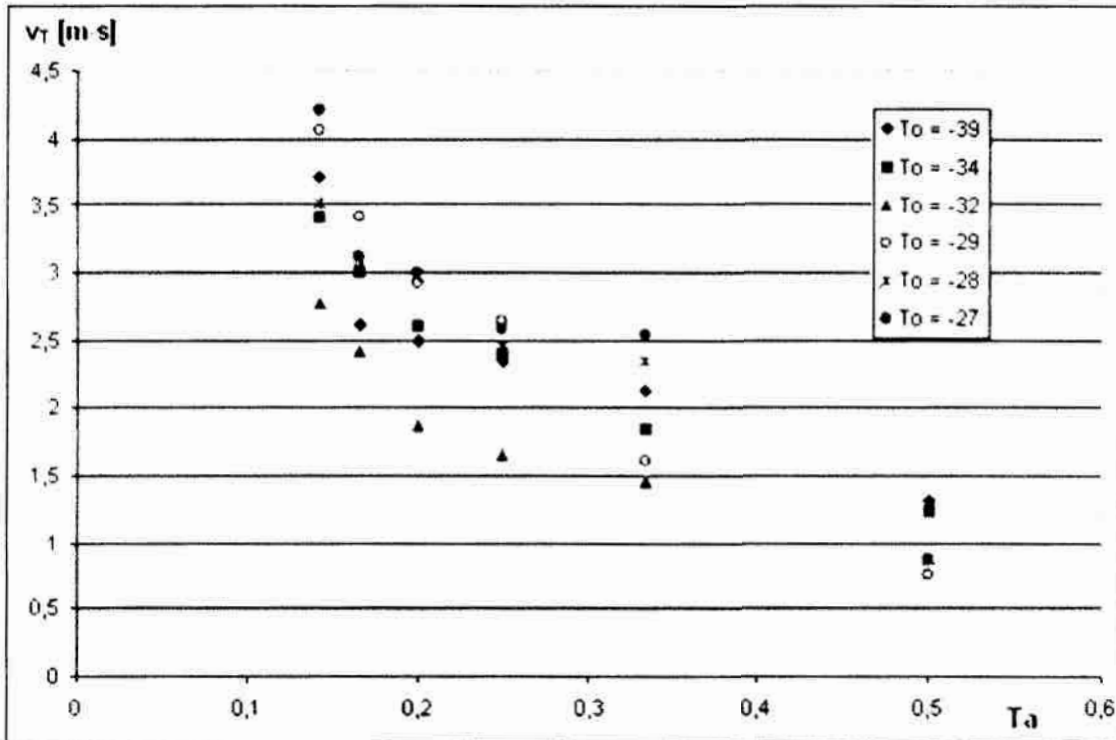
Rys. 4.35. Zależność prędkości przemieszczania się sygnału zmiany ciśnienia v_p w węzownicy rurowej od bezwymiarowej liczby Ta ; zasilanie węzownicy czynnikiem za pomocą EZR



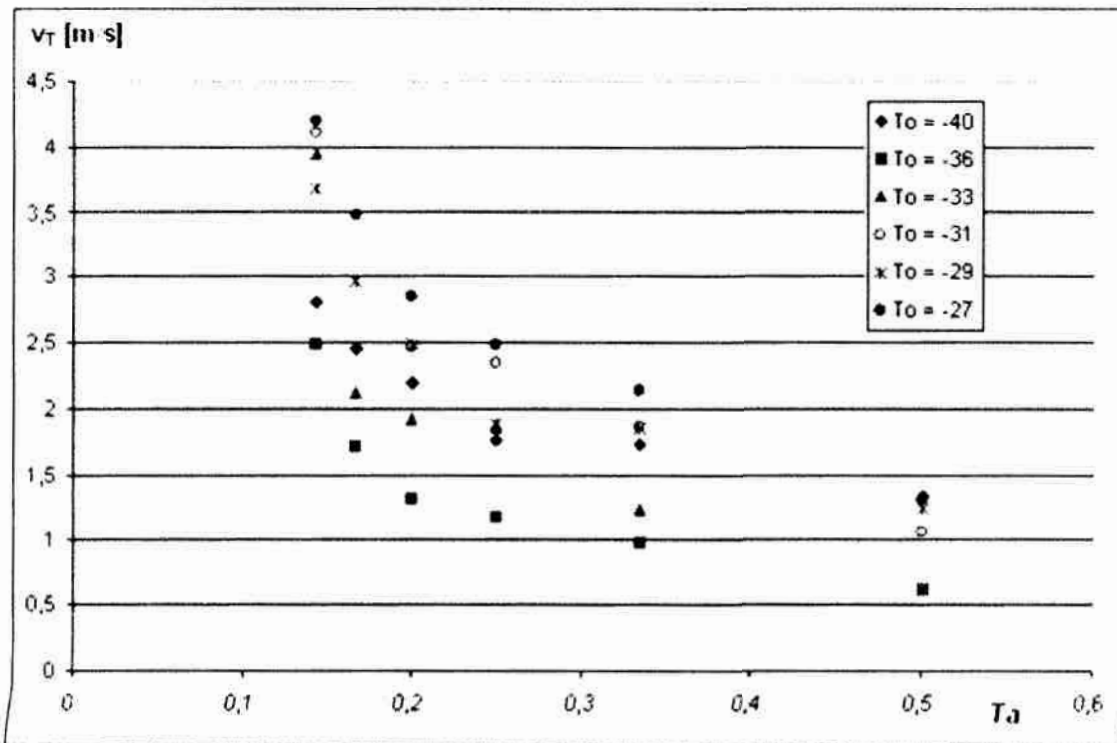
Rys. 4.36. Zależność prędkości przemieszczania się sygnału zmiany ciśnienia v_p w węzownicy rurowej od bezwymiarowej liczby Ta ; zasilanie węzownicy czynnikiem bezpośrednio za pomocą zaworu elektromagnetycznego E



Rys. 4.37. Zależność prędkości przemieszczania się sygnału zmiany temperatury v_T w węzownicy rurowej od bezwymiarowej liczby Ta ; zasilanie węzownicy czynnikiem za pomocą termostatycznego zaworu rozprężnego TZR



Rys. 4.38. Zależność prędkości przemieszczania się sygnału zmiany temperatury v_T w węzownicy rurowej od bezwymiarowej liczby Ta ; zasilanie węzownicy czynnikiem R404A za pomocą elektronicznego zaworu rozprężnego EZR



Rys. 4.39. Zależność prędkości przemieszczania się sygnału zmiany temperatury v_T w węzownicy rurowej od bezwymiarowej liczby Ta ; zasilanie węzownicy czynnikiem R404A bezpośrednio za pomocą elektromagnetycznego zaworu E

Podsumowując można stwierdzić, że przeprowadzono badania rozprzestrzeniania się zaburzeń zewnętrznych generowanych periodycznie w długich kanałach rurowych z wrzącym czynnikiem chłodniczym. Zaburzenia polegały na czasowym ograniczeniu dopływu czynnika chłodniczego do parownika. Generowano je z przyjętą częstotliwością ν . Uzyskane wyniki badań pozwoliły na stwierdzenie, że:

1. Zaburzenia przemieszczające się w węzownicy rurowej podczas wrzenia czynnika chłodniczego R404A w przepływie miały charakter falowy w postaci przemieszczającego się sygnału zmiany ciśnienia z prędkości v_p i sygnału zmiany temperatury (frontu wrzenia) z prędkością v_T . W badanym zakresie częstotliwości generowania zakłóceń periodycznych $\nu = 30 \div 100$ [mHz] wartość prędkości zmiany ciśnienia zawierała się w zakresie $v_p = 45 \div 330$ [m/s], a prędkość zmiany sygnału temperatury $v_T = 0,5 \div 4,5$ [m/s].
2. Prędkość przemieszczania się sygnału zmiany ciśnienia v_p jest o jeden do dwóch rzędów wielkości większa, od prędkości sygnału zmiany temperatury v_T . Istnieje związek między wielkościami v_p i v_T . Większej wartości prędkości v_p odpowiada większa wartość v_T i odwrotnie.
3. Prędkość rozchodzenia się zaburzeń generowanych periodycznie nie zależy od sposobu zasilania węzownicy rurowej wrzącym czynnikiem chłodniczym, natomiast zależy od częstotliwości generowania tych zaburzeń;
4. Ze wzrostem częstotliwości ν generowanych zaburzeń zmniejsza się prędkość rozchodzenia się zakłóceń v_p i v_T . Wynika to z faktu dążenia ośrodka dwufazowego do nowego stanu stabilnego i adaptacji układu do nowych warunków.

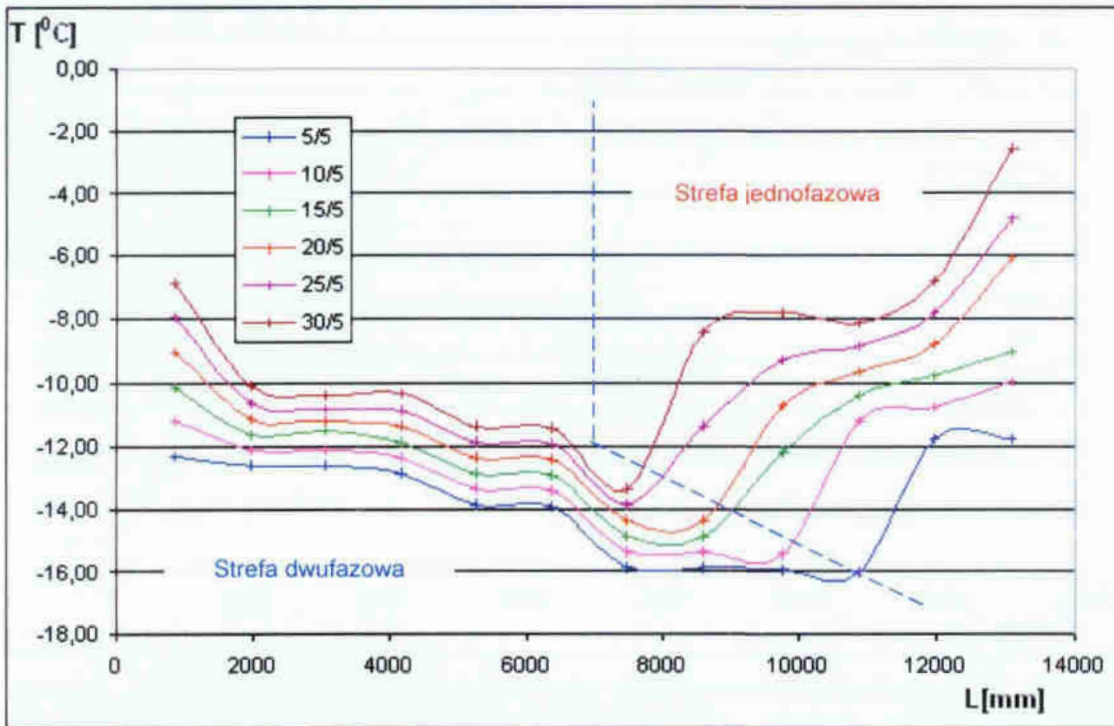
4.4.2. Wyniki badań wpływu zaburzeń generowanych periodycznie na wielkość strefy wrzenia w węzownicy rurowej

Badania wpływu zaburzeń generowanych periodycznie na wielkość strefy wrzenia w węzownicy rurowej przeprowadzono w trzech seriach pomiarowych. Każdorazowo wprowadzano periodyczne zakłócenia pracy parownika, stosując chwilowe odcięcie dopływu strumienia masy czynnika chłodniczego do węzownicy rurowej, to znaczy zamykając lub otwierając elektromagnetyczny zawór zasilający E . W pierwszej serii pomiarowej zastosowano, jako dodatkowy element dławiący, termostatyczny zawór rozprężny TZR , zaś w drugiej podobnie użyto elektroniczny zawór rozprężny EZR . W trzeciej serii pomiarowej prowadzono zasilanie bezpośrednie czynnikiem chłodniczym tylko za pomocą zaworu odcinającego E .

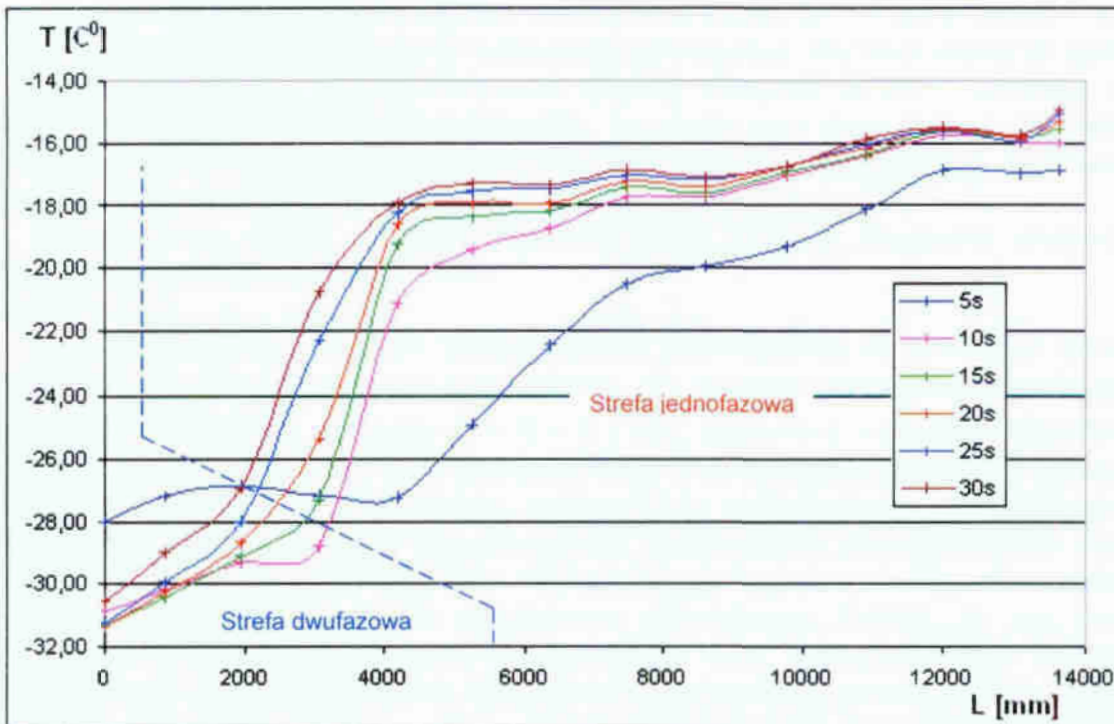
Na podstawie pomiarów wyznaczono rozkład temperatury czynnika chłodniczego na długości węzownicy rurowej parownika. Pozwoliło to na określenie długości strefy wrzenia i przegrzania pary. Wielkości tych stref mają jednoznaczny wpływ na jednostkową wydajność cieplną parownika q , gdyż jej wielkość zależy od ilości dostarczanego czynnika chłodniczego do węzownicy i w mniejszym stopniu od obciążenia cieplnego komory. Ograniczenie dopływu czynnika zmniejsza długość strefy wrzenia i powoduje wzrost długości strefy przegrzania pary. Im dłuższy jest czas zamknięcia zaworu, tym mniejsza jest długość strefy wrzenia.

Rys. 4.40 ÷ 4.42 przedstawiają w zestawieniu zbiorczym rozkład temperatury na długości węzownicy rurowej przy stałym obciążeniu cieplnym komory chłodniczej

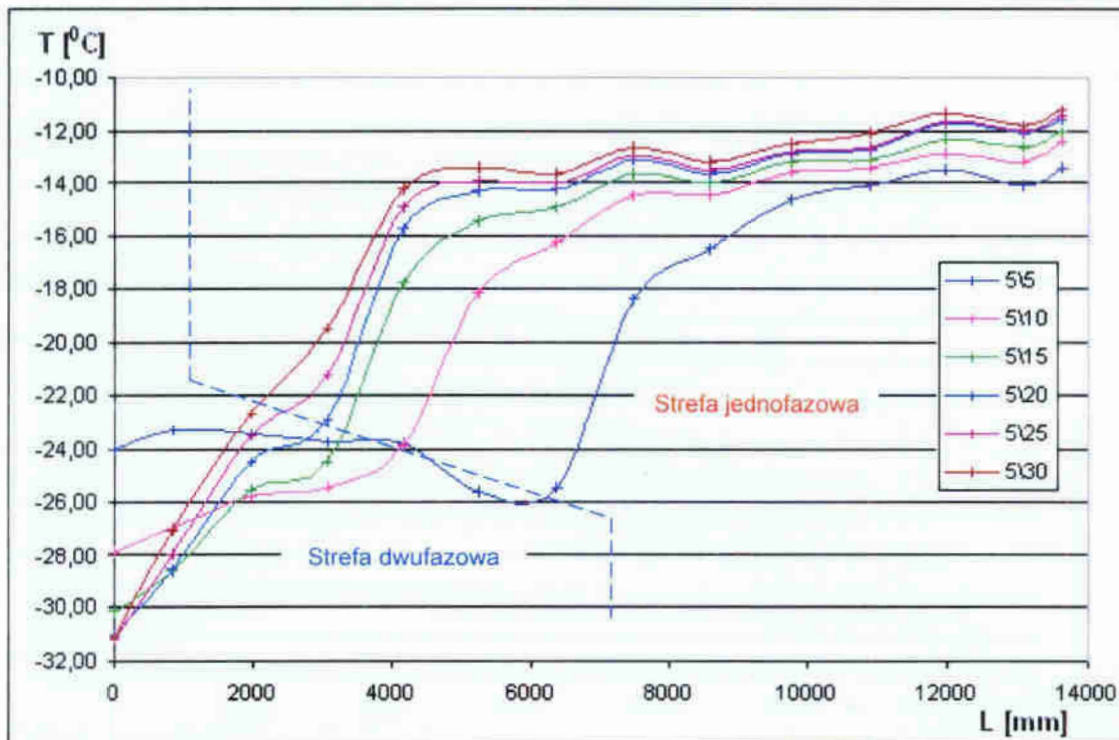
dla stosowanych podczas badań zakłóceń. Linią przerywaną zaznaczono umowną granicę pomiędzy strefami.



Rys. 4.40. Długość strefy wrzenia (dwufazowej) i strefy przegrzania (jednofazowej) dla zakłóceń generowanych okresowo; obciążenie cieplne komory chłodniczej $\dot{Q} = 5,7$ [kW], zasilanie węzownicy czynnikiem za pomocą TZR



Rys. 4.41. Długość strefy wrzenia (dwufazowej) i strefy przegrzania (jednofazowej) dla zakłóceń generowanych okresowo; obciążenie cieplne komory chłodniczej $\dot{Q} = 3,7$ [kW], zasilanie węzownicy czynnikiem poprzez EZR

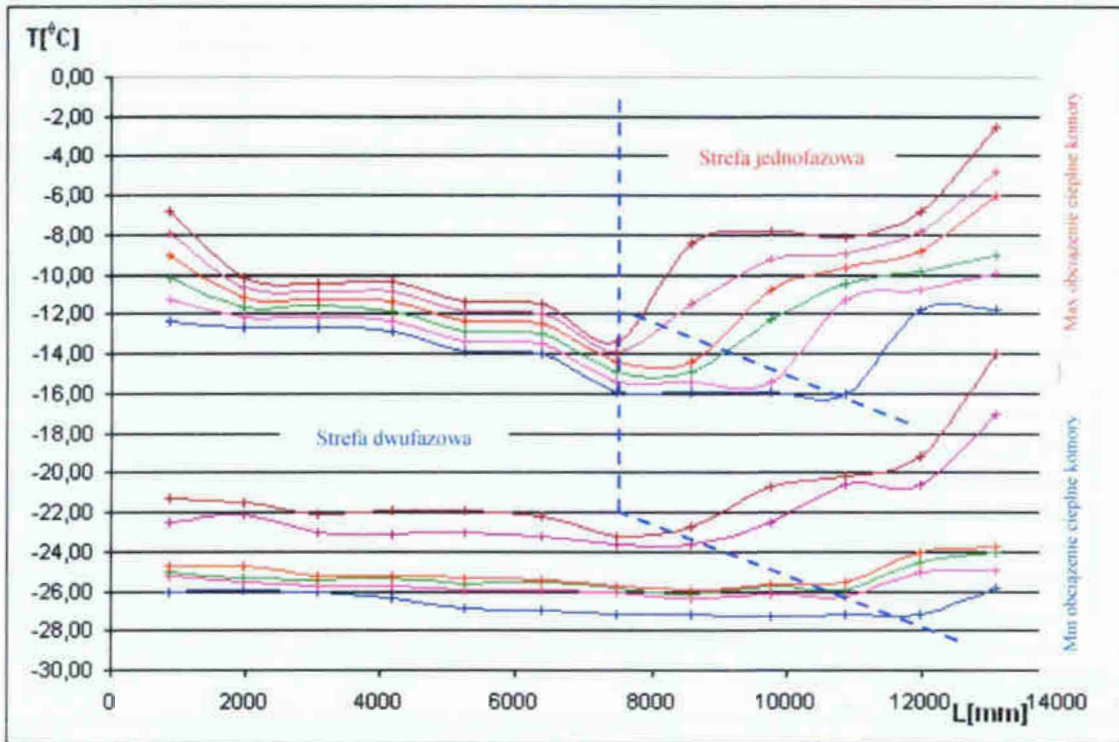


Rys. 4.42. Długości strefy wrzenia (dwufazowej) i strefy przegrzania (jednofazowej) dla zakłóceń generowanych periodycznie; obciążenie cieplne komory chłodniczej $\dot{Q} = 5,7$ [kW], zasilanie bezpośrednie wężownicy czynnikiem poprzez zawór odcinający E

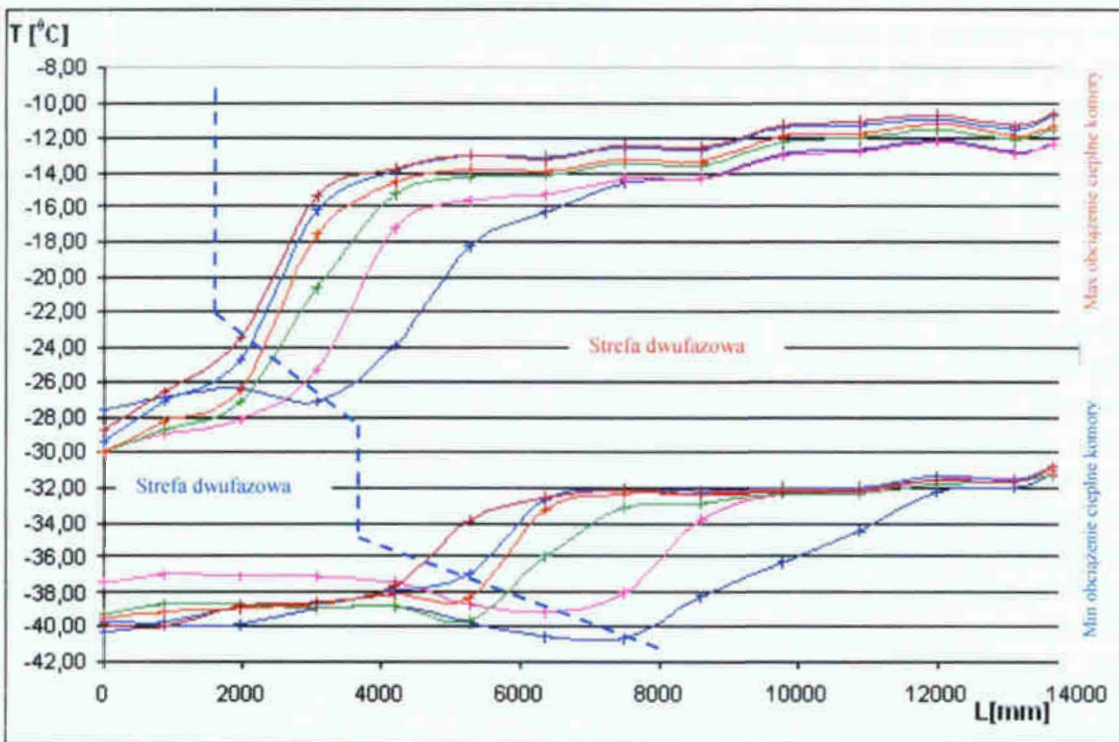
Przedstawione wyniki badań jednoznacznie potwierdzają, że ograniczenie strumienia masy czynnika w wyniku wydłużenia czasu zamknięcia zaworu odcinającego, powoduje znaczne zmniejszenie jej długości. Wzrasta wtedy długość strefy jednofazowej i końcowa wartość stopnia przegrzania pary czynnika na wypływie z wężownicy. Należy podkreślić, że strefę pary przegrzanej charakteryzuje znacznie niższa intensywność wymiany ciepła, co objawia się spadkiem wartości współczynnika przejmowania ciepła.

Szczegółowe wyniki badania wielkości strefy wrzenia uzyskane eksperymentalnie podano w Załączniku 3.

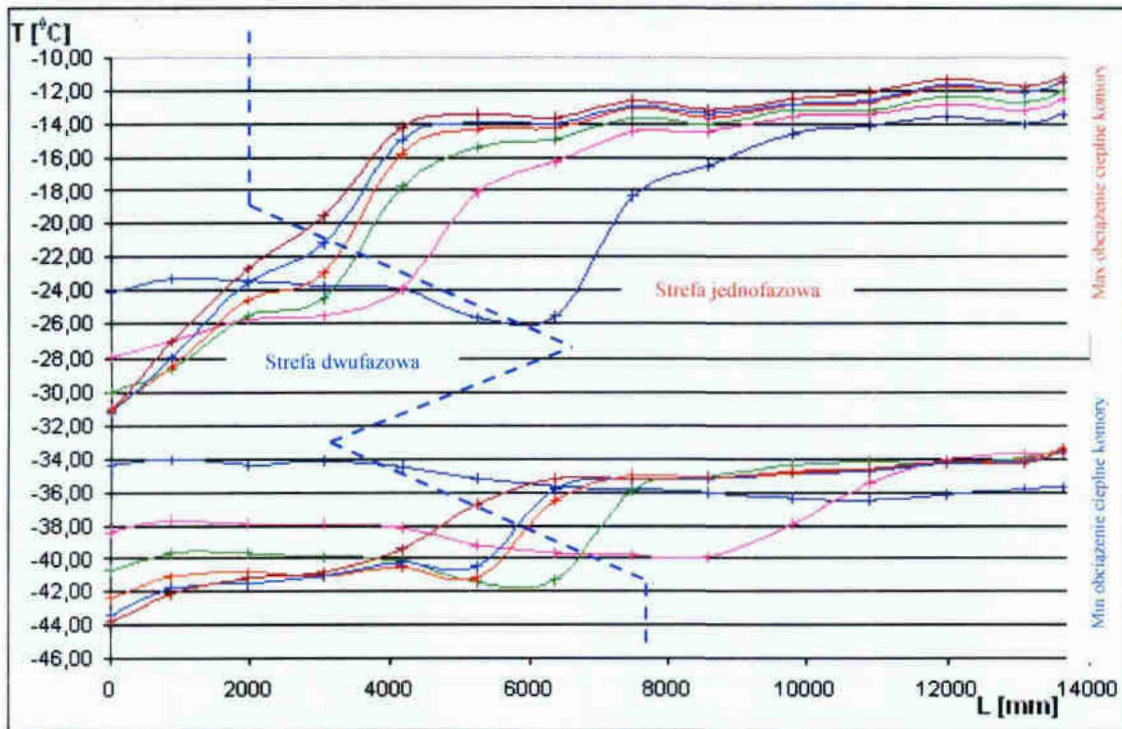
Badania wpływu zaburzeń generowanych periodycznie na wielkości strefy wrzenia w wężownicy rurowej prowadzono dla różnego obciążenia cieplnego komory chłodniczej w zakresie $\dot{Q} = 0 \div 5,7$ kW, zgodnie z wykazem podanym w tabeli 4.5. Na rys. 4.43 ÷ 4.45 przedstawiono w zestawieniu zbiorczym rozkład temperatury na długości wężownicy rurowej przy najmniejszym i największym obciążeniu cieplnym komory chłodniczej dla stosowanych podczas badań częstotliwości generowanych zakłóceń. Badania zrealizowano z użyciem trzech sposobów zasilania parownika czynnikiem chłodniczym R404A, to jest przy użyciu termostatycznego zaworu rozprężnego - TZR , elektronicznego zaworu rozprężnego - EZR , oraz metodą bezpośrednią za pomocą zaworu odcinającego E .



Rys. 4.43. Zestawienie zbiorcze rozkładu temperatury na długości węzownicy rurowej przy najmniejszym i największym obciążeniu cieplnym komory chłodniczej; zasilenie węzownicy czynnikiem poprzez TZR; oznaczenie rodzaju zastosowanego zakłócenia jak na rys. 4.40 + 4.42.



Rys. 4.44. Zestawienie zbiorcze rozkładu temperatury na długości węzownicy rurowej przy najmniejszym i największym obciążeniu cieplnym komory chłodniczej; zasilenie węzownicy czynnikiem poprzez EZR; oznaczenie rodzaju zastosowanego zakłócenia, jak na rys. 4.40 + 4.42.



Rys. 4.45. Zestawienie zbiorcze rozkładu temperatury na długości węzownicy rurowej przy najmniejszym i największym obciążeniu cieplnym komory chłodniczej; zasilanie bezpośrednie węzownicy czynnikiem poprzez zawór E ; oznaczenie rodzaju zastosowanego zakłócenia, jak na rys. 4.40 ÷ 4.42.

Analiza wyników pomiarów prezentowanych na rys. 4.43 ÷ 4.45 wykazała również, że wzajemna długość strefy wrzenia i strefy przegrzania w węzownicy rurowej parownika zależy, przede wszystkim, od częstotliwości generowania zaburzeń i związanego z tym ograniczenia dopływu czynnika. W przypadku zasilania parownika za pomocą termostaticznego zaworu rozprężnego TZR wielkość strefy wrzenia praktycznie nie zależy od obciążenia cieplnego komory chłodniczej (rys. 4.43). Wpływ obciążenia cieplnego komory w tym przypadku objawiał się tylko zmianą wielkości temperatury odparowania czynnika chłodniczego, przy zachowaniu praktycznie stałej długości strefy wrzenia właściwego i strefy przegrzania (niezależnie od częstotliwości generowanych zaburzeń). Jest to wynik większej „bezwładności” w działaniu TZR i „opóźnionej” reakcji na zaistniałe zakłócenia. W określonym zakresie jest również wynik zasady działania zaworu TZR , którego zadaniem jest utrzymanie stałego zadanego przegrzania pary czynnika na wylocie z węzownicy. W przypadku zasilania parownika za pomocą elektronicznego zaworu rozprężnego EZR , czy też metodą bezpośrednią poprzez zawór odcinający E , wielkość strefy dwufazowej zależna jest również od obciążenia cieplnego komory chłodniczej (rys. 4.44 ÷ 4.45). Dla zakłóceń tego samego typu obszar strefy dwufazowej maleje wraz ze wzrostem obciążenia cieplnego komory chłodniczej. Spowodowane jest to większą „czułością” zastosowanych urządzeń do zasilania węzownicy, co po części wynika z zasady ich działania. Na podstawie uzyskanych wyników pomiarów rozkładu temperatury czynnika chłodniczego na długości węzownicy rurowej określono procentowy udział powierzchni strefy wrzenia właściwego L_w [%] w całkowitej powierzchni wymiany ciepła węzownicy jako stosunek długości węzownicy objętej wrzeniem do całej jej długości L/L_c . Wyniki obliczeń przedstawiono w tabelicy 4.10.

Tablica 4.10

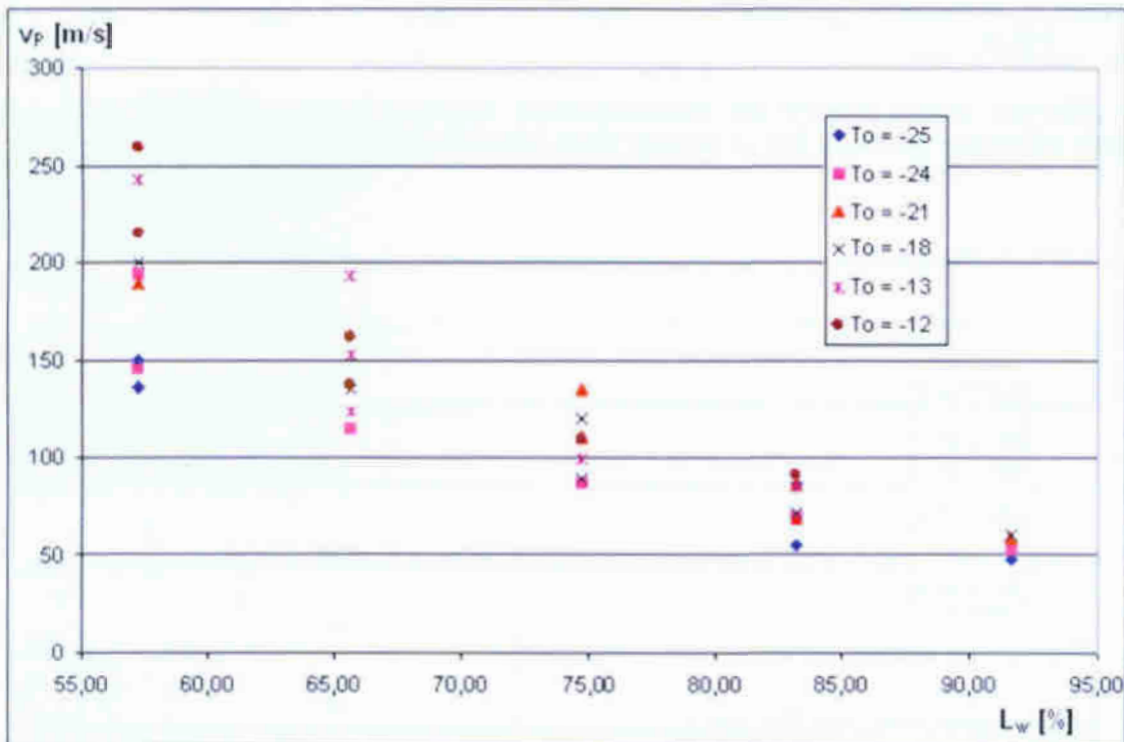
Procentowy udział powierzchni strefy wrzenia właściwego L_w [%]
w całkowitej powierzchni wymiany ciepła wężownicy

Lp*	Seria pomiarowa	Obciążenie komory \dot{Q} [kW]	Sposób zasilania parownika		
			TZR	EZR	E
			Lw [%]	Lw [%]	Lw [%]
1	5s\5s	0,0	91,56	54,88	79,84
2	5s\10s		83,23	46,77	62,94
3	5s\15s		83,23	38,50	46,77
4	5s\20s		83,23	30,68	38,50
5	5s\25s		57,21	30,68	38,50
6	5s\30s		57,21	30,68	22,54
7	5s\5s	2,0	91,56	46,77	46,77
8	5s\10s		83,23	30,68	38,50
9	5s\15s		74,70	22,54	22,54
10	5s\20s		65,61	22,54	14,41
11	5s\25s		57,21	22,54	14,41
12	5s\30s		57,21	22,54	14,41
13	5s\5s	3,2	91,56	46,77	46,77
14	5s\10s		83,23	22,54	22,54
15	5s\15s		83,23	22,54	22,54
16	5s\20s		74,70	22,54	14,41
17	5s\25s		74,70	14,41	14,41
18	5s\30s		57,21	14,41	14,41
19	5s\5s	3,7	91,56	30,68	30,68
20	5s\10s		83,23	22,54	22,54
21	5s\15s		74,70	22,54	14,41
22	5s\20s		74,70	14,41	6,27
23	5s\25s		65,61	14,41	6,27
24	5s\30s		57,21	6,27	6,27
25	5s\5s	5,2	83,23	22,54	38,50
26	5s\10s		74,70	14,41	22,54
27	5s\15s		65,61	14,41	14,41
28	5s\20s		65,61	14,41	6,27
29	5s\25s		65,61	6,27	6,27
30	5s\30s		57,21	6,27	6,27
31	5s\5s	5,7	83,23	22,54	38,50
32	5s\10s		74,70	14,41	22,54
33	5s\15s		65,61	14,41	22,54
34	5s\20s		65,61	14,41	14,41
35	5s\25s		57,21	6,27	6,27
36	5s\30s		57,21	6,27	6,27

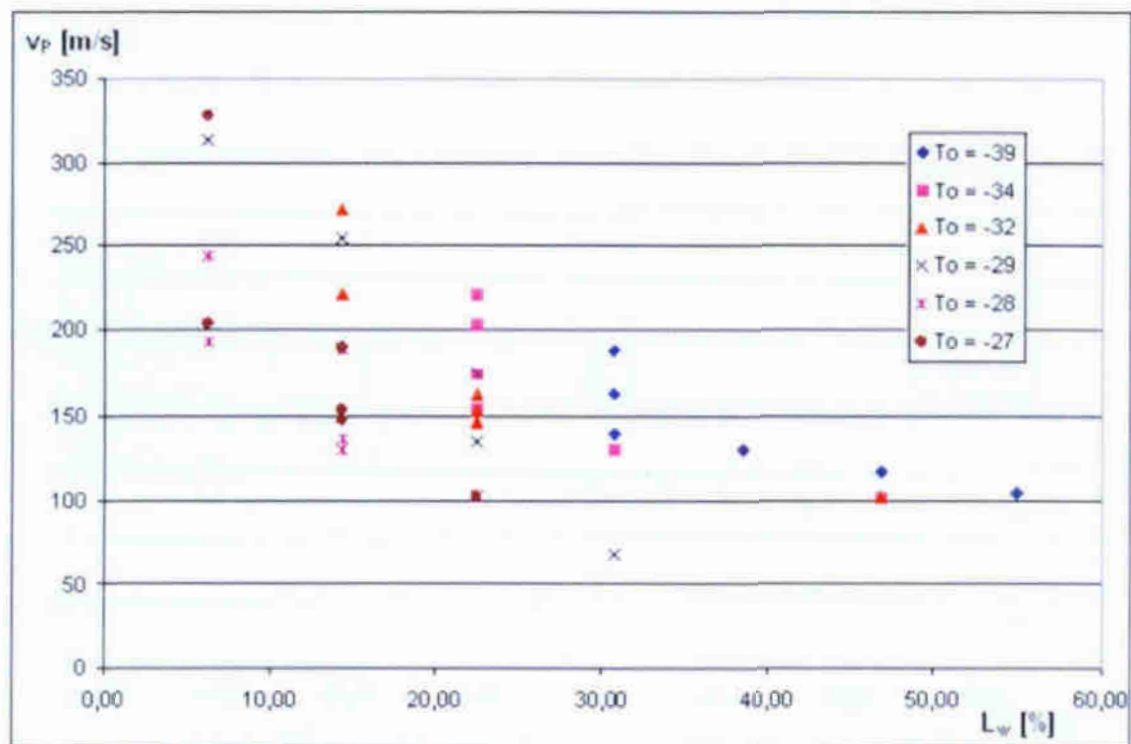
* numeracja pomiarów zgodna z oznaczeniami w tablicach 4.6 + 4.8

Z analizy danych literaturowych wynika, że prędkość przemieszczania się zaburzeń w ośrodku dwufazowym zależy głównie od stopnia zapętnienia, to znaczy zawartości fazy gazowej w całej mieszaninie dwufazowej. Podczas realizacji prezentowanych badań nie prowadzono pomiaru stopnia zapętnienia czynnika chłodniczego w wężownicy rurowej parownika lamelowanego. Tym nie mniej podjęto próbę pośredniej oceny wpływu tego parametru na prędkość

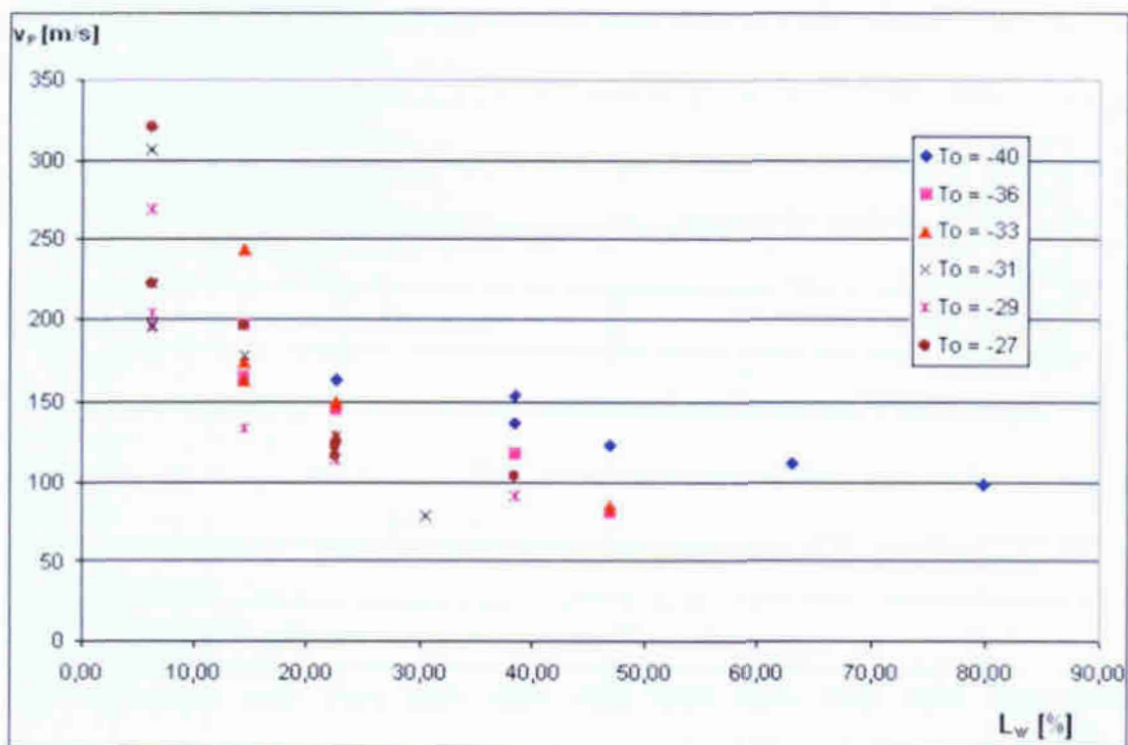
przemieszczania się zaburzeń w we wrzącym czynniku chłodniczym. Zmiana długości strefy wrzenia w węzownicy rurowej powoduje zmianę objętości, w której znajduje się ośrodek dwufazowy, ulega też zmianie objętość czynnika w postaci fazy gazowej. Wpływa to bezpośrednio na wartość średniego stopnia zapełnienia w całej węzownicy. Oznacza to, że wzrost długości strefy wrzenia powoduje spadek średniej wartości stopnia zapełnienia czynnika chłodniczego w kanale. Znajduje to odzwierciedlenie w wynikach pomiaru prędkości przemieszczania się sygnału ciśnienia v_p i temperatury v_T , co przedstawiono na rys. 4.46 ÷ 4.51. Wynika z nich, że ze wzrostem długości strefy wrzenia następuje zdecydowane zmniejszenie średniej prędkości przemieszczania się sygnału ciśnienia v_p i średniej prędkości przemieszczania się sygnału zmiany temperatury v_T . W zakresie przeprowadzonych badań zmienności długości strefy wrzenia, obserwuje się, niezależnie od sposobu zasilania parownika czynnikiem chłodniczym, około trzykrotny spadek prędkości v_p (od wartości ponad 300 m/s do około 100 m/s). Dotyczy to również prędkości v_T , która ulega zmniejszeniu od wartości bliskich 4,5 m/s do około 0,5 m/s (zakres wartości zmiany prędkości v_T zależy od temperatury odparowania czynnika chłodniczego).



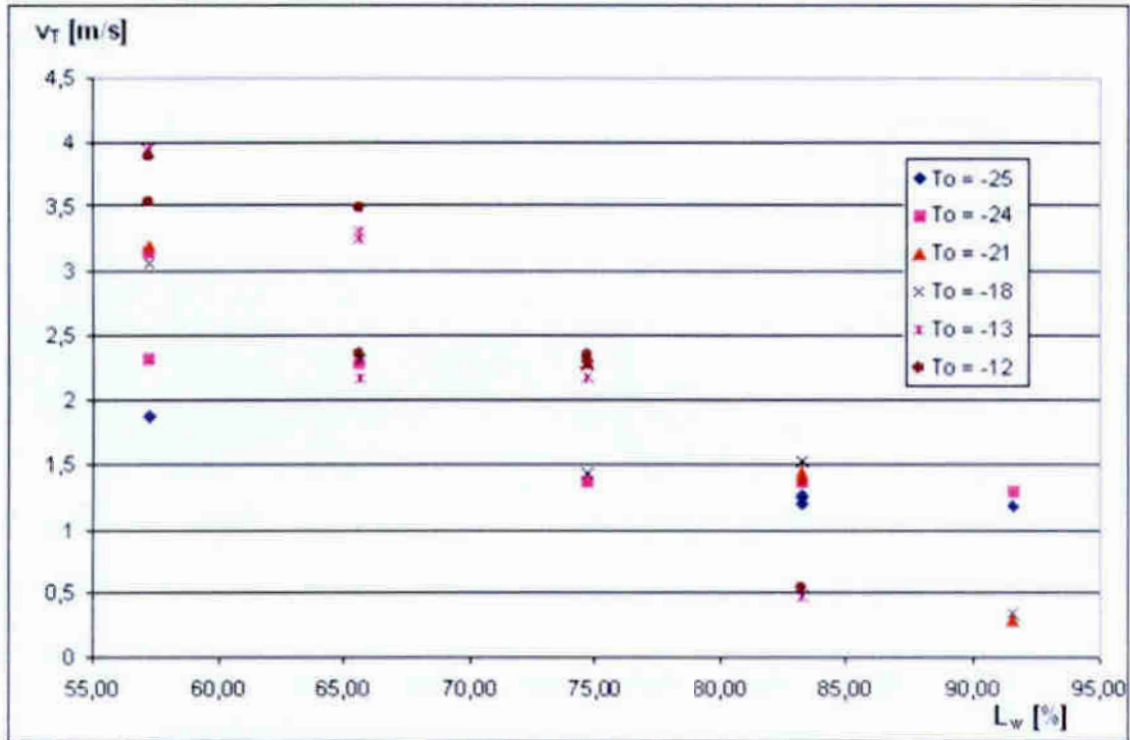
Rys. 4.46. Zależność średniej prędkości przemieszczania się sygnału zmiany ciśnienia v_p w węzownicy rurowej od wielkości strefy wrzenia L_w [%]; zasilanie węzownicy czynnikiem poprzez TZR



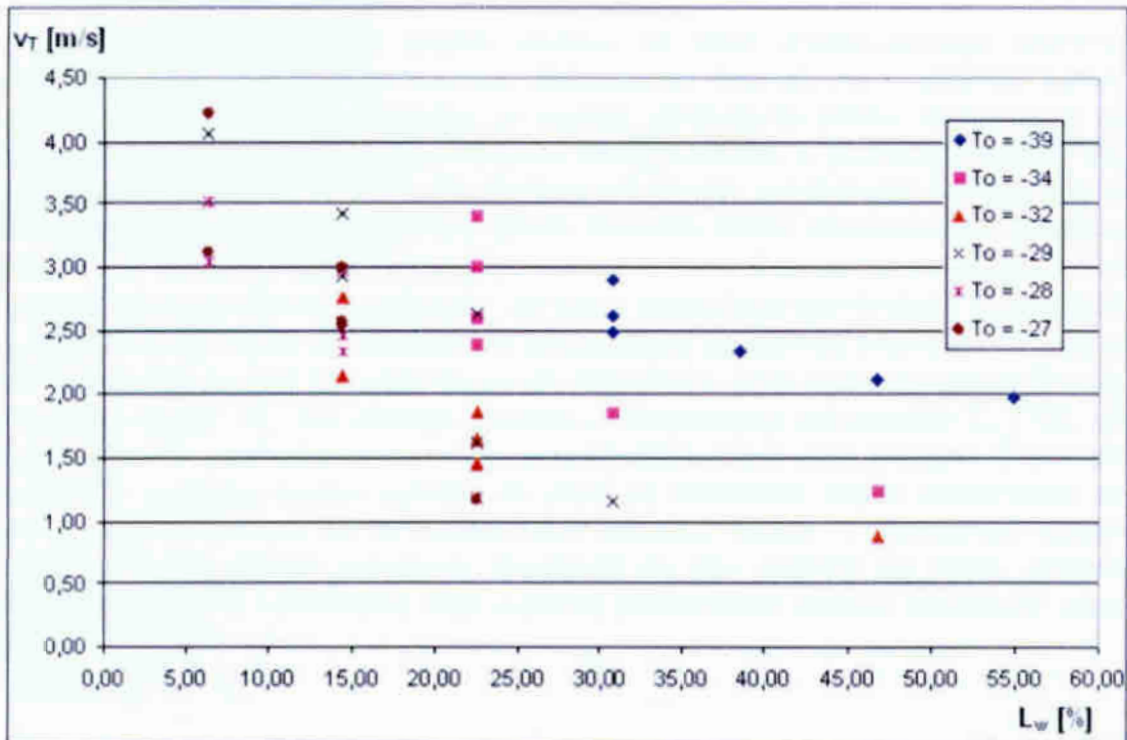
Rys. 4.47. Zależność średniej prędkości przemieszczania się sygnału zmiany ciśnienia v_p w węzownicy rurowej od wielkości strefy wrzenia L_w [%]; zasilanie węzownicy czynnikiem poprzez EZR



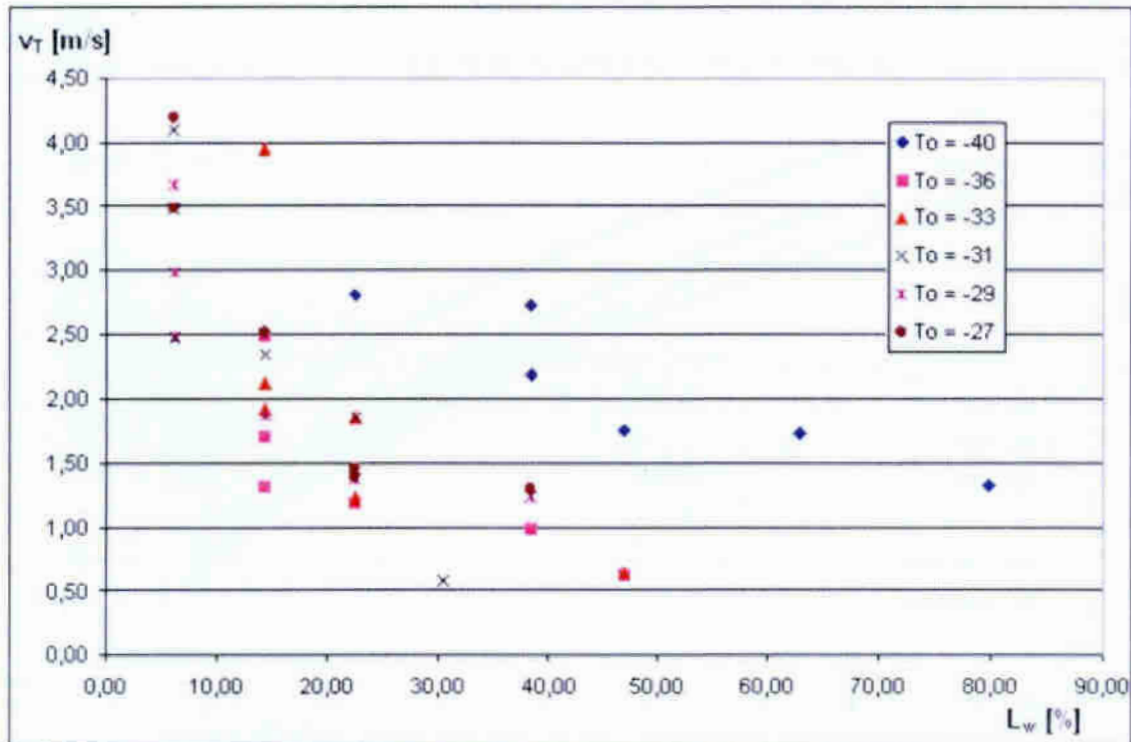
Rys. 4.48. Zależność średniej prędkości przemieszczania się sygnału zmiany ciśnienia v_p w węzownicy rurowej od wielkości strefy wrzenia L_w [%]; zasilanie bezpośrednie węzownicy czynnikiem poprzez zawór odcinający E



Rys. 4.49. Zależność średniej prędkości przemieszczania się sygnału zmiany temperatury v_T w węzownicy rurowej od wielkości strefy wrzenia L_w [%]; zasilanie węzownicy czynnikiem poprzez TZR

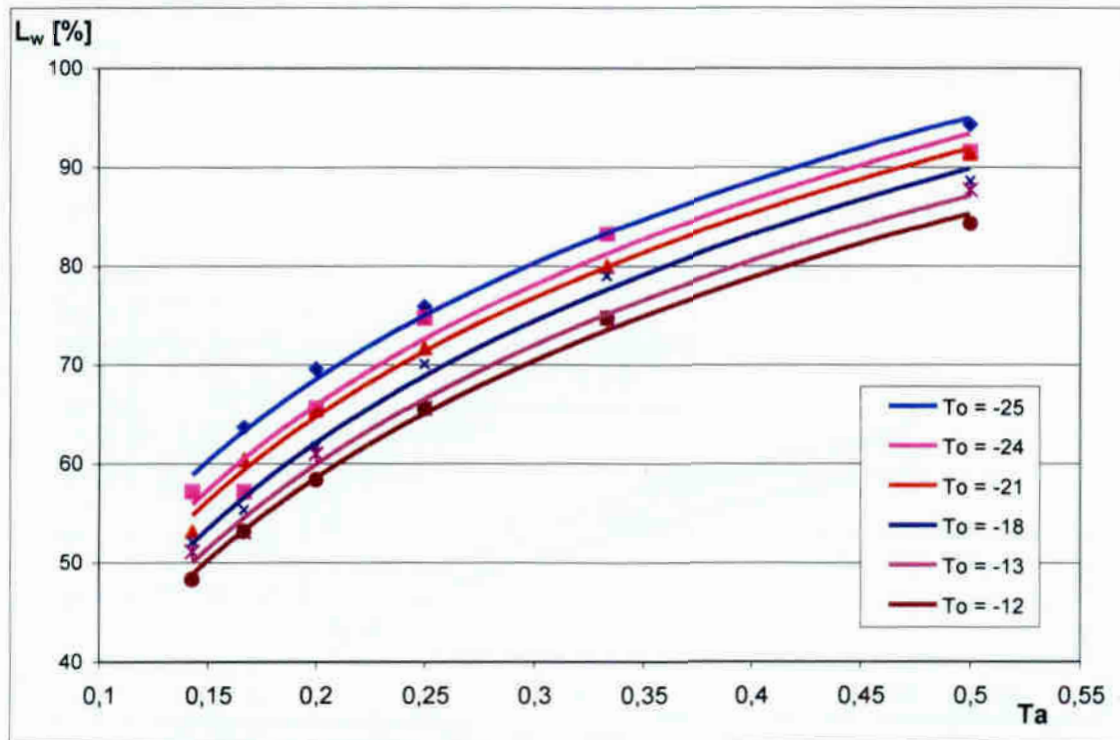


Rys. 4.50. Zależność średniej prędkości przemieszczania się sygnału zmiany temperatury v_T w węzownicy rurowej od wielkości strefy wrzenia L_w [%]; zasilanie węzownicy czynnikiem poprzez EZR

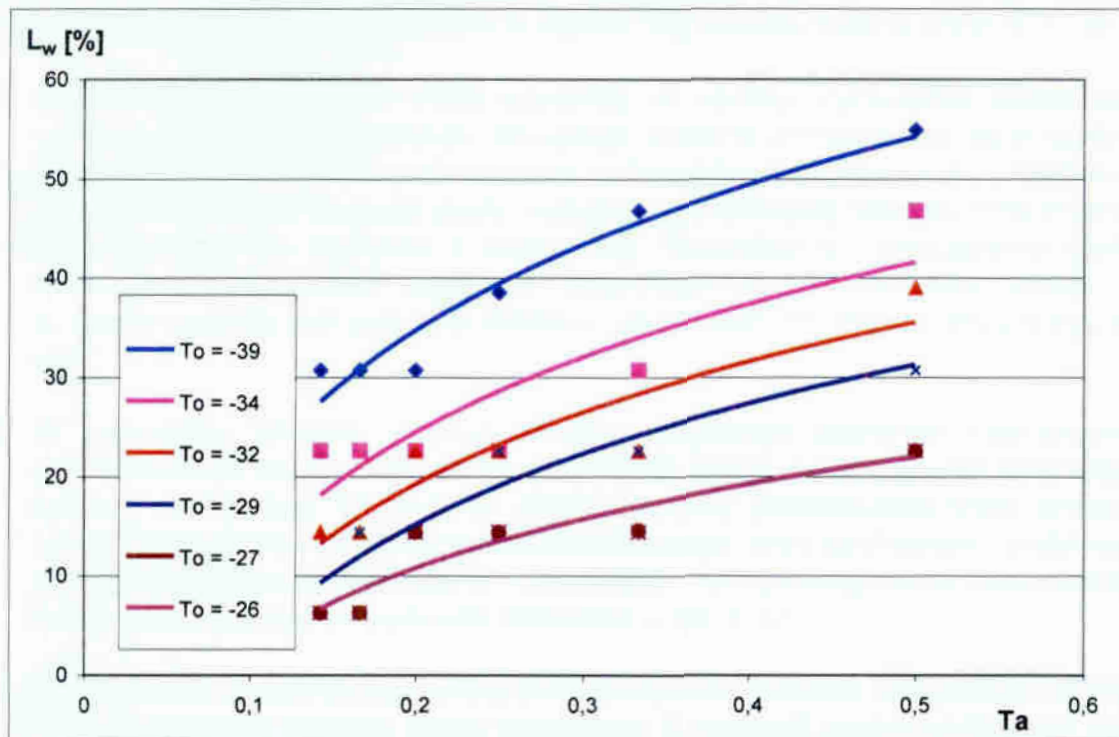


Rys. 4.51. Zależność średniej prędkości przemieszczania się sygnału zmiany temperatury v_T w węzownicy rurowej od wielkości strefy wrzenia L_w [%]; zasilanie bezpośrednie węzownicy czynnikiem poprzez zawór odcinający E

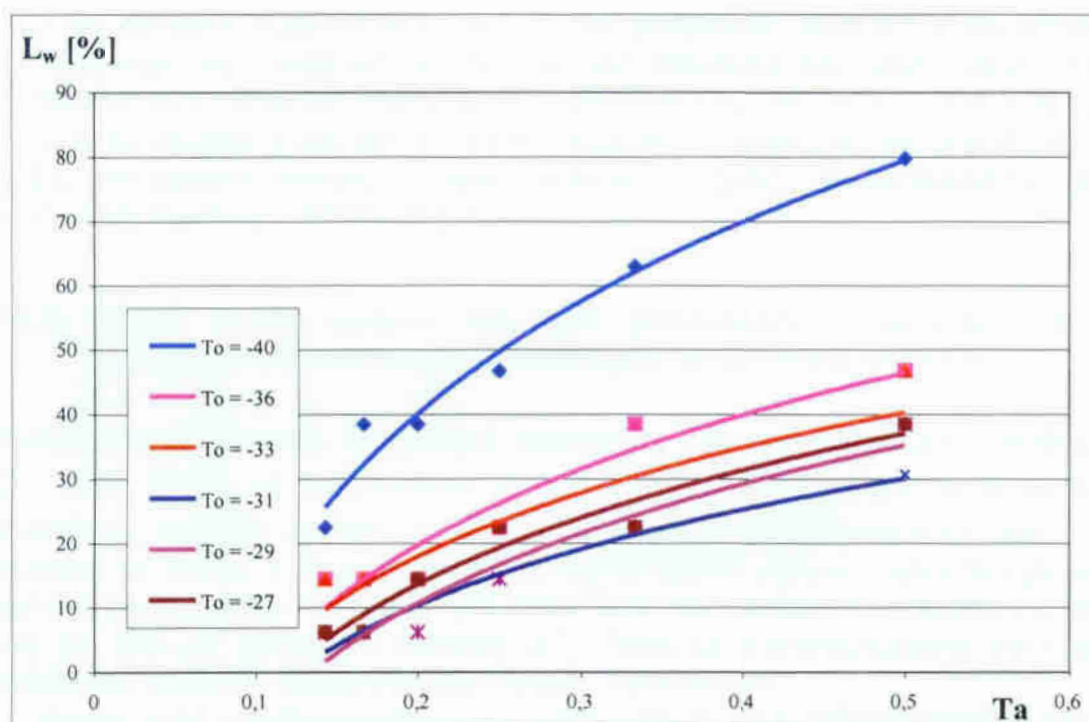
Długość strefy wrzenia zależy głównie od ilości dostarczanego czynnika chłodniczego do węzownicy rurowej. Zaburzenia zewnętrzne w postaci ograniczenia strumienia masy czynnika, w wyniku wydłużenia czasu zamknięcia zaworu odcinającego zmniejszają długość strefy wrzenia, a powodują wzrost długości strefy przegrzania pary. Im dłuższe są okresy zamknięcia zaworu zasilającego, tym mniejszą długość ma strefa wrzenia. Miarą stosowanych zakłóceń jest bezwymiarowa liczba Ta uwzględniająca stosunek czasu τ_o otwarcia zaworu na dopływie czynnika do węzownicy do sumy czasu jego zamknięcia τ_z i otwarcia τ_o . Na rys. 4.52 ÷ 4.54 przedstawiono procentową zależność wielkości względnej strefy wrzenia L_w [%] (w odniesieniu do długości L całej węzownicy) od bezwymiarowej liczby Ta , dla stałego poziomu temperatury parowania T_o [°C], dla trzech sposobów zasilania węzownicy rurowej czynnikiem chłodniczym. Z prezentowanych wyników badań wynika, że wraz ze wzrostem czasu zamknięcia zaworu, co przedstawia się zmniejszaniem wartości liczby Ta następuje spadek wielkości strefy objętej wrzeniem. Dochodzi do tzw. cofania się frontu wrzenia w głąb parownika i obniżenia jego czynnej powierzchni objętej procesem wrzenia.



Rys. 4.52. Zależność wielkości strefy wrzenia L_w [%] od bezwymiarowej liczby Ta , dla stałego poziomu temperatury parowania T_o [°C]; zasilanie węzownicy czynnikiem poprzez TZR



Rys. 4.53. Zależność wielkości strefy wrzenia L_w [%] od bezwymiarowej liczby Ta , dla stałego poziomu temperatury parowania T_o [°C]; zasilanie węzownicy czynnikiem poprzez EZR



Rys. 4.54. Zależność wielkości strefy wrzenia L_w [%] od bezwymiarowej liczby Ta , dla stałego poziomu temperatury parowania T_o [°C]; zasilanie bezpośrednie węzownicy czynnikiem R404A za pomocą zaworu odcinającego E

Na podstawie przeprowadzonych badań wpływu zaburzeń generowanych periodycznie na wielkości strefy wrzenia w węzownicy rurowej można stwierdzić, że:

1. Ograniczenie strumienia masy czynnika, w wyniku wydłużenia czasu zamknięcia zaworu odcinającego, powoduje znaczne zmniejszenie jej długości. Następuje „cofanie się” strefy wrzenia, w kierunku przeciwnym do przepływu czynnika. Wzrasta długość strefy przegrzania i końcowy stopień przegrzania pary czynnika na wylocie z węzownicy. Powoduje to zmniejszenie efektywności energetycznej chłodnicy (współczynnik przejmowania ciepła α w strefie wrzenia jest znacznie większy niż dla jednofazowej strefy przegrzania)
2. W przypadku zasilania parownika termostatycznym zaworem rozprężnym (TZR) wielkość strefy wrzenia praktycznie nie zależy od obciążenia cieplnego komory chłodniczej. Obciążenie cieplne komory powodowało tylko zmianę temperatury odparowania czynnika chłodniczego, przy zachowaniu praktycznie stałej długości strefy wrzenia właściwego i strefy przegrzania (niezależnie od częstotliwości generowanych zaburzeń – rys. 4.43).
3. W przypadku zasilania parownika elektronicznym zaworem rozprężnym (EZR) lub bezpośrednio poprzez zawór odcinający E , wielkość strefy dwufazowej jest zależna również od obciążenia cieplnego komory chłodniczej. Dla zakłóceń tego samego typu obszar strefy dwufazowej maleje wraz ze wzrostem obciążenia cieplnego komory chłodniczej (rys. 4.44, 4.45).
4. Wzrost długości strefy wrzenia powoduje zdecydowane zmniejszenie średniej prędkości sygnału zmiany ciśnienia v_p i prędkości sygnału zmiany temperatury

v_T . W zakresie przeprowadzonych badań zmienności długości strefy wrzenia obserwuje się, niezależnie od sposobu zasilania parownika czynnikiem chłodniczym około trzykrotny spadek prędkości v_p (300 m/s ÷ 100 m/s). Dotyczy to również prędkości v_T , która ulega zmniejszeniu w zakresie 4,5 m/s ÷ 0,5 m/s (zakres wartości zmiany prędkości v_T zależy od temperatury odprowadzania czynnika chłodniczego).

4.4.3. Wyniki badań wpływu zaburzeń generowanych periodycznie na wydajność chłodniczą wentylatorowej chłodnicy powietrza

Podstawowym efektem użytkowym parownika jest jego wydajność chłodnicza \dot{Q}_o , która zależy od parametrów obiegu. Zdecydowany wpływ na wydajność chłodniczą wywiera stopień przegrzania ΔT_p pary na wypływie czynnika z parownika. W tabelicy 4.10 przedstawiono wyniki badań wpływu zaburzeń generowanych periodycznie na wydajność chłodniczą wentylatorowej chłodnicy powietrza dla różnych poziomów wartości ΔT_p . Badania przeprowadzono dla trzech sposobów zasilania parownika czynnikiem chłodniczym.

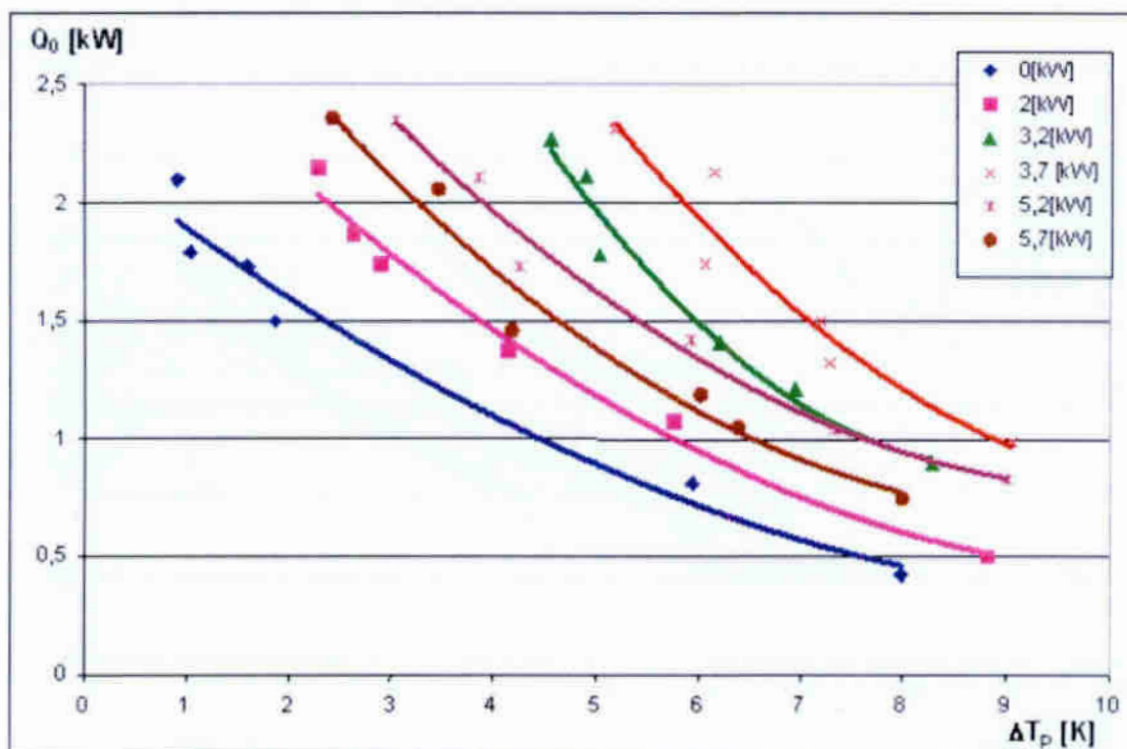
Na rys. 4.55 ÷ 4.57 przedstawiono przykładowo wyniki zrealizowanych badań eksperymentalnych w warunkach zaburzeń generowanych periodycznie w postaci zależności $\dot{Q}_o = f(\Delta T_p)$, dla różnych poziomów obciążenia cieplnego komory chłodniczej \dot{Q} z uwzględnieniem różnych sposobów zasilania parownika. Na podstawie przeprowadzonej analizy stwierdzono, że przebiegi charakterystyki $\dot{Q}_o = f(\Delta T_p)$ dla wszystkich zastosowanych sposobów zasilania ciśnieniowego węzownicy rurowej czynnikiem chłodniczym R404A wykazują podobieństwo. Wzrost przegrzania pary spowodowany wystąpieniem zakłóceń w dopływie czynnika chłodniczego prowadzi do spadku wydajności chłodniczej. Widoczna jest też duża zależność obciążenia cieplnego komory chłodniczej \dot{Q} od stopnia przegrzania ΔT_p .

Tablica 4.10

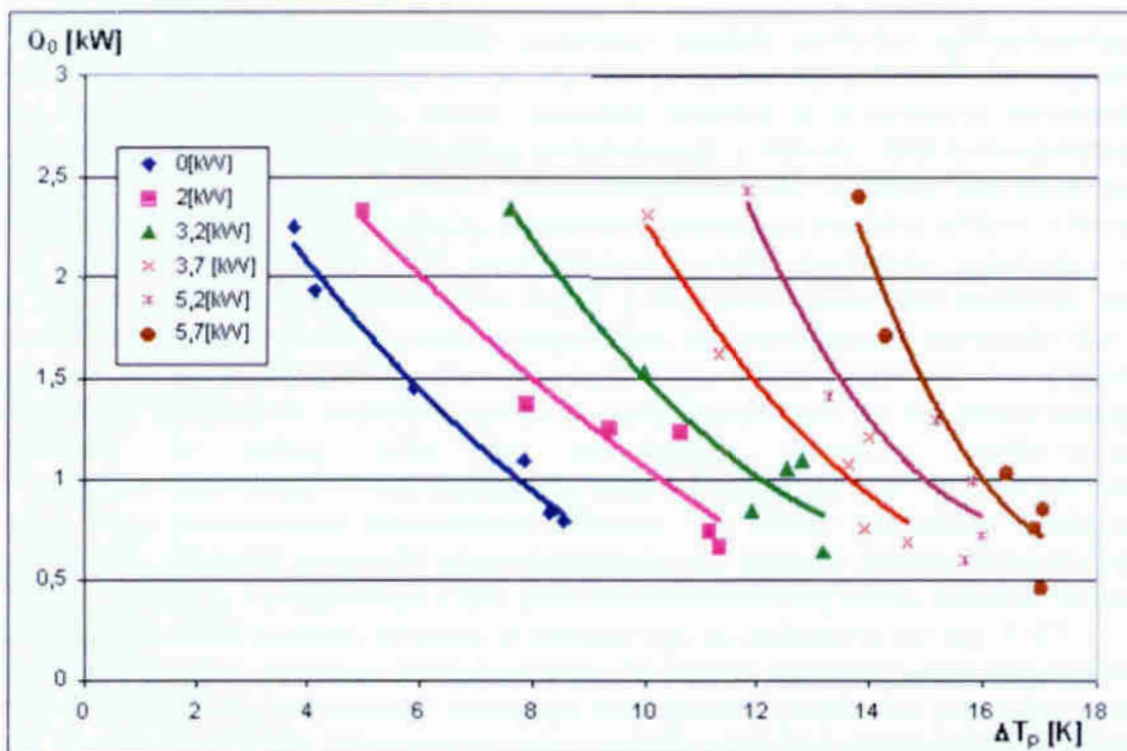
Wyniki badań wpływu zaburzeń generowanych periodycznie na wydajność chłodniczą wentylatorowej chłodnicy powietrza

Lp*	Seria pomiarowa	Obciążenie komory \dot{Q} [kW]	Sposób zasilania parownika					
			TZR		EZR		E	
			ΔT_p [K]	\dot{Q}_0 [kW]	ΔT_p [K]	\dot{Q}_0 [kW]	ΔT_p [K]	\dot{Q}_0 [kW]
1	5s\5s	0	0,91	2,1	4,12	1,932	1,84	2,34
2	5s\10s		1,04	1,79	3,73	2,25	4,97	1,43
3	5s\15s		1,6	1,73	5,9	1,45	6,8	1,24
4	5s\20s		1,87	1,5	7,84	1,09	7,79	1,21
5	5s\25s		5,94	0,81	8,3	0,83	7,82	1,02
6	5s\30s		7,99	0,423	8,55	0,79	8,6	0,88
7	5s\5s	2	2,29	2,15	4,95	2,332	4,31	2,38
8	5s\10s		2,64	1,87	7,88	1,37	8,57	1,49
9	5s\15s		2,9	1,74	9,35	1,247	11,39	1,35
10	5s\20s		4,15	1,373	10,6	1,23	11,73	0,96
11	5s\25s		5,76	1,077	11,3	0,66	13,96	0,9
12	5s\30s		8,82	0,5	11,13	0,74	14,17	0,68
13	5s\5s	3,2	4,56	2,27	7,6	2,34	6,55	2,54
14	5s\10s		4,9	2,12	12,54	1,052	9,06	1,76
15	5s\15s		5,04	1,78	13,18	0,636	11,12	1,43
16	5s\20s		6,21	1,41	12,8	1,09	12,31	1,19
17	5s\25s		6,96	1,21	11,9	0,84	13,56	0,91
18	5s\30s		8,29	0,894	9,96	1,533	13,49	0,86
19	5s\5s	3,7	5,19	2,31	10,02	2,307	9,63	2,48
20	5s\10s		6,16	2,13	11,3	1,62	12,18	1,77
21	5s\15s		6,06	1,74	13,99	1,2	14,66	1,35
22	5s\20s		7,21	1,5	13,63	1,07	15,04	1,04
23	5s\25s		7,29	1,32	14,67	0,685	16,5	1,03
24	5s\30s		9,05	0,986	13,92	0,75	16,25	0,91
25	5s\5s	5,2	3,05	2,35	11,81	2,43	10,97	2,88
26	5s\10s		3,87	2,11	15,97	0,717	13,38	2,02
27	5s\15s		4,26	1,73	13,28	1,41	15,36	1,67
28	5s\20s		5,92	1,42	15,67	0,595	16,81	1,45
29	5s\25s		7,34	1,04	15,81	0,99	16,62	1,19
30	5s\30s		9,01	0,83	15,17	1,288	16,44	0,86
31	5s\5s	5,7	2,43	2,36	13,79	2,4	12,6	3,18
32	5s\10s		3,47	2,06	14,27	1,71	14,53	2,27
33	5s\15s		4,18	1,46	17,02	0,457	16,85	1,85
34	5s\20s		6,02	1,19	16,9	0,758	16,04	2,13
35	5s\25s		6,39	1,05	16,4	1,03	16,13	1,55
36	5s\30s		8	0,75	17,04	0,85	17,86	1,28

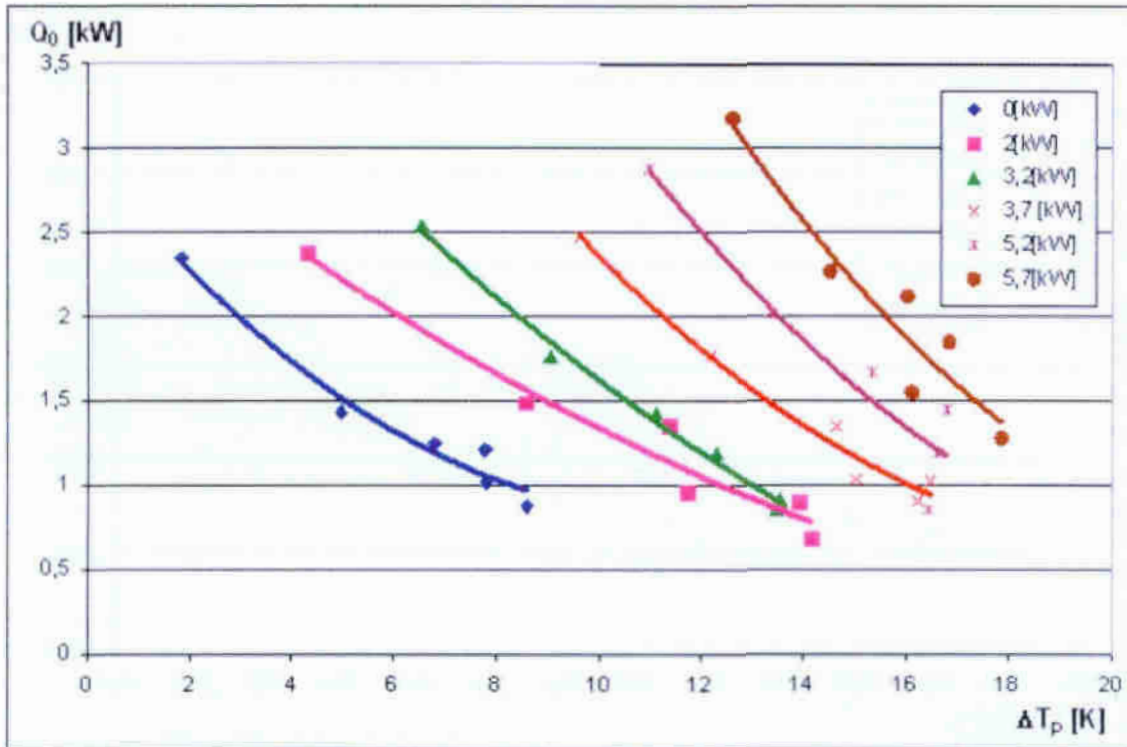
* numeracja pomiarów zgodna z oznaczeniami w tablicach 4.6 + 4.8



Rys. 4.55. Zależność wydajności chłodniczej \dot{Q}_0 wężownicy rurowej chłodnicy wentylatorowej od stopnia przegrzania pary ΔT_p czynnika chłodniczego R404A, przy stałych poziomach obciążenia cieplnego komory chłodniczej \dot{Q} ; zasilanie wężownicy czynnikiem za pomocą TZR



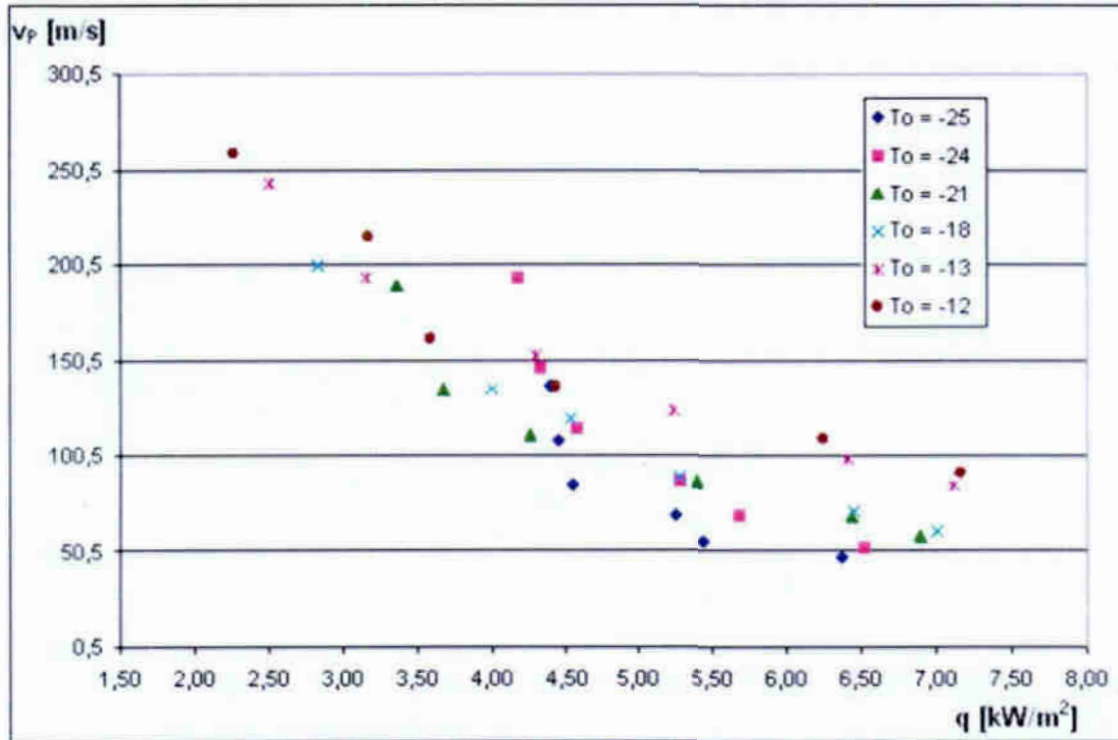
Rys. 4.56. Zależności wydajności chłodniczej \dot{Q}_0 wężownicy rurowej chłodnicy wentylatorowej od stopnia przegrzania pary ΔT_p czynnika chłodniczego R404A, przy stałych poziomach obciążenia cieplnego komory chłodniczej \dot{Q} ; zasilanie wężownicy czynnikiem za pomocą EZR



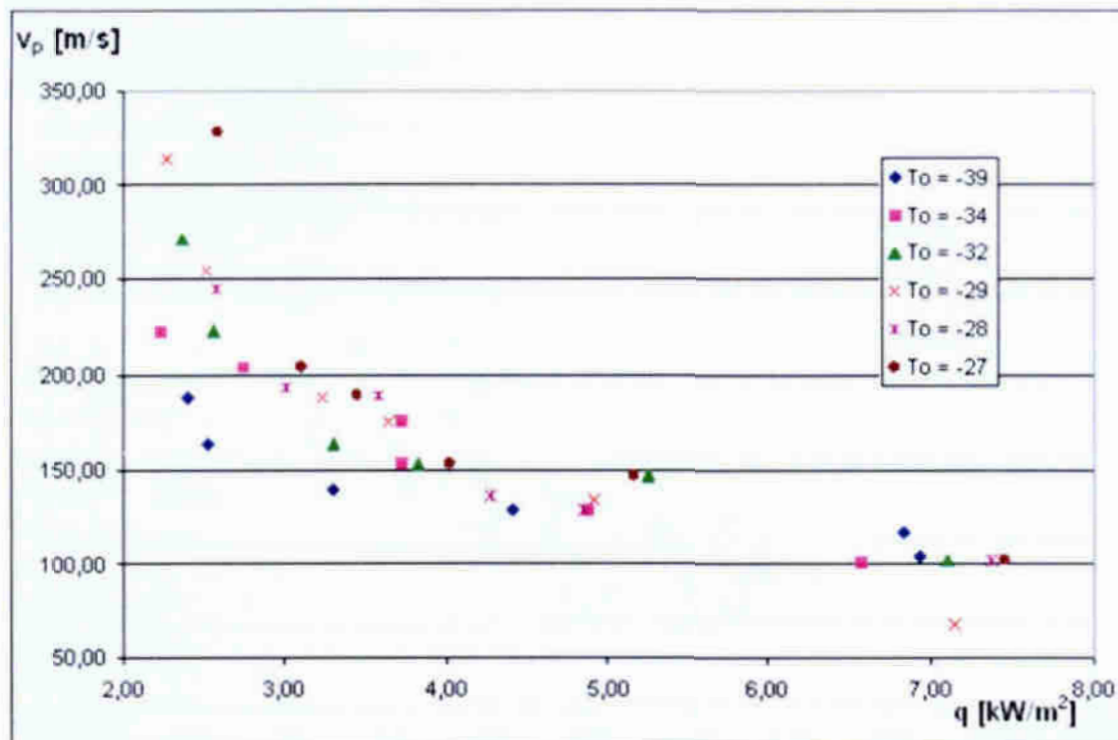
Rys. 4.57. Zależności wydajności chłodniczej \dot{Q}_0 wężownicy rurowej chłodnicy wentylatorowej od stopnia przegrzania pary ΔT_p czynnika chłodniczego R404A, przy stałych poziomach obciążenia cieplnego komory chłodniczej \dot{Q} ; zasilanie bezpośrednie wężownicy czynnikiem za pomocą zaworu odcinającego E

Obniżenia wydajności chłodniczej powoduje spadek wartości jednostkowego strumienia ciepła na powierzchni wewnętrznej wężownicy q [W/m²]. Zmniejszenie intensywności wymiany ciepła podczas wrzenia w przepływie powoduje zmianę stopnia zapełnienia czynnika chłodniczego w kanale. Jest to bezpośrednim powodem zmiany prędkości przemieszczania się sygnału ciśnienia we wrzącym czynnikiem chłodniczym v_p (przemieszczania się sygnału zmiany ciśnienia Δp). Na rys. 4.58 + 4.62 przedstawiono wyniki pomiarów prędkości v_p w funkcji jednostkowego strumienia ciepła q dla trzech sposobów zasilania wężownicy rurowej czynnikiem chłodniczym. Jak już wykazano w rozdziale 4.4.1 sposób zasilania wężownicy rurowej czynnikiem chłodniczym nie ma bezpośredniego wpływu na wartość prędkości przemieszczania się fali ciśnieniowej. Zjawisko to zależy tylko od parametrów ośrodka dwufazowego z wrzącym czynnikiem. Potwierdzają to również wyniki badań podane na rys. 4.61, który przedstawia zestawienie zbiorcze dla trzech sposobów zasilania parownika. Również prędkość przemieszczania się sygnału zmiany temperatury ścianki kanału v_T i związanego z tym przemieszczaniem się frontu wrzenia zależy od intensywności procesu wrzenia w wężownicy, co pokazano na rys. 4.62.

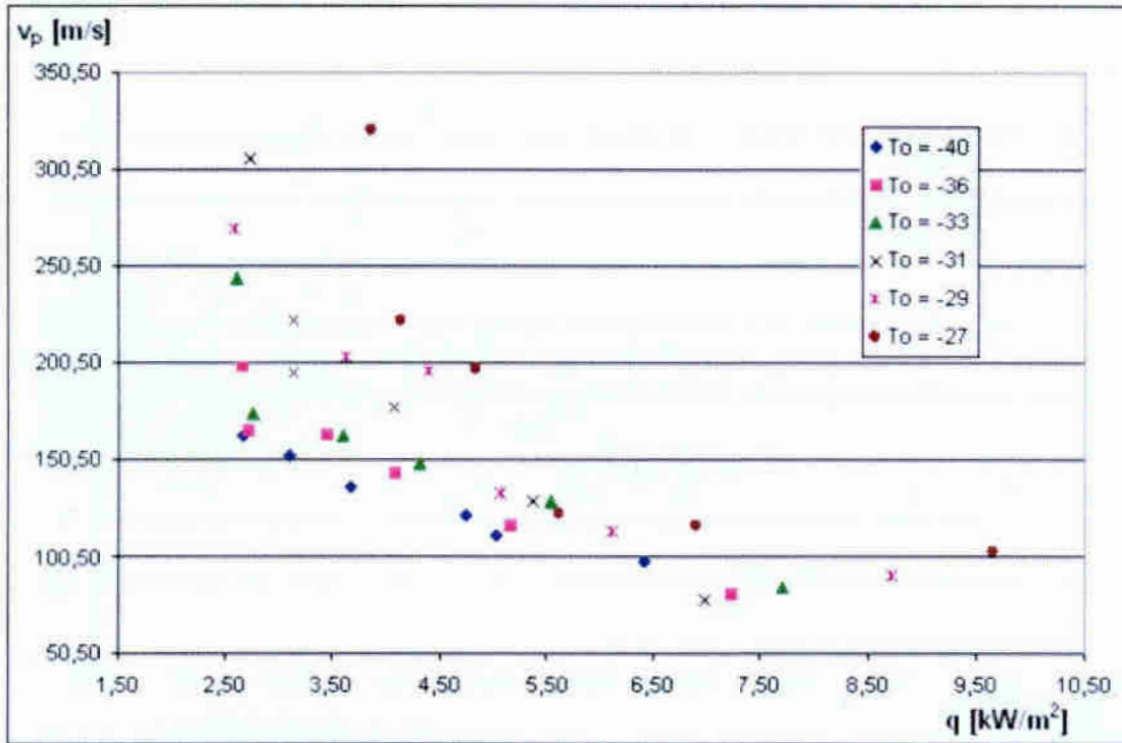
Wyniki badań wykazały jednoznacznie, że wzrost jednostkowego strumienia ciepła i wydajności chłodniczej powoduje zmniejszenie prędkości przemieszczania się frontu wrzenia. Również i w tym wypadku zjawisko przemieszczania się fali temperaturowej nie zależy od sposobu zasilania wężownicy rurowej czynnikiem chłodniczym, tylko od parametrów ośrodka dwufazowego wrzącego czynnika.



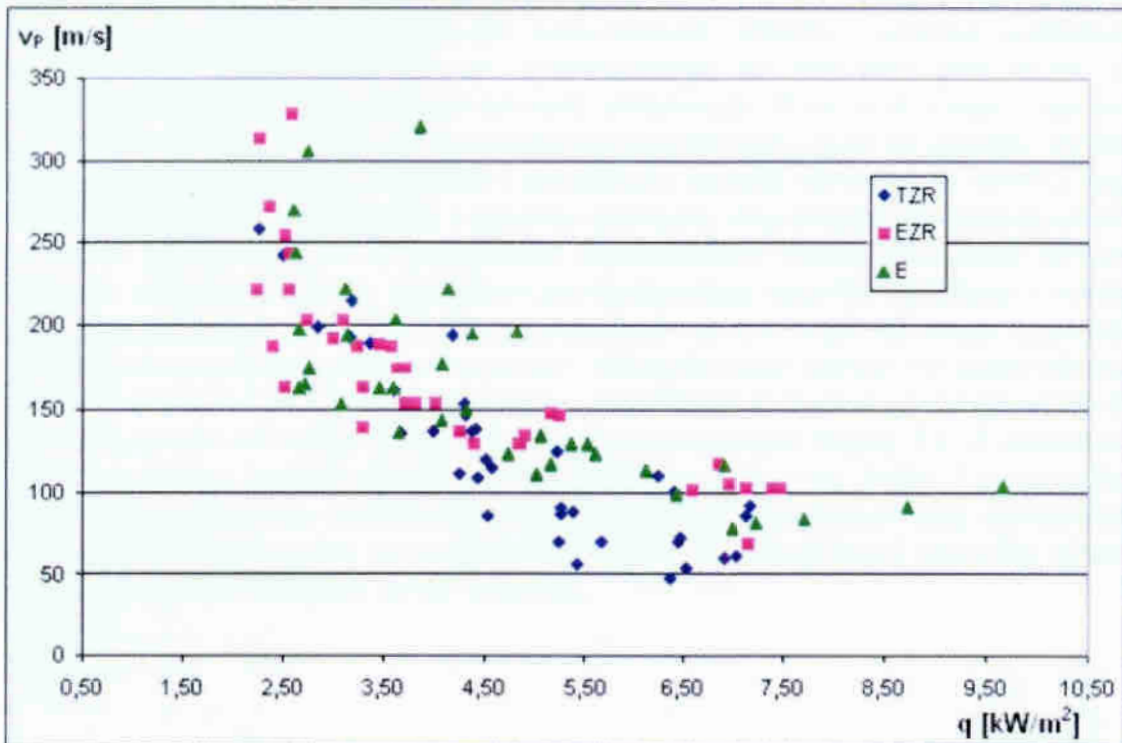
Rys. 4.58. Zależność prędkości przemieszczania się sygnału zmiany ciśnienia v_p od jednostkowego strumienia ciepła q ; przy zasilaniu węzownicy czynnikiem poprzez TZR



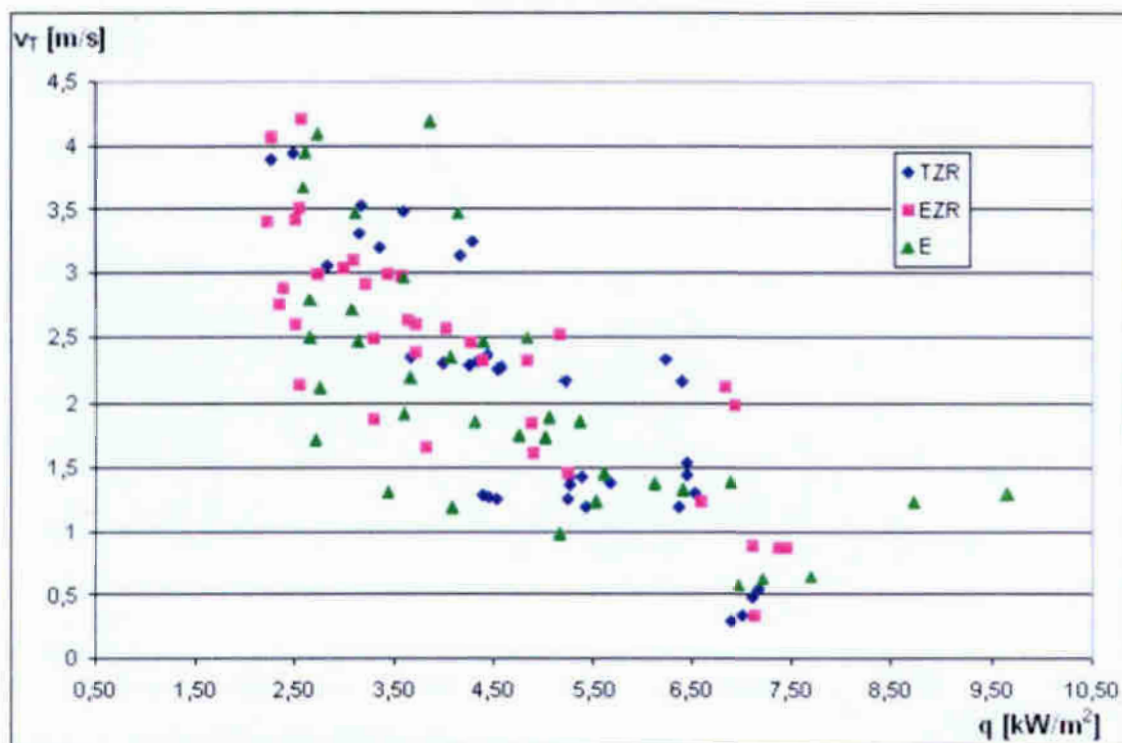
Rys. 4.59. Zależność prędkości przemieszczania się sygnału zmiany ciśnienia v_p od jednostkowego strumienia ciepła q ; przy zasilaniu węzownicy czynnikiem poprzez EZR



Rys. 4.60. Zależność prędkości przemieszczania się sygnału zmiany ciśnienia v_p od jednostkowego strumienia ciepła q ; przy zasilaniu bezpośrednie węzownicy czynnikiem poprzez zawór odcinający E

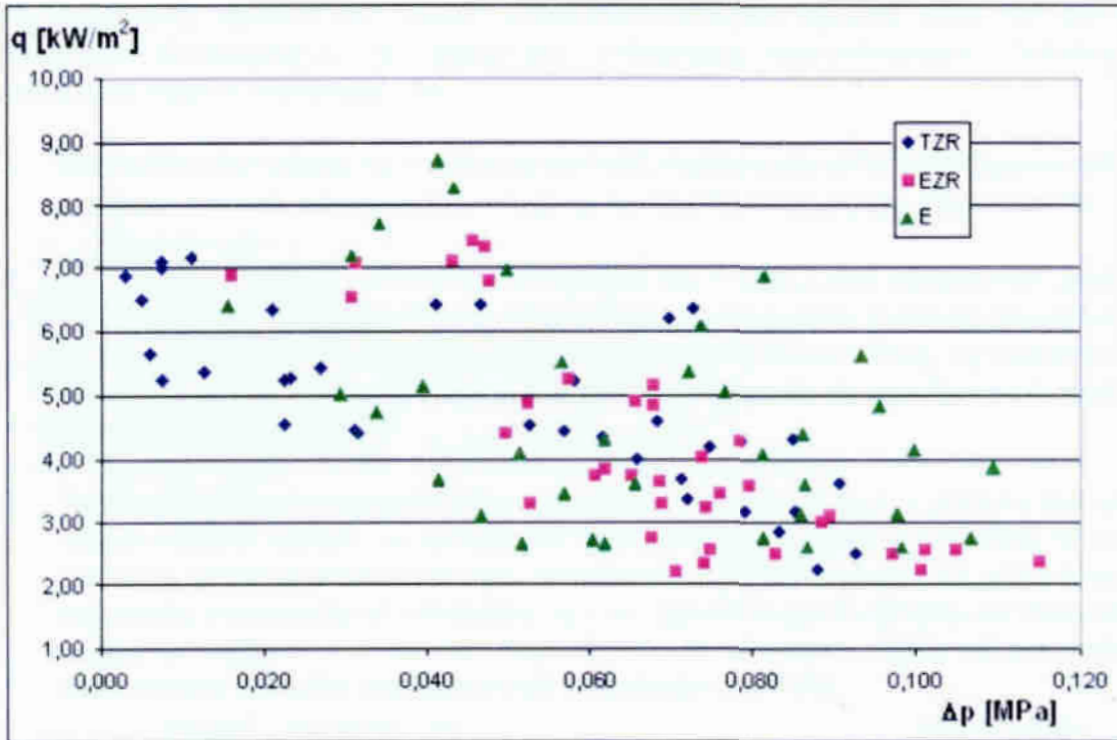


Rys. 4.61. Zestawienie zbiorcze zależności prędkości przemieszczania się sygnału zmiany ciśnienia v_p od jednostkowego strumienia ciepła q – zestawienie zbiorcze wyników badań

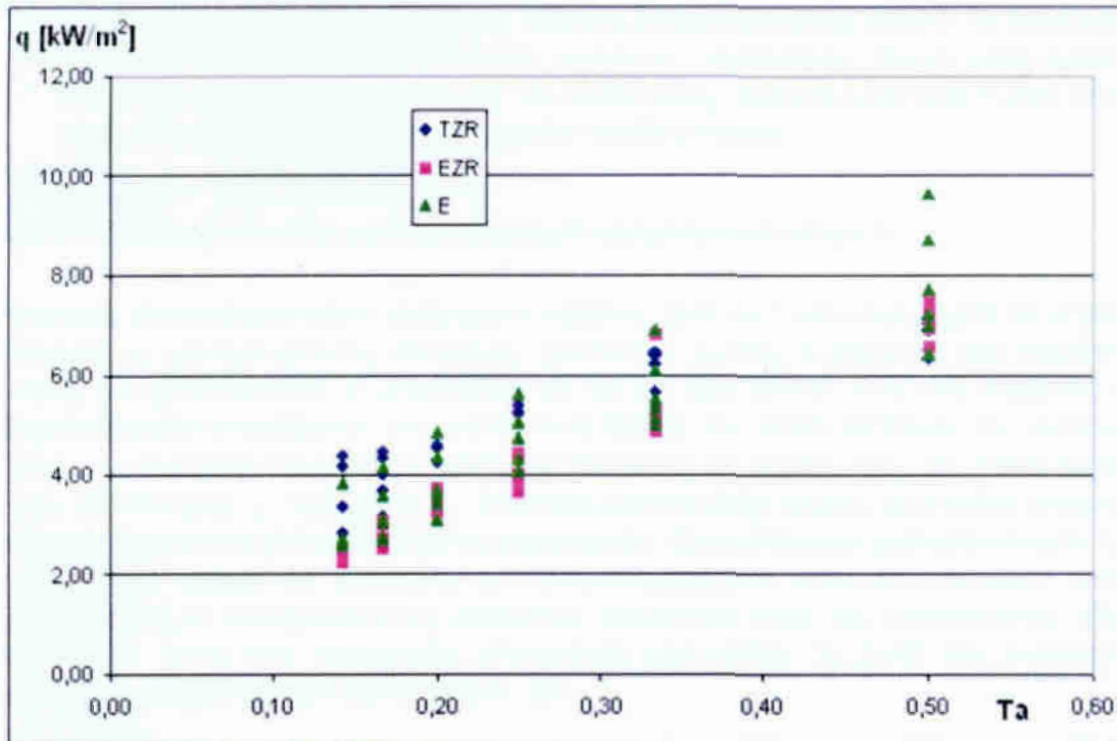


Rys. 4.62. Zależność prędkości przemieszczania się sygnału zmiany temperatury v_T od jednostkowego strumienia ciepła q – zestawienie zbiorcze wyników badań

Miarą wielkości zaburzenia w węzownicy rurowej może być wartość zmiany ciśnienia, która mu towarzyszy. W przypadku zaburzeń w postaci ograniczenia dopływu czynnika chłodniczego do odparowania, zmiany ciśnienia występują każdorazowo. Zamknięcie zaworu odcinającego na zasilaniu powoduje, że sprężarka odsysa odparowujący czynnik chłodniczy. Przy braku jego dopływu następuje spadek ciśnienia aż do momentu powtórnego otwarcia zaworu. Wtedy nastąpi ponowny dopływ czynnika i gwałtowny wzrost ciśnienia w wyniku jego odparowania. Wielkość spadku i wzrostu ciśnienia charakteryzuje intensywność zaburzeń generowanych w przepływie dwufazowym. Wzrost wartości zmiany ciśnienia związany jest ze spadkiem jednostkowego strumienia ciepła i wydajności chłodniczej parownika, co przedstawiono na rys. 4.63. Również częstotliwość generowanych zaburzeń wywiera zdecydowany wpływ na jednostkowy strumień ciepła q i wydajność chłodniczą. Wyniki takich badań przedstawiono na rys. 4.64, gdzie do opisu wprowadzono bezwymiarową liczbę Ta . Z prezentowanych wyników badań wynika, że wzrost bezwymiarowej liczby Ta powoduje wzrost jednostkowego strumienia ciepła q i wydajności chłodniczej parownika. Wynika to z dostarczania do węzownicy rurowej większej ilości czynnika chłodniczego i wzrostu długości strefy wrzenia.



Rys. 4.63. Wpływ zmiany ciśnienia Δp na jednostkowy strumień ciepła q – zestawienie zbiorcze wyników badań



Rys. 4.64. Zależność jednostkowego strumienia ciepła q od bezwymiarowej liczby Ta – zestawienie zbiorcze wyników badań.

Na podstawie wykonanych badań eksperymentalnych wpływu zaburzeń generowanych okresowo na wydajność chłodniczą wentylatorowej chłodnicy powietrza można stwierdzić, że:

1. Zdecydowany wpływ na chwilową wartość wydajności chłodniczej parownika wywiera stopień przegrzania ΔT_p pary na wylocie czynnika z parownika.
2. Występuje podobieństwo charakterystyki $Q_0 = f(\Delta T_p)$ dla wszystkich zastosowanych sposobów zasilania ciśnieniowego węzownicy rurowej czynnikiem chłodniczym R404A. Wzrost przegrzania pary spowodowany wystąpieniem zakłóceń w dopływie czynnika chłodniczego prowadzi do spadku wydajności chłodniczej.
3. Prędkość przemieszczania się sygnału zmiany ciśnienia v_p i zmiany temperatury ścianki kanału v_T zależy od intensywności procesu wrzenia w węzownicy. Wzrost jednostkowego strumienia ciepła i wydajności chłodniczej powoduje zmniejszenie prędkości v_p i v_T . Zjawisko to nie zależy od sposobu zasilania węzownicy rurowej czynnikiem chłodniczym, tylko od wielkości parametrów ośrodka dwufazowego wrzącego czynnika.
4. Wielkość spadku i wzrostu ciśnienia czynnika chłodniczego charakteryzuje intensywność zaburzeń generowanych w przepływie dwufazowym. Wzrost wartości zmiany ciśnienia związany jest ze spadkiem jednostkowego strumienia ciepła i wydajności chłodniczej parownika. Częstotliwość generowanych zaburzeń wywiera zdecydowany wpływ na jednostkowy strumień ciepła q i wydajność chłodniczą. Wzrost bezwymiarowej liczby Ta powoduje wzrost jednostkowego strumienia ciepła q i wydajności chłodniczej parownika. Wynika to z dostarczania do węzownicy rurowej większej ilości czynnika chłodniczego i wzrostu długości strefy wrzenia.

4.4.4. Podsumowanie wyników badań eksperymentalnych

Badania eksperymentalne, dotyczące wpływu zakłóceń okresowych na proces wrzenia w wentylatorowej chłodnicy powietrza zostały wykonane dla częstotliwości ich generowania w przedziale od 29 do 100 [mHz]. Wartość stosowanej częstotliwości uwzględnia bezwymiarowa liczba Ta , którą definiuje się ilorazem czasu τ_0 otwarcia zaworu na dopływie czynnika do węzownicy do sumy czasu jego zamknięcia τ_z i otwarcia τ_0 . Badania potwierdziły falowy charakter procesu wrzenia czynnika chłodniczego w przepływie. Częstotliwość generowanych zakłóceń ma wpływ na prędkość ich przemieszczania oraz na wielkość strefy dwufazowej w wentylatorowej chłodnicy powietrza oraz na podstawowy efekt użytkowy, jakim jest wydajność chłodnicza parownika Q_0 [kW]. Na podstawie analizy wyników badań stwierdzono, że:

1. Rozchodzenie się zaburzeń okresowych podczas wrzenia w przepływie czynnika chłodniczego R404A cechuje charakter falowy. Przemierzają się one w postaci sygnału zmiany ciśnienia (z prędkością v_p w zakresie $45 \div 330$ m/s) i sygnału zmiany temperatury (z prędkością v_T w przedziale $0,5 \div 4,5$ m/s).

2. Sposób zasilania węzownicy rurowej wrzącym czynnikiem chłodniczym nie wpływa na prędkość rozchodzenia się zaburzeń generowanych periodycznie, która zależy od częstotliwości generowania tych zaburzeń i parametrów ośrodka dwufazowego.
3. Wprowadzenie zakłóceń typu periodycznego prowadziło do wystąpienia pulsacji natężenia przepływu czynnika chłodniczego; podczas zamknięcia zaworu odcinającego następowało „odsysanie” czynnika z węzownicy, co z kolei powodowało spadek ciśnienia parowania p_0 w zakresie $0,01 \div 0,1$ MPa i wzrost przegrzania pary od 4 K do 12 K.
4. Wykazano, że istnieje wpływ zakłóceń generowanych periodycznie na wydajność chłodniczą wentylatorowej chłodnicy powietrza. Wzrost czasu ograniczenia dopływu czynnika chłodniczego do węzownicy rurowej powoduje wzrost długości strefy przegrzania i „cofanie się” strefy wrzenia w kierunku przeciwnym do kierunku przepływu czynnika. Powoduje to spadek wydajności chłodniczej parownika.
5. W przypadku zasilania parownika za pomocą elektronicznego zaworu rozprężnego *EZR* oraz metodą bezpośrednią poprzez elektromagnetyczny zawór odcinający *E* wielkość strefy dwufazowej zależy od obciążenia cieplnego komory chłodniczej. Natomiast dla zasilania parownika za pomocą termostatycznego zaworu rozprężnego *TZR* wielkość strefy wrzenia praktycznie nie zależy od obciążenia cieplnego komory chłodniczej. Wpływ obciążenia cieplnego komory objawiał się w tym przypadku tylko zmianą wielkości temperatury odparowania czynnika chłodniczego, przy zachowaniu praktycznie stałej długości strefy wrzenia właściwego i strefy przegrzania (niezależnie od częstotliwości generowanych zaburzeń).

5. Modelowanie fizyczne wrzenia w przepływie w warunkach zaburzeń generowanych periodycznie

5.1. Przemieszczanie się zaburzeń we wrzącym czynniku chłodniczym

Podjęto próbę uogólnienia, w postaci funkcji regresji, uzyskanych wyników badań eksperymentalnych. Problem dotyczy zwłaszcza opisu prędkości przemieszczania się sygnału zmiany ciśnienia v_p i sygnału zmiany temperatury v_T (Załącznik 2). W tym celu wykorzystano procedury analizy wymiarowej, z uwzględnieniem teorematu Π -*Buckingham*, zakładającego, że liczba modułów bezwymiarowych równa jest liczbie niezależnych parametrów fizycznych, pomniejszonej o liczbę wymiarów podstawowych w układzie SI (takich jak metr, sekunda, kilogram itp.) [69].

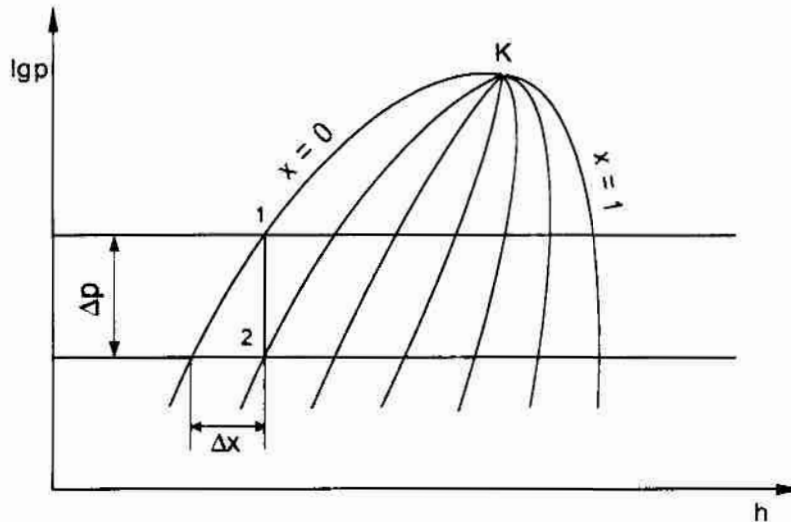
Prędkość przemieszczania się sygnału zmiany ciśnienia v_p wywołanego zaburzeniami o charakterze periodycznym uzależniono funkcyjnie od parametrów:

$$v_p = f(\Delta p, p_0, \nu, d, w, \tau_o, \tau_z), \quad (5.1)$$

gdzie:

- v_p – prędkość przemieszczania się zmiany sygnału ciśnienia [m/s],
- Δp – amplituda oscylacji ciśnienia wrzenia podczas zakłóceń [N/m^2],
- p_0 – średnie ciśnienie parowania czynnika chłodniczego [N/m^2],
- d – średnica wewnętrzna wężownicy [m],
- ν – kinematyczny współczynnik lepkości mieszaniny dwufazowej [m^2/s],
- w – średnia prędkość mieszaniny dwufazowej czynnika chłodniczego [m/s],
- τ_o – czas otwarcia zaworu na dopływie czynnika do wężownicy [s],
- τ_z – czas zamknięcia zaworu na dopływie czynnika do wężownicy [s],

Z przyjętych założeń wynika, że prędkość przemieszczania się wywołanego zaburzenia uzależniono od jego amplitudy, częstotliwości i własności fizycznych czynnika chłodniczego. Częstotliwość zaburzeń ujmuje pośrednio czas otwarcia i zamknięcia zaworu na dopływie czynnika do parownika. Wielkość amplitudy oscylacji ciśnienia Δp zależy od zmiany stopnia suchości x i stopnia zapełnienia Φ wrzącego czynnika chłodniczego, co pokazano na rys. 5.1. Spadek ciśnienia wrzenia czynnika powoduje wzrost wartości x i Φ , a wzrost ciśnienia obniża te wielkości. Z rys. 2.3 wynika, że zmiana stopnia zapełnienia wpływa w dużym stopniu na wartość prędkości przemieszczania się zaburzeń w ośrodku dwufazowym. Potwierdziły to pośrednio wyniki badań prezentowane w niniejszej rozprawie na rys. 4.26 w postaci zależności $v_p = f(\Delta p)$ i $v_T = f(\Delta p)$.



Rys. 5.1. Interpretacja graficzna zależności zmiany stopnia suchości Δx od spadku ciśnienia Δp

Na drodze analizy wymiarowej równanie (5.1) przekształcono do postaci:

$$v_p^+ = A \cdot Re_{TPF}^B \cdot (\Delta p^+)^C \cdot Ta^D, \quad (5.2)$$

gdzie:

$$v_p^+ = \frac{v_p}{w}$$

– bezwymiarowa prędkość (określona stosunkiem prędkości przemieszczania się sygnału zmiany ciśnienia do prędkości mieszanki dwufazowej);

$$Re_{TPF} = \frac{(w\rho) \cdot d}{\eta}$$

– bezwymiarowa liczba *Reynolds'a* dla przepływu dwufazowego;

$$\Delta p^+ = \frac{\Delta p}{p_0}$$

– bezwymiarowy spadek ciśnienia; (jako iloraz amplitudy oscylacji ciśnienia i wielkości ciśnienia wrzenia czynnika chłodniczego;

Ta

– liczba bezwymiarowa uwzględniająca relację czasu τ_o otwarcia zaworu na dopływie czynnika do węzownicy do łącznego czasu jego zamknięcia τ_z i otwarcia τ_o :

$$Ta = \frac{\tau_o}{\tau_z + \tau_o}$$

Równanie (5.2) sprowadza się do postaci liniowej po wykonaniu obustronnego logarytmowania:

$$\log v_p^+ = \log A + B \cdot \log Re_{TPF} + C \cdot \log \Delta p^+ + D \cdot \log Ta, \quad (5.3)$$

Obliczenie stałej A oraz wykładników potęg: B , C , D w równaniach (5.2) i (5.3) wykonano stosując model regresji nieliniowej. W modelu tym zastosowano metodę największej wiarygodności, będącej alternatywną w odniesieniu do metody sumy największych kwadratów. Odchylenie standardowe wartości obserwowanej od przewidywanej określone za pomocą stosowanego modelu oznacza tzw. funkcję straty. Maksymalizację funkcji wiarygodności (dobór od-

powiednich parametrów spełniających ten warunek) wykonano metodami *quasi-Newtona* oraz *Symplex*, będącymi standardowymi modułami obliczeniowymi w pakiecie programowym *Statistica*. Rachunek wyrównawczy został przeprowadzony dla 108 równań zbudowanych na podstawie wyników badań eksperymentalnych dla zakresu stosowanych zakłóceń według wariantów podanych w tablicach 4.4 i 4.5. Otrzymano następujące wartości niewiadomych występujących w równaniu (5.2):

$$A = 489 \cdot 10^4, B = -1,05, C = 0,07, D = -0,76;$$

przy wariancji 92% i współczynniku istotności $R = 0,91$.

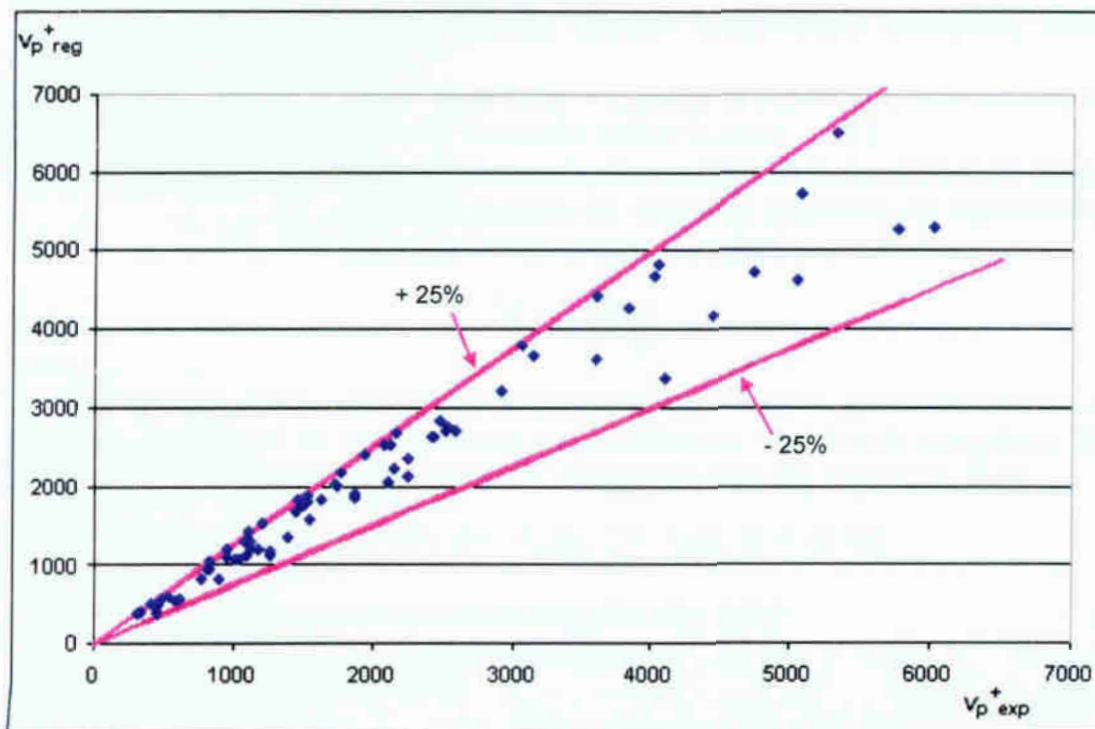
Równanie (5.2) uzyskało postać:

$$v_p^+ = 489 \cdot 10^4 \cdot Re_{TPF}^{-1,05} \cdot (\Delta p^+)^{0,07} \cdot Ta^{-0,76}, \quad (5.4)$$

Zależność empiryczną (5.4) sprawdzono w zakresie parametrów:

- temperatura wrzenia czynnika chłodniczego $T_0 = (0 \div -40^\circ\text{C})$,
- ciśnienie nasycenia $p_0 = (0,025 \div 0,24 \text{ MPa})$,
- gęstość strumienia masy $(w\rho) = (50 \div 300 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s})$,
- prędkość przemieszczania się zmiany sygnału ciśnienia $v_p = (40 \div 330 \text{ m/s})$,
- bezwymiarowa liczba $Ta = (0,14 \div 0,50)$,
- liczba kryterialna $Re_{TPF} = (2280 \div 12800)$.

Wartości bezwymiarowej eksperymentalnej prędkości v_p^+ porównano z wynikami obliczeń według zależności (5.4). Uzyskano zadowalającą zgodność w przedziale $\pm 25\%$, co pokazano na rys. 5.2.



Rys. 5.2. Zależność bezwymiarowej prędkości $v_p^+_{reg}$ otrzymanej na drodze analizy wymiarowej od wartości obliczonej wg pomiarów eksperymentalnych $v_p^+_{exp}$

W analogiczny sposób wyznaczono wartości bezwymiarowej prędkości v_T^+ ujmującej przemieszczanie się sygnału zmiany temperatury v_T . Jej wartość uzależniono funkcyjnie od parametrów:

$$v_T = f(\Delta T, T_0, \nu, d, w, \tau_o, \tau_z), \quad (5.5)$$

gdzie:

v_T – prędkość przemieszczania się sygnału zmiany temperatury [m/s],

ΔT – amplituda oscylacji temperatury wywołanych zakłóceniami [K],

T_0 – średnia temperatura wrzenia czynnika chłodniczego [K],

d – średnica wewnętrzna węzownicy [m],

ν – kinematyczny współczynnik lepkości mieszaniny dwufazowej [m²/s],

w – średnia prędkość mieszaniny dwufazowej czynnika chłodniczego [m/s],

τ_o – czas otwarcia zaworu na dopływie czynnika do węzownicy [s],

τ_z – czas zamknięcia zaworu na dopływie czynnika do węzownicy [s].

Po zastosowaniu procedur analizy wymiarowej uzyskano zależność w następującej postaci:

$$v_T^+ = A \cdot Re_{TPF}^B \cdot (\Delta T^+)^C \cdot Ta^D, \quad (5.6)$$

gdzie:

$v_T^+ = \frac{v_T}{w}$ – bezwymiarowa prędkość określona stosunkiem prędkości przemieszczania się sygnału zmiany temperatury v_T do prędkości mieszaniny dwufazowej,

$Re_{TPF} = \frac{(w\rho) \cdot d}{\eta}$ – liczba Reynolds'a dla przepływu dwufazowego,

$\Delta T^+ = \frac{\Delta T}{T_0}$ – bezwymiarowy spadek temperatury określony stosunkiem amplitudy oscylacji temperatury do temperatury wrzenia czynnika chłodniczego T_0 [K],

Ta – bezwymiarowa liczba uwzględniająca stosunek czasu τ_o otwarcia zaworu na dopływie czynnika do węzownicy do łącznego czasu jego zamknięcia τ_z i otwarcia τ_o :

$$Ta = \frac{\tau_o}{\tau_z + \tau_o}$$

Stosując te same metody modułów obliczeniowych *quasi-Newtona* oraz *Symplex*, będącymi na wyposażeniu standardowym w pakiecie programu *Statistica*, otrzymano następujące wartości niewiadomych dla równania (5.6):

$$A = 107 \cdot 10^5, B = -1,05, C = 1,43, D = -0,76;$$

przy wariancji 92% i współczynnika istotności $R = 0,94$.

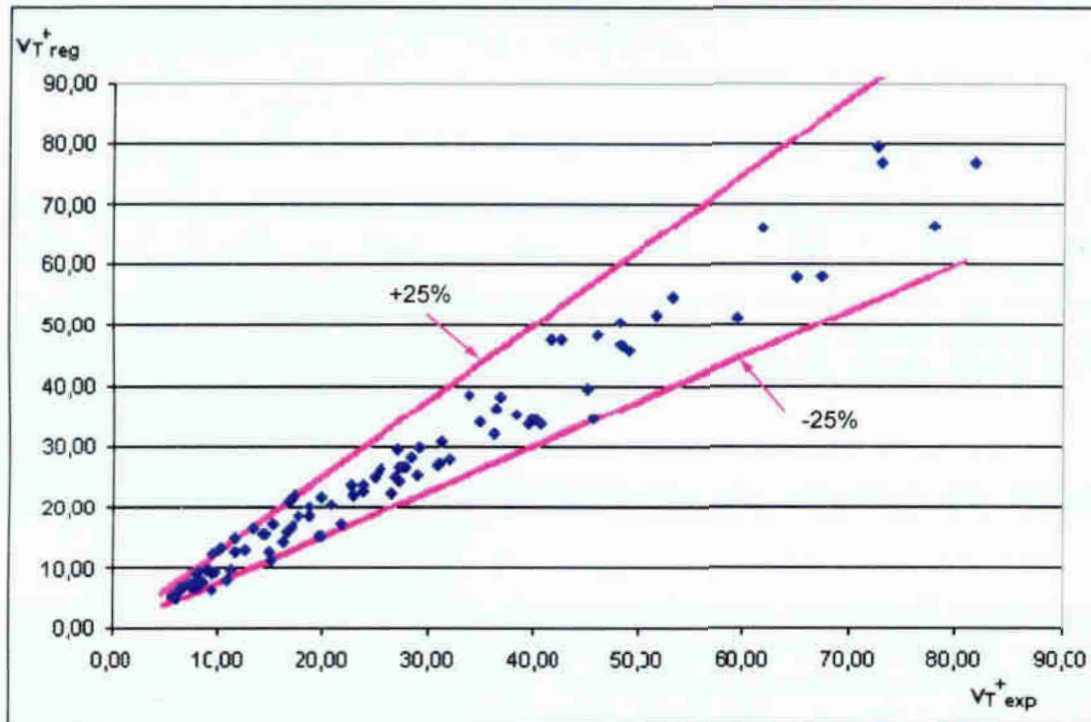
Równanie (5.6) uzyskuje postać:

$$v_T^+ = 107 \cdot 10^5 \cdot Re_{TPF}^{-1,05} \cdot (\Delta T^+)^{1,43} \cdot Ta^{-0,76}, \quad (5.7)$$

Zależność empiryczną (5.7) sprawdzono w zakresie parametrów:

- temperatura nasycenia $T_0 = (0 \div -40^\circ\text{C})$,
- ciśnienie nasycenia $p_0 = (0,025 \div 0,24 \text{ MPa})$,
- gęstość strumienia masy $(w\rho) = (50 \div 300 \text{ kg/m}^2\cdot\text{s})$,
- prędkość przemieszczania się sygnału zmiany temperatury $v_T = (1 \div 4,50 \text{ m/s})$,
- bezwymiarowa liczba $Ta = (0,14 \div 0,50)$
- liczba kryterialna $Re_{TPF} = (2280 \div 12800)$

Wartość eksperymentalnej bezwymiarowej prędkości v_T^+ porównano z wynikami obliczeń według zależności (5.7). Uzyskano zadowalającą zgodność w przedziale $\pm 25\%$, co pokazano na rys. 5.3.



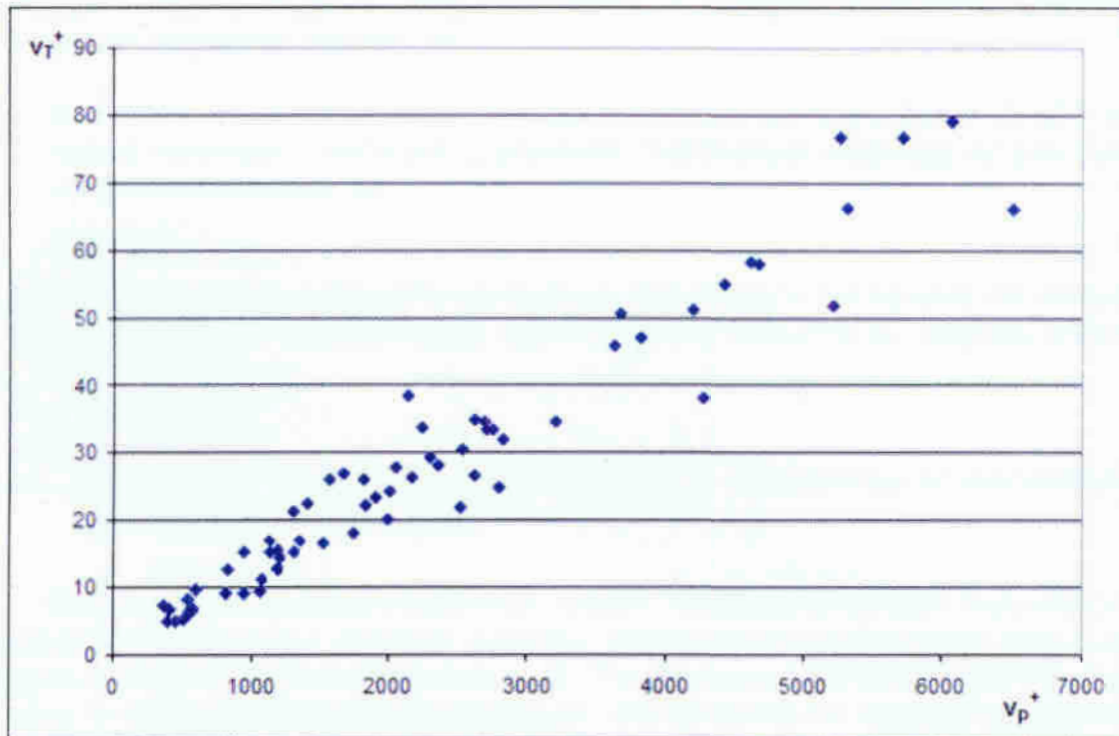
Rys. 5.3. Zależność bezwymiarowej prędkości $v_{T \text{ reg}}^+$ otrzymanej na drodze analizy wymiarowej od wartości obliczonej wg pomiarów eksperymentalnych $v_{T \text{ exp}}^+$

Jak wspomniano w rozdziale 4.4.1 prędkość przemieszczania się sygnału zmiany temperatury v_T jest zależna od prędkości przemieszczania się sygnału zmiany ciśnienia v_p . Również bezwymiarowe wielkości v_T^+ i v_p^+ wykazują taką zależność (rys.5.4).

W ośrodku dwufazowym z wrzącym czynnikiem chłodniczym ciśnienie jest ściśle związane z wartością temperatury nasycenia. W związku z tym, zależność (5.7) pozwalającą wyznaczać wartość bezwymiarowej prędkości przemieszczania się sygnału zmiany temperatury v_T^+ można przekształcić do postaci, w której bezwymiarowy spadek temperatury ΔT^+ jest zastąpiony bezwymiarowym spadkiem ciśnienia Δp^+ :

$$v_T^+ = 107 \cdot 10^5 \cdot Re_{TPF}^{-1,05} \cdot (\Delta p^+)^{0,11} \cdot Ta^{-0,76} , \quad (5.8)$$

Zależności (5.7) i (5.8) są tożsame i można je stosować alternatywnie w zależności od przyjętych założeń i aktualnych potrzeb.



Rys. 5.4. Zależność bezwymiarowej prędkości przemieszczania się sygnału zmiany temperatury v_T^+ od bezwymiarowej prędkości przemieszczania się sygnału zmiany ciśnienia v_p^+

5.2. Wnioski dotyczące przemieszczania się zaburzeń we wrzącym czynniku chłodniczym

Opracowane na podstawie badań eksperymentalnych zależności pozwalają na wyznaczenie prędkości przemieszczania się sygnału zmiany ciśnienia v_p i prędkości sygnału zmiany temperatury v_T , wywołanego zaburzeniami o charakterze periodycznym. Na podstawie przeprowadzonej analizy wrzenia czynnika chłodniczego w warunkach zaburzeń generowanych periodycznie stwierdzono, że:

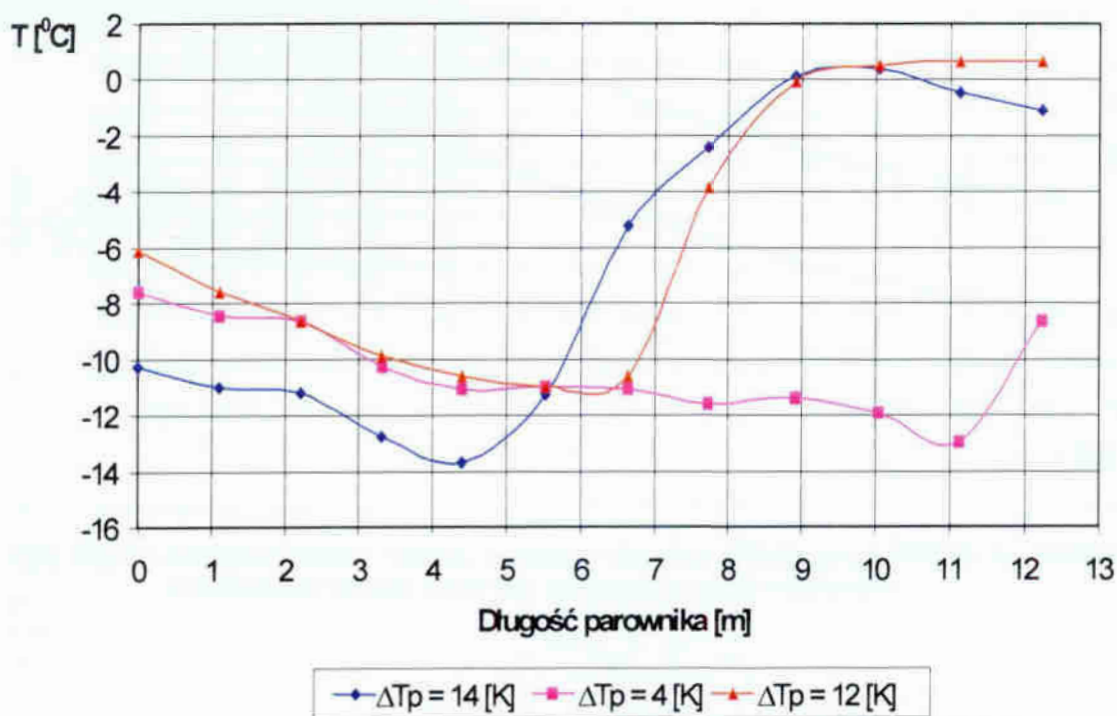
1. prędkości v_p i v_T zależą od parametrów ośrodka dwufazowego i wielkości wywołanego zaburzenia opisanego wartością spadku ciśnienia Δp lub spadku temperatury ΔT ,
2. istnieje analogia w przemieszczaniu się sygnału zmiany ciśnienia i sygnału zmiany temperatury, która objawia się współzależnością pomiędzy wartościami prędkości v_p i v_T ; wyższej wartości prędkości v_p odpowiada wyższa wartość prędkości v_T i odwrotnie. Potwierdza to również zapis podany równaniami empirycznymi (5.4) i (5.8),
3. prędkość przemieszczania się zaburzeń we wrzącym czynniku chłodniczym zależy od częstotliwości ich generowania. Ujmuje to bezwymiarowa liczba Ta , która stanowi stosunek czasu τ_o otwarcia zaworu na dopływie czynnika do węzownicy do łącznego czasu jego zamknięcia τ_z i otwarcia τ_o ,
4. sposób zasilania parownika (za pomocą TZR , EZR , E) nie ma wpływu na prędkość rozchodzenia się zaburzeń generowanych periodycznie w ośrodku dwufazowym podczas wrzenia w przepływie.

Przeprowadzone badania eksperymentalne i analiza teoretyczna wykazały słuszność przyjętych hipotez, że:

1. wielkość i częstotliwość zaburzeń generowanych periodycznie w długich kanałach rurowych z wrzącym czynnikiem chłodniczym wpływają na prędkość ich przemieszczania się,
ponadto
2. sposób zasilania parownika czynnikiem chłodniczym nie wpływa na wartość prędkości przemieszczania się sygnału zmiany ciśnienia v_p i sygnału zmiany temperatury v_T .

5.3. Określenie wielkości strefy wrzenia w parowniku w warunkach zaburzeń periodycznych

Na podstawie przeprowadzonych badań eksperymentalnych wyznaczono rozkłady temperatury i ciśnienia czynnika chłodniczego wzdłuż drogi jego przepływu w węzownicy rurowej (rozdział 4). Temperaturę i ciśnienie czynnika mierzono w 12 przekrojach rozmieszczonych równomiernie na długości węzownicy rurowej. Rys. 5.5 przedstawia (dla stanu ustalonego) eksperymentalny rozkład temperatury czynnika chłodniczego wzdłuż drogi przepływu w węzownicy rurowej.



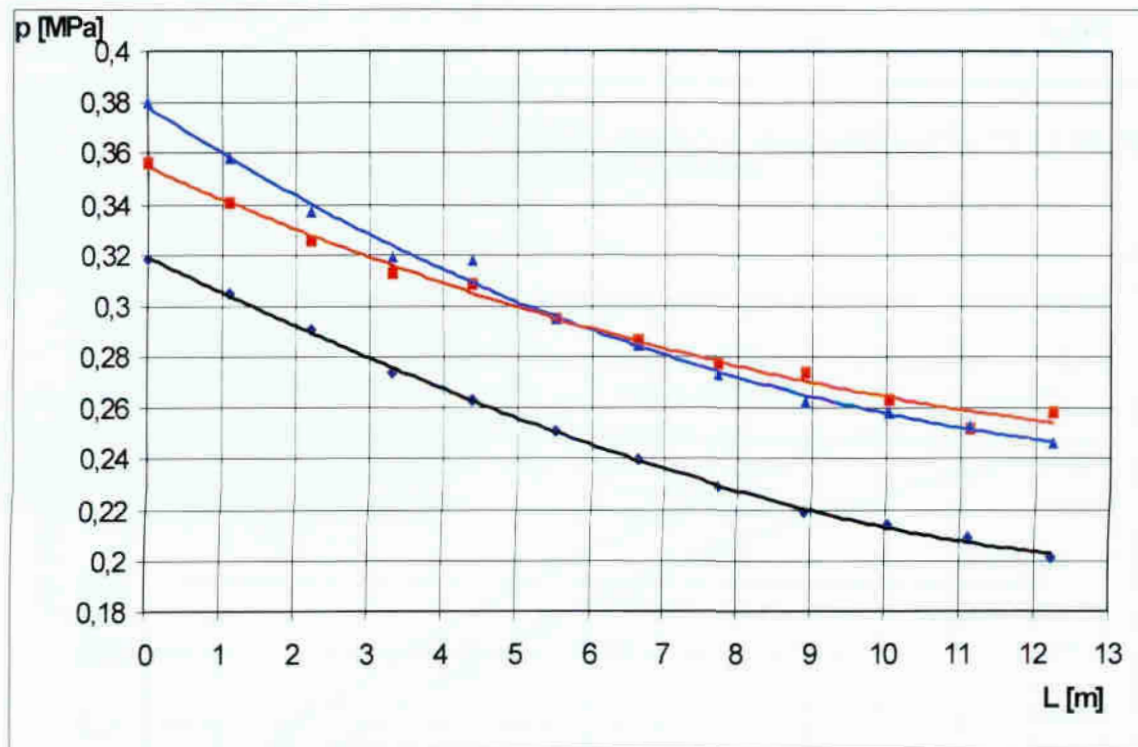
Rys. 5.5. Eksperymentalny rozkład temperatury czynnika chłodniczego R404A w przepływie w węzownicy rurowej chłodnicy w stanie ustalonym

Wykres przedstawiony na rys. 5.5. ilustruje jak kształtuje się podział długości węzownicy L na dwie strefy, to znaczy strefę przepływu dwufazowego i jednofazową strefę pary przegrzanej czynnika. Wyniki badań eksperymentalnych po-

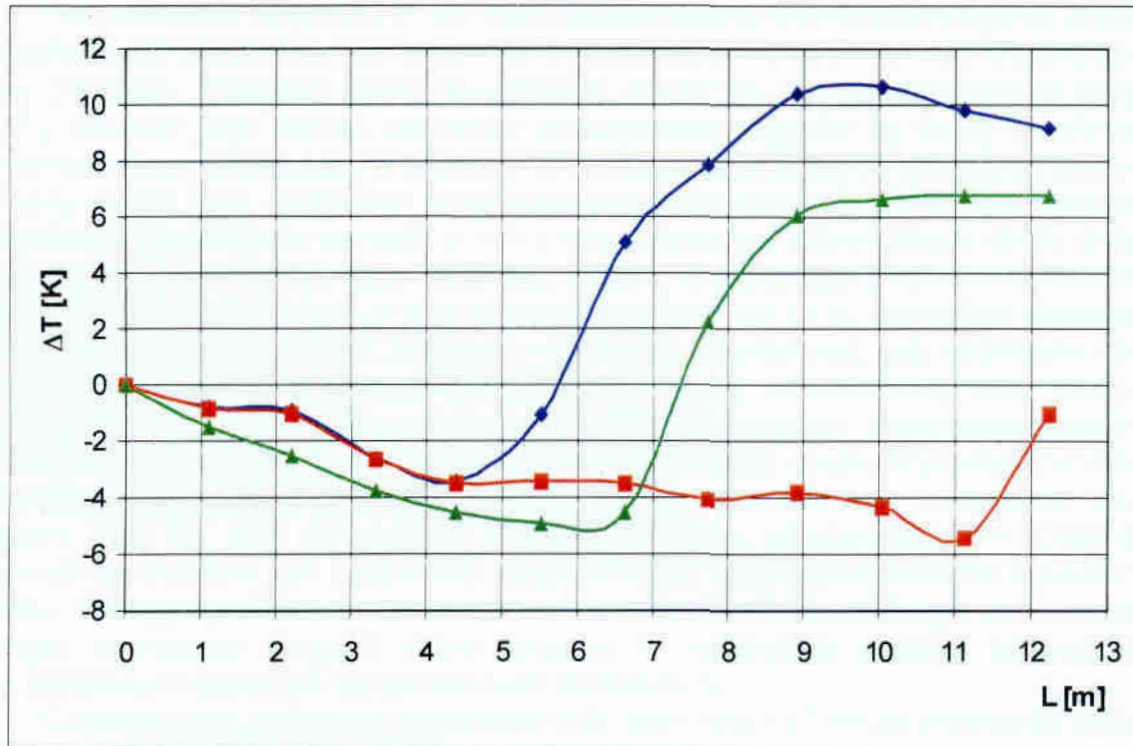
twierdziły, że długość strefy dwufazowej zależy od stopnia przegrzania pary ΔT_p . Teoretycznie, przy $\Delta T_p = 0$ całkowita długość L wężownicy powinna być objęta strefą przepływu dwufazowego. Wzrost wielkości przegrzania pary prowadzi do zmniejszenia długości strefy dwufazowej. Wskutek oporów przepływu w wężownicy następuje spadek ciśnienia na długości wężownicy, co obrazuje rys. 5.6. Spadek ciśnienia ma miejsce zarówno w strefie dwufazowej, jak i jednofazowej. Zmiany parametrów czynnika chłodniczego pokazane przykładowo na rys. 5.5. i 5.6. można przedstawić w postaci zależności $\Delta T = f(L)$ oraz $\Delta p = f(L)$, których wykresy zamieszczono na rys. 5.7 i 5.8. Wielkość ΔT oznacza różnicę temperatury zdefiniowaną w postaci:

$$\Delta T = T_{F1} - T_{Fi}, \quad (5.9)$$

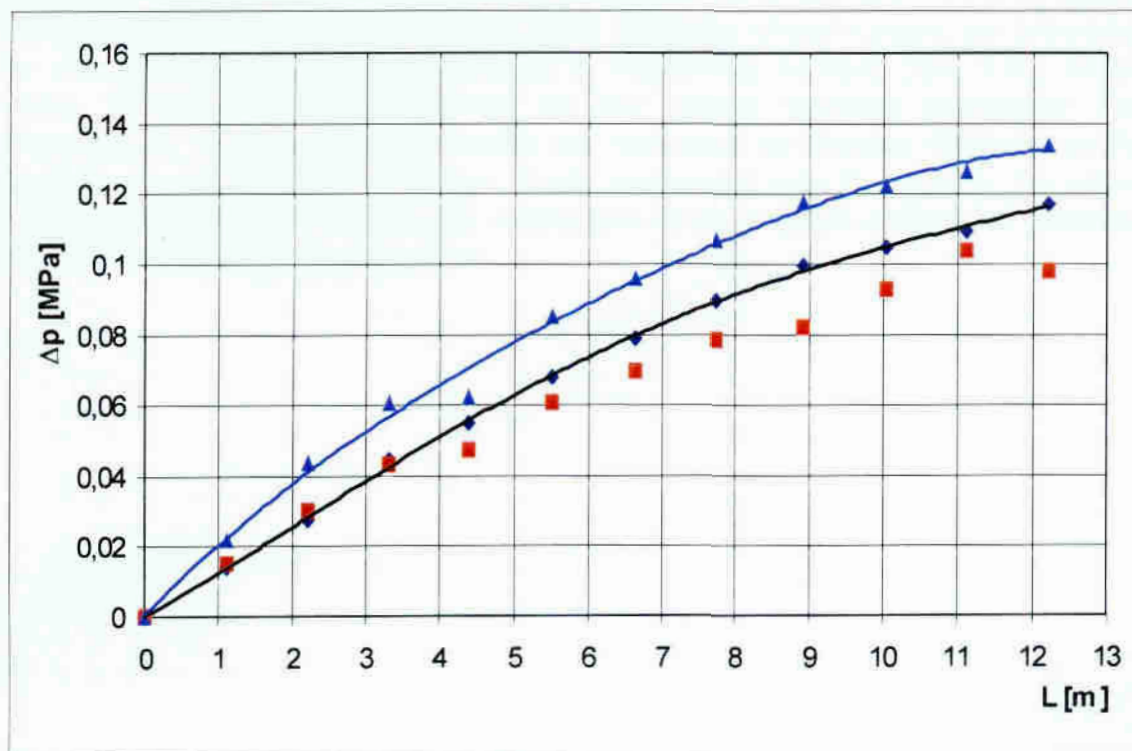
gdzie T_{F1} jest temperaturą zmierzoną w przekroju wlotowym do wężownicy, natomiast T_{Fi} – temperaturą w i – tym przekroju liczoną od wlotu do wężownicy. Podobnie interpretuje się różnicę ciśnienia $\Delta p = p_1 - p_i$. Wzrost wartości ΔT oraz Δp oznacza odpowiednio wzrost bezwzględnej wartości temperatury oraz spadek ciśnienia czynnika chłodniczego.



Rys. 5.6. Eksperymentalny rozkład ciśnienia czynnika chłodniczego R404A w przepływie w wężownicy rurowej chłodnicy powietrza w stanie ustalonym



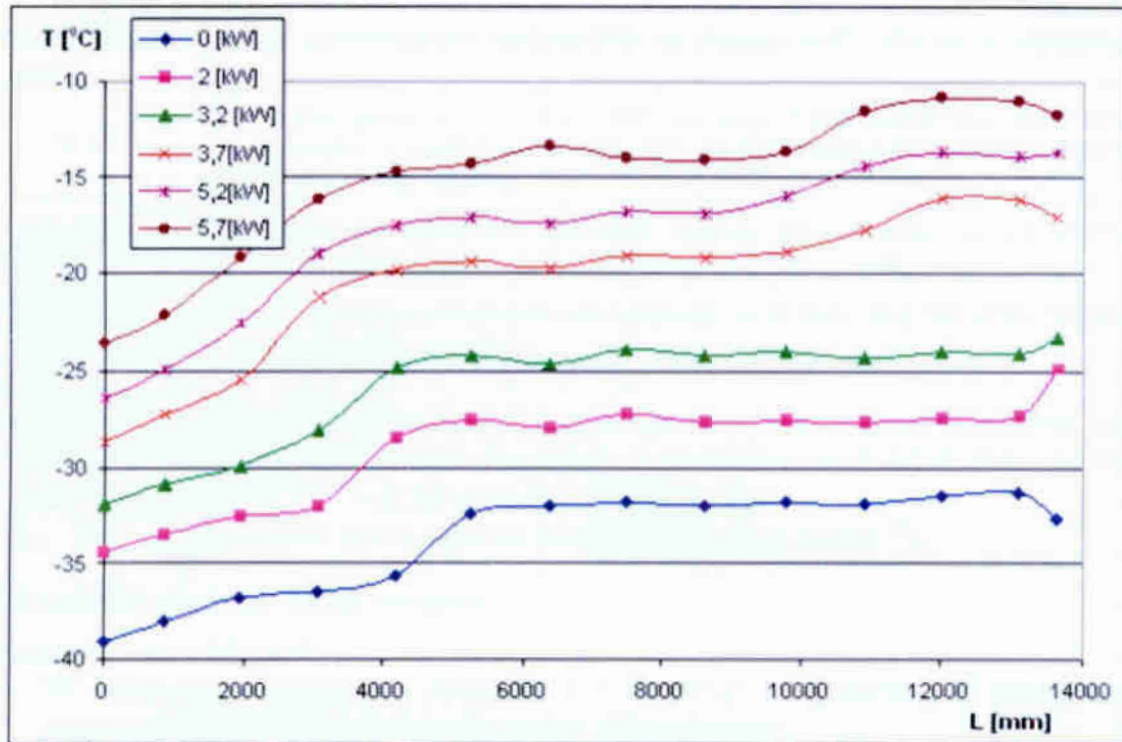
Rys. 5.7. Eksperymentalna zależność $\Delta T = f(l)$ przy $\Delta T_p = \text{const}$ ($\Delta T_p = 4, 12, 11, 5$ i $13, 7\text{K}$) w przepływie czynnika R404A w węźownicy rurowej



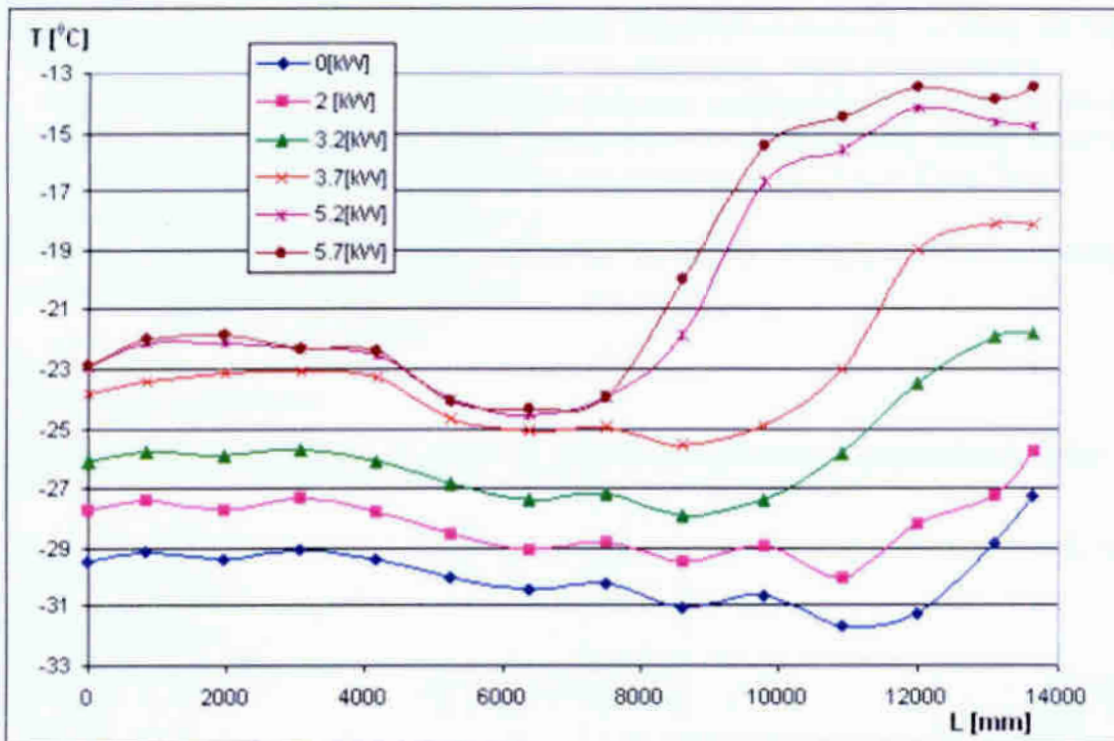
Rys. 5.8. Eksperymentalna zależność $\Delta p = f(l)$ przy $\Delta T_p = \text{const}$ ($\Delta T_p = 4, 12$ i $13, 7\text{K}$) w przepływie czynnika R404A w węźownicy rurowej

Na podstawie uzyskanych wyników badań można wyznaczyć długość strefy dwufazowej wężownicy, która wpływa bezpośrednio na efektywność cieplną całej chłodnicy. Wielkość strefy dwufazowej zależy od stopnia przegrzania pary ΔT_p , bowiem jego wzrost powoduje zmniejszenie długości tej strefy i wpływa niekorzystnie na przebieg wszystkich charakterystyk cieplnych chłodnicy. Otrzymane wyniki dają możliwość określenia położenia przekroju, w którym stopień suchości pary osiąga wartość $x = 1$ i rozpoczyna się jednofazowa strefa pary przegrzanej. Położenie tego przekroju wynika z zadanego przez użytkownika przegrzania pary. Jednak w tym przypadku odnosi się to do założenia stabilnej współpracy zespołu: układ zasilania – parownik. W praktyce, gdy występują zaburzenia zewnętrzne, nastąpi przesunięcie granicy oddzielającej dwie strefy: dwufazową i jednofazową, najczęściej w kierunku wzrostu strefy przegrzania. Dotyczy to przypadku okresowego zaniku strumienia masy czynnika chłodniczego, przymknięcia zaworu w zespole zasilającym, czy tzw. „migotania” zaworu TZR itp. Aby prawidłowo określić chwilową, rzeczywistą moc cieplną chłodnicy ważnym jest znajomość długości strefy dwufazowej wrzenia w parowniku. Dlatego podjęto próbę opracowania modelu obliczeniowego pozwalającego wyznaczać długość strefy wrzenia w wężownicy rurowej parownika w warunkach zaburzeń generowanych periodycznie.

Częstotliwość zaburzeń generowanych periodycznie ujmuje pośrednio bezwymiarowa liczba Ta opisana wzorem (4.8). Zaburzenia periodyczne generowane podczas doprowadzania strumienia masy czynnika chłodniczego do wężownicy rurowej można podzielić na trzy grupy (tablica 5.1). Do grupy pierwszej, gdy liczba Ta jest równa lub mniejsza od tzw. dolnej wartości granicznej Ta_1 , zalicza się te zaburzenia, których wpływ objawia się w dłuższym okresie czasu ($Ta \leq Ta_1$) dostarczaniem zbyt małej ilości czynnika chłodniczego, co prowadzi do okresowego zaniku strefy wrzenia w wężownicy rurowej (rys. 5.9). Jeżeli liczba Ta jest równa lub większa od tzw. górnej wartości granicznej Ta_2 ($Ta \geq Ta_2$), to występujące zakłócenia nie wpływają na zmianę długości strefy wrzenia w wężownicy rurowej (rys. 5.10). Natomiast, gdy $Ta_1 < Ta < Ta_2$ wówczas wpływ zaburzeń objawia się ustaleniem strefy wrzenia o długości zależnej od częstotliwości ich generowania.



Rys. 5.9. Rozkład temperatury czynnika chłodniczego w wentylatorowej chłodnicy powietrza przy $T_a \leq T_{a1}$ (brak strefy wrzenia w węzownicy rurowej)



Rys. 5.10. Rozkład temperatury czynnika chłodniczego w wentylatorowej chłodnicy powietrza przy $T_a \geq T_{a2}$ (występujące zakłócenia nie mają wpływu na długość strefy wrzenia w węzownicy rurowej)

Tablica 5.1

Oddziaływanie zaburzeń generowanych periodycznie na długość strefy wrzenia w węzownicy rurowej

$Ta \leq Ta_1$	- wpływ generowanych zaburzeń powoduje dostarczanie zbyt małej ilości czynnika chłodniczego, co prowadzi do okresowego zaniku strefy wrzenia w węzownicy rurowej.
$Ta_1 < Ta < Ta_2$	- wpływ generowanych zaburzeń objawia się ustaleniem strefy wrzenia o długości zależnej od częstotliwości ich generowania.
$Ta \geq Ta_2$	- występujące zaburzenia nie wpływają na zmianę długości strefy wrzenia w węzownicy rurowej.

Na podstawie wyników badań uzyskanych dla trzech sposobów zasilania węzownicy czynnikiem chłodniczym (rozdział 4) określono wartość dolnej i górnej liczby Ta w postaci: $Ta_1 = 0,13$ oraz $Ta_2 = 0,56$; gdzie:

Ta_1 , Ta_2 – odpowiednio dolna i górna wartość krytyczna liczby Ta

Określenie długości strefy wrzenia

Założenia do obliczeń:

1. W węzownicy rurowej o długości L i średnicy wewnętrznej d przepływa strumień masy \dot{m} wrzącego czynnika chłodniczego,
2. Węzownica rurowa zasilana jest ciśnieniowo czynnikiem chłodniczym za pomocą zespołu zasilającego.
3. Na dopływie czynnika do węzownicy generowane są zaburzenia w postaci okresowego (o stałej częstotliwości) zamykania i otwierania zaworu odcinającego E .
4. Czynnik chłodniczy odparowuje wzdłuż długości węzownicy rurowej do momentu uzyskania stopnia suchości $x = 1$, następnie ulega przegrzaniu.
5. Prowadzona analiza dotyczy takiego zakresu parametrów, gdy wpływ generowanych zaburzeń objawia się ustaleniem (w skali makro) strefy wrzenia o długości zależnej od częstotliwości ich generowania ($Ta_1 < Ta < Ta_2$).

Schemat podziału długości węzownicy L na strefy przepływu dwufazowego i jednofazowego podano na rys. 2.29

Obliczenia modelowe

Dla elementu węzownicy o długości dL bilans energii można przedstawić jako:

$$\frac{\partial m}{\partial \tau} \cdot dh = d\dot{Q}, \quad (5.10)$$

czyli

$$\dot{m} \cdot dh = C \cdot q \cdot dL, \quad (5.11)$$

gdzie: C stanowi obwód wewnętrzny kanału, q jest gęstością strumienia ciepła przy czym zależy od długości kanału i czasu $q = q(L, \tau)$.

Po uwzględnieniu, że $\dot{m} = (w\rho A)$ równanie (5.11) można zapisać jako:

$$(w\rho A) \cdot dh = C \cdot q \cdot dL, \quad (5.12)$$

gdzie: A jest polem powierzchni przekroju poprzecznego kanału zaś $(w\rho)$ gęstością strumienia masy wrzącego czynnika chłodniczego.

Średni w czasie strumień masy czynnika $\dot{m} = (w\rho A)$ można przestawić jako iloczyn strumienia masy $(w\rho A)_0$ dla warunków stanu ustalonego (bez wprowadzania zakłóceń) i liczby Ta opisującej wielkość tych zakłóceń (4.8):

$$\dot{m} = (w\rho A) = (w\rho A)_0 \cdot Ta = (w\rho)_{zakl} \cdot A, \quad (5.13)$$

gdzie: $(w\rho)_{zakl} = (w\rho)_0 \cdot Ta$.

W tym przypadku równanie (5.13) przyjmuje postać:

$$(w\rho A)_0 \cdot Ta \cdot dh = C \cdot q \cdot dL, \quad (5.14)$$

a po obustronnym scałkowaniu uzyskuje się zależność:

$$\int_{h_1}^{h_2} (w\rho A)_0 \cdot Ta \cdot dh = \int_0^L C \cdot q \cdot dL, \quad (5.15)$$

która dla kanału o stałym polu przekroju poprzecznego jest następująca

$$A \cdot (w\rho)_0 \cdot Ta \cdot \Delta h = C \cdot \int_0^L q \cdot dL. \quad (5.16)$$

Równanie (5.16) może być wykorzystane do określenia długości strefy wrzenia w kanale rurowym. Można je rozwiązać metodami numerycznymi znając rozkład gęstości strumienia ciepła w postaci zależności $q = q(L, \tau)$.

Dla przypadku, gdy wpływ generowanych zakłóceń objawia się ustaleniem (w skali „makro”) strefy wrzenia w kanale o długości L zagadnienie znacznie się upraszcza.

Można wtedy, w oparciu o znane zależności z literatury [71] określić średnią wartość gęstości strumienia ciepła \bar{q} na długości L w kanale

$$\bar{q} = \frac{1}{L} \int_0^L q(L) dL, \text{ czyli } \int_0^L q(L) dL = \bar{q} \cdot L, \quad (5.17)$$

stąd

$$A \cdot [(w\rho)_0 \cdot Ta] \cdot \Delta h = C \cdot \bar{q} \cdot L, \quad (5.18)$$

czyli długość strefy wrzenia $L = L_w$ opisuje zależność:

$$L_w = A \cdot \frac{[(w\rho)_0 \cdot Ta] \cdot \Delta h}{C \cdot \bar{q}}. \quad (5.19)$$

Dla wężownicy rurowej o stałym polu przekroju poprzecznego $A = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$ oraz obwodzie $C = \pi \cdot d$, równanie (5.19) przyjmuje postać:

$$L_w = d \cdot \frac{((w\rho)_0 \cdot Ta) \cdot \Delta h}{4 \cdot \bar{q}}, \quad (5.20)$$

lub

$$L_w = d \cdot \frac{((w\rho)_0 \cdot Ta) \cdot r \cdot (1 - x_1)}{4 \cdot \bar{q}}, \quad (5.21)$$

gdzie: r jest ciepłem parowania, a x_1 stopniem suchości czynnika chłodniczego na dopływie do wężownicy rurowej.

Proponowany model obliczeniowy nie uwzględnia, opóźnień otwierania zaworów, przyspieszania i opóźniania ruchu strumienia masy czynnika chłodniczego, rozwoju i zaniku wrzenia w przepływie itp., dlatego wprowadzono korektę do wzoru (5.21) w postaci współczynnika S_z , którego wartość proponuje się określać na podstawie zależności empirycznej opisanej wzorem:

$$S_z = f(Ta). \quad (5.22)$$

przy czym:

$$f(Ta) = B \cdot (Ta)^b, \quad (5.23)$$

Wielkość współczynnika poprawkowego S_z zależy od sposobu zasilania parownika wentylatorowej wężownicy powietrza i wynosi:

dla zasilania wężownicy rurowej czynnikiem chłodniczym poprzez zawór *TZR*:

$$B = 1,01; b = -0,56;$$

dla zasilania wężownicy rurowej czynnikiem chłodniczym zaworami *EZR* i *E*:

$$B = 1,24; b = -0,13.$$

Wielkości B i b określono za pomocą modelu regresji nieliniowej podobnie jak to przeprowadzono w przypadku zależności 5.4 i 5.7.

Równanie (5.21) po uwzględnieniu zależności (5.23) przyjmuje postać:

$$L_w = S_z \cdot \frac{d \cdot ((w\rho)_0 \cdot Ta) \cdot r \cdot (1 - x_1)}{4 \cdot \bar{q}}. \quad (5.24)$$

5.4. Wyniki obliczeń

Dla parametrów cieplno-przepływowych zrealizowanych badań eksperymentalnych obliczono według wzoru (5.24) długość strefy wrzenia w wężownicy rurowej w warunkach zaburzeń generowanych periodycznie. Obliczenia wykonano dla trzech sposobów zasilania parownika czynnikiem chłodniczym (poprzez zawory: *TZR*, *EZR* i *E*). W tablicach 5.2 ÷ 5.4 przedstawiono porównanie wyników obliczeń z wynikami badań eksperymentalnych.

Tablica 5.2

Porównanie długości strefy wrzenia uzyskanej z obliczeń według zależności (5.24) z wynikami badań eksperymentalnych dla zasilania parownika poprzez TZR

Lp.	Seria pomiarowa	Ta	(w _p) [kg/m ² s]	\bar{q} [kW/m ²]	Obciążenie komory \dot{Q} [kW]	Zasilanie parownika poprzez TZR		
						Lw _{obl.} [m]	Lw _{ex.} [m]	ΔL [%]
1	5s\5s	0,50	306,23	5,58	0	12,79	11,98	-6,75
2	5s\10s	0,33	298,66	5,24		10,84	10,89	0,39
3	5s\15s	0,25	301,95	5,06		11,50	10,89	-5,61
4	5s\20s	0,20	302,72	4,39		12,01	10,89	-10,31
5	5s\25s	0,17	306,79	6,26		7,69	7,48	-2,73
6	5s\30s	0,14	306,09	6,17		6,90	7,48	7,77
7	5s\5s	0,50	312,99	5,72	2	12,43	11,98	-3,81
8	5s\10s	0,33	309,84	5,47		10,68	10,89	1,95
9	5s\15s	0,25	306,26	5,66		8,66	9,77	11,33
10	5s\20s	0,20	305,84	5,61		8,70	8,58	-1,35
11	5s\25s	0,17	309,45	6,14		7,49	7,40	-1,17
12	5s\30s	0,14	303,43	5,94		6,77	7,40	8,55
13	5s\5s	0,50	304,32	6,04	3,2	12,66	11,98	-5,71
14	5s\10s	0,33	306,19	6,21		11,10	10,89	-2,00
15	5s\15s	0,25	308,99	5,19		11,29	10,89	-3,73
16	5s\20s	0,20	301,59	5,23		8,01	8,58	6,62
17	5s\25s	0,17	298,80	5,17		6,36	7,48	14,98
18	5s\30s	0,14	306,26	4,73		6,85	7,48	8,44
19	5s\5s	0,50	303,15	6,76	3,7	11,71	10,89	-7,55
20	5s\10s	0,33	305,91	6,22		12,02	10,89	-10,41
21	5s\15s	0,25	309,45	5,66		10,27	9,77	-5,05
22	5s\20s	0,20	306,97	4,87		9,25	9,77	5,29
23	5s\25s	0,17	299,15	4,90		7,57	8,58	11,77
24	5s\30s	0,14	299,22	4,00		6,55	7,48	12,42
25	5s\5s	0,50	330,25	6,87	5,2	10,20	10,89	6,35
26	5s\10s	0,33	326,50	6,88		10,61	9,77	-8,60
27	5s\15s	0,25	320,06	6,40		8,56	8,58	0,21
28	5s\20s	0,20	330,68	5,26		8,76	8,58	-2,02
29	5s\25s	0,17	333,90	4,44		7,13	7,48	4,71
30	5s\30s	0,14	333,86	4,14		6,25	6,38	1,98
31	5s\5s	0,50	343,21	7,70	5,7	8,45	9,77	13,53
32	5s\10s	0,33	338,57	7,64		7,34	8,58	14,48
33	5s\15s	0,25	345,22	6,22		7,43	7,48	0,72
34	5s\20s	0,20	341,72	5,06		7,48	7,48	-0,01
35	5s\25s	0,17	335,00	5,24		5,89	6,38	7,71
36	5s\30s	0,14	334,29	3,74		6,20	6,38	2,77

Oznaczenia:

(w_p) – gęstość strumienia masy czynnika [kg/(m²s)],

\bar{q} – średnia gęstość strumienia ciepła [W/m²],

Lw_{obl.} – długość strefy wrzenia obliczona według zależności (5.24),

Lw_{exp.} – długość strefy wrzenia wyznaczona eksperymentalnie,

ΔL – procentowa różnica pomiędzy wielkością eksperymentalną a obliczeniową długością strefy wrzenia.

Tabela 5.3
Porównanie długości strefy wrzenia uzyskanej z obliczeń według zależności (5.24) z wynikami badań eksperymentalnych dla zasilania parownika poprzez EZR

Lp.	Seria pomiarowa	T_a	$(w\rho)$ [kg/m ² s]	\bar{q} [kW/m ²]	Obciążenie komory \dot{Q} [kW]	Zasilanie parownika poprzez EZR		
						$L_{w_{obl.}}$ [m]	$L_{w_{ex.}}$ [m]	ΔL [%]
1	5s\5s	0,50	288,70	12,18	0	7,33	7,48	2,07
2	5s\10s	0,33	312,85	11,25		6,85	6,38	-7,45
3	5s\15s	0,25	317,73	8,88		5,77	5,22	-10,55
4	5s\20s	0,20	310,79	6,66		5,39	5,22	-9,01
5	5s\25s	0,17	301,93	5,07		4,49	5,22	-7,34
6	5s\30s	0,14	302,93	4,82		4,71	5,22	-12,79
7	5s\5s	0,50	320,58	13,41	2	6,65	6,38	-4,26
8	5s\10s	0,33	316,04	13,30		4,33	4,18	-3,50
9	5s\15s	0,25	320,06	12,44		3,31	3,07	-7,61
10	5s\20s	0,20	320,78	12,76		1,86	3,07	5,40
11	5s\25s	0,17	318,28	9,39		2,26	3,07	-14,61
12	5s\30s	0,14	315,23	7,65		2,83	3,07	-7,82
13	5s\5s	0,50	315,20	13,03	3,2	6,51	6,38	-2,15
14	5s\10s	0,33	313,99	12,29		3,15	3,07	-2,57
15	5s\15s	0,25	315,10	11,19		3,29	3,07	-6,97
16	5s\20s	0,20	315,16	10,47		3,18	3,07	-3,36
17	5s\25s	0,17	314,26	8,75		2,19	3,07	-11,20
18	5s\30s	0,14	315,13	8,05		2,06	3,07	-4,50
19	5s\5s	0,50	310,33	17,93	3,7	4,25	4,18	-1,58
20	5s\10s	0,33	310,03	16,81		3,19	3,07	-3,75
21	5s\15s	0,25	307,41	12,46		3,43	3,07	-11,50
22	5s\20s	0,20	309,84	10,65		3,20	3,07	-4,26
23	5s\25s	0,17	303,53	12,97		2,16	1,97	-10,06
24	5s\30s	0,14	309,59	12,14		0,92	1,97	-6,41
25	5s\5s	0,50	317,41	25,20	5,2	3,08	3,07	-0,27
26	5s\10s	0,33	331,26	20,63		3,29	3,07	-7,04
27	5s\15s	0,25	318,03	17,99		2,01	1,97	-2,40
28	5s\20s	0,20	306,30	16,50		1,93	1,97	1,96
29	5s\25s	0,17	314,14	16,06		0,89	1,97	-3,35
30	5s\30s	0,14	313,13	13,75		1,68	1,97	-14,69
31	5s\5s	0,50	310,33	25,48	5,7	3,04	3,07	1,02
32	5s\10s	0,33	313,57	24,80		2,01	1,97	-2,38
33	5s\15s	0,25	328,64	31,66		2,08	1,97	-5,85
34	5s\20s	0,20	327,53	24,58		2,14	1,97	-8,71
35	5s\25s	0,17	331,84	19,10		0,92	1,97	-6,73
36	5s\30s	0,14	330,82	13,63		1,78	1,97	-9,65

Oznaczenia:

$(w\rho)$ – gęstość strumienia masy czynnika [kg/(m²s)],

\bar{q} – średnia gęstość strumienia ciepła [W/m²],

$L_{w_{obl.}}$ – długość strefy wrzenia obliczona według zależności (5.24),

$L_{w_{exp.}}$ – długość strefy wrzenia wyznaczona eksperymentalnie,

ΔL – procentowa różnica pomiędzy wielkością eksperymentalną a obliczeniową długością strefy wrzenia.

Tabela 5.4

Porównanie długości strefy wrzenia uzyskanej z obliczeń według zależności (5.24) z wynikami badań eksperymentalnych dla zasilania parownika poprzez zawór E

Lp.	Seria pomiarowa	Ta	(w ρ) [kg/m ² s]	\bar{q} [kW/m ²]	Obciążenie komory \dot{Q} [kW]	Zasilanie parownika poprzez zawór E		
						Lw _{obl.}	Lw _{ex.} [m]	ΔL [%]
1	5s\5s	0,50	283,11	8,05	0	10,20	10,89	6,35
2	5s\10s	0,33	274,13	7,25		7,52	8,58	12,37
3	5s\15s	0,25	270,53	6,02		5,71	6,38	10,05
4	5s\20s	0,20	272,72	6,18		5,27	5,25	8,65
5	5s\25s	0,17	260,26	6,13		5,09	5,25	3,11
6	5s\30s	0,14	282,49	5,34		5,18	5,25	1,37
7	5s\5s	0,50	309,94	11,89		2	6,27	6,38
8	5s\10s	0,33	319,62	10,34	4,09		5,25	2,25
9	5s\15s	0,25	313,69	11,73	3,03		3,07	1,41
10	5s\20s	0,20	317,22	10,78	2,00		3,07	-1,32
11	5s\25s	0,17	302,35	9,31	1,97		3,07	-0,21
12	5s\30s	0,14	309,10	9,09	1,78		3,07	9,48
13	5s\5s	0,50	328,84	12,57	3,2	6,16	7,48	3,44
14	5s\10s	0,33	322,55	12,44		2,91	4,18	5,16
15	5s\15s	0,25	322,07	12,39		2,98	3,07	3,17
16	5s\20s	0,20	318,46	12,35		1,84	3,07	6,36
17	5s\25s	0,17	317,94	11,31		2,01	3,07	-2,27
18	5s\30s	0,14	313,27	10,21		1,79	1,97	8,99
19	5s\5s	0,50	322,54	22,70	3,7	4,44	4,18	-6,26
20	5s\10s	0,33	326,29	18,35		3,08	3,07	-0,32
21	5s\15s	0,25	317,30	16,94		3,08	3,07	-0,32
22	5s\20s	0,20	318,44	16,78		1,95	1,97	1,09
23	5s\25s	0,17	322,43	16,72		0,75	1,97	12,40
24	5s\30s	0,14	329,09	14,69		0,84	1,97	2,84
25	5s\5s	0,50	385,63	21,22	5,2	4,33	5,25	-3,67
26	5s\10s	0,33	361,75	20,83		3,03	3,07	1,45
27	5s\15s	0,25	361,71	17,37		1,94	1,97	1,41
28	5s\20s	0,20	365,53	16,93		2,05	1,97	-4,26
29	5s\25s	0,17	375,09	16,52		0,82	1,97	4,88
30	5s\30s	0,14	385,67	37,64		0,79	0,86	7,84
31	5s\5s	0,50	405,31	15,90	5,7	3,01	6,38	2,21
32	5s\10s	0,33	404,10	17,29		1,92	4,18	2,27
33	5s\15s	0,25	403,36	19,20		1,94	3,07	1,31
34	5s\20s	0,20	400,64	16,54		0,82	3,07	4,48
35	5s\25s	0,17	404,53	22,22		0,85	1,97	1,42
36	5s\30s	0,14	407,64	47,58		0,81	0,86	5,61

Oznaczenia:

(w ρ) – gęstość strumienia masy czynnika [kg/(m²s)],

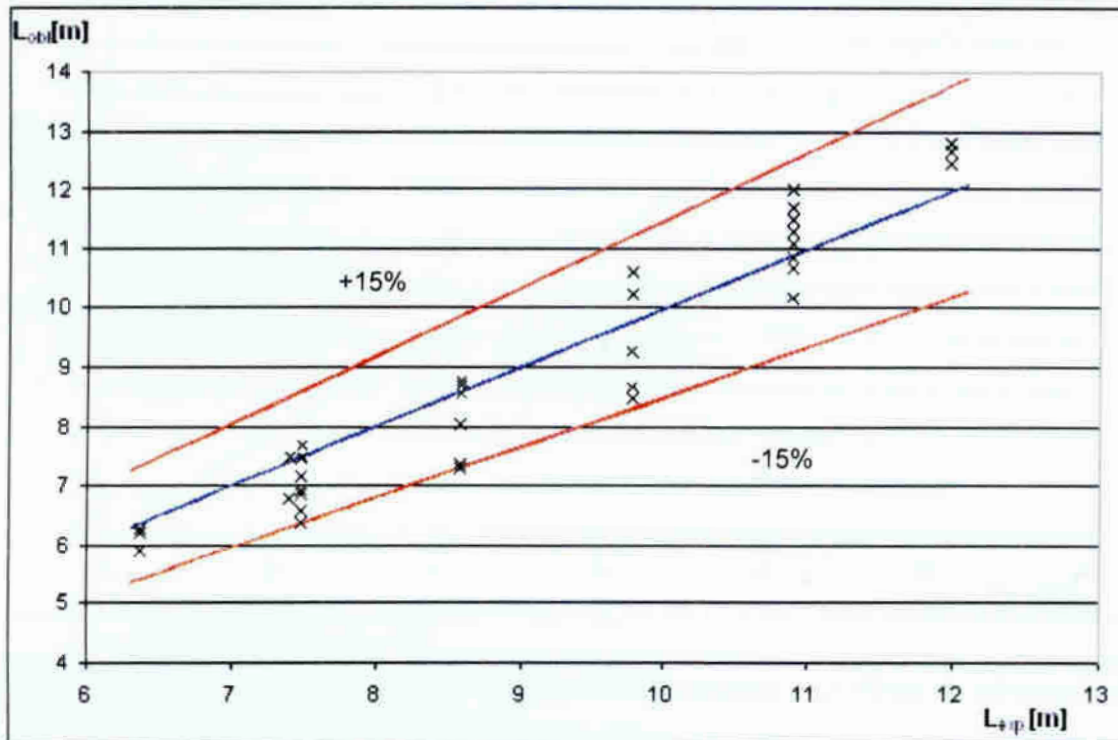
\bar{q} – średnia gęstość strumienia ciepła [W/m²],

Lw_{obl.} – długość strefy wrzenia obliczona według zależności (5.24),

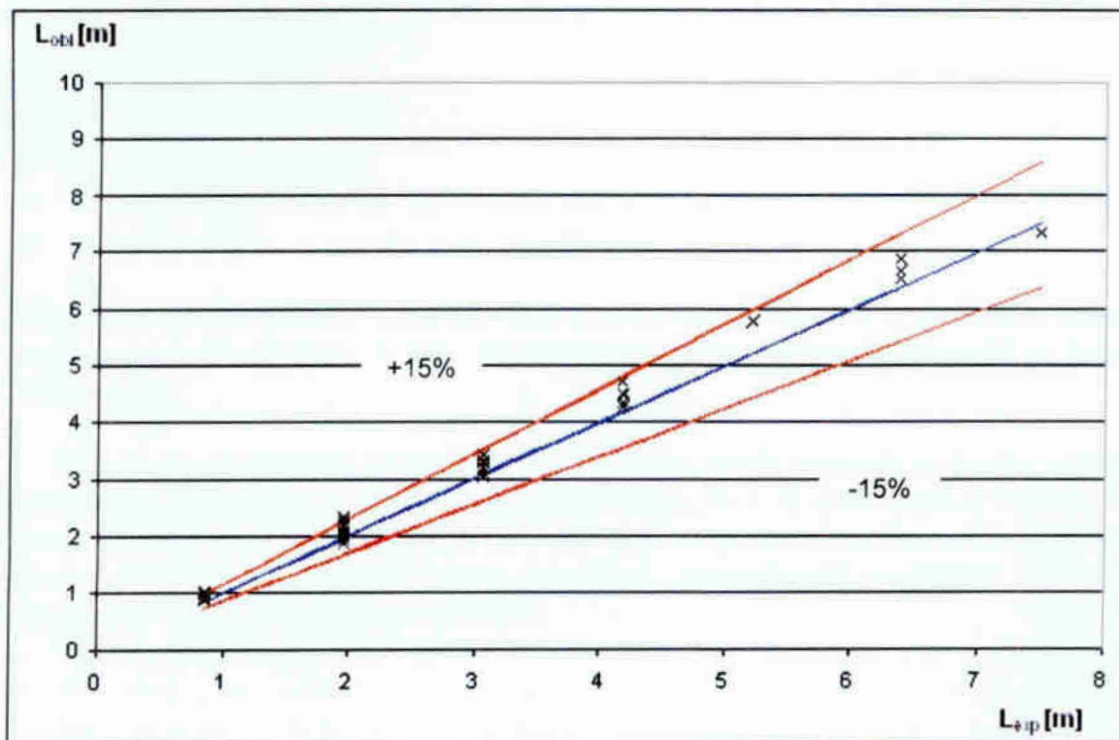
Lw_{exp.} – długość strefy wrzenia wyznaczona eksperymentalnie,

ΔL – procentowa różnica pomiędzy wielkością eksperymentalną a obliczeniową długością strefy wrzenia.

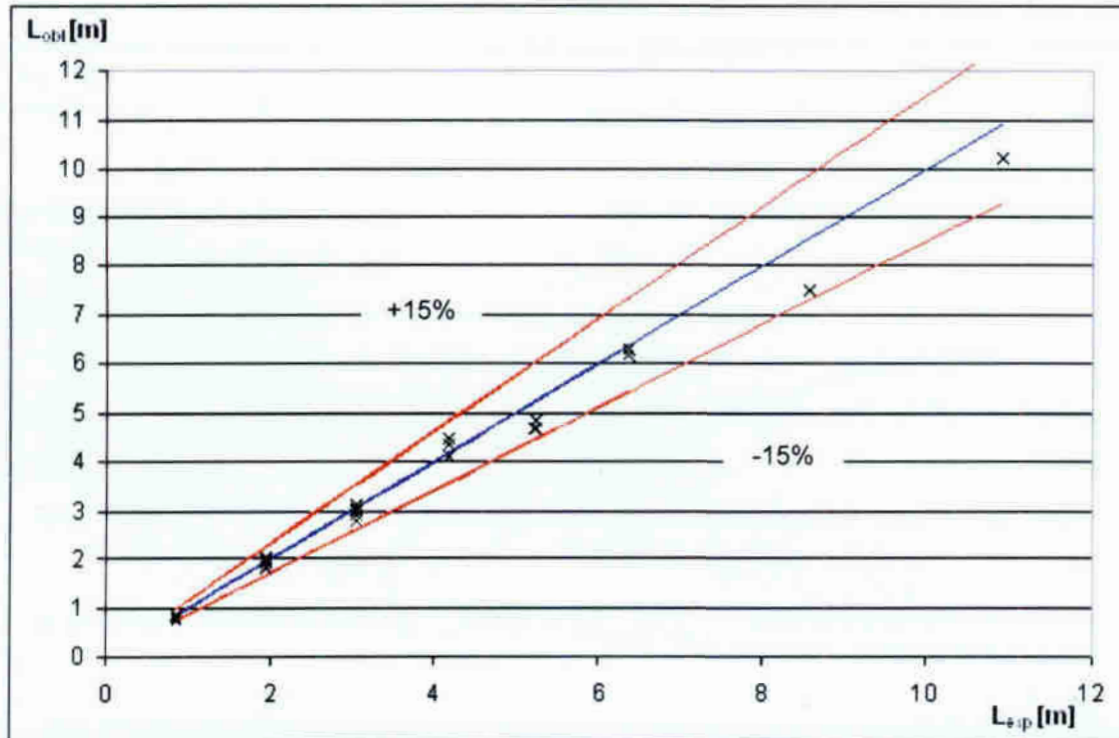
Porównanie wyników obliczeń z wynikami pomiarów długości strefy wrzenia przedstawiono również na rys. 5.11 ÷ 5.13. Stwierdzono zadawalającą zgodność w przedziale $\pm 15\%$.



Rys. 5.11. Porównanie wyników obliczeń długości strefy wrzenia L_{obl} z wynikami badań eksperymentalnych L_{exp} ; zasilanie węzownicy czynnikiem za pomocą termostaticznego zaworu rozprężnego TZR



Rys. 5.12. Porównanie wyników obliczeń długości strefy wrzenia L_{obl} z wynikami badań eksperymentalnych L_{exp} ; zasilanie węzownicy czynnikiem za pomocą elektronicznego zaworu rozprężnego EZR



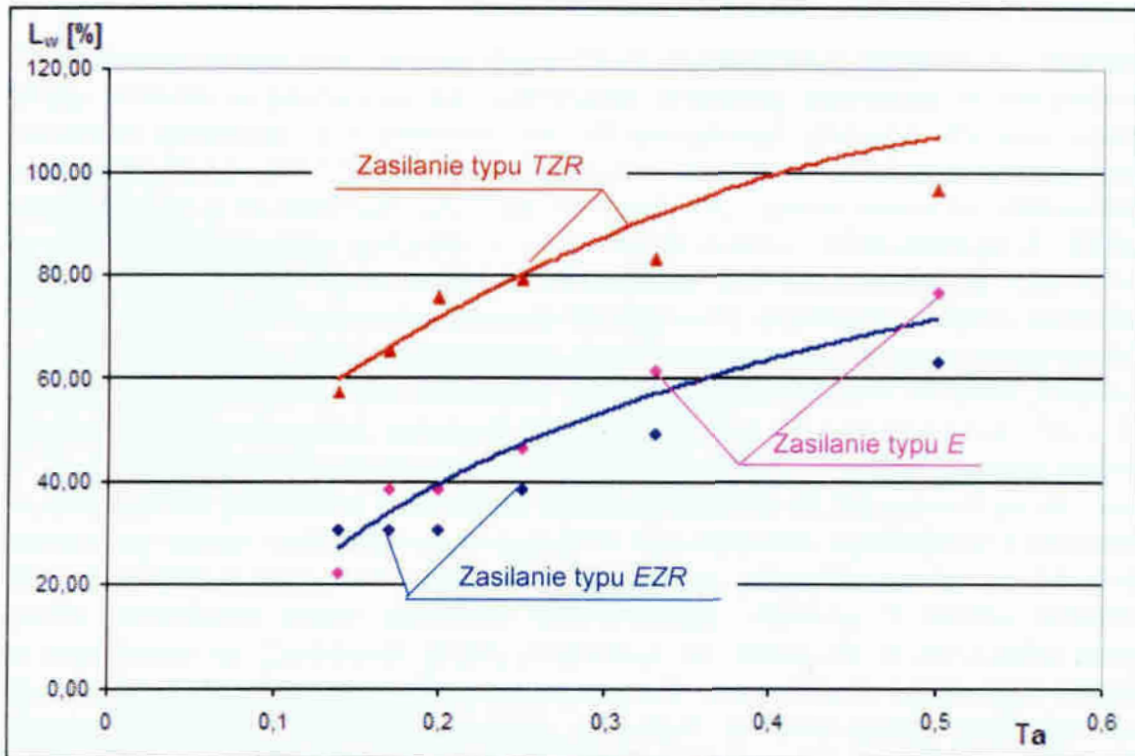
Rys. 5.13. Porównanie wyników obliczeń długości strefy wrzenia L_{obl} z wynikami badań eksperymentalnych L_{exp} ; zasilanie bezpośrednio węzownicy czynnikiem za pomocą elektronicznego zaworu odcinający E

Dla przyjętych parametrów eksploatacyjnych wykonano przykładowe obliczenia wielkości strefy wrzenia w warunkach zaburzeń generowanych periodycznie. Dla wszystkich trzech sposobów zasilania (TZR , EZR , E) przyjęto do obliczeń takie same wartości:

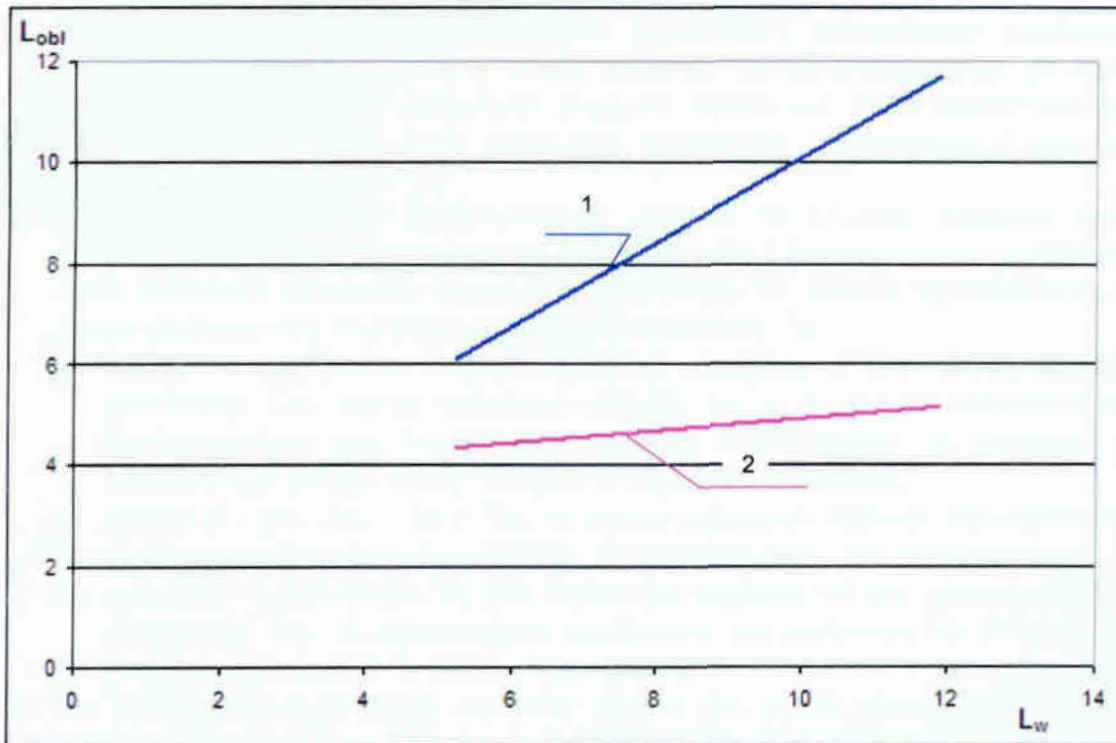
$$\begin{aligned}
 d &= 0,01 \text{ m,} \\
 (w\rho) &= 305 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s,} \\
 q &= 9 \text{ kW/m}^2, \\
 \Delta h &= 195 \text{ kJ/kg,} \\
 Ta &= 0,14 \div 0,50.
 \end{aligned}$$

Uzyskane wyniki obliczeń długości strefy wrzenia porównano z wynikami badań eksperymentalnych (rys. 5.14). Stwierdzono zadawalającą zgodność w przedziale $\pm 15\%$.

Wykonano obliczenia porównawcze długości strefy wrzenia w stanie ustalonym według korelacji własnej (5.24) (przyjmując $Ta = 1$) oraz według wzoru *Palowody* (2.56). Na rys. 5.15 przedstawiono graficzny obraz porównania (przy zasilaniu parownika elektronicznym zaworem rozprężnym) wyników obliczeń z wynikami badań eksperymentalnych.



Rys. 5.14. Zależność procentowej wielkości strefy wrzenia L_w od bezwymiarowej liczby Ta przy zasilaniu węzownicy za pomocą trzech sposobów TZR, EZR, E; linia – wyniki obliczeń, punkty – wyniki eksperymentu



Rys. 5.15. Porównanie obliczeniowej długości L_{obl} strefy wrzenia dla warunków ustalonych według korelacji własnej (5.24) – krzywa 1 i według wzoru Paliwody (2.56) – krzywa 2, z wynikami badań eksperymentalnych - L_w

5.5. Wnioski dotyczące wyników obliczeń długości strefy wrzenia

Opracowany model obliczeniowy pozwala na wyznaczenie długości dwufazowej strefy wrzenia w parowniku wentylatorowej chłodnicy powietrza w warunkach zaburzeń generowanych periodycznie. W założeniach przyjęto, że węzownica rurowa zasilana jest czynnikiem chłodniczym ciśnieniowo za pomocą zespołu zasilającego, a na dopływie czynnika do węzownicy generowane są zaburzenia w postaci okresowego zamykania i otwierania zaworu odcinającego E . Zaburzenia te powtarzają się ze stałą częstotliwością. Czynnikiem chłodniczym odparowuje wzdłuż długości węzownicy rurowej do momentu uzyskania stopnia suchości $x = 1$, a następnie ulega przegrzaniu. Analiza dotyczyła zakresu parametrów, gdzie wpływ generowanych zaburzeń objawiał się ustaleniem (w skali „makro”) strefy wrzenia o długości, zależnej od częstotliwości ich generowania ($Ta_1 < Ta < Ta_2$). Wprowadzenie empirycznego współczynnika S_z , którego wartość można wyznaczyć na podstawie zależności opisanej wzorem (5.23) powoduje że, proponowany model obliczeniowy uwzględnia bezwładność wynikającą z opóźnienia otwierania i zamykania zaworu zasilającego, przyspieszenia i opóźnienia ruchu strumienia masy czynnika chłodniczego, rozwoju i zaniku wrzenia w przepływie itp. Zależność (5.24) proponuje się stosować w przypadku określania długości strefy wrzenia w rzeczywistych parownikach zasilanych ciśnieniowo, w warunkach występowania zaburzeń generowanych periodycznie. Zgodność wyników obliczeń z wynikami badań eksperymentalnych zawiera się w przedziale $\pm 15\%$.

Po przeprowadzeniu badań eksperymentalnych i analizy teoretycznej procesu wrzenia w węzownicy rurowej w warunkach zaburzeń generowanych periodycznie można stwierdzić, że:

1. W parowniku zasilanym ciśnieniowo czynnikiem chłodniczym występują dwie strefy wymiany ciepła, tj. strefa wrzenia i strefa przegrzania. W stanie ustalonym układu ich wzajemna długość zależy od ilości dostarczanego czynnika chłodniczego, jego własności fizycznych, intensywności wymiany ciepła, itp.
2. Wystąpienie zaburzeń periodycznych wpływa na zmianę długości strefy wrzenia, której wielkość zależy od częstotliwości i intensywności generowanych zaburzeń opisanych bezwymiarową liczbą Ta . Można wyróżnić trzy rodzaje oddziaływań charakteryzowanych wartością Ta :
 - zakres 1 - gdy liczba Ta jest równa lub mniejsza od tzw. dolnej wartości granicznej Ta_1 , wpływ zaburzeń objawia się w dłuższym okresie czasu dostarczaniem zbyt małej ilości czynnika chłodniczego, co prowadzi do okresowego zaniku strefy wrzenia w węzownicy rurowej,
 - zakres 2 - gdy $Ta_1 < Ta < Ta_2$, to wpływ zaburzeń objawia się ustaleniem strefy wrzenia o długości zależnej od częstotliwości ich generowania,
 - zakres 3 - jeżeli liczba Ta jest równa lub większa od tzw. górnej wartości granicznej Ta_2 , to występujące zakłócenia nie wpływają na zmianę długości strefy wrzenia w węzownicy rurowej.
3. Na podstawie uzyskanych wyników badań dla trzech sposobów zasilania węzownicy czynnikiem chłodniczym (TZR , EZR , E) określono wartość dolnej i górnej liczby Ta w postaci: $Ta_1 = 0,13$ oraz $Ta_2 = 0,56$.
4. Dla zakresu 2 opracowano zależność (5.24) pozwalającą wyznaczać długość strefy wrzenia w węzownicy rurowej w warunkach zaburzeń generowanych periodycznie. Została ona zweryfikowana eksperymentalnie za po-

mocą współczynnika S_z (5.23) uwzględniającego bezwładność wynikającą z opóźnienia w otwieraniu i zamykaniu zaworów, przyspieszania i opóźnienia ruchu strumienia masy czynnika chłodniczego, rozwoju i zaniku wrzenia w przepływie itp.

5. Weryfikacja eksperymentalna zależności (5.24) wykazała, że sposób zasilania węzownicy rurowej parownika czynnikiem chłodniczym wywiera istotny wpływ na długość strefy wrzenia. W porównywalnych warunkach cieplno-przepływowych długość strefy wrzenia w przypadku zastosowania termostaticznego zaworu rozprężnego (*TZR*) jest większa niż przy zasilaniu za pomocą elektronicznego zaworu rozprężnego (*EZR*) lub zaworu odcinającego *E*. Wynika to z innego mechanizmu działania zaworu *TZR* i większej jego bezwładności termicznej i mechanicznej (rys. 5.14).

Przeprowadzone badania eksperymentalne i analiza teoretyczna wykazały słuszność przyjętych hipotez, że:

- o *w określonym przedziale częstotliwości generowanych zaburzeń, w kanale rurowym może wystąpić strefa wrzenia o długości zależnej od tych częstotliwości,*
- o *ponadto sposób zasilania parownika czynnikiem chłodniczym wywiera istotny wpływ na długość strefy wrzenia.*

6. Podsumowanie

W prezentowanej rozprawie podjęto próbę oceny wpływu zakłóceń zewnętrznych generowanych periodycznie na proces wrzenia czynnika chłodniczego w przepływie. Badania eksperymentalne zrealizowano w warunkach periodycznych zmian (wzrostu i zaniku) gęstości strumienia masy czynnika chłodniczego, dla stałych poziomów obciążenia cieplnego komory chłodniczej. Przeważało to do okresowych zmian ciśnienia i temperatury wzdłuż drogi przepływu czynnika w węzownicy rurowej parownika. Badania wykonano przy użyciu proekologicznego czynnika chłodniczego R404A. W wyniku przeprowadzonych badań eksperymentalnych i modelowania fizycznego stwierdzono, że:

1. Wielkość i częstotliwość zaburzeń generowanych periodycznie w długich kanałach rurowych z wrzącym czynnikiem chłodniczym wpływają na prędkość ich przemieszczania się oraz na długość strefy wrzenia.
2. W określonym przedziale częstotliwości generowanych zaburzeń, w kanale rurowym może wystąpić strefa wrzenia o długości zależnej od wielkości częstotliwości.
3. Sposób zasilania parownika czynnikiem chłodniczym nie wpływa na wartość prędkości przemieszczania się sygnału zmiany ciśnienia v_p i sygnału zmiany temperatury v_T . Wpływa natomiast na długość strefy wrzenia w kanale rurowym parownika chłodniczego.

Potwierdza to słuszność postawionych hipotez, co należy uznać, że zostały one w pełni udowodnione. Uzyskane wyniki badań mają duże znaczenie poznawcze i aplikacyjne. Za wartości poznawcze pracy należy uznać:

1. Przeprowadzenie systematycznych badań eksperymentalnych wrzenia w węzownicy rurowej parownika w warunkach zaburzeń zewnętrznych generowanych periodycznie. Badania zrealizowano dla trzech sposobów zasilania parownika czynnikiem chłodniczym, to znaczy za pomocą termostaticznego zaworu rozprężnego (TZR), elektronicznego zaworu rozprężnego (EZR) i elektromagnetycznego zaworu odcinającego (E).
2. Potwierdzenie falowego charakteru procesu wrzenia czynnika chłodniczego w przepływie.
3. Określenie wartości prędkości przemieszczania się sygnału zmiany ciśnienia v_p i sygnału zmiany temperatury v_T we wrzącym czynnikiem chłodniczym w warunkach zaburzeń zewnętrznych generowanych periodycznie.
4. Określenie wpływu zaburzeń generowanych periodycznie na wielkość strefy wrzenia i wydajność chłodniczą parownika.
5. Opracowanie zależności empirycznych pozwalających określić prędkości v_p i v_T , w zależności od wielkości wprowadzonych zaburzeń, ich częstotliwości i parametrów ośrodka dwufazowego.

6. Przeprowadzenie modelowania fizycznego i opracowanie zależności pozwalającej obliczyć długość strefy wrzenia w węzownicy rurowej parownika w warunkach zaburzeń zewnętrznych generowanych periodycznie.

Prezentowana rozprawa ma również charakter aplikacyjny. Świadczy o tym możliwość wykorzystania uzyskanych wyników przeprowadzonej analizy eksperymentalnej i teoretycznej dla wrzenia czynnika chłodniczego w warunkach zaburzeń zewnętrznych generowanych periodycznie do:

1. prowadzenia obliczeń prędkości przemieszczania się sygnału zmiany ciśnienia v_p i sygnału zmiany temperatury v_T ;
2. wyznaczenia długości strefy wrzenia i strefy przegrzania w węzownicy rurowej parownika;
3. określania wydajności chłodniczej parownika.

W zastosowaniu praktycznym, należy wskazać również na szereg uwag i spostrzeżeń, jakie uzyskano realizując badania eksperymentalne. Należy tu wymienić następujące:

1. Sposób zasilania węzownicy rurowej wrzącym czynnikiem chłodniczym nie wpływa na prędkość rozchodzenia się zaburzeń generowanych periodycznie, która zależy od częstotliwości generowania tych zaburzeń i parametrów ośrodka dwufazowego.
2. Istnieje wpływ zakłóceń generowanych periodycznie na wydajność chłodniczą wentylatorowej chłodnicy powietrza. Wzrost czasu ograniczenia dopływu czynnika chłodniczego do węzownicy rurowej powoduje wzrost strefy przegrzania i „cofanie się” strefy wrzenia w kierunku przeciwnym do przepływu czynnika, co sprawia, że występuje spadek wydajności chłodniczej parownika.
3. W przypadku zasilania parownika za pomocą elektronicznego zaworu rozprężnego *EZR* oraz metodą bezpośrednią poprzez elektromagnetyczny zawór odcinający *E* wielkość strefy dwufazowej zależy od obciążenia cieplnego komory chłodniczej. Natomiast dla zasilania parownika za pomocą termostatycznego zaworu rozprężnego *TZR* wielkość strefy wrzenia praktycznie nie zależy od obciążenia cieplnego komory chłodniczej. Wpływ obciążenia cieplnego komory w tym przypadku objawiał się tylko zmianą wielkości temperatury odparowania czynnika chłodniczego, przy zachowaniu praktycznie stałej długości strefy wrzenia właściwego i strefy przegrzania (niezależnie od częstotliwości generowanych zaburzeń).

Uzyskane wyniki badań procesu wrzenia w przepływie w warunkach zaburzeń zewnętrznych generowanych periodycznie mają duże znaczenie w ocenie stabilności pracy maszyn i urządzeń chłodniczych. Mogą również przyczynić się do podwyższenia tego poziomu. Pozwalają lepiej zrozumieć zjawiska w procesie wrzenia, realizowanego w rzeczywistych warunkach eksploatacyjnych. Należy podkreślić, że przeprowadzone badania mają charakter pionierski i stanowią rozpoznanie w tym zakresie. Pozwalają one jednak na wyznaczenie dalszych

kierunków badań procesu wrzenia czynnika chłodniczego w warunkach zaburzeń zewnętrznych. Należy tu wymienić:

1. Podjęcie próby eksperymentalnej identyfikacji zmiany stopnia suchości i stopnia wypełnienia na długości kanału rurowego wrzącego czynnika chłodniczego w czasie generowania zaburzeń zewnętrznych.
2. Opracowanie modelu teoretycznego opisującego proces przemieszczania się zewnętrznych zaburzeń generowanych periodycznie we wrzącym czynniku chłodniczym.
3. Identyfikacja parametrów ośrodka dwufazowego z wrzącym czynnikiem chłodniczym w celu opracowania kryterium stabilności układu i wykluczenia możliwości występowania przypadkowych niestabilności.

Literatura

1. Abdul-Razzak A., Ahoukri M., Chang J.S.: *Characteristics of refrigerant R134a liquid – vapour two-phase flow in a horizontal pipe*. ASHRAE Transaction 1995, vol. 101, part I.
2. Andritsos N. and Hanratty T.J.: *Interfacial instabilities for horizontal gas-liquid flows in pipelines*. Int. J. Multiphase Flow 1987, vol. 13, no. 5, pp. 583-603.
3. Ardron K.N., Duffey R.B.: *Acoustic wave propagation on flowing liquid-vapor mixture*. Int. J. Multiphase Flow 1978, vol. 4, pp. 303-322.
4. Avksentyuk B.P., Ovchinnikov V.V., Plotnikov V.Ya.: *Self-maintaining front of boiling*. Soviet Journal of Applied Physics., 1989, vol. 2, no. 2, pp. 17-23.
5. Avksentyuk B.P., Ovchinnikov V.V.: *A study of vaporisation at high superheating*. Russian Journal of Engineering Thermophysics 3, 1993, pp. 21-39.
6. Bartolomej G.G., Brantow W.G., Mołoczko J.S., Charitonow J.S., Sołodkij W.A., Bataszowa G.N.: *Eksperymentalnoje issledowanije istinnogo parosoderzaniya pri kipienijii s niedogriewom w trubach*. Teploenergetika, 1982, nr 3.
7. Bergles A.E., Collier J.G., Delhaye J.M., Hewitt G.F., Mayinger F.: *Two-phase flow and heat transfer in the power and process industries*. Hemisphere Publishing Corporation 1981, Washington.
8. Bilicki Z., Bohdal T.: *Wave character of onset of boiling in an annular clearance*. Archives of Thermodynamics, 2002, vol. 23, no 3, pp. 5-18.
9. Bilicki Z., Downar-Zapolski P.: *Criteria of choking in nonequilibrium two-phase flow*. Archiwum Termodynamiki, 1992, vol. 13, no 1-4, pp. 113-123.
10. Bilicki Z., Downar-Zapolski P.: *Zjawiska falowe w dwupłytowych i jednorodnych modelach przepływu dwufazowego*. Prace Instytutu Maszyn Przepływowych PAN, Gdańsk 1992, Zeszyt 94, str. 19 – 42.
11. Bilicki Z., Kalinowski K.: *Niestabilności w pracy pompowych urządzeń chłodniczych*. Chłodnictwo, 1982 nr 10-12, s. 14-16.
12. Bilicki Z., Kwidziński R., Łuniewski M., Kucieńska B.: *Temperature and pressure propagation during direct contact condensation*. XVI Zjazd Termodynamików, Koszalin-Kołobrzeg, 1996, s. 81-90.
13. Bilicki Z.: *Latent heat transport in forced boiling flow*. Int. J. Heat Mass Transfer, 1983, vol. 26, no 4, pp. 539-565.
14. Bilicki Z.: *The relation between the experiment and theory for nucleate forced boiling*. Proc. 4th World Conference on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics. Brussels, 1997, vol. 2, pp. 571-578, Edizioni ETS Pisa.
15. Bilicki Z.: *Zjawiska falowe w przepływach dwufazowych*. Materiały XIII Krajowej Konferencji Mechaniki Płynów, Częstochowa 1998, 21-26.09.1998, tom 3, s.41-60.
16. Bohdal T., Bilicki Z., Czapp M.: *Development of nucleate boiling in an annular clearance*. Int. J. Heat and Technology, 2001, no 2, vol. 19-n, pp. 33-37.
17. Bohdal T., Bilicki Z.: *On the wave character of development of bubble boiling in channel flow*. MFTP-2000 Int. Symposium on Multiphase flow and

- Transport Phenomena, Antalya, Turkey, 2000, Editor David Moalem Maron, Begell House, inc., New York, Wallingford (UK), pp. 520-527.
18. Bohdal T., Bohdal A.: *Badanie przyczyn niestabilnej pracy pompowych urządzeń chłodniczych*. Chłodnictwo, nr 7, 1986.
 19. Bohdal T., Charun H., Czapp M., Dutkowski K.: *Wrzenie perspektywicznych czynników w parownikach chłodniczych*. Monografia Wydziału Mechanicznego Politechniki Koszalińskiej, Koszalin 1999.
 20. Bohdal T., Charun H., Czapp M.: *Badania laboratoryjne urządzeń chłodniczych i klimatyzacyjnych*. Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Koszalińskiej, Koszalin 1996.
 21. Bohdal T., Charun H., Czapp M.: *Falowy charakter wrzenia w chłodnicy wentylatorowej*. Materiały Konf. Nauk-Tech. XXXIV Dni Chłodnictwa, Poznań 2002, nr 5, str. 31.
 22. Bohdal T., Charun H., Czapp M.: *Podstawy budowy charakterystyk ciepło-przepływowych chłodnic powietrza zasilanych zaworem termostatycznym*. Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna 1998, nr 3, str. 103.
 23. Bohdal T., Charun H., Czapp M.: *Urządzenia chłodnicze sprężarkowe parowe. Podstawy teoretyczne i obliczenia*. WNT, Warszawa 2003.
 24. Bohdal T., Charun H., Kuczyński W.: *Analiza wyboru optymalnych warunków zasilania parownika zaworami rozprężnymi*. Chłodnictwo i Klimatyzacja, nr 4 2007, str. 61-66.
 25. Bohdal T., Charun H., Kuczyński W.: *Porównawcze wyniki badań alternatywnego zasilania parownika w warunkach zakłóceń periodycznych*. Chłodnictwo 1-2/2007, str. 66-73.
 26. Bohdal T., Charun H., Kuczyński W.: *Wpływ zakłóceń generowanych periodycznie na wydajność wentylatorowej chłodnicy powietrza*. Chłodnictwo 11/2006, str. 8-14.
 27. Bohdal T., Charun H., Kuczyński W.: *Wpływ zakłóceń generowanych periodycznie na wielkość strefy wrzenia w wentylatorowej chłodnicy powietrza*. Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna 6-7/2007, str. 232-238.
 28. Bohdal T., Czapp M.: *Wymiana ciepła przy wrzeniu przechłodzonym freonem w kanale*. XIII Zjazd Termodynamików PAN, Kozubnik – Porąbka 1987.
 29. Bohdal T., Kuczyński W.: *Boiling of refrigeration medium R404A in tube coil under periodic disturbance conditions*. Heat Transfers and Renewable Sources of Energy 2006, pp. 537-544.
 30. Bohdal T., Kuczyński W.: *Investigation of boiling of refrigeration medium under periodic disturbance conditions*. An International Journal of Experimental Heat Transfer, 2005, Volume 18, No 3, pp. 135-151.
 31. Bohdal T.: *Badanie rozwoju wrzenia pęcherzykowego w kanale*. Zeszyty Naukowe Instytutu Maszyn Przepływowych PAN, Gdańsk 1999 nr 505/1464/99, s. 27-45.
 32. Bohdal T.: *Development of bubbly boiling in channel flow*. Int. J. Experimental Heat Transfer, 2001, vol. 14, no 3, pp. 199-215.
 33. Bohdal T.: *Investigation of boiling of refrigerating medium under conditions of impulse disturbances*. Int. J. Experimental Heat Transfer, 2004, vol. 17, no 2, pp. 103-117.
 34. Bohdal T.: *Pomiary stopnia wypełnienia czynnika w kanale*. Chłodnictwo, nr 6, 1992.

35. Bohdal T.: *Przyczyny niestabilności przemian fazowych czynników energetycznych*. Monografia Wydziału Mechanicznego Nr 130 Politechniki Koszalińskiej, Koszalin 2006.
36. Bohdal T.: *Wymiana ciepła przy wrzeniu pęcherzykowym w przepływie cieczy przechłodzonej*. Archiwum Termodynamiki, 1985, vol. 6, nr 3-4, s. 195- 210.
37. Bohdal T.: *Zjawiska wrzenia pęcherzykowego czynników chłodniczych*, Monografia Wydziału Mechanicznego Politechniki Koszalińskiej, Koszalin 2001.
38. Bonca Z., i inni.: *Czynniki chłodnicze i nośniki ciepła*. Własności cieplne, chemiczne i eksploatacyjne. IPPU Masta 1997, Gdańsk 1997.
39. Bonca Z., Romejko R.: *Systemy kompleksowej automatyzacji pracy instalacji chłodniczych*. Chłodnictwo 1993, nr 5, str. 21.
40. Bonca Z.: *Automatyka chłodnicza i klimatyzacja*. Wydawnictwo Uczelniane Wyższej Szkoły Morskiej w Gdyni, Gdynia 1995.
41. Bonca Z.: *Regulatory elektroniczne stosowane w urządzeniach chłodniczych*. Chłodnictwo 1993, nr 1, str. 8.
42. Butrymowicz D., Miąskowski D.: *Zagadnienia wartości prędkości dźwięku w przepływach dwufazowych czynników chłodniczych*. Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna 6-7/2006, str. 230-234.
43. Cieśliński J.T.: *Studium wrzenia pęcherzykowego na metalicznych powierzchniach porowatych*. Zeszyty Naukowe Politechniki Gdańskiej, Gdańsk 1996, seria Mechanika, Nr 76.
44. Cieśliński J.T.: *Modelowanie wrzenia pęcherzykowego*. Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, Gdańsk 2005.
45. Cao L., Kakaç S., Liu H.T., Sarma P.K.: *The effects of thermal non-equilibrium and inlet temperature on two-phase flow pressure drop type instabilities in an upflow boiling system*. Int. J. Therm. Sci. 2000 39, pp. 886-895.
46. Charun H., Baran J.: *Rozdział czynnika chłodniczego w freonowych chłodnicach wentylatorowych*. Prace Instytutu Budowy Maszyn Wyższej Szkoły Inżynierskiej w Koszalinie, nr 5/B, seria B5/81/BM, str. 53, Koszalin 1982.
47. Cheng P., Wu H.Y.: *Visualization and measurements of periodic boiling in silicon microchannels*. Int. J. Heat Mass Transfer 46 (2003), pp. 2603-2614.
48. Comakli O., Karsli S., Yilmaz M.: *Experimental investigation of two phase flow instabilities in a horizontal in-tube boiling system*. Energy Conversion and Management nr 43, 2002, pp. 249-268.
49. Czapp M.: *Przemiany fazowe czynników w węzownicowych chłodniczych wymiennikach ciepła*. Monografia Wydziału Mechanicznego Nr 88 Politechniki Koszalińskiej, Koszalin 2002.
50. Ding Y., Kakaç S.: *Dynamic instabilities of boiling two-phase flow in a single horizontal channel*. Experimental Thermal and Fluid Science 1995, pp. 327 - 342.
51. Dobosz M.: *Wspomagana komputerowo statystyczna analiza wyników badań*. Akademicka Oficyna Wydawnictwa ELIT, Warszawa 2001.
52. Donevski B., Saga T., Kobayashi T., Segawa S.: *A study of bubble dynamics in subcooled flow boiling using image processing technology*. Proc. 4th World Conference on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and

- Thermodynamics. Brussels, 1997, vol. 2, pp.971-978, Edizi-oni ETS Pisa, Italy.
53. Gabaraev B., Kvalev S.A., Molochnikov Yu. S., Soloviev S.L., Usatikov S.V.: *Boiling curve in temperature wave region*. Int. J. Heat Mass Transfer 2003, vol. 46, pp. 139-148.
 54. Gaziński B., Ignacik G.: *System sterowania i monitoringu instalacji chłodniczych*. Chłodnictwo 1998, nr 10, str. 31.
 55. Gaziński B., Kijko M.: *Porównanie systemów sterowania i monitoringu urządzeń chłodniczych klimatyzacyjnych*. Materiały Konf. Nauk.-Tech. XXXV Jubileuszowe dni Chłodnictwa, Poznań 2003, str. 105.
 56. Gmurman W.J.: *Rachunek prawdopodobieństwa i statystyka matematyczna*. WNT Warszawa 1975.
 57. Heinzl V., Holzinger J., Simon M.: *Fluid oscillation in flat plate boiling water collectors*. Solar Energy 59 (1997), pp. 43-48.
 58. Hongji Z., Ying Z.: *Hysteresis characteristics of boiling heat transfer from powder – porous surface*. Proc. Int. Symp. On Phase Change Heat Transfer 1988, pp. 98.
 59. Huelle Z.R.: *Advanced electronic system control of refrigeration plant*. The Danfoss Jurnal 1982, nr 3.
 60. Iwicki J., Mikielewicz J.: *Korelacja dla wrzenia nasyconego R12 podczas przepływu przez kanały poziome*. Materiały CPBP 02.06, tom II, Kraków 1991.
 61. Jezierski A., Trela M.: *Studia nad kryzysami przy wrzeniu przebiegającym w warunkach konwekcji swobodnej i wymuszonej*. Prace Instytutu Maszyn Przepływowych PAN, Gdańsk 1973, 75/749/1973.
 62. Jinliang Xu, Jijun Zhou, Yunhua Gan: *Stanic and dynamic flow instability of a parallel microchannel heat sink at high heat fluxes*. Energy Conversion and Management 46 2004, pp. 313 – 334.
 63. Kacprowski J.: *Zarys elektroakustyki*. Wydawnictwa Komunikacyjne, Warszawa 1960.
 64. Karsli S., Yilmaz M., Comakli O.: *The effect of internal surface modification on flow instabilities in forced convection boiling in a horizontal tube*. Int. J. of Heat and Fluid Flow 2002, vol. 23, pp. 776-791.
 65. Karstarchoff P.: *Częstotliwość i czas*. Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1985.
 66. Katalog Firmy Danfoss.: *Automatyka dla instalacji chłodniczych i klimatyzacyjnych*.
 67. Kenning D. B. R.: *New developments in pool boiling*. Int. J. of Refrig. 1997, vol. 20, No. 8, pp. 534-544.
 68. Kim J.M., Lee S.Y.: *Experimental obserwation of flow instability In a semi-closed two-phase natura circulation loop*. Nucl. Eng. Des. 196 (2000), pp. 359-367.
 69. Kowalski J.: *Określenie początku rozwiniętego wrzenia przechłodzonego w przepływie wymuszonym*. Prace Instytutu Maszyn Przepływowych, Zeszyt 74 (1977), s. 37-46.
 70. Kukielka L.: *Podstawy Badań Inżynierskich*. Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Koszalińskiej, Koszalin 2000
 71. Madejski J., Staniszewski B.: *Wymiana ciepła przy wrzeniu i przepływie dwufazowe*. Cz. I, Ośrodek Informacji o Energii Jądrowej, Warszawa 1971.

72. Madejski J.: *Teoria wymiany ciepła*. Wydawnictwo Politechniki Szczecińskiej, Szczecin 1998.
73. Madejski J.: *Wymiana ciepła przy wrzeniu i przepływy dwufazowe*. Cz. II, Ośrodek Informacji o Energetyce Jądrowej, Warszawa 1973.
74. Mikielewicz J.: *Modelowanie procesów ciepłno – przepływowych*. Wydawnictwo Ossolineum, seria Maszyny Przepływowe, tom 17, Wrocław 1995.
75. Mikielewicz J.: *Wymiana ciepła i opory przepływu freonu 21 przy wrzeniu przechłodzonym w kanale generatora pary*. Prace IMP PAN, Gdańsk 1972, zeszyt 60, str. 109-121.
76. Mitrovic J., Fauser J.: *Propagation of two-phase fronts during boiling of superheated liquids*. Proc. Second European Symposium „Fluids in Space”, Naples, Italy 1996.
77. Murphy R.W., Bergles A.E.: *Subcooled flow boiling of fluorocarbons*. Report D.S.R. 1972, 71903-72 M.I.T.
78. Nakoryakov V.E., Kuznetsov V.V., Dontsov V.E.: *Pressure waves in saturated porous medium*. Int. J. of Multiphase Flow, 1989, vol. 15, pp. 857-875.
79. Nakoryakov V.E., Pokusaev B.G., Pribaturin N.A., Shreiber I.R.: *The wave dynamics in vapor liquid medium*. Int. J. of Multiphase Flow, 1988, vol. 14, no 6, pp. 655-671.
80. Nguyen D.L., Winter E.R.F., Greiner M.: *Sonic velocity in two-phase system*. Int. J. Multiphase Flow, 1981, vol. 7, no 3, pp. 321-336.
81. Paliwoda A.: *Jednolita termo-hydrodynamiczna metoda wyznaczania współczynnika przekazywania ciepła i oporu przepływu przy wrzeniu i skraplaniu czynników chłodniczych wewnątrz rur*. Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna nr 3/1996, str. 100-106.
82. Paliwoda A.: *Obliczanie parowników i skraplaczy urządzeń chłodniczych*. Cz. I Podstawowe równania i zależności. Chłodnictwo Rok IX Zeszyt 3 1974, str. 1-6.
83. Paliwoda A.: *Obliczanie parowników i skraplaczy urządzeń chłodniczych*. Cz. II Długość rur i opory przepływu czynników chłodniczych.. Chłodnictwo Rok IX Zeszyt 3 1974, str. 6-11.
84. Paliwoda A.: *Uogólniona i ulepszona metoda wyznaczania oporu przy przepływach dwufazowych czynników chłodniczych i energetycznych w rurociągach i elementach armaturowych*. Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna nr 3/1996, str. 94-99.
85. Paliwoda A.: *Uogólniona metoda obliczania oporu przepływu oraz długości rur przy wrzeniu i skraplaniu czynników chłodniczych w całym obszarze nasycenia*. Chłodnictwo Rok XXIV Zeszyt 1 1989, str. 3-9.
86. Pavlenko A.N., Lel' V.V.: *Model of self-maintaining evaporation front for superheated liquids*. Proc. 3th Int. Conference on Multiphase Flow, ICMF'98, Lyon, France, 1998, pp. 4.3-5.
87. Pavlenko A.N., Chekhovich V.Yu., Starodubtseva I.P.: *Study of propagation dynamics for the site of film regime boiling*. Russian Journal of Engineering Thermophysics, 1994, vol. 4, no 4, pp. 323-347.
88. Poniewski M.E., Wójcik T.: *Experimental investigation of boiling heat transfer hysteresis on metal fibrous porous coverings*. Archives of Thermodynamics, 1999, vol. 20, no. 1-2, pp. 93-118.
89. Poniewski M.E., Wójcik T.M., Afanasjew B.A.: *Badania eksperymentalne histerezy wymiany ciepła przy wrzeniu na powierzchniach porowatych*. Materiały IX Sympozjum Wymiany Ciepła i Masy, Augustów 1995, s. 193.

90. Roeske-Słomka I.: *Podstawy Statystyki*. Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Koszalińskiej, Koszalin 1999.
91. Romanowski A.: *Elektroniczne sterowanie zaworem rozprężnym*. Materiały Konf. Nauk.-Tech. XXX Jubileuszowe Dni Chłodnictwa, Poznań 1998, str. 249.
92. Romanowski W.I.: *Podstawowe zagadnienia teorii błędów*. PWN Warszawa 1955.
93. Rubik M.: *Najnowsze urządzenia i instalacje chłodnicze*. Chłodnictwo i Klimatyzacja 1997, nr 4, str. 18.
94. Rubik M.: *Nowoczesne rozwiązania w chłodnictwie*. Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja 1998, nr 1.
95. Sobczak M.: *Statystyka Wydanie II Poprawione*. Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 1994.
96. Stening A.H., Veziroglu T.N.: *Flow oscillation modes in forced convection boiling*. Proc. 1965 Heat Transfer and Fluid Mechanics Institute, Stanford University Press, pp. 301, 1965.
97. Szymaniak A.: *Danfoss m2 – monitoring temperatur i coś więcej*. Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna 2001, nr 4, str. 157.
98. Szymaniak A.: *Elektroniczne zawory rozprężne firmy Danfoss*. Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna 1997, nr 1, str. 14.
99. Szymaniak A.: *AK2 – Nowa generacja systemu ADAP-KOOL*. Materiały Konf. Nauk-Tech. XXXV Jubileuszowe Dni chłodnictwa, Poznań 2003, str. 263.
100. Szymaniak A.: *Sterownik serii AK10. Elektroniczny system sterowania instalacji chłodniczych ADAP-KOOL*. Chłodnictwo 1996, nr 4, str. 33.
101. Ullrich H.J.: *Techniczna chłodnicza*. Poradnik. Wyd. Masta, Gdańsk 1998.
102. Unal H.C.: *Prediction of nucleate pool boiling heat transfer coefficient for binary mixtures*. Int. J. Heat Mass Transfer 1986, vol.29, no4, s. 637.
103. Veziroglu T.N.: *Two-phase flow instabilities, final report*. NSF Project CME 79-20018, Clean Energy Research Inst. Coral Gables, FL, 1983.
104. Wang SF., Mosdorf R., Shoji M., *Nonlinear analysis on fluctuation of two flow through a T-junction*. International Journal of Heat and Mass Transfer 46 2003, pp. 1519 – 1528.
105. Wedekind G.L.: *An experimental investigation into the oscillatory motion of the mixture-vapor transition point In horizontal evaporating flow*. J. Heat Transfer 93, pp 47-54, 1971.
106. Wesołowski A., Dworski F.: *Automatyzacja urządzeń chłodniczych*. WNT, Warszawa 1984.
107. Wu H.Y., Cheng P.: *Boiling instability in parrallel silicon microchannels at different heat flux*. International Journal of Heat and Mass Transfer 47 2004, pp. 3631 – 3641.
108. Yuncu H., Yildirim O.T., Kakac S.: *Two-phase flow instabilities in a horizontal single boiling channel*. Appl. Sci. Res. 48 (1991), pp. 83-104.
109. Żmigrodzki W.: *ADAK-KOOL Nowa generacja regulatorów chłodnictwa*. Chłodnictwo 1993, nr 1, str. 8.

Załącznik 1

**Analiza statystyczna przeprowadzonych
badań eksperymentalnych**

1.1. Analiza statystyczna pomiarów eksperymentalnych

W przypadku pomiarów eksperymentalnych przepływu mieszaniny lub ośrodka jednofazowego cieczy lub gazu bardzo trudno jest uzyskać takie same warunki początkowe stanu układu (wejściowe). Z tego powodu do analizy obliczeniowej przyjmuje się wartości średnie parametrów opisujących stan układu. Bardzo ważne jest określenie liczby koniecznych do wykonania pomiarów oraz zdefiniowanie wpływu niedokładności wykorzystywanej aparatury pomiarowej. Można, powiedzieć, że do analizy błędów pomiarowych należy wykorzystać niepewność całkowitą, w której zawiera się niepewność dotycząca ilości wykonanych pomiarów oraz dokładności wykorzystanej aparatury.

1.2. Oszacowanie wystarczającej liczby pomiarów

Konieczność oszacowania liczby powtarzanych eksperymentów, wynika przede wszystkim ze sposobu określenia prędkości przemieszczania się sygnału zmiany (oscylacji) ciśnienia v_p oraz prędkości przemieszczania się sygnału zmiany temperatury (frontu wrzenia) v_T w parowniku. Wyznaczone wartości charakteryzowały się zauważalnym „rozrzutem” poszczególnych wielkości v_{Pi} i v_{Ti} od wartości średnich \bar{v}_p i \bar{v}_T , czyli odchyleniem standardowym. Określenie prędkości przemieszczania się sygnału zmiany ciśnienia i temperatury związane było z ustaleniem (w warunkach zaburzeń generowanych periodycznie) czasu τ , w jakim przemieszcza się sygnał zmiany ciśnienia i temperatury (wzdłuż wężownicy rurowej). Uwzględniając doświadczenie innych autorów [69,89,91,94] na podstawie estymacji punktowej dla posiadanych wyników pomiarów wyznaczono:

- estymator wartości średniej:

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i, \quad (Z1.1)$$

- estymator odchylenia standardowego:

$$\bar{S}_x = \sqrt{\frac{1}{(n-1)} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}, \quad (Z1.2)$$

który określono jako y_A – niepewność typu A.

Dla przyjętego poziomu ufności $\alpha = 0,9$ przyjęto, że dokładność q_α zdefiniowana jako bezwzględne odchylenie średnie z szukanych n pomiarów od wielkości $\Delta\tau_p$ oraz $\Delta\tau_T$ nie przekroczy $q_\alpha = 0,4$ wartości estymatora odchylenia standardowego \bar{S}_x . Wielkość q_α zdefiniowano następująco:

$$q_\alpha \stackrel{def}{=} \frac{t_\alpha}{\sqrt{n}}, \quad (Z1.3)$$

gdzie:

$$t_\alpha = \frac{\bar{x} - x_i}{\bar{S}_x} \sqrt{n}. \quad (Z1.4)$$

Korzystając z tablicy 4.2 w [91] określono, że dla $\alpha = 1 - 0,9$ oraz $q_\alpha = 0,4$ liczba pomiarów nie może być mniejsza niż $n = 19$. Stosując się do tej zasady wykonano eksperyment przy $n = 20$ dla każdego wariantu badań.

1.3. Oszacowanie dokładności aparatury pomiarowej

Do oceny tego typu dokładności wykorzystano informacje o czynnikach mających wpływ na niepewność wyników pomiarów oraz własną wiedzę i umiejętności nabyte w prowadzeniu eksperymentów. Do oszacowania wykorzystano znajomość tylko jednej wartości pomiarowej, którą traktowano jako estymator wartości oczekiwanej wyrażonej wzorem:

- niepewność typu u_B

$$u_B = \frac{\Delta_g}{\sqrt{3}}, \quad (Z1.5)$$

gdzie:

Δ_g - wartość graniczna błędu określona przez wskaźnik klasy dokładności, najczęściej wyrażoną zależnością:

$$\Delta_g = \frac{Z \cdot K}{100}, \quad (Z1.6)$$

Do oceny niepewności całkowitej w pomiarach pośrednich wykorzystano niepewności standardowe typu A i B poprzez wyznaczenie niepewności standardowej łącznej:

$$u_\ell = \sqrt{u_A^2 + u_B^2}, \quad (Z1.7)$$

gdzie niepewność standardowa dla wartości średniej przyjmuje postać

$$u_{\bar{y}} = \sqrt{\sum_{j=1}^n \left(\frac{\partial y}{\partial x_j} \cdot u_\ell \right)^2}. \quad (Z1.8)$$

wynika z tego że błąd bezwzględny Δy (niepewność standardowa) wielkości określonych pośrednio $y = f(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n)$ wyznaczono według wzoru:

$$\Delta y = \sqrt{\left(\frac{\partial f}{\partial x_1} \Delta x_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial x_2} \Delta x_2 \right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial x_3} \Delta x_3 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial f}{\partial x_n} \Delta x_n \right)^2}, \quad (Z1.9)$$

gdzie $\Delta x = u_B$

natomiast błąd względny wyznaczono z zależności:

$$\delta y = \frac{\Delta y}{y} \cdot 100\%, \quad (Z1.10)$$

W przypadku wyznaczenia przesunięcia czasowego wykorzystano kartę pomiarową o częstotliwości próbkowania 10^6 Hz, co daje potencjalną możliwość wykonania pomiarów w ilości $10^6/s$. Problemem były natomiast ograniczenia wynikające z możliwości technicznych komputera użytego do pomiarów i archiwizacji danych. Spowodowało to, że uzyskiwano maksymalnie 10^3 pomiarów na sekundę, co przy długości 14 m użytej do badań węzownicy rurowej było zupełnie wystarczające.

1.4. Przykład wyznaczenia niepewności standardowej łącznej:

Do pomiaru ciśnienia użyto czujniki piezoelektryczne firmy SPAIS o klasie dokładności $k = 0,1$ i zakresie $Z = 0 \div 1,6$ MPa. Niepewność standardową wykonanych pomiarów u_A przyjęto jako 1 kPa.

$$\Delta p = \sqrt{1000^2 + \left(\frac{16000}{\sqrt{3}}\right)^2} = 1362 \text{ Pa}, \quad (\text{Z1.11})$$

Analogicznie wyznaczono pozostałe wartości:

- dla przepływomierza typu MassFlow:

$$\Delta \dot{m} = \sqrt{0,007^2 + \left(\frac{0,05 \cdot \dot{m}}{\sqrt{3}}\right)^2} \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right], \quad (\text{Z1.12})$$

- dla czujników temperatury typu K:

$$\Delta T = \sqrt{0,05^2 + \left(\frac{0,05}{\sqrt{3}}\right)^2} = 0,06 \text{ K}, \quad (\text{Z1.13})$$

Wyznaczono błędy:

- różnicy ciśnienia Δp_{404A} ,
- prędkości przemieszczania się sygnały zmiany ciśnienia v_p i temperatury v_T
- strumienia masy czynnika $(W\rho)_{404A}$ w warunkach zaburzeń periodycznych.

Ad a)

Błąd spadku ciśnienia parowania Δp_{404A} w warunkach zaburzeń periodycznych wynosi:

$$\Delta p_{sp} = p_1 - p_2, \quad (\text{Z1.14})$$

gdzie:

p_1 – czujnik ciśnienia na dopływie czynnika do parownika [MPa],

p_2 – czujnik ciśnienia na granicy strefy wrzenia i przegrzania pary [MPa],

$\Delta(\Delta p)$ – błąd bezwzględny wyznaczenia różnicy ciśnień Δp_{404A}

$$\Delta(\Delta p_{sp}) = \sqrt{\left(\frac{\partial(\Delta p_{sp})}{\partial p_1} \cdot \Delta p_1\right)^2 + \left(\frac{\partial(\Delta p_{sp})}{\partial p_2} \cdot \Delta p_2\right)^2}, \quad (\text{Z1.15})$$

- błąd względny wynosi:

$$\delta \Delta p = \frac{\Delta(\Delta p_{sp})}{\Delta p}, \quad (\text{Z1.16})$$

Wyznaczono maksymalny błąd bezwzględny $\Delta p = \pm 0,001$ MPa

Ad b)

Błąd wyznaczenia prędkości przemieszczania się sygnały zmiany ciśnienia v_p i temperatury v_T :

$$v = \frac{l}{\Delta\tau}, \quad (Z1.17)$$

gdzie:

l – odległość pomiędzy czujnikami,

$\Delta\tau$ – różnica czasu pomiędzy zmierzonymi wartościami ciśnienia i temperatury rejestrowanymi przez czujniki znajdujące się w odległości l

- błąd bezwzględny:

$$\Delta(\Delta v) = \sqrt{\left(\frac{\partial v}{\partial \Delta\tau} \Delta(\Delta\tau)\right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial l} \Delta l\right)^2}, \quad (Z1.18)$$

- błąd względny wynosi:

$$\delta\Delta v = \frac{\Delta(\Delta v)}{\Delta v} \quad (Z1.19)$$

Wyznaczono maksymalną wartość błędu względnego na poziomie 6% wielkości mierzonej.

Ad c)

Błąd określenia strumienia masy czynnika $(w_p)_{404A}$ w warunkach zaburzeń periodycznych:

$$w_p = \frac{\dot{m}}{A}, \quad (Z1.20)$$

\dot{m} – masowe natężenie przepływu [kg/h],

A – pole przekroju kanału rurowego [m²],

- błąd bezwzględny:

$$\Delta(w_p) = \sqrt{\left(\frac{\partial w_p}{\partial \dot{m}} \Delta\dot{m}\right)^2 + \left(\frac{\partial w_p}{\partial A} \Delta A\right)^2}, \quad (Z1.21)$$

- błąd względny wynosi:

$$\delta\Delta v = \frac{\Delta w_p}{w_p}, \quad (Z1.22)$$

Wyznaczono maksymalny błąd bezwzględny $\Delta(w_p) = \pm 3 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$

W tablicach Z1.1 podano zestawienie obliczonych błędów pomiarowych.

Zestawienie błędów pomiarowych

Tablica Z1.1

Wielkości wyznaczone eksperymentalnie	Niepewność standardowa pomiaru
Ciśnienie p	$\Delta p = \sqrt{1000^2 \cdot \left(\frac{16000}{\sqrt{3}}\right)^2} = 1362 \text{ [Pa]}$
Strumień masy \dot{m}	$\Delta \dot{m} = \sqrt{0,007^2 \cdot \left(\frac{0,05 \cdot \dot{m}}{\sqrt{3}}\right)^2} \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right]$
Temperatura T	$\Delta T = \sqrt{0,05^2 \cdot \left(\frac{0,05}{3}\right)^2} = 0,06 \text{ K}$
Pole przekroju kanału A	$\Delta A = 0,0000001 \text{ [m}^2\text{]}$
Odległość pomiędzy czujnikami	$\Delta l = 0,001 \text{ [m]}$
Wielkości wyznaczone pośrednio	Obliczony błąd maksymalny
Różnicy ciśnień Δp_{404A}	$\Delta p = \pm 0,001 \text{ MPa}$
Prędkość przemieszczania się sygnały zmiany ciśnienia v_p i temperatury v_T	$\delta \Delta v = \pm 6\%$
Strumień masy czynnika (w_p)	$\Delta(w_p) = \pm 3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ s}}$

Załącznik 2

Analiza wymiarowa

**Opracowanie zależności eksperymentalnych opisujących
prędkość przemieszczania się sygnału zmiany ciśnienia
i sygnału zmiany temperatury**

W celu wyprowadzenia zależności opisujących prędkość przemieszczania się sygnału zmiany ciśnienia v_p i sygnału zmiany temperatury v_T wykorzystano procedury analizy wymiarowej z uwzględnieniem teorematu Π -Buckingham, który zakłada, że liczba modułów bezwymiarowych równa się liczbie niezależnych parametrów fizycznych pomniejszonych o liczbę wymiarów podstawowych, takich jak: metr, sekunda, kilogram, Kelwin itp.

Prędkość sygnału zmiany ciśnienia v_p uzależniono funkcyjnie od parametrów:

$$v_p = f(\Delta p, p_0, v, d, w, \tau_0, \tau_z), \quad (Z2.1)$$

gdzie:

- v_p – prędkość przemieszczania się sygnału zmiany ciśnienia [m/s],
- Δp – amplituda oscylacji ciśnienia wrzenia podczas zakłóceń [N/m^2],
- p_0 – średnie ciśnienie parowania czynnika chłodniczego [N/m^2],
- d – średnica wewnętrzna wężownicy [m],
- v – kinematyczny współczynnik lepkości mieszaniny dwufazowej [m^2/s],
- w – średnia prędkość mieszaniny dwufazowej czynnika chłodniczego [m/s],
- τ_0 – czas otwarcia zaworu na dopływie czynnika do wężownicy [s],
- τ_z – czas zamknięcia zaworu na dopływie czynnika do wężownicy [s],

Wartości czasu τ_0 i τ_z ujmuje bezwymiarowa liczba Ta opisana zależnością (4.8), którą wprowadzono zamiennie do wzoru Z2.1.

W tabelicy Z2.1 przedstawiono zależności wymiarowe wielkości uwzględnionych w opisie prędkości sygnału zmiany ciśnienia v_p .

Tabela Z2.1

Zależności wymiarowe parametrów opisujących prędkości sygnału zmiany ciśnienia v_p

Wielkość	Jednostki SI			Zależność
	[kg]	[m]	[s]	
v_p	0	1	-1	Liczba funkcyjna
Δp	1	-1	-2	Π_1
p_0	1	-1	-2	Zmienna niezależna
v	0	2	-1	Zmienna niezależna
d	0	1	0	Zmienna niezależna
w	0	1	-1	Π_2
Ta	0	0	0	bezwymiarowa

Przyjęto jako zmienne niezależne parametry p_0 , v , d , dla których wyznacznik z miar jest różny od zera:

$$\det \begin{bmatrix} 1 & -1 & -2 \\ 0 & 2 & -1 \\ 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} = 1.$$

Na tej podstawie wyznaczono bezwymiarowe liczby Π_1 , Π_2 , gdzie funkcja zależności Π_1 ma postać:

$$\Delta p = \Pi_1 p_0^{a_{11}} v^{a_{12}} d^{a_{13}}. \quad (Z2.2)$$

Równania uzyskane na podstawie jednostek miar mają postać:

$$[\text{kg}^1 \text{m}^{-1} \text{s}^{-2}] = [\text{kg}^1 \text{m}^{-1} \text{s}^{-2}]^{a_{11}} \cdot [\text{kg}^0 \text{m}^2 \text{s}^{-1}]^{a_{12}} \cdot [\text{kg}^0 \text{m}^1 \text{s}^0]^{a_{13}} \quad (Z2.3)$$

$$\text{kg} : 1 = 1 \cdot a_{11} + 0 \cdot a_{12} + 0 \cdot a_{13}, \quad (Z2.4)$$

$$\text{m} : -1 = -1 \cdot a_{11} + 2 \cdot a_{12} + 1 \cdot a_{13}, \quad (Z2.5)$$

$$\text{s} : -2 = -2 \cdot a_{11} - 1 \cdot a_{12} + 0 \cdot a_{13}, \quad (Z2.6)$$

W wyniku rozwiązania układu równań uzyskano wartości:

$$a_{11} = 1, a_{12} = 0, a_{13} = 0.$$

Liczba Π_1 przyjmuje postać:

$$\Delta p = \Pi_1 \rho_0^1 v'^0 d^0 \Rightarrow \Pi_1 = \frac{\Delta p}{\rho_0}, \quad (Z2.7)$$

a funkcja pozwalająca wyznaczyć Π_2 jest następująca:

$$w = \Pi_1 \rho_0^{a_{21}} v'^{a_{22}} d^{a_{23}}. \quad (Z2.8)$$

Równania uzyskane na podstawie jednostek miar mają postać:

$$[kg^0 m^1 s^{-1}] = [kg^1 m^{-1} s^{-2}]^{a_{21}} \cdot [kg^0 m^2 s^{-1}]^{a_{22}} \cdot [kg^0 m^1 s^0]^{a_{23}} \quad (Z2.9)$$

$$kg : 0 = 1 \cdot a_{21} + 0 \cdot a_{22} + 0 \cdot a_{23}, \quad (Z2.10)$$

$$m : 1 = -1 \cdot a_{21} + 2 \cdot a_{22} + 1 \cdot a_{23}, \quad (Z2.11)$$

$$s : -1 = -2 \cdot a_{21} - 1 \cdot a_{22} + 0 \cdot a_{23}. \quad (Z2.12)$$

W wyniku rozwiązania układu równań uzyskano:

$$a_{21} = 0, a_{22} = 1, a_{23} = -1,$$

a liczba Π_2 przyjmuje postać:

$$w = \Pi_2 \rho_0^0 v'^1 d^{-1} \Rightarrow \Pi_2 = \frac{w}{\frac{\eta}{\rho} \cdot \frac{1}{d}} = \frac{w \rho \cdot d}{\eta} = Re_{TPF}. \quad (Z2.13)$$

Wyznaczenie bezwymiarowej zależności funkcyjnej opisującej prędkość przemieszczania się sygnału zmiany ciśnienia v_p sprowadza się do równania:

$$v_p = f(\Pi_1 \cdot \Pi_2) \rho_0^{b_1} \cdot v'^{b_2} \cdot d^{b_3}, \quad (Z2.14)$$

$$[kg^0 m^1 s^{-1}] = [kg^1 m^{-1} s^{-2}]^{b_1} \cdot [kg^0 m^2 s^{-1}]^{b_2} \cdot [kg^0 m^1 s^0]^{b_3}, \quad (Z2.15)$$

$$kg : 0 = 1 \cdot b_1 + 0 \cdot b_2 + 0 \cdot b_3, \quad (Z2.16)$$

$$m : 1 = -1 \cdot b_1 + 2 \cdot b_2 + 1 \cdot b_3, \quad (Z2.17)$$

$$s : -1 = -2 \cdot b_1 - 1 \cdot b_2 + 0 \cdot b_3. \quad (Z2.18)$$

Rozwiązanie układu równań jest następujące:

$$b_1 = 0, b_2 = 1, b_3 = -1,$$

gdzie:

$$v_p = f(\Pi_1 \cdot \Pi_2) \rho_0^0 \cdot v' \cdot d^{-1}. \quad (Z2.19)$$

Postać równania opisującego bezwymiarową prędkość przemieszczania się sygnału zmiany ciśnienia v_p^+ jest opisana zależnością:

$$\frac{v_p}{w} = A \cdot \Pi_1^B \cdot \Pi_2^C \cdot Ta^D, \quad (Z2.20)$$

$$\frac{v_p}{w} = A \cdot \left(\frac{w \rho \cdot d}{\eta} \right)^B \cdot \left(\frac{\Delta p}{p_0} \right)^C \cdot Ta^D, \quad (Z2.21)$$

$$v_p^+ = A \cdot Re_{TPF}^B \cdot (\Delta p^+)^C \cdot Ta^D. \quad (Z2.22)$$

Współczynniki równania (Z2.22) uzyskano za pomocą metody regresji nieliniowej wykorzystując program *Statistica*, oraz procedury *quasi-Newtona* i *Symplex* zaimplementowane w tym programie. Otrzymano następujące wartości:

$$A = 489 \cdot 10^4, B = -1,05, C = 0,07, D = -0,76;$$

przy wariancji 92% i współczynniku istotności $R = 0,91$.

Prędkość sygnału zmiany temperatury v_T wyznaczono analogicznie jak wartość v_p wprowadzając zależność funkcyjną:

$$v_T = f(\Delta T, T_0, v, d, w, \tau_0, \tau_2). \quad (Z2.23)$$

W tabelicy Z2.2 przedstawiono zależności wymiarowe wielkości uwzględnionych w opisie prędkości sygnału zmiany temperatury v_T .

Tabela Z2.2

Zależności wymiarowe parametrów opisujących prędkości sygnału zmiany temperatury v_T

Wielkość	Jednostki SI			Zależność
	[kg]	[m]	[s]	
v_T	0	1	-1	Liczba funkcyjna
ΔT	1	-1	-2	Π_1
p_0	1	-1	-2	Zmienna niezależna
v'	0	2	-1	Zmienna niezależna
d	0	1	0	Zmienna niezależna
w	0	1	-1	Π_2
Ta	0	0	0	bezwymiarowa

Przyjęto jako zmienne niezależne parametry T_0 , v , d , dla których wyznacznik z miar jest różny od zera:

$$\det \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 2 & -1 \\ 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} = -1.$$

Wyznaczono na tej podstawie bezwymiarowe liczby Π_1 i Π_2 , gdzie funkcja ujmująca Π_1 jest następująca:

$$\Delta T = \Pi_1 T_0^{a_{11}} v^{a_{12}} d^{a_{13}}, \quad (Z2.24)$$

Równania uzyskane na podstawie jednostek miar mają postać:

$$[K^1 m^0 s^0] = [K^1 m^0 s^0]^{a_{11}} \cdot [K^0 m^2 s^{-1}]^{a_{12}} \cdot [K^0 m^1 s^0]^{a_{13}}, \quad (Z2.25)$$

$$K : 1 = 1 \cdot a_{11} + 0 \cdot a_{12} + 0 \cdot a_{13}, \quad (Z2.26)$$

$$m : 0 = 0 \cdot a_{11} + 2 \cdot a_{12} + 1 \cdot a_{13}, \quad (Z2.27)$$

$$s : 0 = 0 \cdot a_{11} - 1 \cdot a_{12} + 0 \cdot a_{13}. \quad (Z2.28)$$

Rozwiązanie układu równań wynosi:

$$a_{11} = 1, a_{12} = 0, a_{13} = 0.$$

Liczba Π_1 przyjmuje postać:

$$\Delta T = \Pi_1 T_0^1 v^0 d^0 \Rightarrow \Pi_1 = \frac{\Delta T}{T_0}, \quad (Z2.29)$$

a funkcja pozwalająca wyznaczyć Π_2 jest następująca:

$$w = \Pi_1 T_0^{a_{21}} v^{a_{22}} d^{a_{23}}. \quad (Z2.30)$$

Równania określone na podstawie jednostek miar mają postać:

$$[K^0 m^1 s^{-1}] = [K^1 m^0 s^0]^{a_{21}} \cdot [K^0 m^2 s^{-1}]^{a_{22}} \cdot [K^0 m^1 s^0]^{a_{23}} \quad (Z2.31)$$

$$K : 0 = 1 \cdot a_{21} + 0 \cdot a_{22} + 0 \cdot a_{23}, \quad (Z2.32)$$

$$m : 1 = 0 \cdot a_{21} + 2 \cdot a_{22} + 1 \cdot a_{23}, \quad (Z2.33)$$

$$s : -1 = 0 \cdot a_{21} - 1 \cdot a_{22} + 0 \cdot a_{23}. \quad (Z2.34)$$

Rozwiązanie układu równań wynosi:

$$a_{21} = 0, a_{22} = 1, a_{23} = -1.$$

Liczba Π_2 przyjmuje postać:

$$w = \Pi_2 T_0^0 v^1 d^{-1} \Rightarrow \Pi_2 = \frac{w}{\frac{\eta \cdot 1}{\rho \cdot d}} = \frac{w \rho \cdot d}{\eta} = Re_{TPF}. \quad (Z2.35)$$

Wyznaczenie bezwymiarowej zależności funkcyjnej opisującej prędkość przemieszczania się sygnału zmiany temperatury v_T sprowadza się do równania:

$$v_T = f(\Pi_1 \cdot \Pi_2) T_0^{b_1} \cdot v^{b_2} \cdot d^{b_3}, \quad (Z2.36)$$

$$[K^0 m^1 s^{-1}] = [K^1 m^0 s^0]^{b_1} \cdot [K^0 m^2 s^{-1}]^{b_2} \cdot [K^0 m^1 s^0]^{b_3}, \quad (Z2.37)$$

$$K : 0 = 1 \cdot b_1 + 0 \cdot b_2 + 0 \cdot b_3, \quad (Z2.38)$$

$$m : 1 = 0 \cdot b_1 + 2 \cdot b_2 + 1 \cdot b_3, \quad (Z2.39)$$

$$s : -1 = 0 \cdot b_1 - 1 \cdot b_2 + 0 \cdot b_3. \quad (Z2.40)$$

Rozwiązanie układu równań jest następujące:

$$b_1 = 0, b_2 = 1, b_3 = -1,$$

$$v_T = f(\Pi_1 \cdot \Pi_2) T_0^0 \cdot v^1 \cdot d^{-1} \quad (Z2.41)$$

Bezwymiarową prędkość przemieszczania się sygnału zmiany temperatury v_T opisuje zależność:

$$\frac{v_T}{w} = A \cdot \Pi_1^B \cdot \Pi_2^C \cdot Ta^D, \quad (Z4.22)$$

$$\frac{v_T}{w} = A \cdot \left(\frac{w \rho \cdot d}{\eta} \right)^B \cdot \left(\frac{\Delta T}{T_0} \right)^C \cdot Ta^D, \quad (Z2.43)$$

$$v_T^+ = A \cdot Re_{TPF}^B \cdot (\Delta T^+)^C \cdot Ta^D. \quad (Z2.44)$$

Współczynniki równania (Z2.44) uzyskano za pomocą metody regresji nieliniowej wykorzystując program *Statistica*, oraz procedury *quasi-Newtona* i *Symplex* zaimplementowane w tym programie. Otrzymano następujące wartości:

$$A = 107 \cdot 10^5, B = -1,05, C = 1,43, D = -0,76$$

przy wariancji 92% i współczynniku istotności $R = 0,94$.

W ośrodku dwufazowym z wrzącym czynnikiem chłodniczym ciśnienie jest ściśle związane z wartością temperatury. W związku z tym, zależność (Z2.44) pozwalającą wyznaczyć wartość bezwymiarowej prędkości przemieszczania się sygnału zmiany temperatury v_T^+ można przekształcić do postaci, gdzie bezwymiarowy spadek temperatury ΔT^+ jest zastąpiony bezwymiarowym spadkiem ciśnienia Δp^+ :

$$v_T^+ = 107 \cdot 10^5 \cdot Re_{TPF}^{-1,05} \cdot (\Delta p^+)^{0,11} \cdot Ta^{-0,76} . \quad (Z2.45)$$

Zależności (Z2.44) i (Z2.45) są równoznaczne i można je stosować alternatywnie w zależności od przyjętych założeń i aktualnych potrzeb.

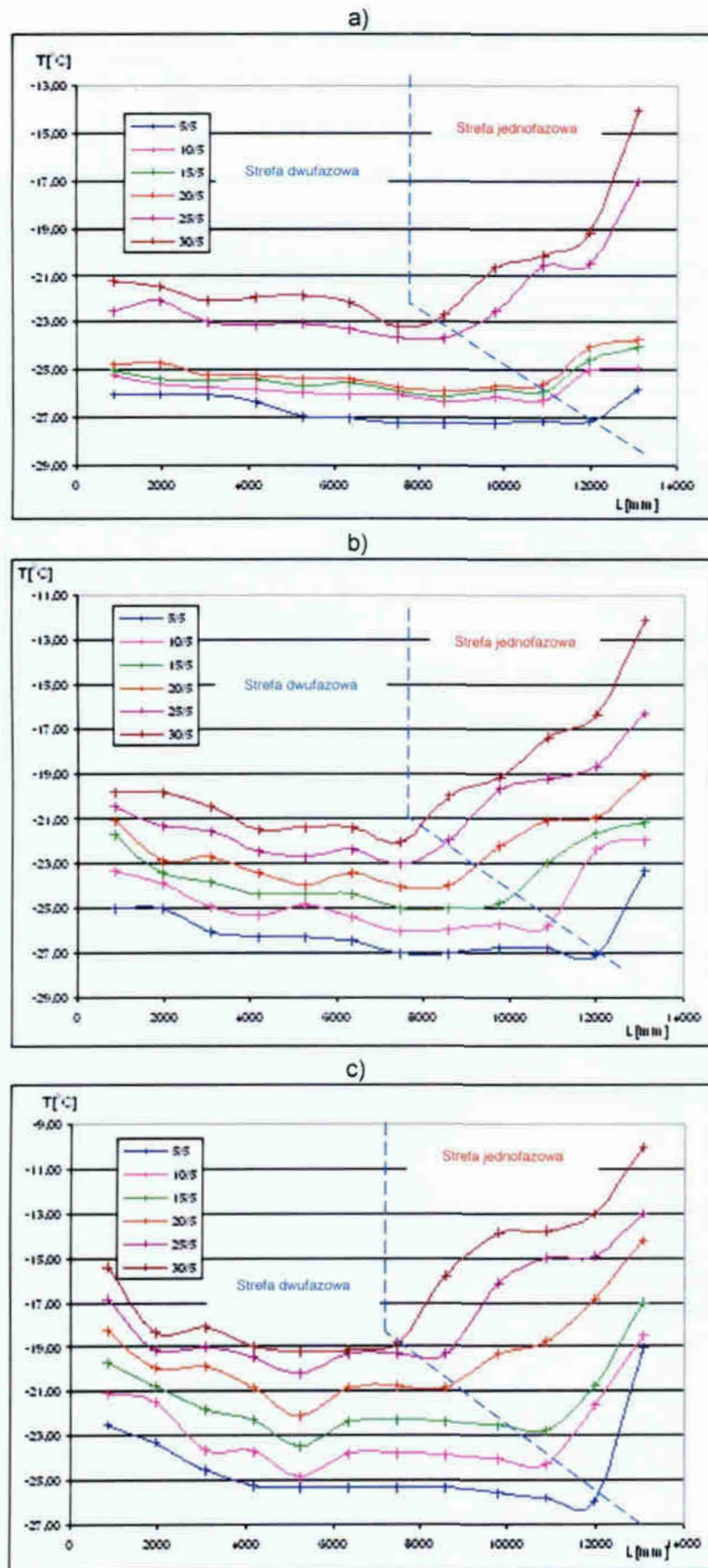
Załącznik 3

**Przykładowe wyniki pomiarów wielkości strefy
wrzenia i przegrzania czynnika chłodniczego
w węzownicy rurowej parownika
(wyciąg z protokołu badań)**

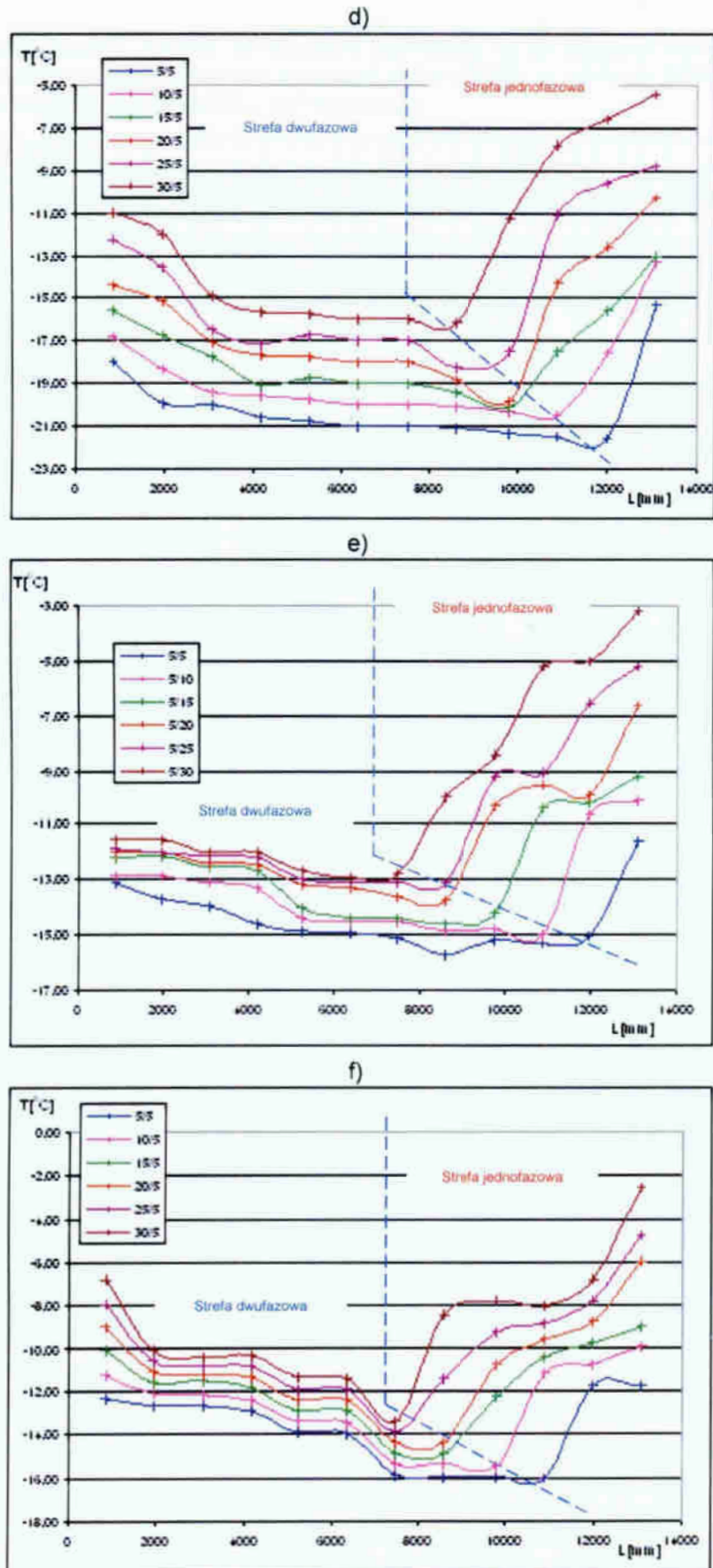
Tablica Z3.1

Eksperymentalny rozkład średniej temperatury parowania T_0 na długości węzownicy rurowej w parowniku wentylatorowej chłodnicy powietrza dla zasilania za pomocą TZR; (kolorem niebieskim zaznaczono obszar przepływu dwufazowego)

		L [mm]											
		855	1965	3073	4183	5250	6377	7484	8582	9772	10887	11977	13081
		T_0 [°C]											
0 [kW]	5/5	-26,02	-25,99	-26,00	-26,25	-26,58	-27,00	-27,21	-27,19	-27,23	-27,13	-27,15	-25,83
	5/10	-25,23	-25,55	-25,76	-25,78	-25,92	-25,99	-26,01	-26,33	-26,12	-26,21	-25,01	-24,92
	5/15	-24,99	-25,32	-25,42	-25,35	-25,63	-25,49	-25,87	-25,72	-25,79	-25,90	-24,51	-23,99
	5/20	-24,75	-24,71	-25,21	-25,24	-25,34	-25,23	-25,73	-25,21	-25,85	-25,99	-24,03	-23,73
	5/25	-22,51	-23,10	-23,00	-23,13	-23,05	-23,26	-23,62	-23,66	-22,53	-20,60	-20,55	-17,01
	5/30	-21,28	-21,49	-22,09	-21,94	-21,86	-22,15	-23,21	-22,69	-20,63	-20,17	-19,15	-14,01
2 [kW]	5/5	-25,01	-25,00	-25,03	-26,30	-26,32	-26,42	-27,04	-26,36	-26,77	-26,79	-27,09	-23,32
	5/10	-23,38	-23,90	-24,92	-25,35	-24,82	-25,42	-26,04	-25,36	-25,77	-25,81	-22,42	-22,01
	5/15	-21,75	-22,39	-23,81	-24,40	-24,40	-24,42	-25,04	-24,36	-24,77	-22,95	-21,70	-21,21
	5/20	-21,12	-22,88	-22,70	-23,45	-23,56	-23,42	-24,04	-23,36	-22,21	-21,09	-20,98	-19,05
	5/25	-20,49	-21,37	-21,53	-22,50	-22,59	-22,42	-23,04	-21,98	-19,65	-19,23	-18,66	-16,25
	5/30	-19,86	-19,86	-20,48	-21,55	-21,40	-21,42	-22,04	-20,00	-19,09	-17,37	-16,34	-12,12
3,2 [kW]	5/5	-22,54	-23,30	-24,56	-25,23	-25,30	-25,33	-25,29	-25,34	-25,55	-25,76	-25,98	-19,08
	5/10	-21,11	-21,51	-23,67	-23,73	-24,50	-25,83	-23,79	-23,84	-24,05	-24,26	-21,66	-18,56
	5/15	-19,68	-20,72	-21,78	-22,30	-23,46	-22,33	-22,29	-22,34	-22,55	-22,76	-20,74	-16,98
	5/20	-18,25	-19,33	-19,89	-20,87	-22,12	-20,33	-20,79	-20,84	-19,32	-18,77	-16,82	-14,23
	5/25	-16,82	-19,14	-19,00	-19,44	-20,16	-19,33	-19,29	-19,34	-16,93	-14,98	-14,90	-13,02
	5/30	-15,39	-16,35	-16,11	-19,01	-19,26	-19,17	-18,84	-15,78	-13,86	-13,79	-12,98	-10,01
3,7 [kW]	5/5	-18,01	-19,89	-19,98	-20,55	-20,78	-21,00	-21,02	-21,05	-21,34	-21,54	-21,55	-15,33
	5/10	-16,81	-18,32	-19,39	-19,58	-19,78	-20,00	-20,02	-20,05	-20,36	-20,54	-17,56	-13,33
	5/15	-15,61	-16,75	-17,71	-19,11	-18,78	-19,00	-19,02	-19,45	-20,08	-17,54	-15,56	-12,98
	5/20	-14,41	-15,18	-17,11	-17,64	-17,78	-18,00	-18,02	-18,85	-19,80	-14,31	-12,57	-10,21
	5/25	-12,21	-13,61	-16,51	-17,17	-16,78	-17,00	-17,02	-18,25	-17,52	-11,08	-9,58	-8,78
	5/30	-11,01	-12,04	-14,91	-15,70	-15,78	-15,00	-16,02	-16,15	-11,24	-7,85	-6,59	-5,44
5,2 [kW]	5/5	-13,10	-13,71	-13,96	-14,58	-14,89	-14,91	-15,14	-15,69	-15,20	-15,34	-15,05	-11,64
	5/10	-12,83	-12,83	-13,13	-13,31	-14,42	-14,53	-14,54	-14,84	-14,81	-14,99	-10,68	-10,15
	5/15	-12,21	-12,12	-12,51	-12,63	-14,05	-14,42	-14,42	-14,59	-14,19	-10,42	-10,17	-9,20
	5/20	-12,00	-12,04	-12,42	-12,48	-13,19	-13,29	-13,63	-13,76	-10,34	-9,54	-9,91	-8,66
	5/25	-11,91	-11,99	-12,12	-12,22	-12,99	-13,11	-13,12	-13,10	-9,23	-9,11	-6,57	-5,23
	5/30	-11,56	-11,58	-12,01	-12,02	-12,67	-12,92	-12,92	-9,98	-8,43	-5,23	-4,99	-3,21
5,7 [kW]	5/5	-12,34	-12,62	-12,67	-12,87	-13,88	-13,94	-15,87	-15,91	-15,92	-15,98	-11,79	-11,77
	5/10	-11,24	-12,12	-12,17	-12,37	-13,38	-13,44	-15,37	-15,41	-15,42	-11,21	-10,79	-9,97
	5/15	-10,14	-11,62	-11,53	-11,87	-12,88	-12,94	-14,67	-14,91	-12,22	-10,43	-9,79	-9,02
	5/20	-9,04	-11,12	-11,23	-11,37	-12,38	-12,44	-14,37	-14,31	-10,74	-9,85	-8,79	-8,03
	5/25	-7,94	-10,62	-10,83	-10,87	-11,88	-11,94	-13,87	-11,42	-9,26	-8,87	-7,79	-4,78
	5/30	-6,84	-10,12	-10,43	-10,37	-11,38	-11,44	-13,37	-8,43	-7,78	-8,09	-6,79	-2,56



Rys. Z3.1. Eksperymentalny rozkład temperatury na długości węzownicy rurowej w parowniku wentylatorowej chłodnicy powietrza dla zasilania za pomocą zaworu TZR; obciążenie cieplne komory chłodniczej: a) 0 kW, b) 2 kW, c) 3,2 kW

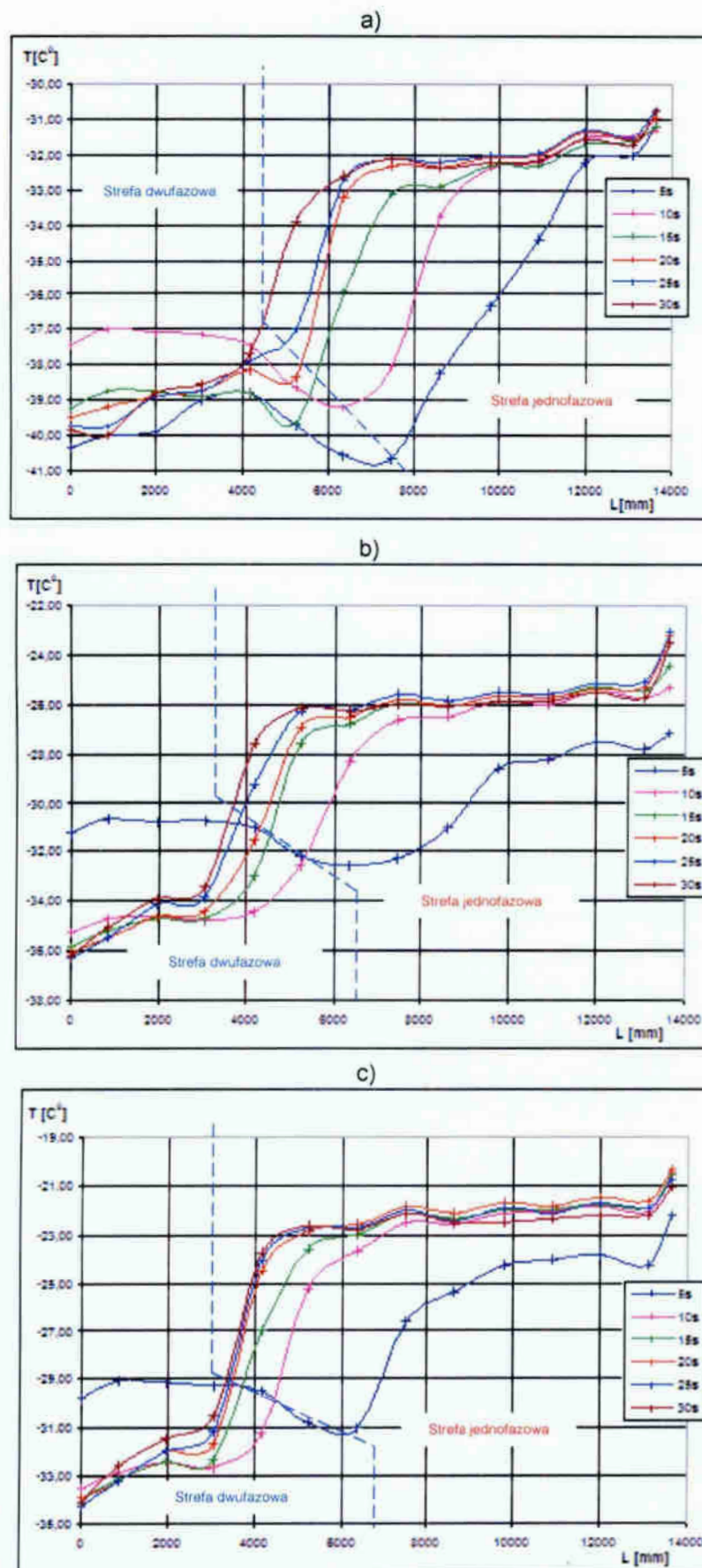


Rys. Z3.2. Eksperymentalny rozkład temperatury na długości wężownicy rurowej w parowniku wentylatorowej chłodnicy powietrza dla zasilania za pomocą zaworu TZR; obciążenie cieplne komory chłodniczej: d) 3,7 kW, e) 5,2 kW, f) 5,7 kW

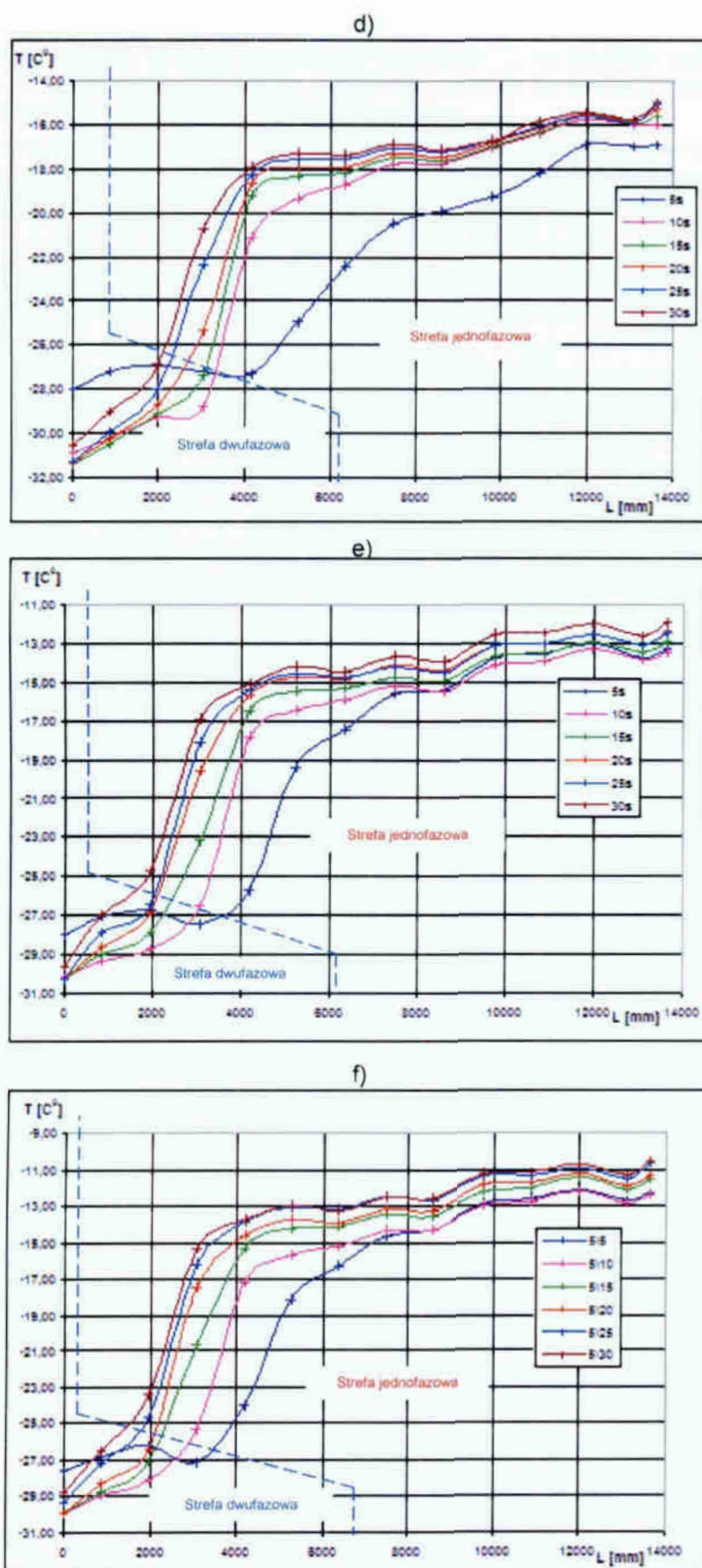
Tablica Z3.2

Eksperymentalny rozkład średniej temperatury parowania T_0 na długości wężownicy rurowej w parowniku wentylatorowej chłodnicy powietrza dla zasilania za pomocą EZR; (kolorem niebieskim zaznaczono obszar przepływu dwufazowego)

		L [mm]											
		855	1965	3073	4183	5250	6377	7484	8582	9772	10887	11977	13081
		T_0 [°C]											
0 [kW]	5/5	-39,99	-39,98	-39,96	-38,78	-39,69	40,65	40,65	-38,23	-36,33	-34,44	-33,22	-31,99
	5/10	-36,99	-37,09	-37,14	-37,41	-36,65	-39,19	-36,05	-33,79	-32,38	-32,19	-31,49	-31,44
	5/15	-38,75	-38,72	-38,89	-38,80	-39,66	-35,94	-30,12	-32,00	-32,32	-32,33	-31,71	-31,63
	5/20	-39,18	-38,88	-38,73	-38,12	-38,33	-33,30	-32,30	-32,34	-32,07	-32,00	-31,34	-31,54
	5/25	-39,75	-38,87	-38,73	-37,66	-36,98	-32,72	-30,09	-32,22	-32,01	-31,98	-31,50	-31,52
	5/30	-40,00	-38,79	-38,56	-37,69	-33,93	-32,61	-30,13	-32,36	-32,23	-32,16	-31,56	-31,71
2 [kW]	5/5	-30,69	-30,85	-30,74	-31,06	-32,17	32,54	32,27	31,01	-26,61	-26,77	-27,52	-27,78
	5/10	-34,68	-34,66	-34,74	-34,39	-32,55	-28,30	-26,65	-26,54	-25,91	-26,01	-25,52	-25,73
	5/15	-35,22	-34,72	-34,72	-33,00	-27,63	-26,84	-25,97	-26,09	-25,69	-25,75	-25,33	-25,45
	5/20	-35,49	-34,62	-34,42	-31,55	-26,96	-26,55	-26,80	-26,11	-25,67	-25,74	-25,36	-25,33
	5/25	-35,48	-34,15	-33,82	-29,24	-26,30	-26,22	-25,55	-25,91	-25,49	-25,56	-25,14	-25,12
	5/30	-35,03	-33,88	-33,44	-27,60	-26,15	-26,31	-26,00	-26,07	-25,90	-25,86	-25,51	-25,71
3,2 [kW]	5/5	-29,07	-29,15	-29,29	-29,51	-30,85	-31,02	-26,66	-25,41	-24,29	-24,07	-23,84	-24,32
	5/10	-32,90	-32,45	-32,68	-31,27	-25,23	-23,72	-22,50	-22,58	-22,15	-22,11	-21,86	-22,06
	5/15	-33,17	-32,40	-32,36	-26,99	-23,64	-23,04	-22,14	-22,40	-22,01	-22,02	-21,81	-21,95
	5/20	-33,20	-32,02	-31,72	-24,54	-22,86	-22,59	-21,85	-21,16	-21,73	-21,85	-21,49	-21,68
	5/25	-33,24	-31,98	-31,40	-24,04	-22,73	-22,72	-22,04	-22,41	-21,94	-22,13	-21,75	-21,92
	5/30	-32,54	-31,49	-30,81	-23,75	-22,65	-22,83	-22,14	-22,54	-22,49	-22,40	-22,26	-22,23
3,7 [kW]	5/5	-27,19	-26,92	-27,20	-27,26	-24,58	-22,42	-20,45	-19,93	-19,52	-18,13	-16,98	-16,98
	5/10	-30,21	-29,31	-28,80	-21,13	-19,40	-18,75	-17,72	-17,76	-17,03	-16,42	-15,75	-16,01
	5/15	-30,45	-29,12	-27,36	-19,24	-18,35	-18,17	-17,43	-17,61	-16,94	-16,34	-15,61	-15,89
	5/20	-30,27	-28,71	-25,36	-18,62	-17,94	-17,89	-17,26	-17,45	-16,77	-16,17	-15,54	-15,85
	5/25	-29,94	-28,00	-22,29	-18,26	-17,66	-17,52	-17,04	-17,21	-16,73	-16,04	-15,64	-15,94
	5/30	-29,00	-26,94	-20,72	-17,94	-17,28	-17,37	-16,89	-17,13	-16,75	-15,87	-15,48	-15,73
5,2 [kW]	5/5	-27,10	-26,74	-27,45	-25,73	-19,40	-17,41	-15,52	-15,30	-13,76	-13,68	-13,00	-13,69
	5/10	-29,32	-28,73	-26,56	-17,63	-16,44	-15,92	-15,20	-15,42	-14,13	-13,87	-13,26	-13,77
	5/15	-28,99	-27,94	-23,22	-16,49	-15,42	-15,27	-14,70	-14,96	-13,66	-13,49	-12,88	-13,41
	5/20	-28,66	-26,82	-19,50	-15,66	-14,71	-14,81	-14,12	-14,36	-13,09	-12,99	-12,54	-13,13
	5/25	-27,93	-26,41	-18,08	-15,35	-14,57	-14,69	-14,15	-14,42	-13,11	-13,03	-12,52	-13,10
	5/30	-27,02	-24,69	-16,90	-15,11	-14,18	-14,47	-13,61	-13,93	-12,52	-12,44	-11,97	-12,64
5,7 [kW]	5/5	-26,66	-26,28	-27,07	-23,96	-18,20	-16,31	-14,63	-14,36	-12,92	-12,65	-12,11	-12,74
	5/10	-28,95	-28,12	-25,31	-17,17	-15,67	-15,23	-14,38	-14,39	-12,95	-12,77	-12,22	-12,93
	5/15	-28,74	-27,15	-20,64	-15,31	-14,23	-14,18	-13,44	-13,56	-12,18	-12,03	-11,48	-12,13
	5/20	-28,26	-26,39	-17,90	-14,63	-13,79	-13,93	-13,16	-13,29	-11,84	-11,73	-11,20	-11,91
	5/25	-27,15	-24,70	-16,22	-13,91	-13,06	-13,14	-12,50	-12,68	-11,38	-11,30	-10,90	-11,49
	5/30	-26,51	-23,45	-15,37	-13,79	-12,99	-13,25	-12,48	-12,57	-11,26	-11,12	-10,75	-11,35



Rys. Z3.3. Eksperymentalny rozkład temperatury na długości węzownicy rurowej w parowniku wentylatorowej chłodnicy powietrza dla zasilania za pomocą zaworu EZR; obciążenie cieplne komory chłodniczej: a) 0 kW, b) 2 kW, c) 3,2 kW

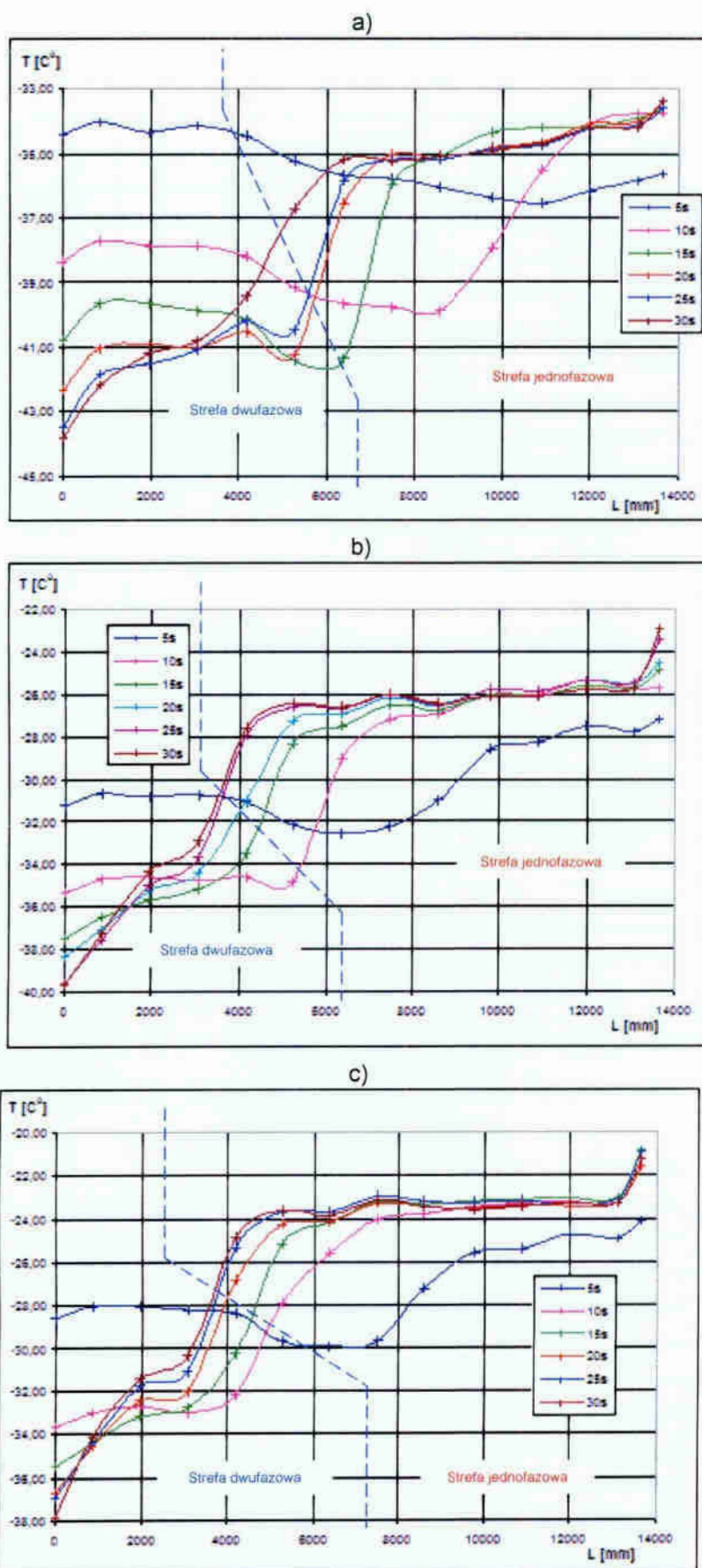


Rys. Z3.4. Eksperymentalny rozkład temperatury na długości węzownicy rurowej w parowniku wentylatorowej chłodnicy powietrza dla zasilania za pomocą zaworu EZR; obciążenie cieplne komory chłodniczej: d) 3,7 kW, e) 5,2 kW, f) 5,7 kW

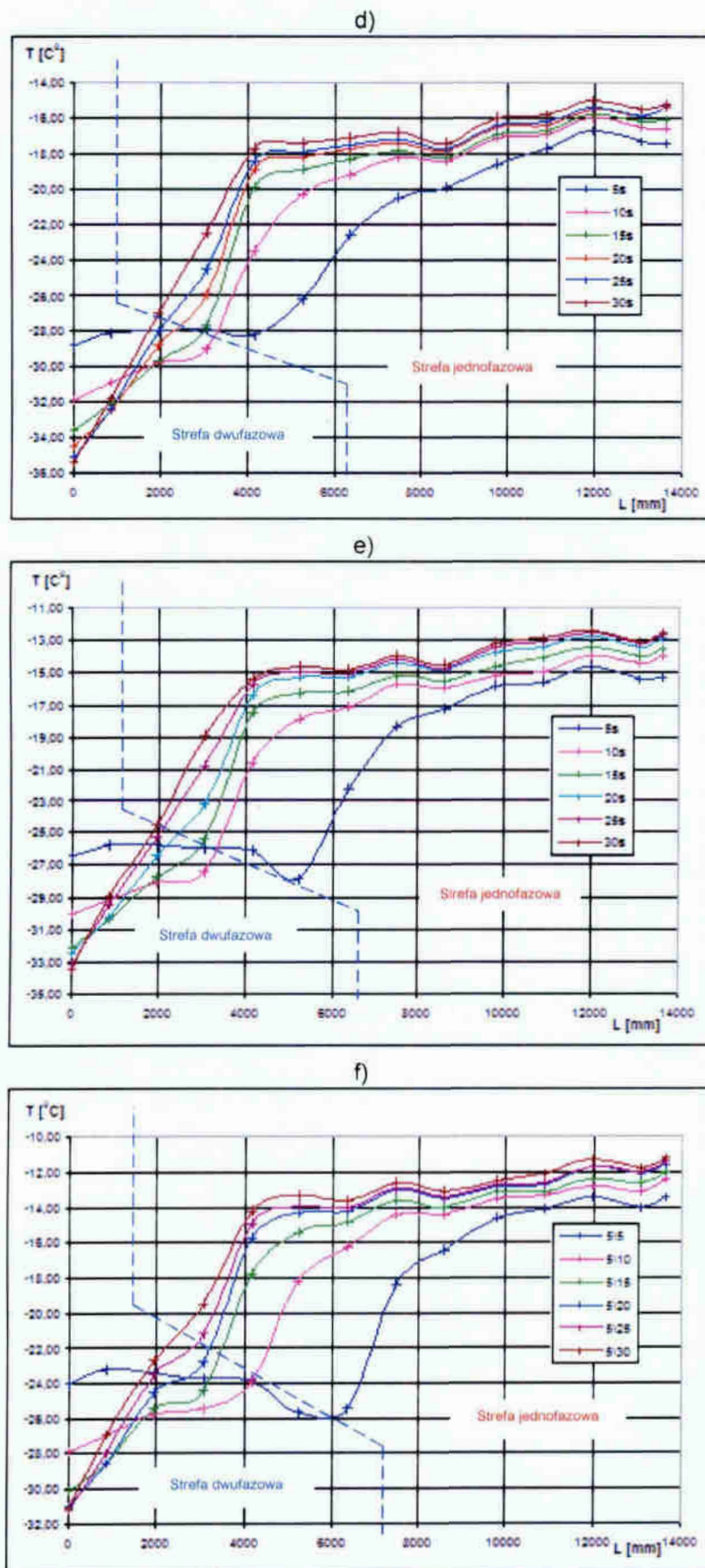
Tablica Z3.3

Eksperymentalny rozkład średniej temperatury parowania T_0 na długości węzownicy rurowej w parowniku wentylatorowej chłodnicy powietrza dla zasilania za pomocą zaworu E; (kolorem niebieskim zaznaczono obszar przepływu dwufazowego)

		L [mm]											
		855	1965	3073	4183	5250	6377	7484	8582	9772	10887	11977	13081
		T_0 [°C]											
0 [kW]	5/5	-34,04	-34,35	-34,12	-34,45	-35,25	-35,66	-36,00	-36,06	-36,36	-36,54	-36,16	-36,82
	5/10	-37,67	-37,86	-37,87	-38,18	-39,18	-39,68	-39,74	-39,86	-39,94	-39,50	-34,10	-33,74
	5/15	-39,66	-39,66	-39,06	-40,12	-41,38	-41,38	-41,36	-41,30	-41,35	-41,18	-34,22	-33,90
	5/20	-41,83	-40,89	-41,02	-40,53	-41,23	-36,55	-36,02	-36,20	-34,78	-34,63	-34,10	-34,02
	5/25	-41,81	-41,50	-41,10	-40,22	-40,50	-35,85	-36,20	-35,16	-34,84	-34,74	-34,23	-34,14
	5/30	-42,19	-41,21	-40,90	-39,46	-38,69	-35,18	-36,25	-35,06	-34,89	-34,67	-34,19	-34,22
2 [kW]	5/5	-30,69	-30,66	-30,74	-31,06	-32,17	-32,54	-32,27	-31,01	-26,61	-26,27	-27,52	-27,78
	5/10	-34,65	-34,61	-34,75	-34,59	-34,85	-28,98	-27,19	-26,90	-25,99	-25,96	-25,36	-25,79
	5/15	-36,46	-35,63	-35,19	-33,50	-28,36	-27,52	-26,47	-26,71	-25,90	-26,09	-25,59	-25,75
	5/20	-37,11	-35,23	-34,44	-30,97	-27,28	-26,90	-26,14	-26,61	-25,78	-25,87	-25,33	-25,49
	5/25	-37,60	-35,04	-33,65	-27,94	-25,61	-26,69	-26,03	-26,47	-25,78	-25,86	-25,29	-25,43
	5/30	-37,26	-34,35	-32,90	-27,62	-26,43	-26,62	-26,99	-26,45	-26,10	-26,10	-25,72	-25,65
3,2 [kW]	5/5	-28,06	-28,06	-28,19	-28,36	-29,69	-29,91	-29,68	-27,36	-25,61	-25,43	-24,76	-24,95
	5/10	-32,96	-32,66	-32,97	-32,16	-27,89	-25,55	-24,00	-23,77	-23,49	-23,26	-23,26	-23,26
	5/15	-34,35	-33,17	-32,70	-30,30	-25,14	-24,22	-23,34	-23,38	-23,20	-23,09	-23,08	-23,02
	5/20	-34,53	-32,44	-31,96	-26,65	-24,31	-24,06	-23,25	-23,43	-23,57	-23,37	-23,42	-23,33
	5/25	-34,36	-31,78	-31,07	-25,31	-23,70	-23,69	-22,96	-23,34	-23,32	-23,20	-23,31	-23,08
	5/30	-34,14	-31,41	-30,39	-24,87	-23,65	-23,62	-23,13	-23,45	-23,59	-23,47	-23,33	-23,28
3,7 [kW]	5/5	-28,18	-27,89	-27,91	-28,27	-26,25	-22,60	-20,43	-19,86	-18,56	-17,71	-16,74	-17,26
	5/10	-30,69	-29,82	-29,07	-23,46	-20,31	-19,14	-18,22	-16,37	-17,07	-16,87	-15,96	-16,46
	5/15	-32,13	-28,69	-27,69	-19,65	-18,50	-18,29	-17,77	-16,13	-16,92	-16,88	-15,76	-16,22
	5/20	-32,49	-28,79	-25,96	-18,85	-18,18	-17,71	-17,35	-17,81	-16,54	-16,35	-15,45	-15,92
	5/25	-32,45	-27,99	-24,53	-18,38	-17,84	-17,49	-17,20	-17,71	-16,43	-16,23	-15,40	-15,86
	5/30	-31,84	-27,07	-22,51	-17,64	-17,35	-17,07	-16,81	-17,36	-15,99	-15,81	-14,97	-15,46
5,2 [kW]	5/5	-25,70	-25,76	-25,90	-26,07	-27,84	-22,18	-18,37	-17,33	-15,87	-15,61	-14,69	-15,38
	5/10	-29,12	-28,10	-27,43	-20,57	-17,93	-17,12	-15,76	-16,00	-15,16	-14,99	-14,00	-14,41
	5/15	-30,37	-27,72	-25,40	-17,51	-16,24	-16,13	-15,17	-15,66	-14,59	-14,07	-13,42	-13,95
	5/20	-30,34	-26,44	-23,26	-16,36	-15,30	-15,31	-14,46	-14,90	-13,79	-13,42	-12,81	-13,38
	5/25	-29,52	-25,29	-20,79	-15,76	-14,92	-15,12	-14,18	-14,70	-13,46	-13,10	-12,52	-13,17
	5/30	-28,96	-24,62	-18,97	-16,35	-14,63	-14,84	-14,01	-14,52	-13,19	-12,93	-12,44	-13,06
5,7 [kW]	5/5	-23,23	-23,39	-23,70	-23,80	-25,62	-25,43	-18,37	-15,46	-14,69	-14,69	-13,47	-14,05
	5/10	-26,96	-25,71	-25,44	-23,88	-18,13	-16,27	-14,44	-14,45	-13,53	-13,37	-12,84	-13,14
	5/15	-28,61	-25,49	-24,47	-17,78	-15,43	-14,69	-13,63	-14,02	-13,18	-13,12	-12,37	-12,65
	5/20	-28,57	-24,49	-22,66	-15,71	-14,32	-14,21	-13,07	-13,68	-12,86	-12,72	-11,71	-12,08
	5/25	-27,95	-23,52	-21,19	-14,91	-13,89	-14,00	-12,91	-13,43	-12,77	-12,62	-11,69	-12,06
	5/30	-26,99	-22,67	-19,90	-14,23	-13,36	-13,61	-12,60	-13,16	-12,52	-12,09	-11,33	-11,78



Rys. Z3.5. Eksperymentalny rozkład temperatury na długości węzownicy rurowej w parowniku wentylatorowej chłodnicy powietrza dla zasilania za pomocą zaworu E; obciążenie cieplne komory chłodniczej: a) 0 kW, b) 2 kW, c) 3,2 kW



Rys. Z3.6. Eksperymentalny rozkład temperatury na długości węzownicy rurowej w parowniku wentylatorowej chłodnicy powietrza dla zasilania za pomocą zaworu E ; obciążenie cieplne komory chłodniczej: d) 3,7 kW, e) 5,2 kW, f) 5,7 kW