



**WYDZIAŁ  
INŻYNIERII  
MECHANICZNEJ**

Dziedzina: inżynieryjno-techniczna  
Dyscyplina: inżynieria mechaniczna

## **Praca doktorska**

# **Badanie nad procesem zamrażania żywności (produktów pochodzenia odzwierzęcego) w zamrażarkach płytowych z pośrednim układem chłodzenia**

mgr Krzysztof Gaszek

Promotor: dr hab. Krzysztof Bieńczak  
Promotor pomocniczy: dr hab. Leon Bogusławski

Poznań, 2024

*Składam serdeczne podziękowania moim opiekunom naukowym:  
dr hab. inż. Krzysztofowi Bieńczakowi  
oraz dr hab. inż. Leonowi Bogusławskiemu  
za motywację, przekazaną wiedzę oraz bezcenne wskazówki,  
bez których ta praca by nie powstała.  
Dodatkowe podziękowania kieruję w stronę najbliższych,  
których wsparcie i wyrozumiałość w trudnych momentach  
pomogły mi osiągnąć zamierzony cel.*

# **Spis treści**

## **Lista załączników**

## **Streszczenie**

## **Wykaz oznaczeń**

## **Wstęp**

### **1. Analiza literaturowa**

- 1.1. Efektywne wykorzystanie zamrażarek płytowych w przemyśle
- 1.2. Charakterystyka czynników chłodniczych użytych w układzie pierwotnym
  - 1.2.1. Historyczno-prawne uwarunkowania stosowania czynników chłodniczych
  - 1.2.2. Aspekty funkcjonalne czynników chłodniczych
  - 1.2.3. Analiza wybranych syntetycznych czynników chłodniczych
  - 1.2.4. Podsumowanie analizy literaturowej dotyczącej czynników chłodniczych
- 1.3. Właściwości chłodziwa użytego w układzie pośrednim
- 1.4. Podsumowanie analizy literaturowej dotyczącej czynników chłodniczych
- 1.5. Właściwości chłodziwa używanego w układzie pośrednim

### **2. Cel pracy**

### **3. Opis autorskiego stanowiska badawczego**

- 3.1. Koncepcja prototypowego stanowiska badawczego
- 3.2. Bilans energii – metoda obliczeniowa
- 3.3. Szczegółowy opis autorskiego stanowiska badawczego
  - 3.3.1. Układ chłodniczy pierwotny
  - 3.3.2. Parownik chłodniczy – wymiennik ciepła
  - 3.3.3. Moduł hydrauliczny
  - 3.3.4. Średnice rurociągów
  - 3.3.5. Zastosowane pompy
  - 3.3.6. Dobór naczynia wzbiorczego oraz zaworu bezpieczeństwa
- 3.4. Opis aparatury pomiarowej
  - 3.4.1. Przepływ chłodziwa wewnątrz instalacji rurociąkowej
  - 3.4.2. Rejestracja zmian temperatury instalacji chłodniczej oraz wsadu
  - 3.4.3. Analizator energii elektrycznej FLUKE 1730
  - 3.4.4. Manometry Testo 570

### **4. Opis prowadzonych badań**

- 4.1. Badanie rozkładu temperatury na powierzchni płyty mroźniczej

#### 4.2. Badanie podstawowego czasu mrożenia przy założeniu zmiennej grubości wsadu

4.2.1. Szczegółowe określenie modelu matematycznego podstawowego przebiegu procesu zamrażania

4.2.2. Przykład obliczeniowy

4.2.3. Wnioski

#### 4.3. Badania zużycia energii dla różnych czynników chłodniczych

4.3.1. Badanie zużycia energii dla czynnika R449A

4.3.2. Badanie zużycia energii dla czynnika R455A

4.3.3. Porównanie wyników testów dla czynników R449A i R455A

### **5. Wnioski końcowe**

### **6. Kierunki dalszych badań**

**Literatura**

**Załączniki**

**Summary**

**Lista załączników:**

Załącznik 1. Właściwości fizyko-chemiczne czynnika R404A

Załącznik 2. Wykres log (p)-h dla czynnika chłodniczego R404A

Załącznik 3. Właściwości fizyko-chemiczne czynnika R 449A

Załącznik 4. Wykres log (p)-h dla czynnika R449A

Załącznik 5. Uśrednione wartości ciśnienia parowania czynnika chłodniczego R449A podczas testu zamrażania – ujęcie w czasie 16h

Załącznik 6. Uśrednione wartości ciśnienia po stronie tłoczenia dla czynnika R449A podczas testu zamrażania – ujęcie 16h

Załącznik 7. Uśrednione wartości ciśnienia par po stronie ssawnej podczas przebiegu testu dla czynnika R455A – opracowanie własne

Załącznik 8. Uśrednione wartości ciśnienia par po stronie tłocznej podczas przebiegu testu dla czynnika R455A – opracowanie własne

## Streszczenie

Przedstawiona praca badawcza, mająca charakter wdrożeniowy wywodzi się z zaobserwowanego w przemyśle niedostatecznego wykorzystania właściwości mroźniczych zamrażarek płytowych, a także z istniejącego przekonania, iż stosowanie zamrażarek płytowych jest ściśle powiązane z dużymi układami chłodniczymi. Tego typu układy cechują się znacznym poziomem napełnienia czynnika chłodniczego w instalacji, a także często napełnieniem instalacji chłodniczej substancjami niebezpiecznymi dla środowiska lub dla obsługi technicznej.

Przeprowadzona analiza literaturowa koncentruje się na 3 głównych aspektach:

- zastosowaniu czynnika chłodniczego w układzie pierwotnym, w obliczu postępujących zmian prawnych wytyczanych przez ONZ oraz WE,
- wskazaniu i analizie właściwości fizyko-chemicznych dostępnych dla zastosowania chłodziw w układzie wtórnym,
- dostępnych możliwościach powszechnego stosowania zamrażarek płytowych w przemyśle przetwórczym.

Wykonana analiza literaturowa zdaje się potwierdzać wspomniane dotychczasowe kierunki rozwoju zamrażarek płytowych w przemyśle chłodniczym, ponieważ w dużej mierze skupia się na zamrażarkach płytowych o wsadzie poziomym oraz takich, gdzie medium chłodzącym pozostaje amoniak. Istnieją również opracowania, które proponują stosowanie rozwiązań o większym stopniu ekologiczności, gdzie zamrażarka pracuje w układzie kaskadowym CO<sub>2</sub> - R134A, natomiast nie zostały odnalezione opracowania, które proponują zastosowanie układu pośredniego, w którym rolę chłodziwa odgrywa sól potasowa.

W następstwie przeprowadzonej analizy naukowej, postawiony został cel oraz zakres pracy, a także określono zadania konieczne do realizacji, aby praca została ukończona.

W dalszej części pracy przedstawione zostają autorskie obliczenia bilansu energii oraz ilości ciepła niezbędnego do procesu rozmrażania płyt. Opracowano procedurę umożliwiającą dobór niezbędnych komponentów do budowy układu chłodniczego, oraz obliczeń przepustowości rurociągów, naczyń wzbiorniczych czy zaworów bezpieczeństwa.

Ta część pracy doktorskiej zawiera również precyzyjny opis aparatury badawczej wykorzystanej podczas prowadzonych badań.

Zgodnie z postawionym celem badawczym przeprowadzona i opisana zostaje seria badań na zamrażarce płytowej z pośrednim układem mrożenia, której zadaniem jest odzwierciedlenie przebiegu procesu mrożenia wewnątrz z celi mroźniczej. Powstały w ten sposób rozkład temperatury na powierzchni płyty i celi mrozącej zostaje opisany modelem matematycznym. Zaproponowany model matematyczny poddany zostaje procesowi walidacji podczas mrożenia skwarki wieprzowej na autorskim prototypie zamrażarki płytowej.

Jednocześnie, wobec wskazanych w analizie literatury uwarunkowań prawnych towarzyszących rynkowi czynników chłodniczych, zaproponowany zostaje uproszczony model teoretyczny weryfikujący możliwość zastosowania innego czynnika chłodniczego niż projektowy w układzie chłodniczym zasilającym zamrażarkę płytową z pośrednim układem chłodzenia. Model ten również poddany zostaje walidacji.

Zakończenie pracy przedstawia osiągnięte cele, wnioski oraz kierunki dalszych badań w tej dziedzinie.

## Wykaz skrótów i oznaczeń

FAO - Komisja do spraw Wyżywienia i Rolnictwa przy Organizacji Narodów Zjednoczonych

GWP – (ang. Halocarbon Global Warming Potential) – potencjał tworzenia efektu cieplarnianego odniesiony do dwutlenku węgla, dla którego GWP=1

HGWP – (ang. Halocarbon Global Warming Potential) – potencjał tworzenia efektu cieplarnianego odniesiony do czynnika R11, dla którego HGWP=1

ODP – (ang. Ozone Depletion Potential) – potencjał niszczenia warstwy ozonowej, wskaźnik mający na celu ilościową ocenę wpływu poszczególnych substancji na warstwę ozonową odniesiony do czynnika R11, dla którego ODP=1

CFC – (ang. Chloro-Fluoro-Carbon) – jest to grupa chloro- i fluoropochodnych węglowodorów alifatycznych

HFC – wodorofluorowęglowodory – substancje organiczne, które nie zawierają atomów chloru oraz bromu, a ich wskaźnik ODP jest równy 0

HCFC – wodorochlorofluorowęglowodory – substancje organiczne, które mają stabilność chemiczną mniejszą niż związki CFC, a co za tym idzie niższy wskaźnik ODP

HFO – hydrofluoroolefiny – nienasycone związki organiczne składające się z wodoru, fluoru i węgla. Klasyfikowane są z ODP równym 0 i niskim GWP

LFL – (ang. Lower Flammability Limit) – dolna granica zapalności

ITH – horyzont czasowego oddziaływania

TEWI – całkowity równoważnik tworzenia efektu cieplarnianego

CO<sub>2</sub> – dwutlenek węgla

N<sub>2</sub>O – podtlenek azotu

SO<sub>2</sub> – dwutlenek siarki

CH<sub>2</sub>Cl<sub>2</sub> – chlorek metylu

R290 – czynnik chłodniczy propan

R600a – czynnik chłodniczy izobutan

R1270 – czynnik chłodniczy propylen

R717 – czynnik chłodniczy amoniak

R744 – czynnik chłodniczy dwutlenek węgla

R22, R134a, R404A, R449A, R452A, R454C, R455C, R457C, R465A, R507A – syntetyczne czynniki chłodnicze

$p$  – ciśnienie [bar]

$T$  – temperatura [ $^{\circ}\text{C}$ ]

$h$  – entalpia właściwa [kJ/kg]

$h$  - współczynnik wnikania ciepła [ $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ ]

$v$  – objętość właściwa [ $\text{m}^3/\text{kg}$ ]

A1, A2L, A2, A3, B1, B2L, B2, B3 – grupy bezpieczeństwa czynników chłodniczych

COP – współczynnik wydajności chłodniczej

$\rho$  - gęstość [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]

$t$  – czas [s]

$k$  – współczynnik przewodzenia [ $\text{W}/\text{mK}$ ]

$m$  – Masa wsadu przeznaczona do zamrożenia [kg]

$t$  – czas mrożenia [min]

$t_o$  – czas obsługi stacji [min]

$C_{w1}$  – ciepło właściwe wsadu przed zamrożeniem [kJ/kgK]

$C_{wa}$  – ciepło właściwe płyty aluminiowej [kJ/kgK]

$C_{w2}$  – ciepło właściwe wsadu po zamrożeniu [kJ/kgK]

$C_p$  – ciepło przemiany [kJ/kg]

$T_p$  – punkt zamarzania wsadu [ $^{\circ}\text{C}$ ]

$T_1$  – temperatura początkowa [ $^{\circ}\text{C}$ ]

$T_k$  – temperatura końcowa [ $^{\circ}\text{C}$ ]

$T_p$  – temperatura medium chłodzącego [ $^{\circ}\text{C}$ ]

$\Delta T$  – założona różnica temperatury chłodziwa [K]

$G_h$  – zakładana wydajność zamrażarki na godzinę [kg/h]

$G_b$  – założona ładunek całkowity [kg]

$Z$  – liczba bloków

$m_p$  – masa płyty aluminiowej [kg]

$\nu$  - Lepkość kinematyczna [ $\text{mm}^2/\text{s}$ ]

$C_{wch}$  – ciepło właściwe chłodziwa [kJ/kgK]

$t_c$  – całkowity czas cyklu mrożenia zamrażarki płytowej [min]

$G_c$  – ładunek całkowity zamrażarki [min]

$X$  – współczynnik mrożenia dla ilości stacji

$E_1$  – energia cieplna wymagana dla osiągnięcia punktu przemiany fazowej [kJ/kg]

$E_2$  – energia cieplna wymagana dla głębokiego zmrożenia [kJ/kg]  
 $C_p$  – energia cieplna uzyskana w efekcie zmiany fazowej [kJ/kg]  
 $E_c$  – całkowita energia wymagana do zamrożenia kg produktu [kJ/kg]  
 $Q_1$  – całkowita moc chłodnicza dla produktu [kW]  
 $E_p$  – energia cieplna zakumulowana w płycie aluminiowej [kJ]:  
 $Q_2$  – całkowita moc chłodnicza dla płyt mroźniczych [kW]  
 $Q_3$  – współczynnik strat [kW]:  
 $Q_c$  – wydajność całkowita [kW]:  
 $C_a$  – ciepło właściwe aluminium z którego wykonana jest płyta mrożąca [kJ/kgK]  
 $\Delta T_{def}$  – różnica temperatury zamrażania [K]  
 $Q_{def}$  – Ilość energii wymagana do procesu rozmrażania płyt [kJ]  
 $v$  – strumień objętości [m<sup>3</sup>/h]  
 $v$  – prędkość przepływu cieczy w rurociągu [m/s]  
 $A$  – przekrój poprzeczny rurociągu [m<sup>2</sup>]  
 $D$  – średnica rurociągu [m]  
 $V$  – pojemność naczynia [dm<sup>3</sup>]  
 $R$  – rozszerzalność cieplna  
 $V_u$  – minimalna pojemność użyteczna naczynia [dm<sup>3</sup>]  
 $T_{bez}$  – temperatura bezwymiarowa w osi płyty  
 $a$  – współczynnik wyrównania temperatury [m<sup>2</sup>/s]  
 $U$  – współczynnik przenikania ciepła [W/m<sup>2</sup>K]  
 $q_0$  – jednostkowa wydajność chłodnicza [kJ/kg]  
 $q_k$  – jednostkowa wydajność cieplna skraplacza [kJ/kg]  
 $I_t$  – jednostkowa praca sprężania [kJ/kg]  
 $t_r$  – końcowa temperatura sprężania [°C]  
 $m$  – strumień masy czynnika chłodniczego [kg/h]  
 $Q_0$  – wydajność chłodniczą [kW]  
 $Q_k$  – wydajność skraplania [kW]  
 $P_t$  – teoretyczna moc napędowa sprężarki [W]  
 $q_v$  – jednostkowa wydajność chłodnicza objętościowa [kJ/m<sup>3</sup>]  
 $\epsilon$  – teoretyczna sprawność energetyczna układu chłodniczego

Definicje:

Bezwymiarowy czas (liczba Furiera)  $Fo = a t / \delta^2$

Bezwymiarowy warunek brzegowy (liczba Biota)  $Bi = h \delta / k$

Bezwymiarowa temperatura w osi płyty  $T_{bez} = \theta_m = (T_{x,t} - T_{ot}) / (T_{t=0} - T_{ot})$

## Wstęp

Znaczny wzrost liczby osób zamieszkujących kulę ziemską prowadzi do ogromnych problemów gospodarowania żywnością i zapewnienia jej powszechnego dostępu. Analitycy ONZ wskazują, że co 12 lat przybywa miliard ludzi – świat stoi na progu przekroczenia łącznej liczby ludności na poziomie 8 miliardów, a do 2050 roku przyrost ludności sięgnie poziomu 10 miliardów.

Jednocześnie, gdy powszechnym problemem państw mniej rozwiniętych jest wszechobecny głód, Komisja do spraw Wyżywienia i Rolnictwa przy Organizacji Narodów Zjednoczonych (FAO) wskazuje, że liczba marnotrawionej żywności sięga  $\frac{1}{3}$  całej rocznej globalnej produkcji [1]. Posługując się opracowaniami na gruncie polskim przygotowanymi przez analityków NIK [2] oraz pracowników SGGW [3], 60% produktów jest marnotrawionych w indywidualnych gospodarstwach domowych. Za główną przyczynę takiego stanu rzeczy przyjmuje się niedostosowanie wielkości zakupów do potrzeb gospodarujących, a tym samym przekroczenie terminu przydatności do spożycia produktów spożywczych. Próbuąc zwalczyć to zjawisko, należy przyjrzeć się metodom umożliwiającym wydłużenie okresu przydatności do spożycia, a co za tym idzie długotrwałe przechowywanie żywności.

Jednym ze sposobów konserwacji produktów spożywczych jest ich mrożenie za pomocą różnorodnych dostępnych technologii, np. metodą owiewową, fluidyzacyjną, kontaktową czy kriogeniczną. Jedną z najbardziej efektywnych metod – w przełożeniu ilości wymaganej energii do czasu mrożenia – jest metoda kontaktowa. Zgodnie z przedstawioną analizą literaturową jest ona również najbardziej perspektywiczna w kontekście ilości zużywanej energii na kilogram mrożonego produktu oraz możliwości zastosowania zamrażarek o mniejszym gabarycie. Dodatkowo biorąc pod uwagę, że pojęcie efektywności energetycznej urządzeń chłodniczych oraz redukcja śladu węglowego zdają się wyznaczać trendy projektowe układów chłodniczych w najbliższych latach, powstaje możliwość rynkowa rozwoju zamrażarek płytowych w przemyśle.

Doświadczenie zawodowe autora niniejszej pracy oraz badanie literaturowe nie wskazały jednoznacznie na interesujące rozwiązania technologiczne, które pozwalałyby jednocześnie na zwiększenie powszechności zastosowania metody mrożenia kontaktowego oraz ograniczenie szkodliwego wpływu na środowisko.

Tak postawione problemy badawcze doprowadziły do opracowania i wdrożenia patentu PL24012 [4], którego doktorant jest współtwórcą. Patent ten odnosi się do zamrażarki płytowej z pośrednim układem mrożenia, gdzie jako medium w układzie pośrednim zaproponowano użycie soli potasowej o handlowej nazwie mrówczan potasu. Wynika to z dobrych właściwości czynnika, takich jak jego nietoksyczność, niepalność, niskie ciśnienie robocze oraz korzystne właściwości cieplne.

W pracy przeprowadzono badania urządzenia chłodniczego na opracowanym przez autora stanowisku badawczym. Stanowisko to zostało zaprojektowane oraz wykonane przez doktoranta celem weryfikacji założeń technologicznych przed ich możliwym wdrożeniem. Prace badawcze – pierwotna koncepcja, a następnie wstępny projekt – trwały od 2017 roku (gdy pojawiły się pierwsze limity dostępności czynnika chłodniczego). Działania te uległy intensyfikacji po przyznaniu grantu badawczego z Narodowego Centrum Badań i Rozwoju [5].

Odnosząc się do autorskiego prototypu, w pracy przedstawiono możliwą do wdrożenia w przemyśle metodę obliczeniową. Pozwala ona na określenie czasu mrożenia produktu w zależności od grubości wsadu. Wskazano również metodę teoretyczną, która sprawi, że odbiorca końcowy uzyska możliwość weryfikacji opłacalności zmiany czynnika chłodniczego na zgodny z obecnie obowiązującymi uwarunkowaniami prawnymi [22] i rygorami emisyjnymi.

Należy przy tym podkreślić, iż dysertacja ta została opracowana na podstawie wskazanego wyżej autorskiego stanowiska eksperymentalnego oraz technologii niewykorzystywanych dotychczas w przemyśle, gdzie prototyp zamrażarki płytowej, prócz faktycznej weryfikacji poprawności założeń konstrukcyjnych, posłużył również do walidacji opracowanych modeli teoretycznych.

Zadaniem autora pracy było potwierdzenie słuszności założeń projektowych dla działania zamrażarki płytowej z pośrednim układem chłodzenia oraz prostych metod obliczeniowych, przydatnych dla odbiorcy końcowego zamrażarki.

## **1. Analiza literaturowa**

Charakterystyka przebiegu procesu zamrażania produktów spożywczych za pomocą zamrażarki płytowej z pośrednim układem mrożenia w kontekście studiów literaturowych została zanalizowana w trzech obszarach:

- efektywne wykorzystanie zamrażarek płytowych w przemyśle,
- charakterystyka czynników chłodniczych użytych w układzie pierwotnym,
- właściwości chłodziwa użytego w układzie pośrednim.

### **1.1 Efektywne wykorzystanie zamrażarek płytowych w przemyśle**

Analiza źródłowa opracowań dotyczących zamrażarek płytowych co do zasady odnosi się do dwóch rodzajów zagadnień:

- zastosowania zamrażarek płytowych w przemyśle,
- możliwych modernizacji urządzeń.

Faktem jest, że pożywienie to podstawowy czynnik bytowania ludzkiego, a żywność pochodzenia zarówno roślinnego, jak i zwierzęcego po ustaniu procesów życiowych podlega procesom gnilnym, które należy zahamować, aby utrzymać jej przydatność do spożycia [6]. Jedną z podstawowych metod utrwalania produktów celem wydłużenia przydatności do spożycia jest ich chłodzenie oraz mrożenie. Dodatkowo należy wskazać za ekspertami z firmy Frigoscandia [6] kilka ważnych aspektów, które wraz z rozwojem gospodarki wpływają na większą popularność mrożonej żywności, a są to:

- rosnąca liczba pracujących kobiet,
- rosnące nasycenie gospodarstw domowych zamrażarkami,
- rosnąca liczba centrów sprzedaży produktów mrożonych,
- komasowanie zakupów w jednym dniu tygodnia,
- upowszechnienie zwyczaju spożywania posiłków poza domem (bary szybkiej obsługi, restauracje, stołówki),
- malejąca wielkość przeciętnej rodziny i wzrost liczby osób żyjących samotnie,
- wzrost mobilności społeczeństwa,
- rozwój telewizji satelitarnych i przekazywanych tam treści kulinarnych,
- urozmaicenie menu poprzez zainteresowanie innymi etnicznie kuchniami,

- rosnąca dbałość o zdrowie i popularyzacja zdrowego odżywiania oraz kompleksowej diety.

Aktualność tych czynników, mimo że pochodzą z opracowania datowanego na połowę lat 90., wydaje się niepodważalna. Oczywistym wydaje się fakt, że maksymalne skrócenie tzw. łańcucha chłodniczego, czyli czasu od uzyskania produktu końcowego do jego zamrożenia (schłodzenia), jest kluczowe dla zachowania optymalnych parametrów biologicznych produktów żywieniowych. Tym samym logiczne zdaje się stosowanie zamrażarek płytowych bezpośrednio na statkach służących do połowu ryb lub krewetek. Należy zauważyć, że większość opracowań literaturowych odnosi się do sposobu mrożenia ryb i krewetek, literatura odnosząca się do mrożenia produktów wieprzowych, czy drobiowych stanowi rzadkość.

W swoim artykule N. Haddat, E. Watts oraz U. Lively [7] podejmują problematykę mrożenia krewetek bezpośrednio po połowie na kutrze lub w dokach po rozładunku, za pomocą zamrażarki płytowej. Zdaniem autorów mrożenie za pomocą zamrażarki płytowej znacznie poprawia jakość produktu, zwłaszcza pod względem aspektów wizualnych, co powinno być szczególnie uwzględniane dla produktów klasy Premium.

Podobne analizy przeprowadzone zostały dla makreli. W artykule *Effect of Freezing Time on the Quality on Indian Mackrel (Rastrelliger kanagurta) Turing Frozen Storage* autorstwa I.P. Lakshimisha, C.N. Rabishankara, G. Ninana, C.O. Mohana oraz T.K.S. Gopala [8] poddano analizie ten sam produkt zamrożony metodą owiewową oraz kontaktową. Autorzy zgodnie wskazywali na zdecydowanie krótszy czas mrożenia w zamrażarce płytowej (o 51%) oraz na zbliżoną sensorykę dla obu typów zamrażania. Artykuł zawiera rekomendację mrożenia metodą kontaktową.

Temat mrożenia i przechowywania makreli podjęli również P. Zhou, Y. Chu, Y. Lv oraz J. Xie [9]. Zdaniem badaczy, przy pominięciu aspektu ekonomicznego, najlepszą retencje wody wewnątrz produktu (przekładającą się na wyżej wskazane wskaźniki) wykazuje tunel spiralny. Jednocześnie należy zauważyć, że wyższość wskaźników tunelu spiralnego nie przekłada się negatywnie na zalecenie stosowania zamrażarek płytowych dla bezpośredniego mrożenia połowu makreli, a samo mrożenie za pomocą zamrażarki kontaktowej przynosi liczne korzyści.

Temat mrożenia ryb za pomocą pionowej zamrażarki płytowej (tym razem zasilanej za pomocą okrętowego silnika Diesla, który napędza amoniakalny agregat chłodniczy) podejmują również Ch. Backi oraz J. T. Gravdahl [10], którzy wskazują na jednowymiarowy model matematyczny przebiegu procesu mrożenia wewnątrz płyty opisując go równaniem:

$$\rho(T) \cdot c(T) \frac{\partial T(t,x)}{\partial t} = k(T) \cdot \frac{\partial^2 T(t,x)}{\partial x^2} \quad (1)$$

gdzie:

$\rho$  – gęstość

$c$  – ciepło właściwe produktu

$T$  – temperatura

$t$  – czas

$k$  – współczynnik przewodzenia

Autorzy modelu matematycznego dopuszczają możliwość zmiany wartości  $\rho$ ,  $c$ ,  $k$  od temperatury  $T$ .

Autorzy publikacji akcentują fakt pojawienia się ukrytego ciepła krzepnięcia podczas procesu mrożenia, które objawia się oddawaniem ciepła bez zmiany temperatury wewnątrz produktu. Zdaniem autorów podczas procesu mrożenia kontaktowego zachodzi zjawisko magazynowania energii w tworzonych cząsteczkach wody. Należy zauważyć, że tylko usunięcie tej energii pozwala na budowanie warstwy lodu wokół produktu.

Badacze zwracają uwagę na pojawienie się zależności pomiędzy szybkością procesu mrożenia kontaktowego a wielkością kryształów lodu. Im szybciej, tym te kryształy stają się mniejsze.

W drugiej grupie opracowań literaturowych znajdujemy odniesienia do perspektywy rozwoju zamrażarek płytowych ze względu na sposób ich zasilania oraz charakterystykę pracy układu chłodniczego.

Jedną z propozycji przedstawiają Fernandez-Seara, J., Dopazo A., Uhía F. J., Diz R. [11], którzy opisują opracowany przez siebie innowacyjny model zasilania poziomej zamrażarki płytowej, który opiera się na kaskadowym układzie chłodniczym, gdzie

amoniak – występujący jako czynnik górnego rzędu – odpowiada za skraplanie CO<sub>2</sub>. W opracowaniu podkreślony zostaje fakt konieczności zastępowania czynników z grupy HFC oraz określone zostają relacje poszczególnych wariantów temperatury górnego i dolnego rzędu czynników, przekładające się na czas mrożenia oraz wartości COP.

Odnosząc się do tego samego układu dystrybucji energii, co w powyższym artykule, autorzy J. Alberto Dopazo oraz J. Fernandez-Seara [12] kontynuują badania nad procesem zamrażania w zamrażarce płytowej poziomej, skupiając się na określeniu zależności pomiędzy temperaturą chłodziwa wewnątrz płyty zamrażalniczej, a czasem mrożenia produktu. Dostrzeżona zostaje zależność, wskazująca, że obniżenia temperatury chłodziwa wewnątrz płyty o 1K skutkuje obniżeniem czasu mrożenia o 2 minuty.

Interesujący punkt widzenia dotyczący zasilania płyt chłodniczych przedstawiają X.C. Cao, J.Q. Wan oraz L.Y. Song [13], którzy rozważają możliwość zastosowania eżektorów dla każdej płyty wewnątrz zamrażarki. Oczywiście należy zauważyć, że takie rozwiązania mogą mieć miejsce wyłącznie w zamrażarkach pracujących w układzie bezpośredniego odparowania.

Opracowaniami niewpisującymi się w zaproponowaną klasyfikację, lecz bardzo istotnymi ze względu na przebieg procesu mrożenia wewnątrz zamrażarki płytowej są również opracowania A.E. Delgado i Da-WenSuna [14] oraz D. Badri, C. Toublanca, O. Rouarda i M. Haveta [15], które w całości analizują przebieg procesu mrożenia oraz przedstawiają dotychczasowy stan wiedzy dotyczący zamrażania żywności. Dodatkowo, w artykule Badri'ego i in. [15] podkreślona zostaje istota problemu zamrażania cząstek wody zawartych w otoczeniu produktu mrożonego, prowadząca do niezamierzonych strat w wydajności urządzenia.

## **1.2 Charakterystyka czynników chłodniczych użytych w układzie pierwotnym**

Czynnikiem chłodniczym nazywamy substancję jednoskładnikową lub roztwór, zwykle płyn, stosowaną w cyklu grzewczym, przechodzącą odwracalną przemianę fazową z cieczy w parę i z powrotem [11]. Generalna klasyfikacja czynników chłodniczych

stosowanych do chłodzenia towarów wskazuje na rodzaj ich pochodzenia: rozróżniamy tu czynniki pochodzenia naturalnego (występujące w oryginalnej postaci w przyrodzie) oraz czynniki będące następstwem reakcji chemicznych, które wytworzone zostały w laboratoriach.

### **1.2.1 Historyczno-prawne uwarunkowania stosowania czynników chłodniczych**

Przechowywanie żywności odgrywało istotną rolę dla przetrwania człowieka. Jedną z efektywniejszych metod było jej schładzanie. Początkowo wykorzystywano do tego naturalne źródła chłodu w postaci lodu. W 1805 roku Oliver Evans jako pierwszy, wykorzystując parowanie eteru, doprowadził do zjawiska zamrożenia wody, podczas gdy wynalezienie elektryczności datowane jest na rok 1870. W okresie do lat 30. XX wieku kolejno, celem wykorzystywania w procesie chłodzenia stosowano takie substancje pochodzenia naturalnego jak: wspomniany już eter,  $\text{NH}_3$ ,  $\text{CO}_2$ ,  $\text{SO}_2$ ,  $\text{H}_2\text{O}$ ,  $\text{CCl}_4$ ,  $\text{HCOOCH}_3$ ,  $\text{HCS}$ ,  $\text{CHCS}$ . Zwłaszcza przełomowym wydaje się rok 1860, gdy do użytku komercyjnego wchodzi amoniak, którego zastosowano w pierwszej chłodziarce absorpcyjnej.

Należy zauważyć, że większość z powyższych czynników chłodniczych pochodzenia naturalnego jest skrajnie łatwopalna, wybuchowa, toksyczna.

Przyspieszenie trwającej rewolucji przemysłowej oraz podniesienie poziomu życia klasy średniej i wyższej prowadzi do dalszej komercjalizacji wynalazków sprzyjających przechowywaniu żywności, tym samym intensyfikując prace naukowe i działania wynalazców. W efekcie powstają czynniki syntetyczne, które opracowane w laboratoriach mają za zadanie zapewnić maksymalną efektywność pracy urządzenia chłodniczego, dostosowaną do konkretnych warunków. Jako pierwszy czynnik, w roku 1929 opracowany przez Midgleya i Henne powstaje dichlorodifluorocarbon ( $\text{CCl}_2\text{F}_2$ ), który następnie w firmie Dupont przyjmuje komercyjną nazwę CFC-12, dalej znany branży chłodniczej jako R-12, dający początek grupie czynników o roboczej nazwie CFC. Dalsze prace laboratoryjne oraz komercjalizacja osiągnięć pod postacią urządzeń typu RAC (Dosłownie Residential Air Conditioners, czyli „klimatyzatory do użytku mieszkaniowego”, w tym przypadku dotyczy to klimatyzacji oraz domowych i

marketowych chłodziarek) prowadzi do powstania w latach 50-tych czynników z grupy HCFC.

Umowny koniec tego okresu rozwoju czynników chłodniczych datuje się na lata 70., gdy Rowland i Molina [17] publikują dane dotyczące szkodliwości czynników z grupy CFC dla warstwy ozonowej Ziemi. Wyznaczony wówczas ogólnosiwiatowy trend ekologiczny, prowadzi do zapisów Konferencji Montrealskiej [17] w 1987 roku, której sygnatariuszami są wszystkie państwa członkowskie ONZ (jedyne taki przypadek w kontekście pojawiających się uregulowań ekologicznych).

Należy zauważyć, że wprowadzenie w życie „Protokołu Montrealskiego” wraz z późniejszymi postanowieniami następujących po nim konferencji klimatycznych określa ramy czasowe zamykające okres gwałtownego wzrostu popularności czynników chlorowcopochodnych, a tym samym dziury ozonowej. Podczas trwania „Szczytu Ziemi” w Rio de Janeiro, prócz zdecydowanych restrykcji ograniczających używanie czynników szkodliwych dla warstwy ozonowej (często mylnie rozumianych jako freony) zwrócono uwagę na koncentrację gazów wywołujących efekt cieplarniany. Jak zauważają H. Charun, T. Bohdal, W. Kuczyński i M. Sikora [19], wskaźniki destrukcji klimatycznej takie jak ODP i GWP (ODP: *Ozone Depletion Potential* czyli potencjał niszczenia ozonu odniesiony do freonu R11, dla którego przyjęto  $ODP = 1$ ; GWP : *Global Warming Potential* czyli globalny potencjał efektu cieplarnianego odniesiony do dwutlenku węgla  $CO_2$ , dla którego przyjęto  $GWP = 1$ .) powszechnie już wówczas znane, nie były natenczas traktowane równoważnie. Oznacza to, że ryzyko postępującego efektu cieplarnianego nie było wówczas podejmowane jako priorytetowe. Następstwem brazylijskiego „Szczytu Ziemi” była era masowego stosowania czynnika R-134a, który swymi właściwościami termodynamicznymi najbardziej przypominał zabroniony czynnik R-12 oraz charakteryzował się niskim poziomem wskaźnika GWP, wynoszącym zaledwie 1430.

Era powszechnego stosowania czynnika R-134a, przypadająca na okres od 1994 do 2002 roku spowodowała, jak podaje J.M. Calm, że stężenie tego czynnika w powietrzu atmosferycznym wzrosło od 0 do 25ppt (cząstek na trylion) [20]. Postępujące zmiany klimatyczne oraz przytoczone badania spowodowały, że temat podjęto na forum Parlamentu Europejskiego, co doprowadziło do powstania rozporządzeń Parlamentu

Europejskiego i Rady nr 842/2006 oraz rozporządzenia nr 517/2014 [21,22], które wdrożyły rygorystyczne limity wprowadzania gazów cieplarnianych na rynek Wspólnotowy, wyznaczając tym samym wymóg zmniejszenia ogólnej emisji gazów cieplarnianych do atmosfery o 80% do 2050 roku.

Szczegółowe zapisy rozporządzenia 842/2006 ograniczają stosowanie czynników chłodniczych w następujących progach:

- od 1.01.2020r. stacjonarne urządzenia chłodnicze, które zawierają czynniki HFC o wskaźniku GWP = 2500 lub większym lub których działanie jest od nich zależne,
- od 1.01.2022r. wieloagregatowe,
- centralizowane układy chłodnicze do zastosowań komercyjnych o mocy znamionowej 40 kW lub większej, które zawierają fluorowane gazy cieplarniane, dla których GWP = 150 lub wyższe lub których działanie jest od nich zależne, z wyjątkiem obiegów chłodniczych I stopnia w układach kaskadowych, w których można stosować fluorowane gazy cieplarniane o wartości GWP = 1500 lub większym;
- od 1.01.2025 r. pojedyncze dzielone układy chłodnicze zawierające mniej niż 3 kg fluorowanych gazów cieplarnianych, które zawierają te gazy o wskaźniku GWP = 750 lub większym.

Dodatkowo, opisując porządek prawny i przedstawiając rzut historyczny obecnego stanu prawnego, nie należy zapominać o tzw. „Dyrektywie Ekoprojekt” uchwalonej w 2009 roku [23]. Zagadnienia poruszane przez wspomnianą dyrektywę są następstwem powstałego w 1997 roku protokołu z Kioto, którego głównym celem była redukcja użycia gazów powodujących powstawanie efektu cieplarnianego. Wspomniana dyrektywa z 2009 roku zakładała tzw. program 3x20, w którym to państwa sygnatariusze postanawiały, że do roku 2020 nastąpi 20% redukcja emisji gazów cieplarnianych (głównie CO<sub>2</sub>); zwiększenie wykorzystania energii ze źródeł odnawialnych do 20%; zmniejszenie zużycia energii pierwotnej o 20% (poprzez zwiększenie efektywności wykorzystania energii).

Należy zauważyć, że w następstwie dyrektywy [23] w opisie urządzeń pojawiają się takie wskaźniki energetyczne jak: COP (Coefficient of Performance- współczynnik

wydajności), EER (Energy Efficiency Ratio- wskaźnik efektywności energetycznej), ESEER (Europe Season Energy Efficiency Ratio- europejski wskaźnik efektywności energetycznej), SEER (Season Energy Efficiency Ratio- sezonowy wskaźnik efektywności energetycznej- dotyczy trybu chłodzenia) i SCOP (Seasonal Coefficient of Performance- sezonowy współczynnik wydajności- dedykowane dla pomp ciepła), których zadaniem jest jak najdokładniejsze odwzorowanie zależności zużytej energii elektrycznej względem wytworzonego efektu chłodniczego w danych warunkach pracy. Tym samym na producenta sprzętu, deklarującego zgodność jego urządzenia z normami Wspólnotowymi, nakłada się obowiązek podawania wyżej wymienionych wskaźników. „Dyrektywa Ekoprojektu” znalazła swoje umocowanie prawne w licznych aktach wykonawczych Parlamentu Europejskiego i Rady, wyznaczając trendy w budowie maszyn oraz projektowaniu instalacji.

### **1.2.2 Aspekty funkcjonalne czynników chłodniczych**

Zastosowanie czynnika chłodniczego jako medium poddawanego sprężaniu w sprężarce chłodniczej, a tym samym w całym układzie chłodniczym należy odnieść najczęściej do suchego obiegu Lindego, w którym wykorzystuje się ciepło przemiany termodynamicznej, pojawiające się przy zmianach stanu skupienia, służące do odbierania ciepła z otoczenia. Zasadą projektową będzie, aby przy określonym nakładzie energetycznym uzyskać jak największy przyrost entalpii. Należy podkreślić, że czynniki bliskie termodynamicznemu ideałowi powstawały już w erze czynników chlorowcopochodnych [24], jednak ich szkodliwość dla atmosfery doprowadziła do zakazu ich stosowania.

Obecnie uważa się, że idealny czynnik powinien spełniać następujące wskazania:

- a) fizyczne (termodynamiczne)
  - duża jednostkowa wydajność chłodnicza,
  - niska jednostkowa praca sprężania,
  - wysoki współczynnik przewodzenia ciepła,
- b) chemiczne
  - niski potencjał niszczenia warstwy ozonowej (ODP),

- niski indeks tworzenia efektu cieplarnianego (GWP),
- niepalność lub niski poziom palności,
- brak niszczącego wpływu na stosowane dotychczas uszczelnienia w układach sprężarkowych,
- stabilność (nieuleganie rozkładowi),
- brak własności toksycznych w odniesieniu do otoczenia i osób obsługujących urządzenia,

c) aspekty użytkowe (ekonomiczno- instalatorskie)

- dostępność czynnika na rynku (z uwzględnieniem kontynerów importowych i zakazów stosowania),
- konkurencyjna cena i w efekcie opłacalność stosowania w instalacjach chłodniczych u klienta końcowego,
- możliwość zastąpienia obecnie pracujących czynników z grupy HFC bez generalnej ingerencji w pracujący i sprawny układ (tj. m.in. brak konieczności zmiany zaworów rozprężnych, współpraca z tymi samymi olejami, brak ingerencji w złożone nastawy sterownika),
- brak lub minimalny poślizg temperaturowy względem pierwotnej substancji,
- łatwość wykrywania wycieków oraz możliwość szybkiej reakcji na nie.

Pomijając wspomniany fakt mieszanin chlorowcopochodnych osiągających termodynamiczne właściwości zbliżone do czynnika idealnego, należy odnotować, że obecnie nie funkcjonuje na rynku substancja spełniająca większość z podanych wyżej warunków.

Analizując obecny stan rynku chłodniczego, który można określić etapem przejściowym pomiędzy substancjami z grupy HFC i HFO oraz charakter rynku chłodziw, który stawia na użyteczność, główne analizy należy odnieść do czynników syntetycznych. Trzeba jednocześnie zauważyć, że odnosząc się do grona czynników dedykowanych dla zastosowania w zamrażarce płytowej z pośrednim układem chłodzenia, powinno się kierować uwagę na grupę czynników zdolnych do efektywnej pracy w temperaturze parowania -42 C.

### 1.3. Analiza wybranych syntetycznych czynników chłodniczych

Po przeprowadzonej wstępnej analizie zdecydowano się na zastosowanie dla stanowiska badawczego dwóch czynników chłodniczych: R455A oraz R449A. Dodatkowo opisano charakterystykę czynnika R404A, który dotychczas był najczęściej używanym przez projektantów.

**Czynnik chłodniczy R404A** jest roztworem trzech czynników z grupy wodorofluorowęglowodorów (HFC), czyli czynników, które nie zawierają chloru, a są to: R143A (52% wag.), R125 (44% wag.) i R134a (4% wag.). Pierwotnie był uznawany i proponowany jako zamiennik czynników R502, R22 (szczególnie przy temperaturach odparowania poniżej  $-20^{\circ}\text{C}$ ). W okresie jego dozwolonej stosowalności występował także jako zamiennik mieszaniny R507A (obie mieszaniny charakteryzowała podobna krzywa pracy i rynkowa cena). Czynnik przeznaczony jest do stosowania w zakresie temperatur odparowania od  $-60^{\circ}\text{C}$  do  $+15^{\circ}\text{C}$ , jednak zalecenia użytkowe odnoszono do temperatur  $-50^{\circ}\text{C}$  do  $-10^{\circ}\text{C}$ . Temperatura skraplania nie powinna przekraczać  $53^{\circ}\text{C}$ , natomiast temperatura końca sprężania  $140^{\circ}\text{C}$ . Mimo tego, że w skład substancji wchodzi czynnik R143A, będący palnym, czynnik R404A uznawany jest za niepalny, niewybuchowy a także nietoksyczny (należy jednak zauważyć, że w przypadku powtarzającego się kontaktu z jego parami odnotowuje się niską toksyczność) podczas kontaktu z organizmem żywym. Długotrwałe wystawienie człowieka na działanie tejże substancji może powodować obrzęk płuc (wdychanie produktów rozkładu freonu) oraz odurzenie narkotyczne (wdychanie par czynnika). W przypadku bezpośredniego narażenia na wrzący czynnik może dojść do podrażnień skóry lub miejscowych odmrożeń.

Zapewnienie prawidłowego działania układu chłodniczego napełnionego czynnikiem R404A wymaga napełnienia go olejem estrowym. Cechą takiego oleju jest jego wysoka higroskopijność. Oznacza to – w aspekcie serwisowania i rozruchu instalacji, że należy skrócić do minimum czas ekspozycji otwartego układu chłodniczego na warunki atmosferyczne.

Czynnik R404A w warunkach normalnego ciśnienia atmosferycznego posiada zdolność do rozpuszczenia niewielkiej ilości wody (od 200 do 600ppm). Zdolność ta zanika

poniżej temperatury parowania  $-20^{\circ}\text{C}$ , dlatego konieczne jest zastosowanie w układzie chłodniczym filtrów odwadniaczy, które wyłapują w rurociągu cieczowym drobiny wody. Brak tego typu armatury może skutkować zamarznięciem drobin wody w miejscach dławienia, tym samym uniemożliwić właściwą pracę układu.

Zestawienie podstawowych właściwości oraz wykres entalpii  $\log(p)$ - $h$  przedstawiono w tabeli stanowiącej zał. 1 i na rysunku (zał. 2)

**Czynnik chłodniczy R449A** jest niepalną i nietoksyczną mieszaniną azeotropową, w skład której wchodzi czynniki: R32, R125, R1234yf i R134a o zbliżonych zawartościach masowych. Powyższa kompozycja pozwala na osiągnięcie indeksu GWP blisko 65% niższego niż referencyjny czynnik R 404A. Sytuacja rynkowa, w której znalazły się przedsiębiorstwa z branży chłodniczej oraz firmy (użytkownicy urządzeń), mająca miejsce 1.01.2020r., gdy z powszechnego użytku wycofano substancje takie jak R 404A czy R 507A, pozwala postrzegać R 449A jako czynnik przejściowy. Jako przejściowy należy rozumieć idealnie nadający się do zastępowania w instalacjach średnitemperaturowych (praktyka inżynierska wskazuje dziś, że rozpowszechniana informacja, iż nadaje się on do instalacji niskotemperaturowych jako bliski zamiennik R 404A była błędna), ale niemożliwym do długofalowego stosowania, ze względu na indeks GWP ograniczający go w kolejnych krokach limitowych określonych rozporządzeniem 517/2014 [22].

Temperatura wrzenia jest zbliżona do temperatury wrzenia R404A, natomiast temperatura krytyczna jest nieco wyższa. Poślizg temperaturowy przy ciśnieniu atmosferycznym wynosi około 6 K. Oznacza to, jak wskazuje w swojej pracy doktorskiej T. Bernat [25], że duża różnica w przewodności cieplnej cieczy może wpłynąć na konstrukcję wymienników ciepła, natomiast wyższe ciepło parowania, przy ciśnieniu 5 bar może skompensować niższe masowe natężenie przepływu, dlatego wydajność chłodnicza pozostaje zbliżona do R404A. Czynnik R 449A należy uznać za neutralny wobec powszechnie stosowanych w instalacjach chłodniczych materiałów oraz, co ważne w przypadku wymiany czynnika, za czynnik współpracujący z olejem poliestrowym, podobnie jak to miało miejsce z R 404A.

Szczegółowe właściwości fizyko – chemiczne czynnika R 449A oraz wykres  $\log p$ - $h$  przedstawiono w zał. 3. i 4.

**Czynnik chłodniczy R455A** uznaje się obecnie za zamiennik układów średnio- i niskotemperaturowych napełnionych czynnikiem R404A. W przeciwieństwie do opisywanego wcześniej czynnika R449A, często określanego mianem czynnika przejściowego, R455A, którego GWP wynosi 145 (a więc poniżej granicy indeksu=150, narzuconej przez prawodawstwo Wspólnotowe) stanowi dalekosiężną alternatywę dla wcześniej stosowanych czynników chłodniczych.

Skład chemiczny czynnika R455A stanowi mieszanina R1234yf (75,5%), R32 (21,5%) oraz R-744 (3%), wskutek czego substancja posiada indeks palności A2L, co należy rozumieć jako:

- A Nietrujący
- 2 Palny
- L O niskiej prędkości propagacji płomieni

Przedstawiając obawy o palność instalacji napełnionej tym czynnikiem, należy zauważyć, iż główne składowe substancje, czyli R1234yf oraz R32 również posiadają taką sygnaturę palności i znajdują się w urządzeniach przeznaczonych do komercyjnego użytku od wielu lat (klimatyzacje samochodowe, domowe klimatyzatory i pompy ciepła typu RAC).

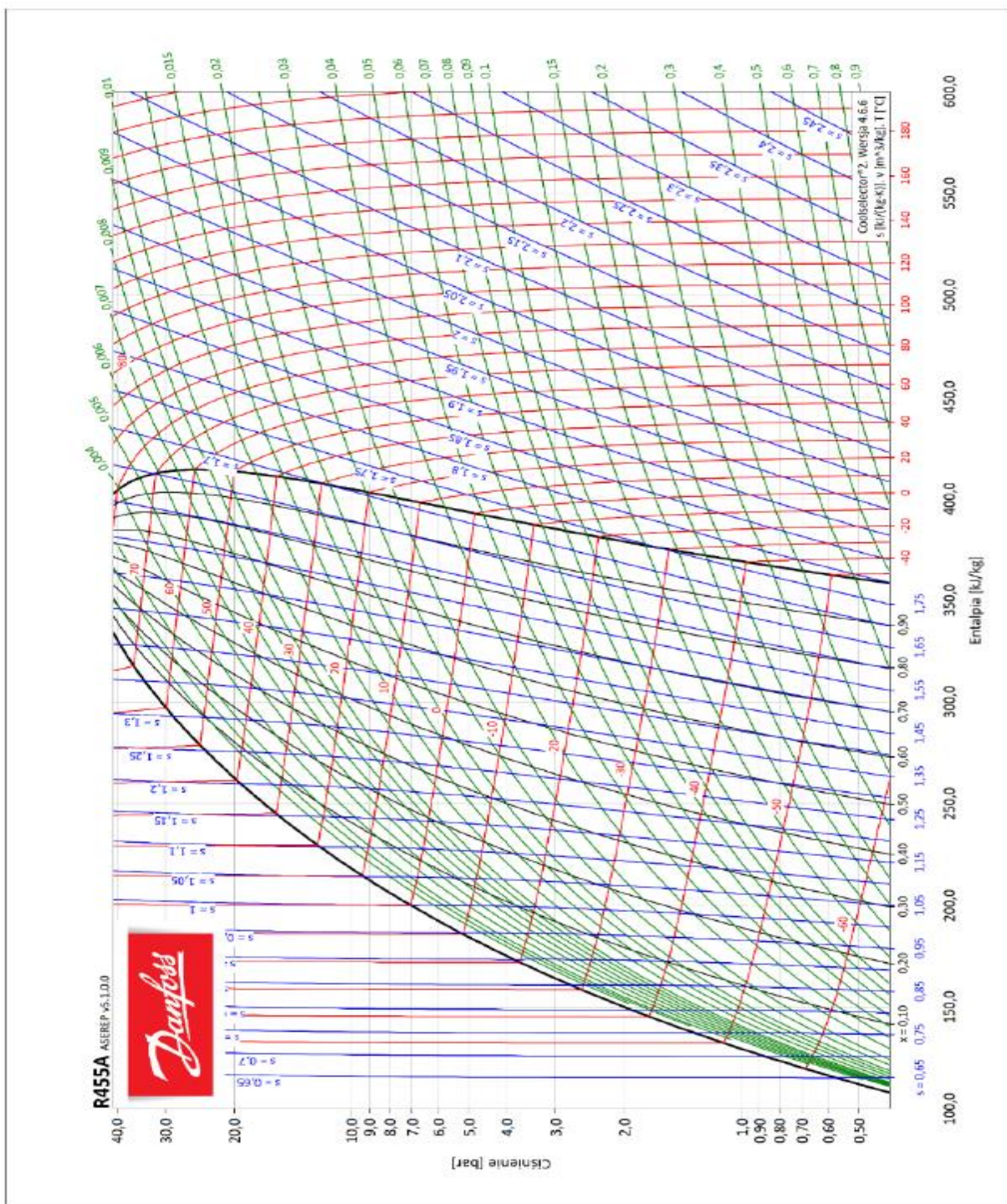
Jak podkreślają eksperci firmy Danfoss, aby doszło do zapłonu należy wystawić czynniki z grupy A2L na długą ekspozycję ognia lub innego źródła zapłonu o bardzo wysokiej energii. Dodatkowo oznaczenie „L” oznacza powolny i samo gasnący płomień.

Zaletą czynnika R455A jest brak potrzeby wymiany automatyki chłodniczej oraz fakt, że podobnie jak stosowane wcześniej chłodziwa wymaga stosowania oleju poliestrowego (POE). Analogicznie również czynnik R455A nie wykazuje agresywnego działania dla materiałów używanych najczęściej w instalacjach chłodniczych takich jak uszczelnienia teflonowe, czy rurociągi wykonane z miedzi czy stali.

Poniżej (tab. 1.1 oraz rys. 1.1. ) przedstawiono zestawienie podstawowych właściwości czynnika chłodniczego R455A:

Tab. 1.1 Zestawienie podstawowych właściwości fizyko-chemicznych czynnika R455A.  
Opracowanie własne na podstawie [27,28,31,35]

| Właściwość            | Wartość                                  | Jednostka         |
|-----------------------|------------------------------------------|-------------------|
| Wzór chemiczny        | $C_3H_2F_4$ / $CH_2F_2$ /CO <sub>2</sub> | -                 |
| Masa molowa           | 87,52                                    | kg/kmol           |
| Temperatura krytyczna | 85,57                                    | °C                |
| Ciśnienie krytyczne   | 46,58                                    | bar               |
| Gęstość krytyczna     | 506,66                                   | kg/m <sup>3</sup> |
| Współczynnik GWP      | 146                                      | -                 |
| Palność               | lekko palny                              | -                 |
| Kolor                 | bezbarwny                                | -                 |
| Zapach                | lekki, eteryczny                         | -                 |



Rys. 1.1 Wykres log (p)-h dla czynnika chłodniczego R455A [27]

#### 1.4. Podsumowanie analizy literaturowej dotyczącej czynników chłodniczych

Analiza aspektów prawnych narzucających w najbliższej przyszłości użytkownikowi urządzenia stosowanie czynników chłodniczych o potencjale tworzenia efektu cieplarnianego nie wyższym niż 150 pozwala wysunąć wniosek, że odbiorca końcowy – a pośrednio i projektant – zostaną postawieni przed wyborem: stosować czynniki chłodnicze z grupy czynników naturalnych takiej jak CO<sub>2</sub> lub NH<sub>3</sub> czy też pójść w kierunku substancji z grupy HFO. Problem- tak badawczy jak i praktyczny, nakazujący poszukiwanie alternatywnych czynników chłodniczych do R404A- kiedyś tak rozpowszechnionego, stał się przedmiotem badań wielu autorów [28,32,33,36,37,38, 39,41,42,44,45,46,47,48,49,50,51].

Faktem jest, że pierwsza grupa czynników pozwala na realizację i wdrożenie projektów przy znacznie mniejszym nakładzie kosztów.

Analiza dotychczasowego stanu wiedzy dotycząca czynnika R455A, który został poddany badaniom przez autorów publikacji wykazuje [33,34,35,36,40,43,47,51]:

- właściwości termodynamiczne zbliżone do doskonale znanego instalatorom R404A,
- wysoką temperaturę krytyczną czynnika, pozwalającą na stosowanie go w ciepłym klimacie;
- 95% niższy indeks GWP względem referencyjnego R404A,
- możliwość stosowania automatyki chłodniczej oraz olejów estrowych, które mają najlepsze właściwości dla czynników z grupy HFC,
- wyższy wskaźnik COP dla czynnika R455A względem urządzeń napełnionych R404A,
- brak przeszkód prawnych wynikających z zakazu stosowania substancji o wysokim indeksie GWP. Czynnik R 455A spełnia założenia postawione zarówno w rozporządzeniu 517/2014 jak i w poprawce z Kigali dla Protokołu Montrealskiego.

Dodatkowo, jak podkreślają autorzy [32,33,34,35,37,38,47] zastosowanie czynnika R455A w układach chłodniczych pozwala na uzyskanie lepszej sprawności energetycznej sprężarek chłodniczych. Opisywane przypadki badające zależności

zużycia energii względem czasu zamrożenia produktów, zestawiające ze sobą chłodziwa o indeksie GWP pozwalającym na stosowanie ich w przyszłości, wskazuje jednoznacznie na czynnik R455A jako najbardziej efektywny energetycznie.

Należy odnotować, że zastosowanie czynnika 455A dla zamrażarki płytowej z pośrednim obiegiem chłodziwa, w obliczu koniecznych zmian na rynku chłodniczym (wynikającym z potrzeby zwiększania efektywności energetycznej urządzeń oraz z obowiązującego prawodawstwa) powinno się uznać za słuszny kierunek badań mogący wyznaczyć przyszły trend.

### **1.5. Właściwości chłodziwa używanego w układzie pośrednim**

Dynamika zmian zachodzących na rynku instalacji chłodniczych wynika najczęściej z dążenia do zwiększania energooszczędności urządzeń oraz ogólnoświatowego trendu proekologicznego, prowadzącego do zmniejszania udziału w rynku urządzeń chłodniczych producentów opierających się na układach szkodliwych dla warstwy ozonowej czy powiększających efekt cieplarniany. Dodatkowo zauważa się dążenie do minimalizowaniu użycia w obiegu substancji, które mogą być niebezpieczne dla osób obsługujących.

Generalnie rzecz biorąc, chłodziwa występujące w układach pośrednich znajdują swoje zastosowanie zarówno w instalacjach chłodniczych, jak i w pompach ciepła, gdzie w podobny sposób należy scharakteryzować ich główne zadanie, którym będzie transport energii cieplnej od jej źródła do odbiornika. Priorytetem w wyborze chłodziwa, jak wskazuje Ake Melinder [53], powinno być:

- zapewnienie wystarczającej ochrony przed zamarzaniem cieczy,
- maksymalizacja ilości transportowanej energii cieplnej w przewodzie,
- zapewnienie dobrej wymiany cieplnej przy przemianach w parowniku oraz dolnym źródle ciepła,
- zapewnienie małego spadku ciśnienia dla przepływu w przewodzie, celem zastosowania w instalacji małej i prostej pompy,
- stosowanie chłodziwa przyjaznego dla środowiska, biodegradowalnego i nietoksycznego

- zapewnienie kompatybilności używanego chłodziwa z materiałami, z których wykonana jest instalacja (niekorozyjność substancji).

Informacje dotyczące optymalnej metody doboru chłodziwa w obiegu pośrednim zawarte zostały również w opracowaniu *Influence of Secondary Fluid on the Performance of Indirect Refrigeration System* [54], gdzie poddano analizie 4 płyny o różnych gęstościach i przewodnościach cieplnych, wskazując na różnice w energii i czasie mrożenia zależnie od cieczy oraz prędkości i natężenia jej przepływu. Autorzy podkreślają równocześnie różnicę w przepływie laminarnym oraz turbulentnym dla czasu mrożenia produktu.

Aspekty fizyko-chemiczne, które należy wziąć pod uwagę, celem wskazania optymalnego wyboru substancji użytej jako chłodziwo to głównie:

- temperatura krzepnięcia, czyli temperatura, w której następuje zjawisko fizyczne krzepnięcia, definiowana także jako temperatura, w jakiej fazy ciekła i stała są ze sobą w równowadze. Temperatura krzepnięcia substancji może być niższa od temperatury topnienia. Rozróżnić tu należy temperaturę krzepnięcia na powierzchni substancji oraz temperaturę eutektyczną, która może być niższa od początkowej fazy (napowierzchniowej) nawet o 10K;
- ciepło właściwe, czyli wartość charakterystyczna dla danej substancji w danej temperaturze (tzw. stała materiałowa). Stanowi o wartości energii, jaką należy dostarczyć lub odebrać ciału, aby zmienić temperaturę jednostki masy tego ciała o 1 Kelwin. W praktyce, stanowi współczynnik określający skłonność ciała do łatwiejszej lub trudniejszej zmiany temperatury pod wpływem dostarczonej energii cieplnej;
- przewodność cieplna, będąca cechą, która określa zdolność substancji do przewodzenia ciepła. W identycznych warunkach, więcej ciepła przepłynie przez substancje o wyższym współczynniku;
- gęstość substancji, czyli koncentracja materii wyrażona jako stosunek masy substancji w jednostce objętości;
- lepkość dynamiczna, czyli właściwość płynu obrazująca wewnętrzny opór poszczególnych warstw substancji, obrazująca zdolność przekazywania pędu poszczególnych warstw substancji, poruszających się z różnymi prędkościami;

- lepkość kinematyczna, czyli wartość wykorzystywana w obliczeniach projektowych, uzyskiwana poprzez podzielenie lepkości dynamicznej przez gęstość płynu. Lepkość kinematyczna stanowi punkt wyjścia do określenia liczby Reynoldsa dla danej substancji, ta natomiast pozwala wskazać na model przepływu cieczy (laminarny lub turbulentny).

Charakterystyka najbardziej rozpowszechnionych chłodziw w układach pośrednich, wliczając w to wodny roztwór mrówczanu potasu, przedstawia się następująco [54,55,56,63]:

- Ergolid A (płyn na bazie glikolu etylenowego i wody) – niezamarzający, wodny roztwór glikolu etylenowego. Dzięki starannie dobranym składnikom chroni instalację przed korozją, tworzeniem się osadów i zapobiega rozwojowi bakterii, odpowiedzialnych za korozję mikrobiologiczną. Te cechy pozwalają zachować niezmienną wydajność cieplną oraz istotnie wydłużają okres bezawaryjnej pracy układu. Ze względu na wysoką szkodliwość glikolu etylenowego (toksyczność) nie wolno stosować w otoczeniu bezpośredniego kontaktu z żywnością lub w miejscach, gdzie w razie awarii instalacji istnieje ryzyko przedostania się do gleby;
- Ergolid ECO (płyn na bazie glikolu propylenowego i wody) – niezamarzający płyn stosowany do układów chłodniczych, klimatyzacyjnych, tryskaczowych, grzewczych i solarnych oraz w pompach ciepła, a zwłaszcza jako chłodziwo w przemyśle spożywczym, wykorzystującym układy chłodzenia przy produkcji przetworów rybnych i mięsnych, mrożonek, wyrobów cukierniczych, lodów, piwa i wszystkich innych napojów. Jest produktem niezamarzającym, wodnym roztworem nietoksycznego glikolu propylenowego. Dzięki starannie dobranym składnikom chroni instalację przed korozją, tworzeniem się osadów i zapobiega rozwojowi bakterii, odpowiedzialnych za korozję mikrobiologiczną. Te cechy pozwalają zachować niezmienną wydajność cieplną oraz istotnie wydłużają okres bezawaryjnej pracy układu. Zastosowanie czystego, nietoksycznego glikolu propylenowego, nie stwarza zagrożeń dla życia i środowiska. Ergolidu

nie należy mieszać z innymi mediami (również z wodą), gdyż może to pogorszyć jego właściwości użytkowe;

- Sole potasowe (płyn na bazie mrówczanu potasu i wody) – ekologiczny roztwór mrówczanu potasu. Pochodne tego produktu spotyka się w komercyjnym użytku pod nazwami Freezium, Antifrogen KF. Nie zawiera amin drugorzędowych, boranów krzemianów, kwasu 2-etyloheksanowego, molibdenu. Płyn ten przystosowany jest do pracy w układach chłodzących przemysłowych oraz układach mających bezpośredni kontakt z żywnością. Produkt zawiera dodatki antykorozyjne i chroni metale, takie jak stal, miedź i aluminium oraz zapobiega osadzaniu się błota i osadów. Główne zalety produktów opartych na mrówczanie potasu to bardzo mała lepkość i większa przewodność cieplna w stosunku do glikoli. Połączenie soli organicznych z nowymi dodatkami umożliwia chłodzenie do  $-50^{\circ}\text{C}$  przy małej lepkości. Produkt powinien być stosowany w systemach zamkniętych. Zalecana temperatura stosowania to  $-50^{\circ}\text{C}$  do  $+20^{\circ}\text{C}$ . Produkt jest stabilny i chroni większość metali do  $+50^{\circ}\text{C}$ .

Wodny roztwór mrówczanu potasu, użyty jako chłodziwo w układzie wtórnym, w polskiej literaturze scharakteryzowany został w dość wąskim zakresie. Jego charakterystyki przede wszystkim należy doszukiwać się w literaturze anglosaskiej oraz skandynawskiej. Szerokie opracowanie, będące dysertacją doktorską składającą się z cyklu artykułów naukowych opisujących właściwości fizyko-chemiczne soli potasowej, przedstawia wspomniany wcześniej Ake Melinder [53]. W opisywanym opracowaniu autor poddaje kompletnej analizie dostępne chłodziwa, kierując się możliwym ich zastosowaniem dla instalacji chłodniczych oraz pomp ciepła.

Szerokie opracowanie dotyczące właściwości fizyko-chemicznych soli potasowych rozwijających myśli Ake Melindera przedstawiają również T. Wen, M. Wang, Y. Chen, W. He, Y. Luo [58], gdzie wykonano dalsze pomiary gęstości oraz pojemności cieplnych, celem potwierdzenia możliwości praktycznego zastosowania cieczy w inżynierii. Dodatkowo Y. Shi oraz G. Chen [59], badają film powstający w efekcie przepływu mrówczanu potasu łącząc go z operacjami wymiany ciepła i masy. Autorzy, badając zależności między liczbą Reynolds'a a Nusselts'a dla mrówczanu potasu, wskazują na wysoką lepkość dynamiczną chłodziwa (względem wody), a także

potwierdzają skuteczniejszą wymianę ciepła z otoczeniem poprzez tzw. falowanie przepływu cieczy (przepływ nielaminarny).

Podkreślenie wskazanych w przemyśle właściwości fizyko-chemicznych dla chłodziw w odniesieniu do mrówczanu potasu dają również autorzy G.A. Longo i A. Gasparella [60], którzy poprzez badanie mrówczanu w temperaturze 1-80° C dla mieszanin w zakresie 60-80% zawartości wody potwierdzają takie właściwości cieczy jak: dużą wrażliwość lepkości na stężenie roztworu, 4-30 razy lepszą lepkość dynamiczną względem wody w tej samej temperaturze oraz potwierdzają, że mrówczan potasu jest cieczą Newtonowską.

Należy też zauważyć, że w kontekście mrówczanu potasu, często spotykanym w literaturze wątkiem jest próba zaadaptowania chłodziwa do zastosowań dehumidifieryzacji (osuszania par) [54, 60, 61,62].

Szeroka analiza właściwości fizyko – chemicznych soli mrówczanowych, przedstawiona zostaje w artykule Ignatowicz M., Melinder Å., Palm B [66].

## 2. Cel pracy

Naukowcy analizują proces mrożenia produktów od kilkudziesięciu lat, tworząc swoiste podziały ze względu na media zasilające, przebieg procesu czy budowę urządzeń. Niezaprzeczalnie jednak uznaje się, że metoda mrożenia kontaktowego jest jednym z głównych sposobów przetwarzania żywności. Zastosowanie zamrażarki płytowej ma na celu przyspieszenie zamrażania wybranych produktów spożywczych w formach wygodnych dla dalszego przechowywania i wtórnej obróbki, a przez brak warstwy powietrza między powierzchnią mroźniczą a produktem, prowadzi do znacznej intensyfikacji tegoż procesu względem konwencjonalnych metod owiewowych. Warto w tym miejscu zaznaczyć, że zasada mrożenia kontaktowego wywołuje też ograniczenia, ponieważ aspekty ekonomiczne powodują nieopłacalność mrożenia produktów o nieregularnych kształtach – zbyt wiele powierzchni styku zostanie niewykorzystane.

Szacuje się, że wartość współczynnika przenikania ciepła dla chłodzenia typu czynnik-powietrze-produkt wynosi  $10\text{--}40\text{ W/m}^2\text{K}$ , gdzie dla zamrażania kontaktowego osiąga się wartość  $800\text{ W/m}^2\text{K}$  [6].

Celem pracy jest opracowanie praktycznych procedur obliczeniowych procesu zamrażania produktów spożywczych w zamrażarkach płytowych z pośrednim układem chłodzenia płyt zamrażalniczych, w szczególności opracowanie metod obliczeniowych wyznaczania czasu zamrażania w zamrażarce płytowej dla dowolnych wymiarów oraz oceny możliwości zmiany czynnika chłodniczego na pracę układu chłodniczego.

Pozwala to na postawienie hipotezy badawczej, że istnieje możliwość oszacowania czasu mrożenia wsadu przy wykorzystaniu prostych procedur obliczeniowych i oceny wpływu zmiany czynnika chłodniczego w agregacie sprężarkowym na efektywność energetyczną.

Procedura ta po eksperymentalnej weryfikacji może stanowić podstawę dla projektowania innowacyjnych aparatów zamrażalniczych.

Realizacja tak sformułowanego celu i hipotezy wymaga:

- zaprojektowania i wykonania stanowiska badawczego składającego się z agregatu chłodniczego, modułu hydraulicznego oraz odbiornika chłodu;
- opracowania modelu jednowymiarowego nieustalonego przewodzenia ciepła wewnątrz zamrażarki płytowej. W porównaniu z proponowanym w literaturze modelem matematycznym [10], przyjęto stałe właściwości fizyczne – ze względu na brak informacji literaturowych o ich zmienności w funkcji czasu.
- walidacji modeli na specjalnie wykonanym stanowisku badawczym, odzwierciedlającym najbardziej powszechne w użyciu zamrażarki płytowe.

W trakcie walidacji zostaną porównane czasy zamrażania produktów wyznaczone obliczeniowo i eksperymentalnie oraz zostanie sprawdzone założenie przyjęte przy budowie modelu obliczeniowego.

Zbudowana zostanie także procedura pozwalająca ocenić przydatność czynników chłodniczych do pracy w obiegu chłodniczym do odbioru ciepła od chłodziwa składającego płyty w zamrażarce płytowej.

Do walidacji konieczne jest zbudowanie stanowiska eksperymentalnego. Stanowisko to powinno wykorzystywać układ chłodniczy z pośrednim odparowaniem czynnika chłodniczego.

Takie rozwiązanie pozwoli również na wdrożenie do istniejących instalacji rozwiązań niosących następujących korzyści (w odniesieniu do użytkowników rynkowych zamrażarek):

- zmniejszenie ilości napełnienia układu chłodniczego czynnikiem chłodniczym,
- zastosowanie czynnika chłodniczego o możliwie najniższym dostępnym GWP,
- zastosowanie czynnika chłodniczego o możliwie najkorzystniejszym wydatku energetycznym w odniesieniu do 1kg (co będzie mieć przełożenie bezpośrednie na mniejsze zużycie energii elektrycznej)
- zastosowanie chłodziwa nieagresywnego w stosunku do obsługi urządzenia,
- zmniejszenie ciśnienia roboczego w zamrażarce,
- ograniczenie kosztów związanych z zakupem chłodziwa,
- zmniejszenie podatności instalacji na wystąpienie awarii.

### **3. Opis autorskiego stanowiska badawczego**

#### **3.1. Koncepcja prototypowego stanowiska badawczego**

Koncepcja zamrażarki płytowej polega na umieszczeniu produktu przeznaczonego do zamrożenia pomiędzy dwiema płytami wypełnionymi medium odbierającym ciepło, dzięki czemu formuje się blok zmrożonego produktu w kształcie prostopadłościanu. Taki kształt produktu (przykładowo 100cm x 55cm x 10cm) pozwala na łatwiejsze przechowywanie i dalszą obróbkę produktu po rozmrożeniu – zgodnie z technologią produkcyjną danego zakładu.

Generalna klasyfikacja zamrażarek płytowych opiera się na usytuowaniu płyt. Rozróżniamy urządzenia z pionowym oraz poziomym położeniem płyt, czyli takie, które są zapychowe lub zasypowe. Dalsza klasyfikacja zamrażarek płytowych może zostać zbudowana na podstawie sposobów ich zasilania. Rozróżnimy tutaj urządzenia, do których medium chłodzące może zostać wpompowane lub takie, w których zastosowano zawór rozprężny, gdy płyta traktowana jest jako parownik.

Najczęściej spotykanymi substancjami, które służą do schładzania płyt są:

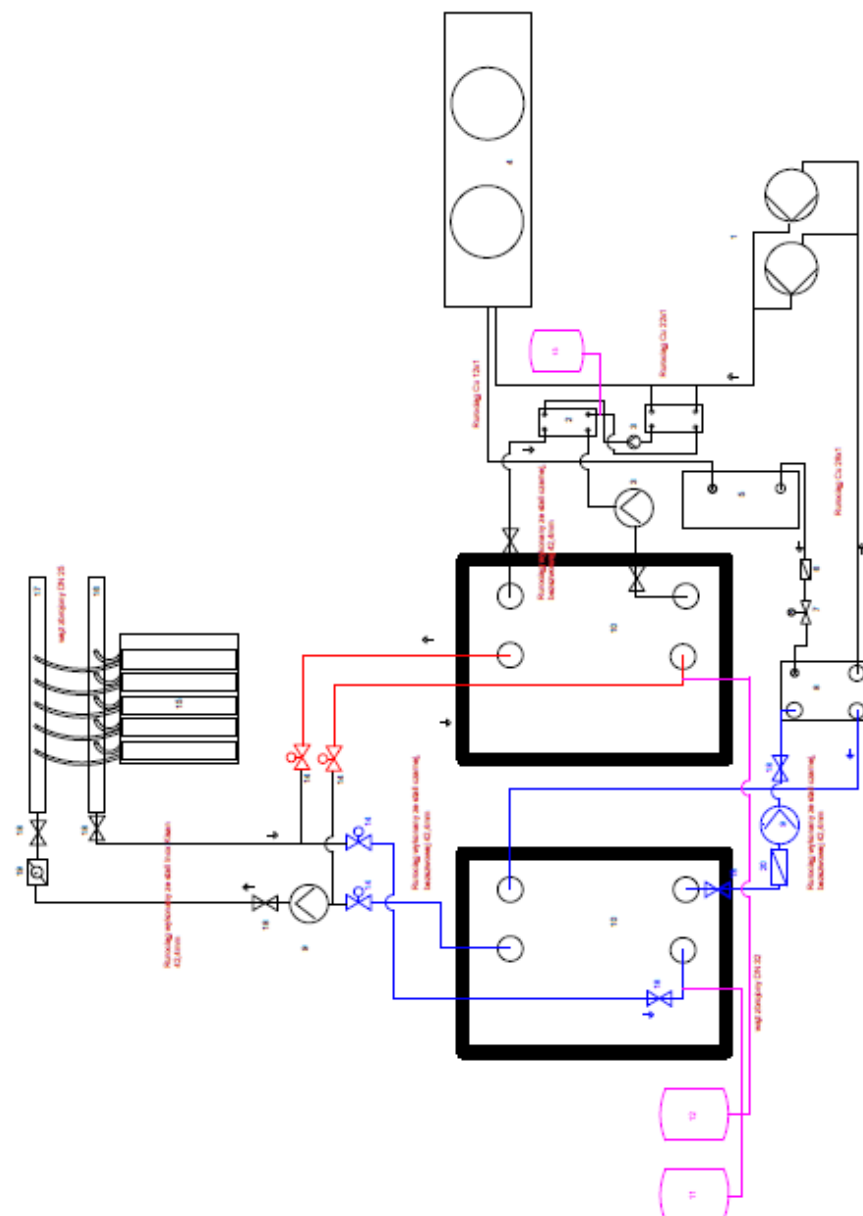
- freony (kiedyś chlorowcopochodne, dziś fluoropochodne),
- amoniak,
- dwutlenek węgla,
- roztwory soli.

Końcowa temperatura zakładana zazwyczaj w zamrażarkach płytowych kształtuje się na poziomie -15, -18° C. Tym samym, analizując proces mrożenia w zamrażarce płytowej, należy wskazać na konieczność niskiej temperatury medium zasilającego tak, aby odprowadzona ilość ciepła pozwoliła na zmrożenie produktu w maksymalnie krótkim czasie.

Analizując dotychczasowy stan wiedzy oraz opierając się na doświadczeniu zawodowym autora pracy, można założyć, że najczęściej spotykanymi urządzeniami były zamrażarki pionowe, zasilane za pomocą amoniaku, oraz poziome, gdzie medium roboczym był freon. Stosowanie freonu jako czynnika mroźniczego w układach z bezpośrednim odparowaniem (wyposażonych w termostatyczny zawór rozprężny)

przeznaczone jest dla urządzeń o załadunku poziomym.

Alternatywnym rozwiązaniem dla wskazanych stosowanych dotychczas rozwiązań schładzających płyty w zamrażarce płytowej wydaje się zastosowanie układu chłodniczego z pośrednim obiegiem cieczy niskokrzepnącej, w którym stroną pierwotną stanowi konwencjonalny układ chłodniczy niskotemperaturowy, zależnie od aspektów ekonomicznych i ekologicznych zasilany dwutlenkiem węgla lub czynnikiem syntetycznym, gdzie po stronie wtórnej stosuje się pompę, który wprowadza do płyt ciecz niskokrzepnącą. Taki układ chłodniczy odzwierciedlający autorską koncepcję doktoranta (wykorzystując patent PL24012 [4]), został wdrożony na stanowisku badawczym. Uproszczony schemat prototypu przedstawiono na Rys. 3.1.



|                                                          |
|----------------------------------------------------------|
| 1. Zespół sprężarkowy 2 x Bitzer 4NES-14Y-40P            |
| 2. Wymiennik ciepła SWAP B8THx10/1P                      |
| 3. Pompa obiegowa LFP Spirit A2 25/80                    |
| 4. Skraplacz czynnika LH104                              |
| 5. Zbiornik czynnika chłodniczego R449a                  |
| 6. filtr czynnika chłodniczego                           |
| 7. zawór rozprężny Danfoss ETS 12                        |
| 8. wymiennik ciepła SWAP (parownik)                      |
| 9. Pompa obiegowa Lovara LNES 32-160/07/525RCS4          |
| 10. Zbiornik buforowy "zimny" Galmet SG(B) 200           |
| 11. Zbiornik wyrównawczy Reflex NG35                     |
| 12. zbiornik wyrównawczy Reflex NG 25                    |
| 13. Zbiornik wyrównawczy Reflex NG 12                    |
| 14. Zawór kulowy z silownikiem obrotowym Belimo SR24A-SR |
| 15. Zamrażarka płytowa Techcool                          |
| 16. Kolektor zasilający DN 100                           |
| 17. Kolektor powrotny DN 100                             |
| 18. Zawór odcinający kulowy DN 32                        |
| 19. Turbinowy miernik przepływu Kobold DOR               |
| 20. Filtr cieczerowy                                     |

Rys. 3.1. Schemat działania zamrażarki płytowej zasilanej mrówczanem potasu – stanowisko testowe, opracowanie własne na podstawie patentu PL24012

Jak można zauważyć na rys. 3.1, układ tego typu będzie posiadał trzy główne zespoły składowe:

- agregat chłodniczy niskotemperaturowy z wymiennikiem ciepła czynnik chłodniczy/roztwór soli,
- moduł hydrauliczny odpowiedzialny za dystrybuowanie cieczy pomiędzy wymiennikiem ciepła a zamrażarką płytową,
- zamrażarkę płytową dostosowaną do współpracy z roztworem soli jako chłodziwem.

Zaproponowanym przez autora pracy roztworem soli w opisywanym przypadku jest sól potasowa o roboczej nazwie *mrówczan potasu*, której właściwości w roztworze przystosowanym do krzepnięcia w temperaturze  $-50^{\circ}\text{C}$  opisano w tabeli poniżej.

*Tab. 3.1. Własności fizykochemiczne mrówczanu potasu w temperaturze płynu wynoszące  $-40^{\circ}\text{C}$ . Opracowane na podstawie karty informacyjnej produktu SuperCool firmy Procold.*

| l.p. | Własność fizykochemiczna | Temperatura płynu $[\text{C}]$ | Wartość | Jednostka              |
|------|--------------------------|--------------------------------|---------|------------------------|
| 1.   | Gęstość                  | -40                            | 1310    | $\text{kg/m}^3$        |
| 2.   | Lepkość kinematyczna     | -40                            | 17,221  | $\text{mm}^2/\text{s}$ |
| 3.   | Ciepło właściwe          | -40                            | 2,59    | $\text{kJ/kg K}$       |
| 4.   | Przewodność cieplna      | -40                            | 0,44    | $\text{W/m K}$         |

Biorąc pod uwagę fakt, że zamrażarki płytowe zasilane poprzez instalację amoniakalną najczęściej należą do większej części instalacji mroźniczej i nie stanowią odosobnionej instalacji jako instalacje kompaktowe, analizę korzyści powyższego rozwiązania należy prowadzić w oparciu o zestawienie go z urządzeniami zasilanymi poprzez agregaty z czynnikiem syntetycznym oraz te, w których czynnikiem chłodniczym jest  $\text{CO}_2$ . Konfrontując układ freonowy z bezpośrednim odparowaniem, względem układu z pośrednim obiegiem mrówczanu potasu, należy wskazać przewagi koncepcji układu pośredniego.

W pierwszej kolejności warto zauważyć, że dzięki takiemu rozwiązaniu wyeliminowane zostaje ryzyko uszkodzenia rurek wtryskowych następujące poprzez ich gwałtowne

drżania, będące efektem działania elementu rozprężającego, tym samym zmniejsza się ryzyko ich przetarcia lub wyłamania z połączeniem płyty mroźniczej.

Ponadto przez zastosowanie zbiornika buforowego magazynującego energię oraz naczynia wzbiorniczego, które ma za zadanie przyjąć wzrost objętości cieczy wynikający ze zmiany temperatury chłodziwa, następującego po kontakcie płyty z gorącym towarem, zmniejsza prawdopodobieństwo maksymalnego obciążenia układu chłodniczego. Wynika to ze wzrostu temperatury czynnika na stronie ssawnej sprężarki, będącego następstwem wzrostu temperatury parowania czynnika. Natomiast zastosowanie zbiornika magazynującego schłodzoną ciecz pozwoli na zmniejszenie wahań temperatury parowania, w przypadku nagłego obciążenia cieplnego zamrażarki płytowej.

Koncepcja układu z mrówczanem potasu spowoduje obniżenie ciśnienia pracy układu pośredniego do 2–2,5 bar, co zmniejszy ryzyko wycieku cieczy z układu i spowolni jego całkowite opróżnienie. Mając na uwadze duże ryzyko wycieku czynnika syntetycznego w środowisku pracy zamrażarki płytowej (przy zamrażarce wymagana jest obsługa i istnieje najwyższe ryzyko uszkodzeń mechanicznych, takich jak zerwanie rury, uderzenie w płytę itp.), należy zauważyć, że konwencjonalny układ chłodniczy opierający się na zasadzie bezpośredniego parowania czynnika chłodniczego w parowniku, pracuje przy ciśnieniach roboczych w zakresie 2–15 bar. W tych ciśnieniach czynnik chłodniczy może występować w postaci gazowej lub pary przegrzanej. W przypadku wycieku opróżnienie instalacji następuje szybciej oraz bez zauważalnych objawów. Najczęściej wyciek jest zauważany, gdy spada wydajność (czas mrożenia) układu chłodniczego. W rozważanym przypadku, gdy w płytach będzie znajdował się roztwór mrówczanu potasu, wyciek będzie widoczny natychmiast po tym, gdy on nastąpi. Dodatkowo należy zauważyć, że w przeciwieństwie do ubytku czynnika syntetycznego do atmosfery, który negatywnie wpływa na warstwę ozonową lub ma zdolność zwiększania efektu cieplarnianego, roztwór soli potasowej jest nietoksyczny i nie wywiera negatywnego efektu na środowisko. Jednakże właściwy negatywny wpływ zależy od tego, czy w instalacji mamy do czynienia z czynnikami z grupy chlorowcopochodnych czy fluoropochodnych.

Atutem zaproponowanej przez autora koncepcji jest również wykorzystanie ciepła

odpadowego do rozmrożenia płyt. Analizując rys. 3.1, należy zwrócić uwagę na umieszczony na rurociągu parowym wymiennik płytowy. Zadaniem tego wymiennika jest odzysk energii cieplnej z ciepła przegrzania czynnika zanim nastąpi jego przemiana fazowa w skraplaczu. Właściwym jest tu określenie „odzysk ciepła odpadowego”, gdyż w przypadku gdyby nie zastosowano tam wymiennika, para trafiłaby do skraplacza, gdzie ciepło zostałoby oddane do atmosfery. W następstwie tak ukształtowanego cyklu pracy układu chłodniczego, uzyskujemy płyn przeznaczony do rozmrażania płyt podgrzany do temperatury 40° C. Podgrzanie do tej temperatury nie wymaga dodatkowego dopływu energii spoza układu.

Należy jednocześnie zauważyć, że dopływ energii służącej do rozmrożenia płyty, w rozpatrywanym przypadku nie wymaga, aby pracowała sprężarka w układzie chłodniczym. Analogicznie, gdy rozważamy układ z bezpośrednim odparowaniem syntetycznego czynnika chłodniczego, gdzie zachodzi konieczność zastosowania do rozmrożenia płyt gorących par tegoż medium, proces wygrzewania płyt będzie wymagał regularnej pracy sprężarki, co wygeneruje znaczne obciążenia energetyczne układu.

Dla urządzeń, w którym medium chłodzącym płytę będzie dwutlenek węgla, pewne rozwiązania przedstawiają A. Dopazzo i J. Fernandez-Seara [11,12]. W swoim artykule proponują zastosowanie układu zasilanego CO<sub>2</sub> dla poziomej zamrażarki płytowej. Podejmują eksperyment, w którym urządzenie zasilające wyposażono w skraplacz w postaci amoniakalnego układu chłodniczego o charakterystyce średniotemperaturowej. Dodatkowo urządzenie wyposażono w element dławiący w postaci eżektora, który wymaga współistnienia w układzie chłodniczym separatora CO<sub>2</sub>, pozwalającego na dostarczanie mieszaniny pary i cieczy (pary mokrej).

W eksperymencie Dopazzo i Fernandez-Seara [12] potwierdzili możliwość zastosowania dwutlenku węgla w zamrażarce z poziomymi płytami mroźniczymi, wskazując przy tym na relacje zachodzące między temperaturą parowania CO<sub>2</sub> a całkowitym czasem trwania procesu. Zgodnie z ich obserwacjami, o czym wzmiankowano w przeglądzie literaturowym, należy przyjąć, że obniżenie temperatury parowania o 1K oznacza skrócenie czasu mrożenia o 2 minuty. Ten sam eksperyment jednocześnie potwierdza ścisłą relację układów składających się na zespół kaskadowy:

obniżenie temperatury parowania układu wyższego stopnia – amoniakalnego skutkuje obniżeniem temperatury parowania dla CO<sub>2</sub>. Biorąc pod uwagę, że opisana praca odnosi się do płyty poziomej, gdzie zachodzi zupełnie inny rozkład przepływu masowego czynnika chłodniczego, będącego mieszaniną cieczy i pary, a także brak możliwości porównania temperatury wewnątrz wsadu zamrażarki – rozkład czujników zaproponowany przez autorów nie jest możliwym do powtórzenia we wsadzie do zamrażarki pionowej.

### 3.2. Bilans energii – metoda obliczeniowa

Projekt stanowiska badawczego zrealizowano na podstawie obliczeń bilansów cieplnych, którego podstawowe założenia obliczeń przedstawiono poniżej.

Zgodnie z założeniami pracy, dedykowane stanowisko przygotowane zostało do przetwarzania produktów odpadowych pochodzenia odzwierzęcego, tym samym na potrzebę bilansu energii przyjęto następujące wartości wykorzystywane w obliczeniach (właściwe dla mięsa wieprzowego):

|                                                       |        |                      |
|-------------------------------------------------------|--------|----------------------|
| Masa wsadu przeznaczona do zamrożenia ( $m$ ):        | 166    | [kg]                 |
| Czas mrożenia ( $t$ ):                                | 180    | [min]                |
| Czas obsługi stacji ( $t_o$ ):                        | 20     | [min]                |
| Ciepło właściwe wsadu przed zamrożeniem ( $C_{w1}$ ): | 3,35   | [kJ/kgK]             |
| Ciepło właściwe płyty aluminiowej ( $C_{wa}$ )        | 1,029  | [kJ/kgK]             |
| Ciepło właściwe wsadu po zamrożeniu ( $C_{w2}$ ):     | 1,80   | [kJ/kgK]             |
| Ukryte ciepło przemiany ( $C_p$ ):                    | 247,21 | [kJ/kg]              |
| Punkt zamarzania wsadu ( $T_p$ ):                     | -1,5   | [°C]                 |
| Gęstość wsadu:                                        | 0,850  | [kg/m <sup>3</sup> ] |
| Temperatura początkowa ( $T_1$ )                      | +20    | [°C]                 |
| Temperatura końcowa ( $T_k$ )                         | -15    | [°C]                 |
| Temperatura medium chłodzącego ( $T_p$ )              | -35    | [°C]                 |
| Założona różnica temperatury chłodziwa ( $\Delta T$ ) | 5      | [K]                  |
| Zakładana wydajność zamrażarki na godzinę ( $G_h$ )   | 200    | [kg/h]               |
| Założona ładunek całkowity ( $G_b$ )                  | 165,84 | [kg]                 |
| Liczba bloków ( $Z$ )                                 | 4      |                      |
| Masa płyty aluminiowej ( $m_p$ )                      | 24,82  | [kg]                 |

Szczegółowe dane dotyczące medium pośredniego:

|                                                                  |           |                      |
|------------------------------------------------------------------|-----------|----------------------|
| Nazwa medium:                                                    | Supercool |                      |
| Gęstość ( $\rho$ )                                               | 1348      | [kg/m <sup>3</sup> ] |
| Lepkość kinematyczna ( $\nu$ )<br>(dla temperatury cieczy -40°C) | 19,50     | [mm <sup>2</sup> /s] |
| Ciepło właściwe chłodziwa ( $C_{w_{ch}}$ ) [31]                  | 3,5       | [kJ/kgK]             |

Dla przedstawionych wartości został zaproponowany następujący autorski sposób obliczenia minimalnej wymaganej wydajności chłodniczej układu chłodniczego zamrażarki płytowej z pośrednim układem chłodzenia.

Wartości obliczeniowe- bilans energii:

1. Całkowity czas cyklu:

$$t_c = t_1 + t_o \quad (2)$$

$$t_c = 180 + 20 = 200 \text{ min}$$

2. Załadunek całkowity zamrażarki ( $G_c$ ) [kg]:

$$G_c = Z \times G_b \quad (3)$$

$$G_c = 4 \times 41,46 = 165,84 \text{ kg}$$

3. Współczynnik mrożenia dla ilości stacji (X)

$$X = [(G_h \times T_c) : 60] : G_c \quad (4)$$

$$X = [(200 \times 200) : 60] : 165,84 = 4,0199$$

4. Energia cieplna wymagana dla osiągnięcia punktu przemiany fazowej ( $E_1$ ) [kJ/kg]:

$$E_1 = C_{w1} \times (T_1 - T_p) \quad (5)$$

$$E_1 = 3,35 \times (20 - (-1,5)) = 72,03 \text{ kJ /kg}$$

5. Energia cieplna wymagana dla głębokiego zmrożenia ( $E_2$ ) [kJ/kg]:

$$E_2 = C_{w2} \times (T_k - T_p) \quad (6)$$

$$E_2 = 1,8 \times (-18 - (-1,5)) = 45 \text{ kJ/kg}$$

6. Energia cieplna uzyskana w efekcie zmiany fazowej ( $C_p$ ) [kJ/kg]:  
 $C_p = 247,21 \text{ kJ/kg}$
  
7. Całkowita energia wymagana do zamrożenia kg produktu  $E_c$  [kJ/kg]  
 $E_c = E_1 + E_2 + C_p \quad (7)$   
 $E_c = 72,03 + 45 + 247,21 = 364 \text{ kJ/kg}$
  
8. Całkowita moc chłodnicza dla produktu ( $Q_1$ ) [kW]:  
 $Q_1 = [(E_c \times X \times G_c) : t] : 60 \quad (8)$   
 $Q_1 = 22,468 \text{ kW}$
  
9. Energia cieplna zakumulowana w płycie aluminiowej  $E_p$  [kJ]:  
 $E_p = C_{wa} \times (T_1 - T_p) \times m_p \quad (9)$   
 $E_p = 1,029 \times 55 \times 24,82 = 1404,68 \text{ kJ}$   
Dla kompletu płyt:  $E_p = 4 \times 1404,68 = 5618,75 \text{ kJ} \quad (10)$
  
10. Całkowita moc chłodnicza dla płyt mroźniczych [kW]  
 $Q_2 = (E_p : T) : 60 \quad (11)$   
 $Q_2 = (5618,75 : 180) : 60 = 0,52 \text{ kW}$
  
11. Współczynnik niezamierzonych strat ( $Q_3$ ) [kW]:  
 $Q_3 = [(X \times (0,15 + 1500)) : T] : 60 \quad (12)$   
 $Q_3 = 0,08 \text{ kW}$
  
12. Wydajność całkowita  $Q_c$  [kW]:  
 $Q_c = Q_1 + Q_2 + Q_3 \quad (13)$   
 $Q_c = 23,071 \text{ kW}$
  
13. Wydajność całkowita dla zamrażarki:  $q_c$  [kW]  
 $q_c = Q_c : X \quad (14)$   
 $q_c = 23,071 : 4,0199 = 5,739 \text{ kW}$

Zamrażarkę płytową opracowaną przez doktoranta na stanowisku badawczym przedstawiono na Rys. 3.2



*Rys. 3.2. Widok stanowiska badawczego- zamrażarka płytowa podczas cyklu mrożenia*

### **3.3. Szczegółowy opis autorskiego stanowiska badawczego**

#### **3.3.1. Układ chłodniczy pierwotny**

Dla powstałego autorskiego prototypu zamrażarki płytowej, wykorzystując wyniki obliczeń przedstawione w rozdziale 3.2, dobrano i zamontowano klasyczny układ zasilający oparty na jednostopniowym obiegu chłodniczym. Zastosowano agregat skraplający oparty o dwie sprężarki tłokowe firmy Bitzer 4NES-14Y, przystosowane do pracy w niskich temperaturach ssania (dodatkowo wyposażone w wentylatory głowic).

Czynnik chłodniczy pracujący w obiegu skraplany jest za pomocą zdalnego skraplacza powietrznego firmy Berling, w którym sterowanie wentylatorami odbywa się za pomocą falownika.

Zespół sprężarkowy pierwotny zasilony został czynnikiem z grupy HF449A, a następnie na etapie walidacji procesowej czynnikiem R455A. Ciepło odpadowe powstałe w procesie skraplania, zagospodarowane zostało – za pomocą wymiennika płytowego – do ogrzewania zbiornika akumulującego ciepło dedykowane do procesu rozmrażania płyt.

Dane techniczne dobrego urządzenia zasilającego dla czynnika R449A:

|                                           |        |
|-------------------------------------------|--------|
| Wydajność chłodnicza                      | 7,52kW |
| Temperatura parowania:                    | -40°C  |
| Temperatura skraplania:                   | 42°C   |
| Czynnik chłodniczy:                       | R449A  |
| Maksymalne przegrzanie po stronie ssania: | 10K    |
| Obciążenia elektryczne w punkcie pracy:   | 7,55kW |

Dane techniczne dobrego urządzenia zasilającego dla czynnika R455A:

|                                           |        |
|-------------------------------------------|--------|
| Wydajność chłodnicza                      | 7,52kW |
| Temperatura parowania:                    | -40°C  |
| Temperatura skraplania:                   | 42°C   |
| Czynnik chłodniczy:                       | R455A  |
| Maksymalne przegrzanie po stronie ssania: | 10K    |
| Obciążenia elektryczne w punkcie pracy:   | 7,27kW |

Zaproponowany i zainstalowany na stanowisku badawczym agregat w wykonaniu kompaktowym przedstawiony został na Rys. 3.3



Rys. 3.3. Zdjęcie stanowiska badawczego- agregat chłodniczy

### 3.3.2. Parownik chłodniczy - wymiennik ciepła

Zastosowano parownik w postaci płytowego wymiennika ciepła, zasilanego za pomocą czynnika chłodniczego w fazie pary mokrej, bezpośrednio za zaworem rozprężnym. Zamontowano zawór rozprężny wyposażony w elektroniczny silnik krokowy, gwarantujący utrzymanie przegrzania czynnika chłodniczego na poziomie 5K (Carel ETS).

Dla strony wtórnej, przewidziano wykorzystanie cieczy chłodzącej Supercool.

Dla przyjętych warunków projektowych, zakłada się wymiennik o minimalnym przepływie objętościowym wynoszącym 0,72 m<sup>3</sup>/h.

### 3.3.3. Moduł hydrauliczny

Dla stanowiska badawczego zaprojektowane zostały dwa zbiorniki magazynujące ciecz w postaci schłodzonej oraz podgrzanej. Ich celem będzie poprawa sprawności przebiegu procesu mrożenia oraz rozmrażania płyt.

*Pojemność zbiornika mrożącego:*

Dla podanych warunków pracy agregatu mroźniczego, zakłada się minimalne napełnienie instalacji po stronie cieczowej na poziomie 200l. Wynika to ze stosunku dozwolonej liczby załączeń sprężarki na godzinę względem przepływu objętościowego dla dobranego wymiennika ciepła po stronie parownika.

*Pojemność zbiornika odmrażania:*

Celem określenia pojemności zbiornika należy obliczyć zapotrzebowanie energetyczne dla procesu rozmrażania płyty aluminiowej, w tym celu zaproponowano następujące autorskie opracowanie pozwalające na obliczenia niezbędnej ilości energii do przeprowadzenia procesu odtajania płyt.

$$Q_{\text{def}} = m_{\text{pa}} \times C_{\text{wa}} \times \Delta T_{\text{def}} \quad (15)$$

Gdzie:

$m_{\text{pa}}$  - masa płyty aluminiowej

$C_{\text{wa}}$  - ciepło właściwe aluminium z którego wykonana jest płyta mrożąca

$\Delta T_{\text{def}}$  - różnica temperatury zamrażania

Dla powyższych przyjmuje się następujące wartości:

$$m_{\text{pa}} = 24,82 \text{ [kg]}$$

$$C_{\text{wa}} = 1,029 \text{ [kJ/kgK]}$$

$$\Delta T_{\text{def}} = 40\text{K}$$

( $\Delta T_{\text{def}}$  należy rozumieć jako różnicę temperatury cieczy wewnątrz płyty podczas procesu mrożenia  $T_1 = -35^\circ\text{C}$  i wartość  $T_2 = 5^\circ\text{C}$  określającej temperaturę wewnątrz płyty dla końca procesu odszraniania)

$$Q_{\text{def}} = 1021,59 \text{ kJ}$$

Dla 5 płyt mroźniczych:

$$Q_{\text{def}} = 5 \times 1021,59 = 5107,96 \text{ kJ}$$

*Określenie pojemności zbiornika buforowego:*

$$m = Q_{\text{def}} / \Delta T \times C_{\text{wch}} \quad (16)$$

Gdzie:

$$Q_{\text{def}} = 5107,96 \text{ kJ/h}$$

Dla założonego czasu rozmrażania  $t_{\text{def}} = 20$  minut:

$$Q_{\text{def}} = 5107,96 \times 3 = 15323,88 \text{ kJ}$$

$$C_{\text{wch}} = 3,5 \text{ kJ/kgK}$$

$$\Delta T = 35 \text{ K}$$

(gdzie  $\Delta T$  należy rozumieć jako różnicę temperatury  $T_z$  magazynowanej w zbiorniku buforowym i wartości  $T_2$ , oznaczającej temperaturę końca odszraniania)

$$m = 15323,88 / 35 \times 3,5 = 125,09 \text{ kg}$$

Przy założeniu gęstości ( $\rho$ ) = 1348 kg/m<sup>3</sup> minimalna pojemność zasobnika ciepła powinna wynosić 168,62 l.

Na stanowisku badawczym zastosowano zbiornik buforowy o pojemności  $V = 200$  l przedstawiony na Rys. 3.4



*Rys. 3.4. Zdjęcie stanowiska badawczego- moduł hydrauliczny*

### **3.3.4. Średnice rurociągów**

Dla stanowiska badawczego zostały obliczone minimalne średnice rurociągów oraz minimalne przepływy wewnątrz rurociągów, które powinny zostać spełnione, aby utrzymać założoną moc chłodniczą stanowiska. Określa się powyższe minimalne średnice w trzech układach rurociągów:

- dla rurociągu zasilającego wymiennik płytowy pracujący jako parownik układu freonowego,
- dla rurociągu zasilającego zamrażarkę płytową na połączeniu zbiornik buforowy- zamrażarka,

- dla rurociągu odzyskującego ciepło przegrzania z instalacji freonowej w układach pośrednich: freon – glikol oraz glikol – mrówczan potasu.

*Rurociąg cieczowy zasilający wymiennik:*

Przepływ nominalny dla procesu mrożenia:

$$v = \frac{Q}{C \times \Delta T \times \rho} \quad (17)$$

$$v = \frac{5,739}{3,5 \times 5 \times 1348} = 0,0002 \text{ m}^3/\text{s} = 0,72 \text{ m}^3/\text{h}$$

Pole powierzchni rurociągu (przy założeniu prędkości przepływu w rurociągu  $V = 1$  [m/s])

$$A = \frac{v}{V} = \frac{0,0002}{1} = 0,0002 \text{ m}^2 \quad (18)$$

Średnica rurociągu wynosi:

$$D = \sqrt{4 \times \frac{A}{\pi}} = 0,0159 \text{ m} \quad (19)$$

Założono wykorzystanie rurociągu o minimalnej średnicy nominalnej: **DN20**

*Rurociąg cieczowy zasilający zamrażarkę:*

Przepływ nominalny dla procesu mrożenia:

$$v = \frac{Q}{C \times \Delta T \times \rho}$$

$$v = \frac{5,739}{3,5 \times 5 \times 1348} = 0,0002 \text{ m}^3/\text{s} = 0,72 \text{ m}^3/\text{h}$$

Pole powierzchni rurociągu (przy założeniu prędkości przepływu w rurociągu  $V = 1$  [m/s])

$$A = \frac{v}{V} = \frac{0,0002}{1} = 0,0002 \text{ m}^2$$

Średnica rurociągu wynosi:

$$D = \sqrt{4 \times \frac{A}{\pi}} = 0,0159 \text{ m}$$

Założono wykorzystanie rurociągu o minimalnej średnicy nominalnej: **DN20**

Przepływ nominalny dla procesu oszraniania

*Rurociąg zasilający zamrażarki płytowe:*

Przepływ nominalny

$$v = \frac{Q}{C \times \Delta T \times \rho}$$

$$v = \frac{1,418}{3,5 \times 40 \times 1316} = 0,0000077 \text{ m}^3/\text{s} = 0,04 \text{ m}^3/\text{h}$$

*Rurociąg cieczowy odzysku ciepła*

Przepływ nominalny

$$v = \frac{Q}{C \times \Delta T \times \rho}$$

$$v = \frac{16,7}{3,5 \times 35 \times 1348} = 0,00010 \text{ m}^3/\text{s} = 0,36 \text{ m}^3/\text{h}$$

Pole powierzchni rurociągu (przy założeniu prędkości przepływu w rurociągu  $V = 1$  [m/s])

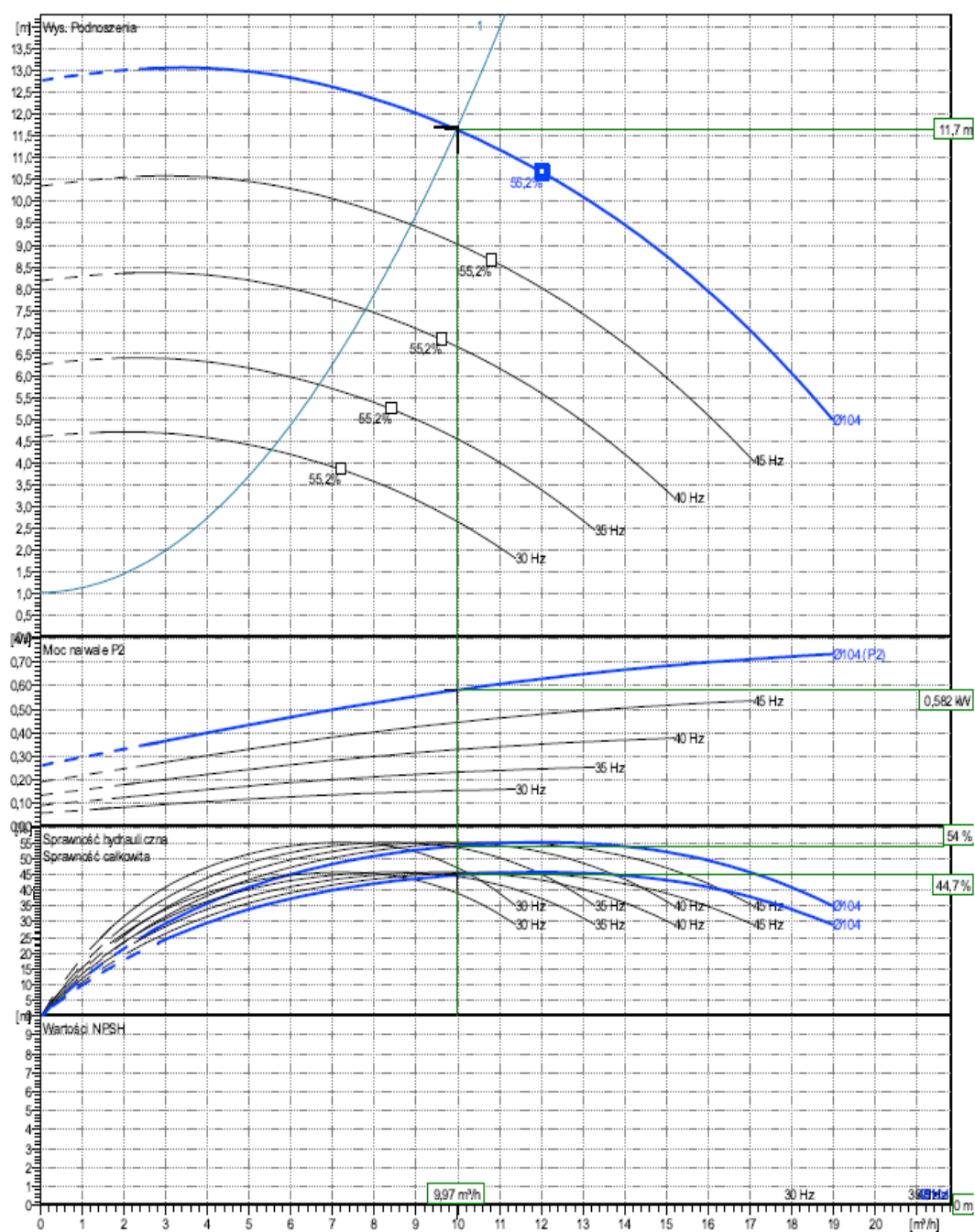
$$A = \frac{v}{V} = \frac{0,00010}{1} = 0,00010 \text{ m}^2$$

$$D = \sqrt{4 \times \frac{A}{\pi}} = 0,011 \text{ m}$$

Zakłada się wykorzystanie rurociągu o minimalnej średnicy nominalnej: **DN20**

### 3.3.5. Zastosowane pompy

Na stanowisku badawczym zostały dobrane i zamontowane pompy LNES 32-160/07 wyposażone w zewnętrzne falowniki LSIS seri IG5 o mocy nominalnej 1kW, połączone z przetwornikiem ciśnienia Danfoss MBS 1600, montowanym bezpośrednio do korpusu pompy. Pompy dobrano na podstawie charakterystyki, proces doboru pompy przedstawia rys. 3.5.



Rys. 3.5 Wykres doborowy pompy chłodziwa

### 3.3.6. Dobór naczynia zbiorczego oraz zaworu bezpieczeństwa

#### Naczynie zbiorcze dla instalacji mroźniczej- obliczenia autora

Wg danych katalogowych, rozszerzalność cieplna wynosi w zakresie temperatur -44 - 47°C wynosi 4,7% tj. 0,05% / °C. Stąd rozszerzalność pomiędzy minimalną temperaturą pracy -35°C i maksymalną temperaturą otoczenia +30°C wyniesie:

$$V = 500 \text{ dm}^3$$

$$R = 0,05 \times (30 - (-35)) = 3 = 0,03$$

oraz

$$\Delta V = R \times V = 0,03 \times 500 = 15 \text{ dm}^3 \quad (20)$$

Minimalna pojemność użyteczna naczynia wynosi:  $V_u = 15 \text{ dm}^3$

Minimalna pojemność całkowita naczynia wynosi:

$$V_n = 15 \text{ dm}^3 \times (6,5 \text{ bar} + 1,0 \text{ bar}) : (6,5 \text{ bara} - 1,6 \text{ bara}) = 22,95 \text{ dm}^3 \quad (21)$$

Na podstawie powyższych obliczeń dobrano naczynie wyrównawcze Reflex NG25

#### Naczynie zbiorcze dla instalacji oszraniania- obliczenia autora

Wg danych laboratoryjnych, rozszerzalność cieplna w zakresie temperatur: -44 - 47°C wynosi 4,52% tj. 0,0565 % / °C. Stąd rozszerzalność pomiędzy minimalną temperaturą pracy -35°C i maksymalną temperaturą otoczenia +30°C wyniesie:

$$V = 20 \text{ dm}^3$$

$$R = 0,0565 \times (30 - (-35)) = 3,67 = 0,0367$$

oraz

$$\Delta V = R \times V = 0,0367 \times 20 = 0,7 \text{ dm}^3$$

Minimalna pojemność użyteczna naczynia wynosi:

$$V_u = 0,7 \text{ dm}^3$$

Minimalna pojemność całkowita naczynia wynosi:

$$V_n = 0,7 \text{ dm}^3 \times (6,5 \text{ bar} + 1,0 \text{ bar}) : (6,5 \text{ bara} - 1,6 \text{ bara}) = 1,07 \text{ dm}^3$$

Na podstawie przedstawionych obliczeń, dobrano naczynie wyrównawcze Reflex NG10

### **3.4. Opis aparatury pomiarowej**

System pomiarowy został zaprojektowany dla wyznaczenia pomiaru i rejestracji wartości następujących wielkości:

- Strumień objętości chłodziwa wewnątrz instalacji rurociągowej,
- pomiar i rejestracja temperatury instalacji chłodniczej wraz z wsadem,
- pomiar zużycia energii elektrycznej agregatu chłodniczego,
- pomiar i rejestracja temperatury oraz ciśnienia par po stronie ssawnej oraz tłocznej agregatu chłodniczego

#### **3.4.1. Przepływ chłodziwa wewnątrz instalacji rurociągowej**

Pomiar strumienia masy chłodziwa wykonano przy wykorzystaniu dwóch niezależnych układów pomiarowych:

- a) Przepływomierz turbinowy KOBOLD DOT-13 25H o średnicy przyłącza wynoszącej 1"

Szczegółowe dane techniczne:

- maksymalne ciśnienie: 250 bar
- dokładność pomiarowa: 0,5% wartości mierzonej
- zakres pomiarowy: 1,6-16 m<sup>3</sup>/h
- temperatura pomiaru: -10 / 120 °C

### Licznik przepływu cieczy SPI- 73

#### Szczegółowe dane techniczne:

- dokładność pomiarowa: 0,02% w zakresie całości procesu / zgodna z przepływomierzem KOBOLD DOT-13
- poziomy wejściowe: 0-10V
- komunikacja: RS-485

- b) Ultradźwiękowy przepływomierz KOBOLD DUC-MF100D00 wraz z sondami pomiarowymi DUC- WF21010

#### Szczegółowe dane techniczne:

- zakres pomiarowy prędkości cieczy: 0-30 m/s
- temperatura pomiaru: -40 / 150 °C
- dokładność pomiarowa: < 1% wartości mierzonej

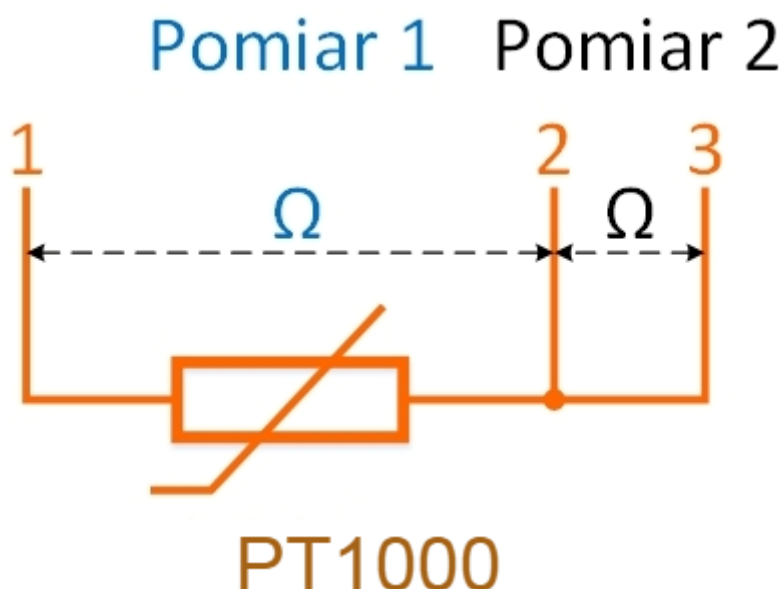
### **3.4.2. Rejestracja zmian temperatury instalacji chłodniczej oraz wsadu**

Pomiar i rejestrację temperatury oparto o dwa niezależne układy pomiarowe mierzące temperaturę układu chłodniczego i mierzące temperatury wewnątrz zamrażarki płytowej:

- a) Układ pomiarowy Siemens składający się z następujących modułów:

- CPU 1214C DC/DC/DC model 6ES7 214-1AG40-0XB0c
- SM 1231 AI8 x RTD 6ES7 231-5PF32-0XB0 - moduł wejść analogowych RTD dla rezystancyjnych czujników temperatury (8 wejść RTD)
- SM 1231 AI4 x RTD 6ES7 231-5PD32-0XB0 - moduł wejść analogowych RTD dla rezystancyjnych czujników temperatury (4 wejścia RTD) - 2szt.
- SM 1231 AI8 6ES7 231-4HF32-0XB0 - moduł 8 wejść analogowych
- SM 1232 AQ4 6ES7 232-4HD32-0XB0 - moduł 4 wyjść analogowych

Dla pomiaru sterownika zastosowano czujniki rezystancyjne Danfoss AKS12 PT1000, o klasie pomiaru B, które zamontowano w konfiguracji trójprzewodowej, celem wyeliminowania błędu rezystancji przewodu łączącego czujnik z modułem sterownika, zgodnie ze schematem przedstawionym na rys. 3.6.



Rys.3.6. Konfiguracja trójprzewodowa czujnika temperatury PT1000

Pomiar 1 to pomiar rezystancji czujnika, a pomiar 2 to pomiar rezystancji pętli przewodu łączącego. Różnica jest odczytem temperatury wskazywanej przez czujnik w module RTD.

Moduł RTD komunikuje się z jednostką centralną sterownika CPU i przekazuje dane odczytane z czujnika PT1000 w formie binarnej, które są przetwarzane na wartość zmiennej całkowitej INTEGER (Int). Zmienna ta zostaje przekonwertowana i skalibrowana na dane typu Real (zmiennie- przecinkowa) i dalej wykorzystywana w aplikacji jako odczyt danego wskazania temperatury oraz jej rejestrację w pamięci sterownika.

Dane punktów pomiarowych wykorzystanych w aplikacji sterującej i rejestrującej według schematu elektrycznego to:

- R1 czujnik temperatury PT1000 - zbiornik zimny CHKO2
- R2 czujnik temperatury PT1000 - zbiornik ciepły CHKO2

- R3 czujnik temperatury PT1000 - rura zasilanie zbiornik zimny
- R4 czujnik temperatury PT1000 - rura powrót zbiornik zimny
- R5 czujnik temperatury PT1000 - rura zasilanie zamrażarki płytowej
- R6 czujnik temperatury PT1000 - rura powrót z zamrażarki płytowej
- R7 czujnik temperatury PT1000 - temperatura towaru zamrażanego
- R8 czujnik temperatury PT1000 - temperatura płyty nr 1 (góra)
- R9 czujnik temperatury PT1000 - temperatura płyty nr 1 (dół)
- R10 czujnik temperatury PT1000 - temperatura płyty nr 2 (góra)
- R11 czujnik temperatury PT1000 - temperatura płyty nr 2 (dół)
- R12 czujnik temperatury PT1000 - temperatura płyty nr 3 (góra)
- R13 czujnik temperatury PT1000 - temperatura płyty nr 3 (dół)
- R14 czujnik temperatury PT1000 - temperatura otoczenia
- R15 czujnik temperatury PT1000 - temperatura ssania na zespole freonowym
- R16 czujnik temperatury PT1000 - temperatura tłoczenia na zespole freonowym

b) Do pomiaru temperatury płyty mroźniczej i wsadu użyto termopary typu Fe-Const.

Sposób montażu termopar na płycie mroźniczej przedstawiono na rys. 3.7.



Rys. 3.7. Umieszczenie termopar na powierzchni płyty mroźniczej- sposób oklejania

### 3.4.3. Analizator energii elektrycznej FLUKE 1730

Pomiar mocy oraz energii elektrycznej zużywanej przez agregat chłodniczy oparty został o układ pomiarowy firmy Fluke o następującej charakterystyce:

#### a) Zasilanie układu pomiarowego FLUKE

Zakres napięć nominalny od 100 V do 500 V (minimalne 85 V, maksymalne 550 V)  
przy użyciu sygnału wejściowego wtyku bezpieczeństwa

Zasilanie sieciowe nominalne od 100 V do 240 V (minimalne 85 V, maksymalne 265 V)  
przy użyciu wejścia IEC 60320 C7

Pobór mocy Maksimum 50 VA (maks. 15 VA przy zasilaniu z wejścia IEC 60320)

Moc w trybie gotowości  $<0,3$  W tylko w przypadku zasilania z wejścia IEC 60320  
Efektywność  $\geq 68,2\%$  (zgodnie z obowiązującymi przepisami w zakresie efektywności energetycznej)

Częstotliwość zasilania sieciowego 50/60 Hz  $\pm 15\%$

Akumulator zasilający Litowo-jonowy, 3,7V; 9,25Wh,

#### **b) Akwizycja danych analizatora FLUKE**

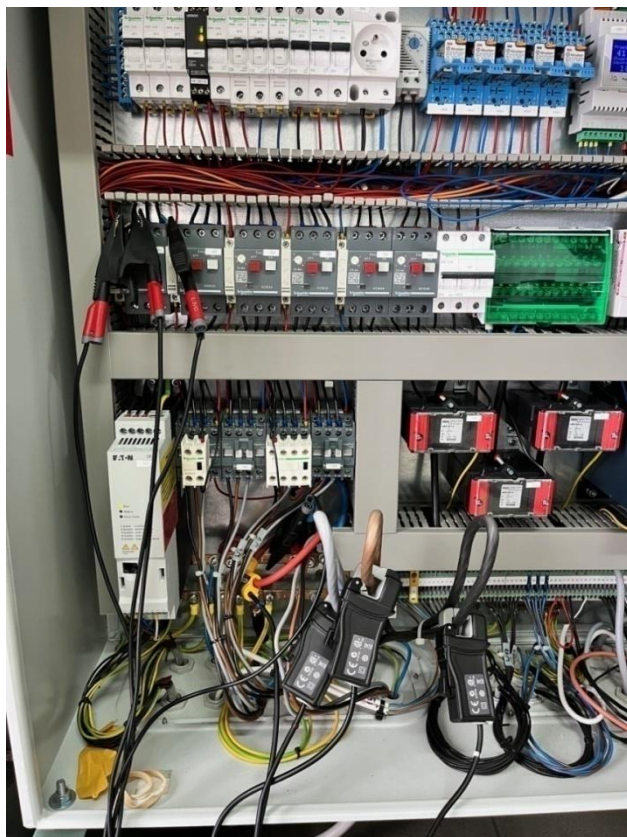
Dokładność 16-bitowe próbkowanie synchroniczne

Częstotliwość próbkowania: 5120 Hz

Częstotliwość sygnału wejściowego 50/60 Hz (42,5 do 69 Hz)

Konfiguracje okablowania 1- $\Phi$ , 1- $\Phi$  IT, symetryczne, 3- $\Phi$  wye, 3- $\Phi$  wye IT, 3- $\Phi$  wye zrównoważone, 3- $\Phi$  delta, 3- $\Phi$  Aron/Blondel (2-element delta), 3- $\Phi$  delta open leg, 3- $\Phi$  high leg delta, 3- $\Phi$  delta, zrównoważone. Tylko natężenie prądu (badania obciążenia)

Sposób podłączenia rejestratora FLUKE 1730 przedstawiono na rys. 3.8.



Rys. 3.8. Zdjęcie szafy sterowniczej z podłączonym rejestratorem danych energetycznych

### 3.4.4. Manometry Testo 570

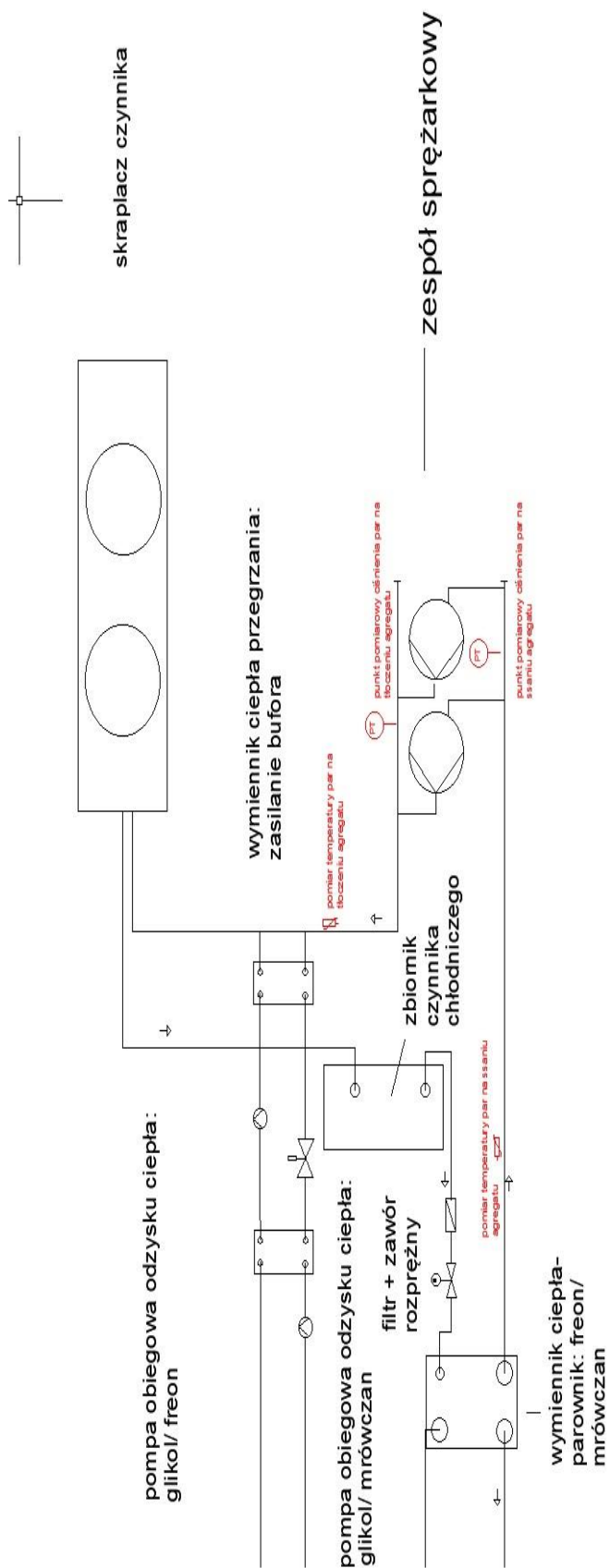
Celem pomiaru rozkładu ciśnień, układ sprężarkowy został opomiarowany za pomocą mierników TESTO 570, z uwzględnieniem następujących przyłączy i czujników pomiarowych:

- ciśnienie skraplania, pomiar przy pomocy TESTO 570 z dokładnością 0,5%,
- ciśnienie odparowania, pomiar przy pomocy TESTO 570 z dokładnością 0,5%,
- temperatura skraplania, pomiar przy pomocy miernika TESTO 570 z dokładnością 0,25%,
- temperatura odparowania, pomiar przy pomocy miernika TESTO 570 z dokładnością 0,25%,

Sposób podłączenia manometrów oraz analizatora energii Fluke przedstawiono na rys. 3.9 i 3.10.



Rys. 3.9. Zdjęcie stanowiska badawczego uwzględniające manometry oraz analizator energii



Rys. 3.10. Rozmieszczenie punktów pomiaru ciśnienia i temperatury par czynnika chłodniczego na stanowisku badawczym.

## **4. Opis prowadzonych badań**

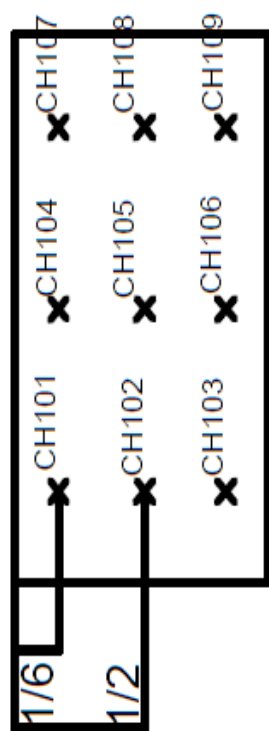
Na stanowisku badawczym zrealizowano następujące cykle badawcze:

- badanie rozkładu temperaturowego na powierzchni płyty mroźniczej,
- badanie podstawowego czasu mrożenia przy założeniu zmiennej grubości wsadu,
- badanie zużycia energii dla różnych czynników chłodniczych.

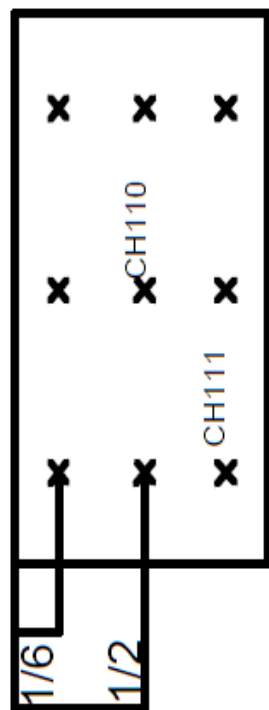
### **4.1. Badanie rozkładu temperatury na powierzchni płyty mroźniczej**

Przykład czujników pomiarowych oraz ich oznaczenia na powierzchni płyty mrozącej przedstawiono na rys. 4.1

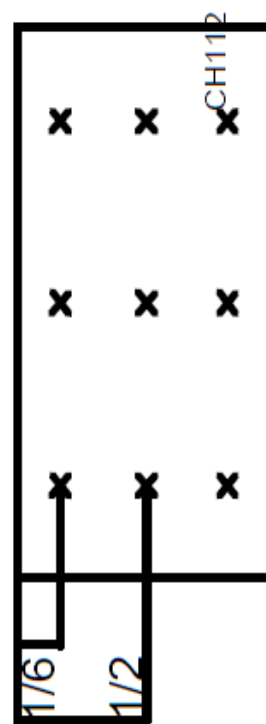
Rozmieszczenie czujników temperatury na powierzchni płyty mrożącej



Rozmieszczenie czujników temperatury wewnątrz mrożonego produktu



Rozmieszczenie czujników temperatury dla płyty mrożącej po stronie prawej (obok celi mrożonej)



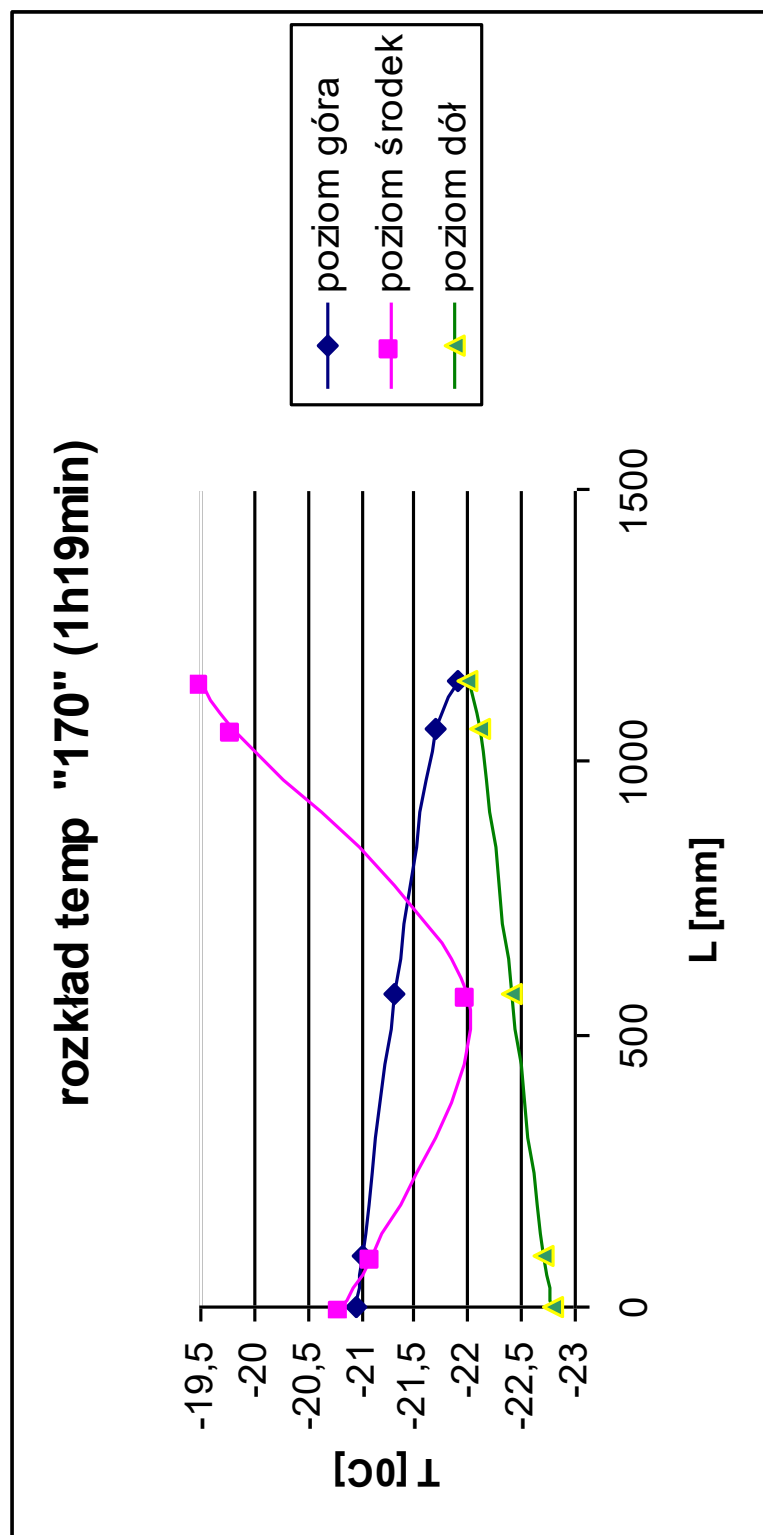
Rys.4.1. Rozmieszczenie i oznaczenia czujników temperatury na płycie mrożącej

Czujniki CH101-CH109 umieszczone zostały na powierzchni płyty mrozącej w równych odległościach od siebie tak, aby górny rząd (CH101, CH104, CH107) umieszczony został w 1/6 wysokości całej płyty, środkowy rząd (CH102, CH105, CH107) w 1/2 wysokości całej płyty, natomiast dolny rząd czujników (CH103, CH106, CH109) w 5/6 wysokości całej płyty. Celem porównania procesu wymiany ciepła płyty mroźniczej z wsadem z przebiegiem procesu mrożenia, układ pomiarowy uzupełniono o czujniki CH110 oraz CH111, które umieszczono wewnątrz celi mroźniczej, w środku wsadu – odpowiednio do czujników CH103 oraz CH105.

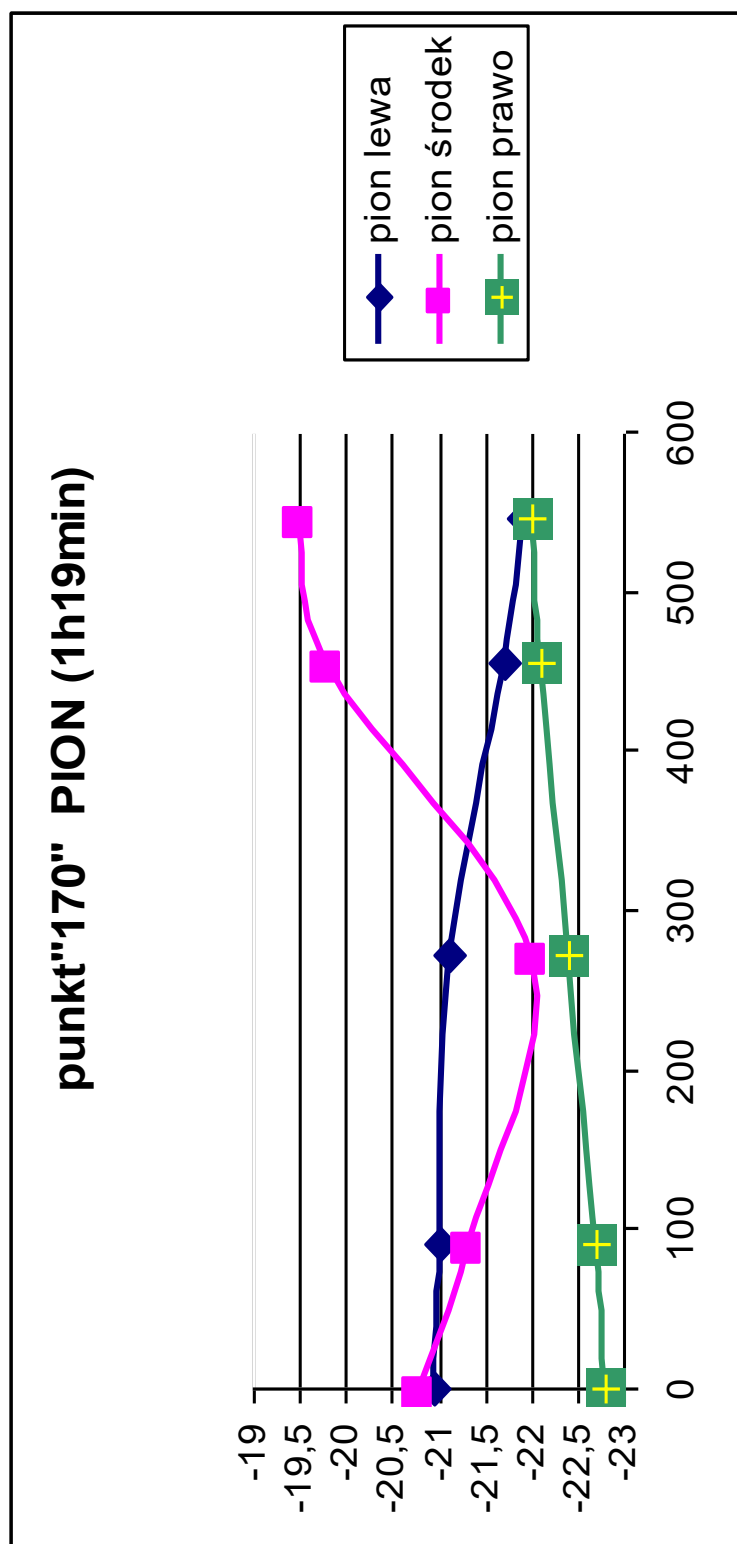
Badania mają na celu:

- sprawdzenie izotermiczności płyty,
- wykazanie, iż model jednowymiarowym jest wystarczający do opisu procesu zamrażania;
- pomiar energochłonności procesu.

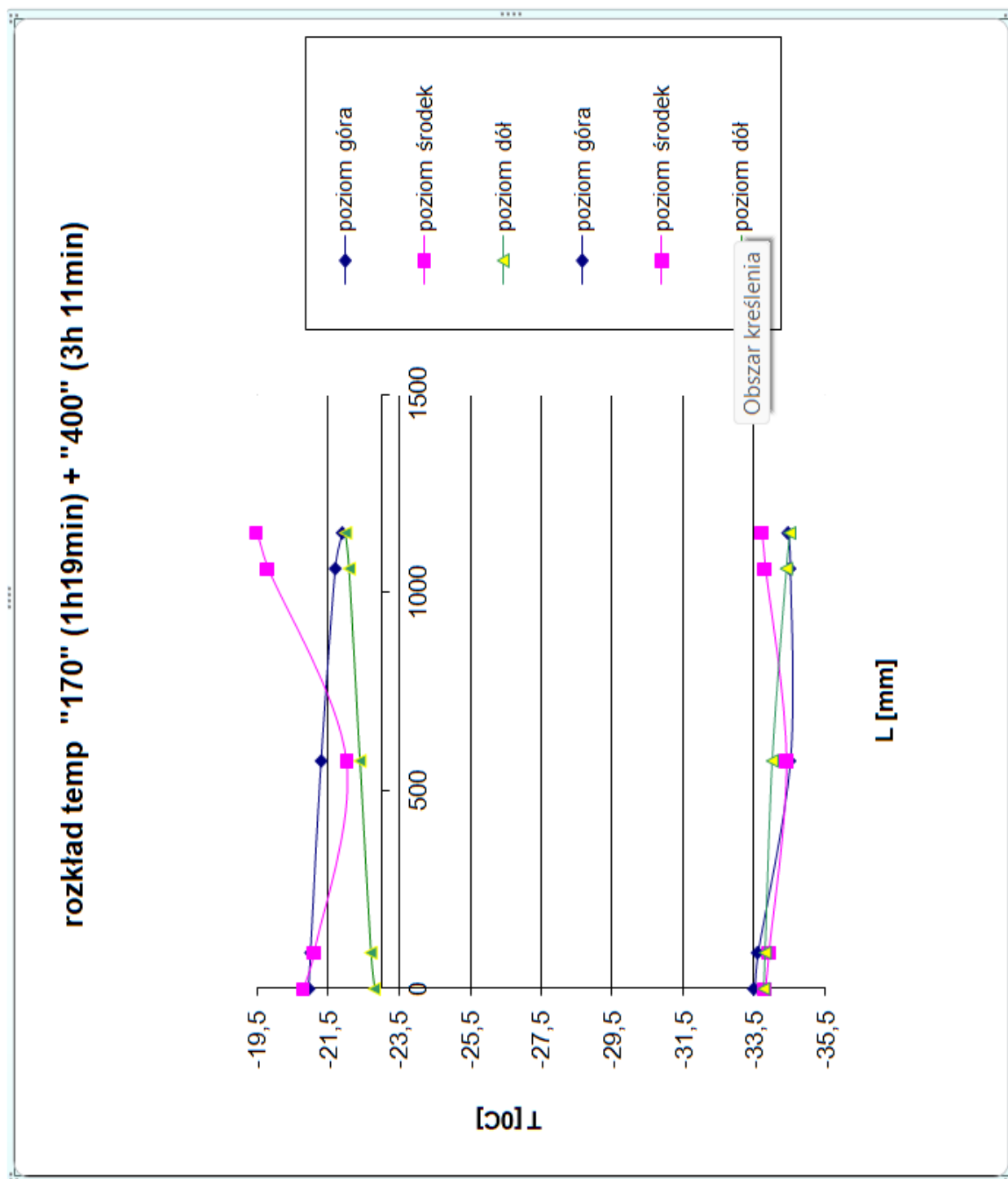
Na podstawie serii trzech testów, mających miejsce w analogicznych warunkach brzegowych, uzyskano następujące wyniki, przedstawione na rysunkach 4.2, 4.3, 4.4.



Rys. 4.2.. Rozkład temperatury płyty w odcinku poziomym w zakresie temperatury chłodziwa od  $-19,5^{\circ}\text{C}$  do  $-23^{\circ}\text{C}$ .



Rys. 4.3. Rozkład temperatury powierzchni płyty w odcinku pionowym w zakresie temperatury chłodziwa  $-19,5^{\circ}\text{C}$  do  $-23^{\circ}\text{C}$ .



Rys. 4.4. Rozkład temperatury płyty na odcinku poziomym w zakresie temperatury chłodziwa od  $-19,5^{\circ}\text{C}$  do  $-24^{\circ}\text{C}$  oraz w zakresie od  $-33,5^{\circ}\text{C}$  do  $-34,5^{\circ}\text{C}$ .

Na podstawie przeprowadzonych badań wstępnych, ustalono, że rozkład temperatury na powierzchni płyty wykazuje maksymalne odchylenia rzędu 3,3K po upływie czasu mrożenia równym 79 minut oraz odchylenia wynoszące 1,8K po upływie 191 minut.

Uzyskane dane pozwalają, biorąc pod uwagę długość trwania procesu, uznać proces rozkładu temperatury za izotermiczny. W związku z tym rozkład temperatury we wsadzie można opisać jako jednowymiarowe przewodzenie ciepła. Odchylenia od tego modelu występują jedynie na niewielkiej powierzchni w odległości około 1 grubości wsadu od krawędzi płyty.

#### **4.2. Badanie podstawowego czasu mrożenia przy założeniu zmiennej grubości wsadu**

Celem wprowadzenia ulepszeń w procesie zamrażania produktów za pomocą zamrażarki płytowej z pośrednim układem chłodzenia, wykonane zostały badania pozwalające na wypracowanie modelu matematycznego ukazującego standaryzowany czas mrożenia produktu na stanowisku testowym w zależności od grubości wsadu.

Na stanowisku badawczym wykonano serię testów dla zmiennej grubości wsadu w przestrzeni roboczej między płytami mrozącymi. Testy zostały zwielokrotnione celem wykazania powtarzalności wyników.

Wartości stałe badania:

- maksymalna temperatura parowania czynnika chłodniczego w obiegu pierwotnym:  $-40^{\circ}\text{C}$ ,
- różnica temperatury wary parownika utrzymywana przez elektroniczny zawór rozprężny ( $\Delta T$ ): 5K
- odczyt początkowy czujnika CH110:  $16^{\circ}\text{C}$  (umieszczony wewnątrz środka celi zamrażalniczej)
- odczyt końcowy czujnika CH110:  $-18,5^{\circ}\text{C}$  (umieszczony wewnątrz środka celi zamrażalniczej)
- temperatura otoczenia dla stanowiska badawczego:  $+18^{\circ}\text{C}$
- nastawa falownika pompy pierwotnej: 50Hz
- nastawa falownika pompy wtórnej: 50Hz
- temperatura chłodziwa w momencie rozpoczęcia pomiaru:  $-35^{\circ}\text{C}$

- wsad: płyta gipsowo kartonowa o właściwościach [tabela materiałowa Zachodniopomorskiego Uniwersytetu Technologicznego w Szczecinie]:

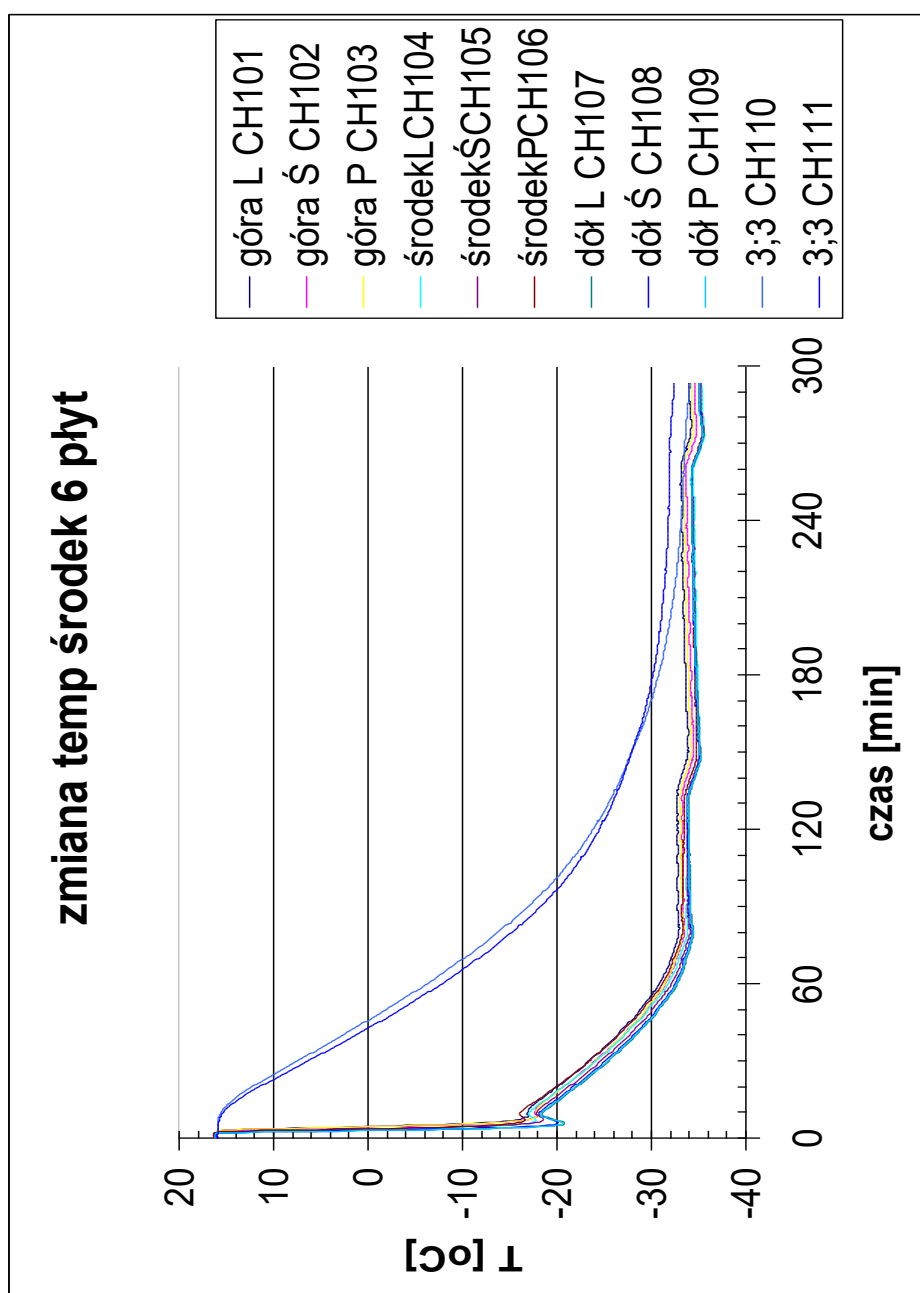
współczynnik przewodzenia ciepła (wdg. PN-EN 12524): 0,25 W/mK

ciepło właściwe w stanie suchym (wdg. PN-EN 12524) 1000 J/kg K

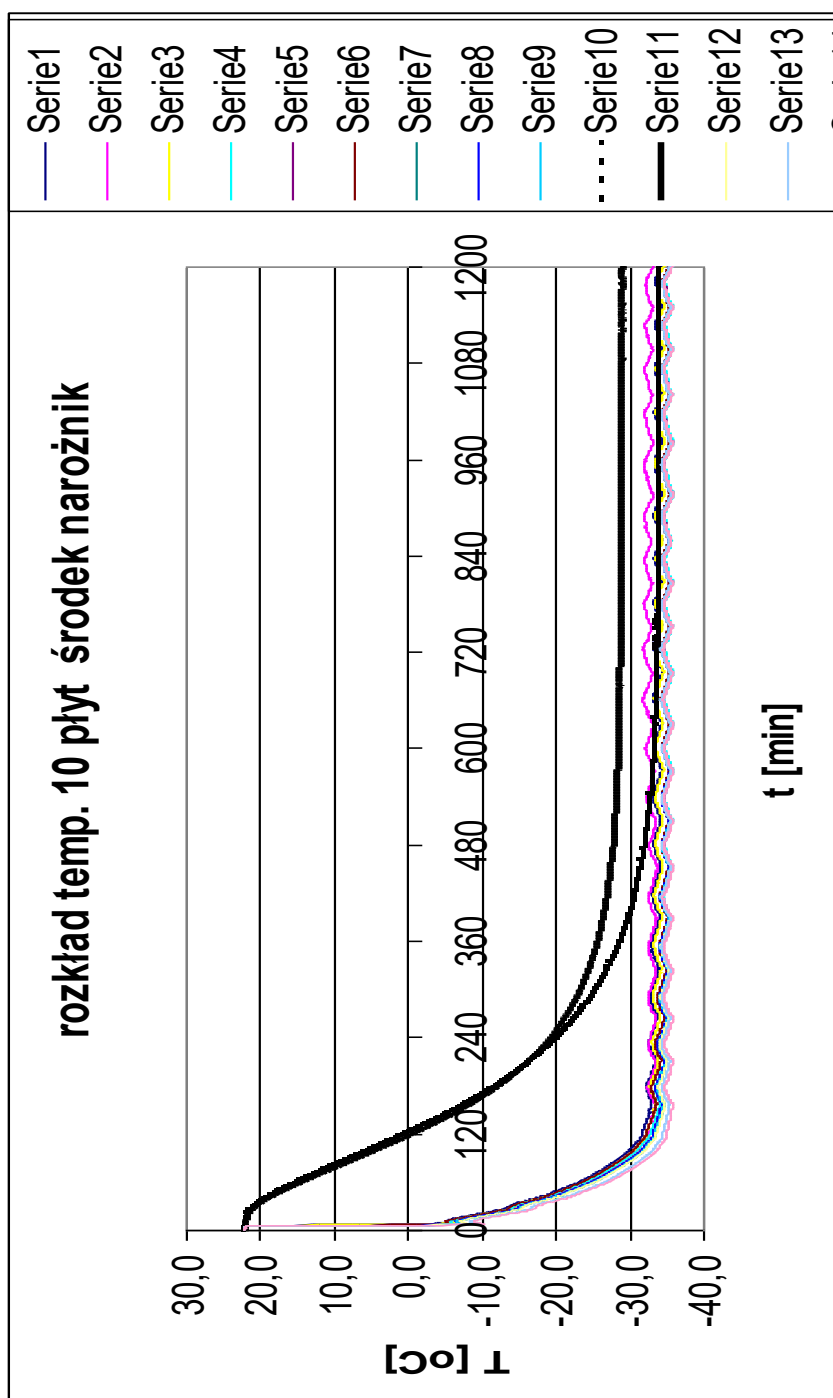
grubość materiału: 12mm

W następstwie przeprowadzonych pomiarów uzyskano wyniki, przedstawione na rys.

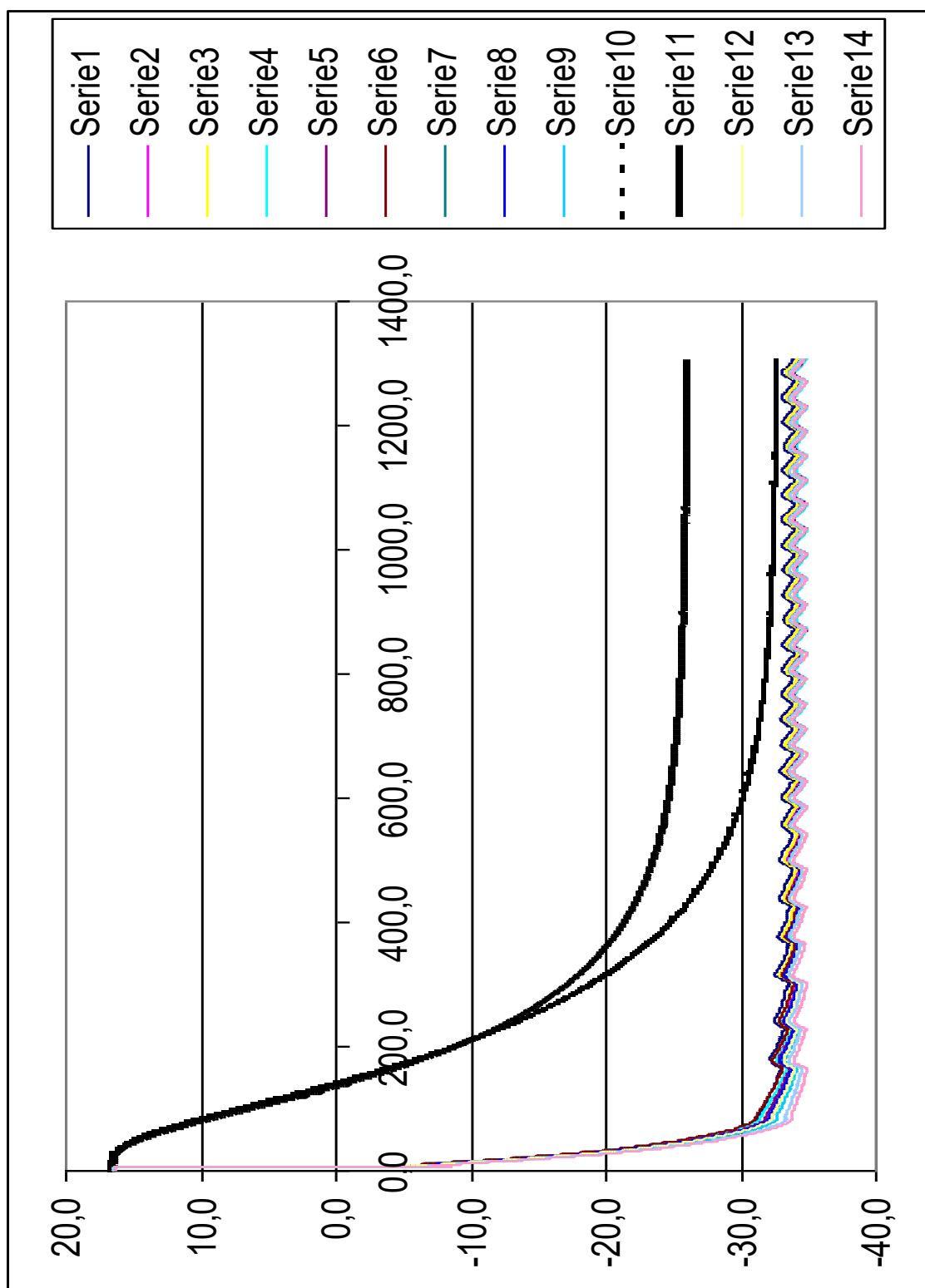
4.5, 4.6, 4.7:



Rys. 4.5. Przebieg procesu mrożenia dla grubości wsadu wynoszącego 6 płyt (odczyt wskazuje wartości w środku i narożniku wsadu oraz temperatury powierzchni płyty)



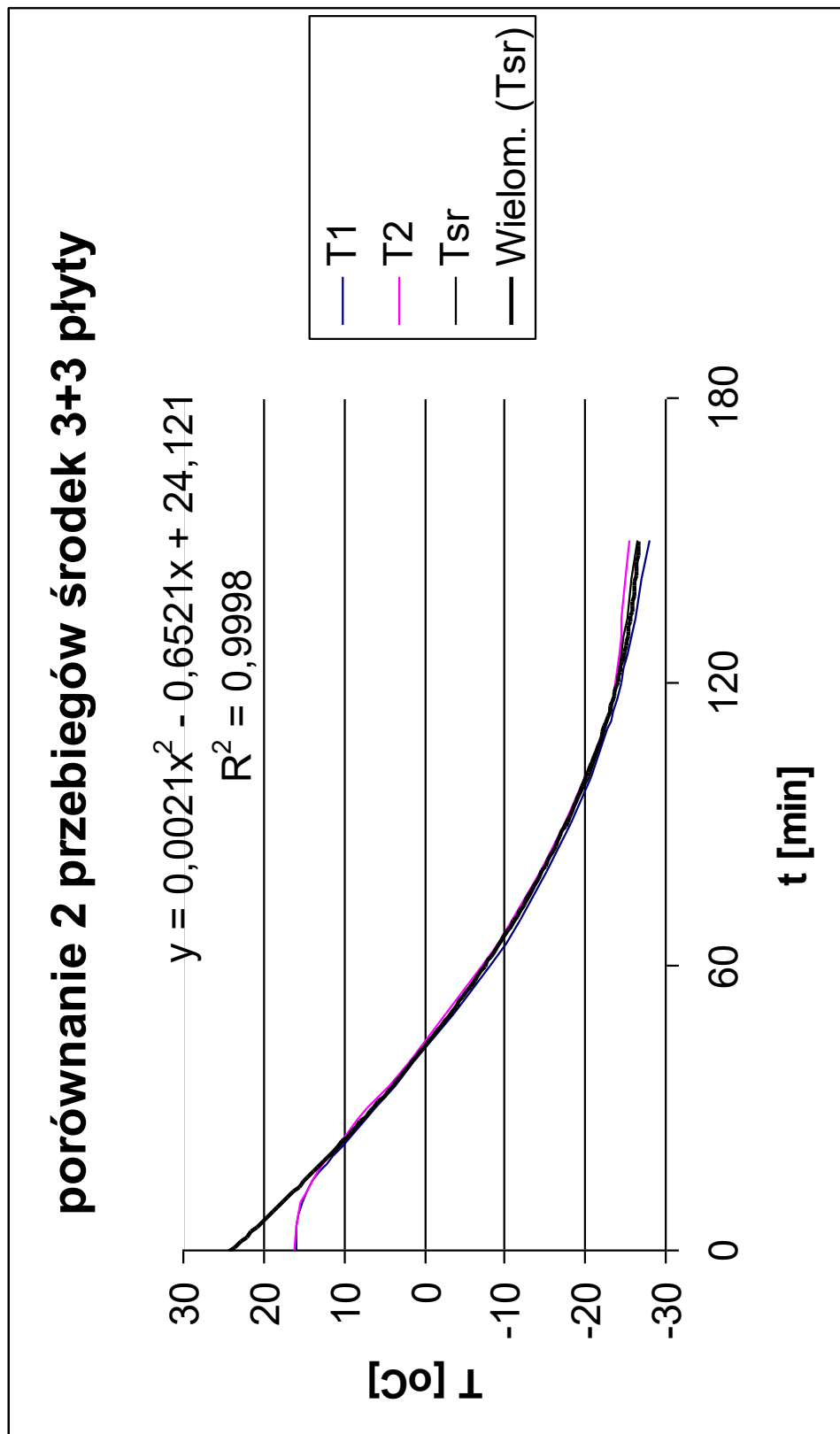
Rys.4.6. Przebieg procesu mrożenia dla grubości wsadu wynoszącego 10 płyt (odczyt wskazuje wartości w środku i narożniku wsadu oraz temperatury powierzchni płyty)



Rys.4.7. Przebieg procesu mrożenia dla grubości wsadu wynoszącego 12 płyt (odczyt wskazuje wartości w środku i narożniku wsadu oraz temperatury powierzchni płyty).

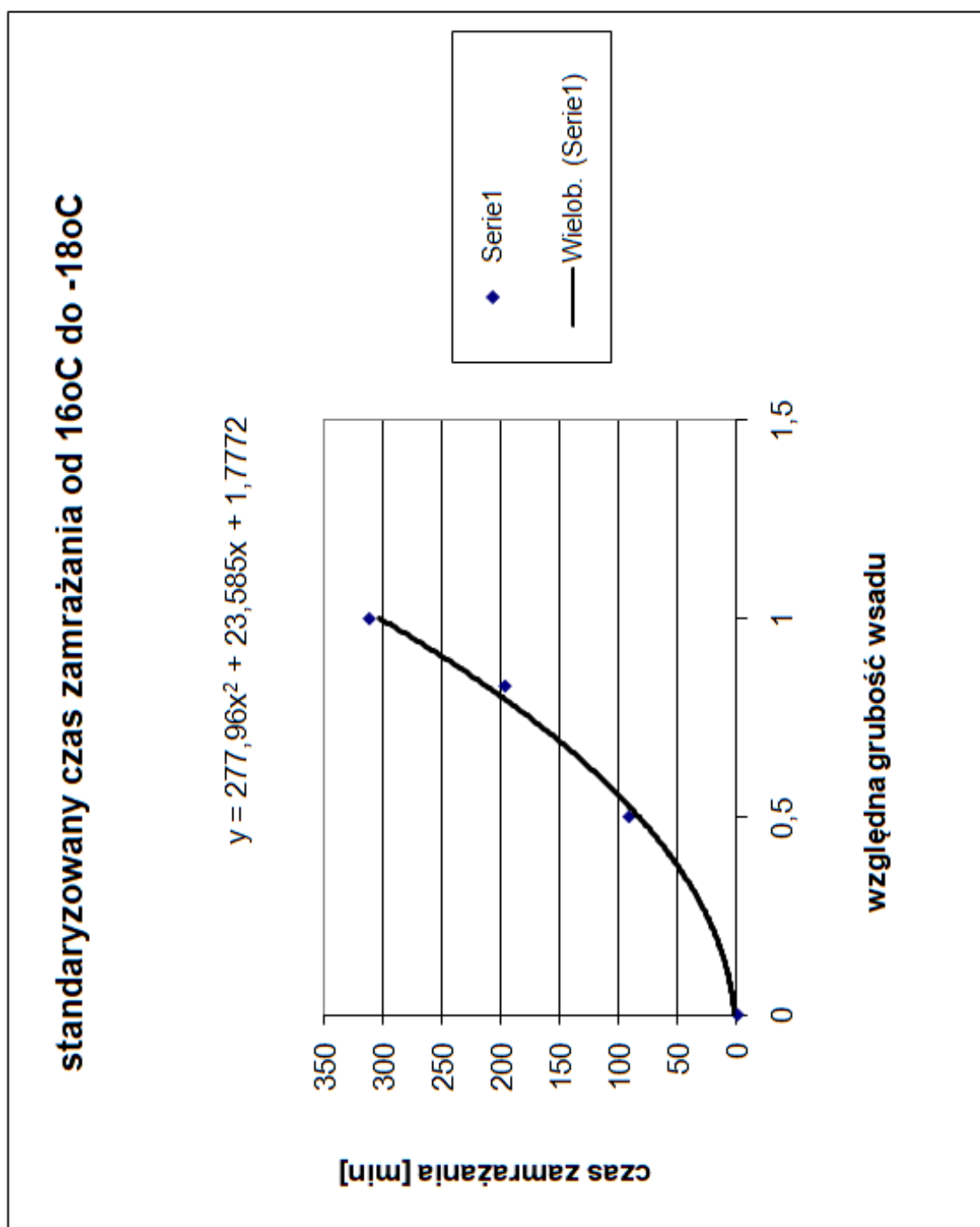
Zmienność temperatury mierzonej w osi wsadu i w górnym narożniku nakładają się do temperatury rzędu - 18° C, co w pełni uzasadnia możliwość stosowania

jednowymiarowego przewodzenia ciepła. Przy niższych temperaturach następuje rozbieżność obu temperatur. Obie temperatury różnicują się. Różnica ta jest efektem strat ciepła na obwodzie wsadu wynikająca z pojawiającej się dużej różnicy temperatur między wsadem (około  $-30^{\circ}\text{C}$ ) a otaczającym zamrażarkę płytową powietrzem o temperaturze  $+16^{\circ}\text{C}$ . Badania wykazały dużą powtarzalność przebiegu temperatur wsadu, co przedstawiono na Rys. 4.8. Tym samym przebiegi można aproksymować z dużą prawdopodobnością.



Rys. 4.8 Aproksymacja procesu mrożenia dla wsadu 6 płyt

Zmiana grubości wsadu powodowała wzrost czasu procesu zamrażania do temperatury -18°C, co przedstawiono na rysunku 4.9. Przedstawiony na nim znormalizowany czas zamrażania umożliwia określenie jego wartości dla pośredniej wartości wsadu.

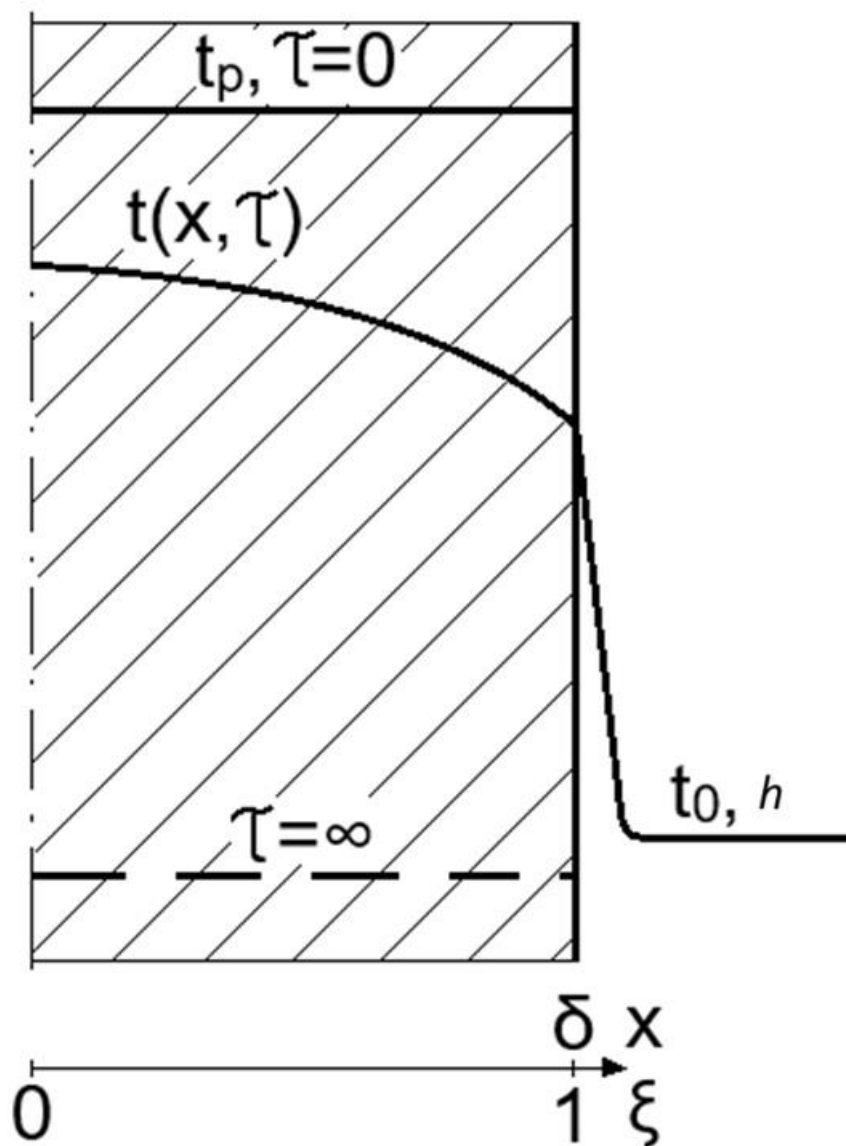


Rys.4.9. Standaryzowany czas zamrażania modelowego wsadu w zależności od jego grubości (1 – 12 płyt)

#### **4.2.1. Szczegółowe określenie modelu matematycznego przebiegu procesu zamrażania**

W celu sformułowania modelu matematycznego założono nieustalone przewodzenie ciepła w płaskiej płycie o zdefiniowanej grubości i nieskończonych wymiarach odnośnie długości i szerokości. Dzięki tym założeniom, potwierdzonym zmierzonymi rozkładami temperatury przedstawionymi na rysunkach: 4.5, 4.6, 4.7, 4.8, można przyjąć model jednowymiarowego przewodzenia ciepła w nieskończonej płycie. W odniesieniu do płyty o ograniczonych wymiarach zakłada się, że dwu- i trójwymiarowe przewodzenie występuje jedynie na brzegu płyty i w rejonie narożnikowym. W przypadku dużych płyt, dla których wymiary są znaczną wielokrotnością jej grubości, przyjęty model dobrze odzwierciedla rzeczywiste pole temperatury w płycie o ograniczonych wymiarach. Przestrzeń roboczą zamrażarki płytowej wypełnionej wsadem można zatem uznać w przybliżeniu za chłodzoną płytę opisaną modelem jednowymiarowym.

Przy założeniu izotermiczności warunków brzegowych dla modelu matematycznego, zakłada się, że początkowo wsad w postaci płyty posiada wyrównaną w całym przekroju temperaturę  $T_0$  dla czasu  $t=0$ . Następnie płyta skokowo umieszczana jest w otoczeniu o stałej temperaturze  $T_{ot}$  stygnąc od  $T_0$  do  $T_{ot}$ , którą osiąga w czasie  $t_k = \infty$ . W praktyce, spełniając ten warunek, w przybliżeniu uzyskujemy realne czasy traktując  $t_k = \infty$  jako asymptotyczny.



Rys. 4.10. Nieustalony rozkład temperatury w płaskiej płycie

Zakładając jednowymiarowy model nieustalonego przewodzenia ciepła, element jednostkowy płyty traci pewną ilość ciepła określony zależnością:

$$c\rho A \, dT/dt \quad (22)$$

Ta porcja ciepła jest odprowadzana na drodze przewodzenia w kierunku  $x$ , co opisuje zależność:

$$dq/dx = Ad/dx (k dT/dx) \quad (23)$$

Przy założeniu stałości współczynnika przewodzenia ciepła  $U$  występuje:

$$U d^2 T/dx^2 \quad (24)$$

W konsekwencji uzyskuje się równanie -opisujące jednowymiarowe nieustalone przewodzenie ciepła w postaci:

$$c \rho A dT/dt = A U (d^2 T/dx^2) \quad (25)$$

Po redukcji powierzchni poprzecznej elementu  $A$ :

$$c \rho dT/dt = U (d^2 T/dx^2) \quad (26)$$

Wprowadzając współczynnik wyrównania temperatury  $a = k / c \rho$ , powstaje równanie różniczkowe opisujące nieustalony przepływ ciepła w poniższej postaci wraz z niezbędnymi warunkami początkowym i brzegowymi

$$dT/dt = a d^2 T/dx^2 \quad (27)$$

równanie uzupełnia się warunkiem początkowym w domenie czasu w postaci

$$T_0 = T(t=0)$$

oraz warunki brzegowe w osi  $x$  na brzegu odpowiednio:

warunek brzegowy drugiego rodzaju w osi płyty wynikający z symetrii pola temperatury

$$(dT/dx)_{x=0} = 0$$

oraz warunek trzeciego rodzaju, konwekcyjny na brzegu płyty

$$(U dT/dx)_\delta = h (T_{\delta,t} - T_{ot})$$

Rozwiązanie takiego układu równania różniczkowego, nie wchodząc w szczegóły procedur matematycznych, daje następującą zależność opisującą rozkład temperatury w płycie w czasie  $t$  i odległości od osi płyty  $x$

$$T(x,t) = \sum_{n=1}^{\infty} (A_n \cos \mu_n x + B_n \sin \mu_n x) \exp(-\mu_n^2 a t) \quad (28)$$

Rozwiązanie omawianego równania różniczkowego można zrealizować różnymi metodami np. analitycznie, analitycznie z wykorzystaniem tablic zawierających wartości składników sumy, analityczne z wykorzystaniem nomogramów lub numerycznie.

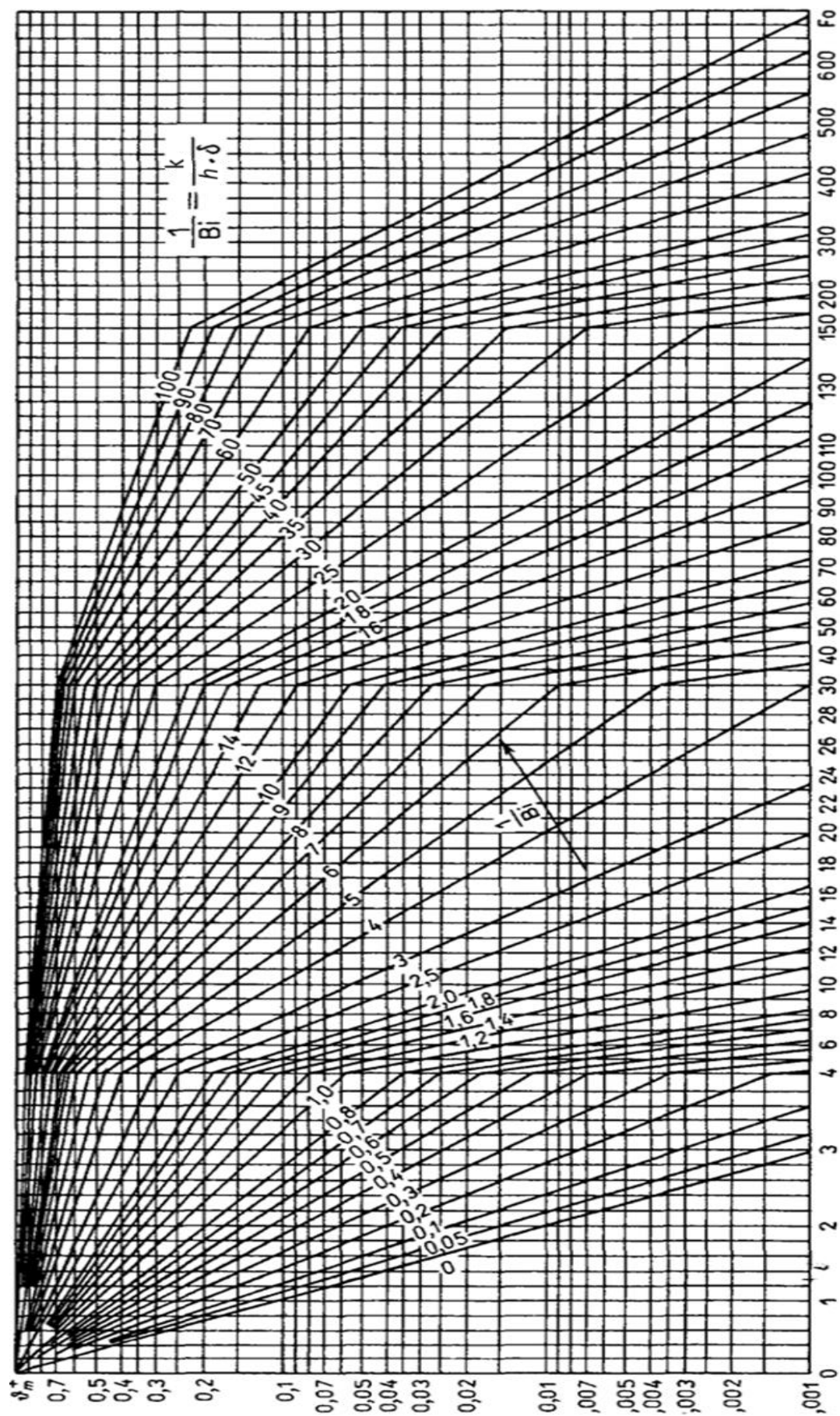
Dla potrzeb niniejszej analizy wykorzystano opis rozkładu temperatury w osi płyty przy zastosowaniu dwóch wersji nomogramu Heislera przedstawionego na rys. 4.11 i 4.12 różniących się zakresem współrzędnej czasu.

Do opisu nomogramu użyto bezwymiarowych liczb podobieństwa:

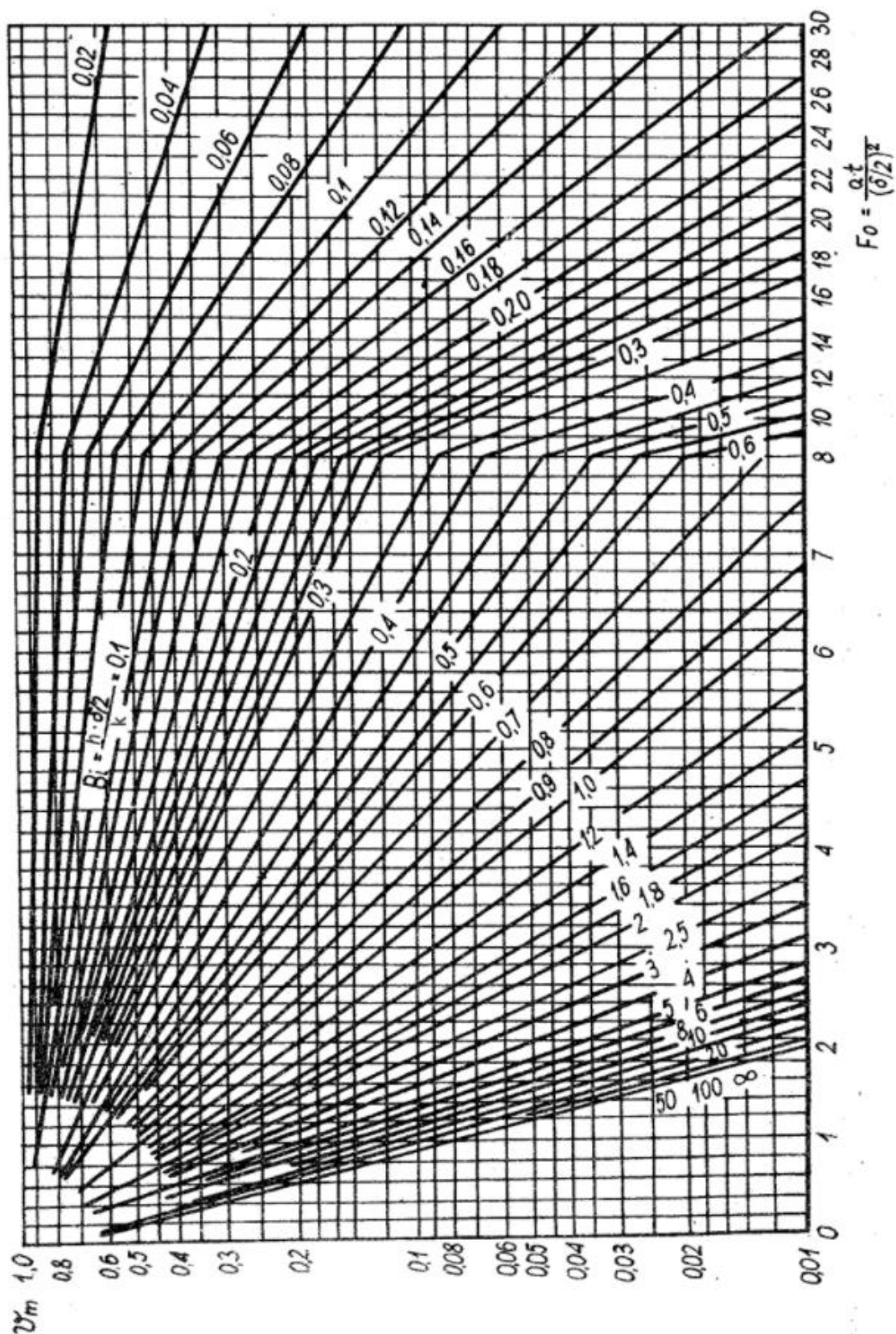
$$- \text{Bezwymiarowy czas (liczba Furiera)} \quad Fo = a t / \delta^2 \quad (29)$$

$$- \text{Bezwymiarowy warunek brzegowy (liczba Biota)} \quad Bi = h \delta / k \quad (30)$$

$$- \text{Bezwymiarowa temperatura w osi płyty} \quad T_{\text{bez}} = \theta_m = (T_{x,t} - T_{\text{ot}}) / (T_{t=0} - T_{\text{ot}}) \quad (31)$$



Rys. 4.11. Wykres do określania temperatury w środku symetrycznie ogrzewanej lub chłodzonej płyty o grubości  $2d$



Rys. 4.12. Wykres Heislera do obliczania temperatury w środku płyty nieskończonej

#### 4.2.2. Przykład obliczeniowy

Dla przykładowej konstrukcji zamrażarki płytowej przyjmujemy poniższe parametry w przybliżeniu odpowiadające rzeczywistym warunkom pracy urządzenia:

|                                                                          |                          |
|--------------------------------------------------------------------------|--------------------------|
| Grubość wsadu (płyty)                                                    | $2\delta = 0,1\text{ m}$ |
| Temperatura początkowa dla czasu $t_0 = 0\text{ s}$ jest równa           | $T_0 = 35\text{ °C}$     |
| Temperatura płynu chłodzącego                                            | $T_{ot} = -35\text{ °C}$ |
| Oczekiwana temperatura w osi płyty uznana za koniec procesu zamrażania   | $T_t = -20\text{ °C}$    |
| Obserwowany czas zamrażania $t_k = \sim 2\text{ h} = \sim 7200\text{ s}$ |                          |

Wykres Heislera przedstawiony na rysunkach 1 i 2 umożliwia wyznaczenie jednej wartości z trzech bezwymiarowych zmiennych naniesionych na nomogramie  $\text{Fo}$ ,  $\text{Bi}$ ,  $\text{Fo}$  przy określonych wartościach dwóch pozostałych.

Dla wyznaczenia wartości bezwymiarowych liczb podobieństwa niezbędna jest znajomość właściwości cieplnych wsadu tworzącego płytę i warunku brzegowego trzeciego rodzaju (konwekcyjnego) lub czwartego rodzaju (kontakt z powierzchnią ciała stałego) dla wyznaczenia liczby  $\text{Bi}$ .

Określenie właściwości materiałowych odnośnie wsadu i parametrów temperaturowych jest bardzo problematyczne i stanowi główne źródło niepewności wyników obliczeń.

Ze względu na brak informacji o właściwościach odpadów poubojowych niezbędne właściwości cieplne tego materiału zostaną oszacowane na podstawie dostępnych właściwości tłuszczu, skóry i mięsa wołowego.

|                  |                                                    |                         |
|------------------|----------------------------------------------------|-------------------------|
| Smalec wieprzowy | $a = 6,8 \cdot 10^{-8}\text{ m}^2 / \text{s}$      |                         |
| Smalec wołowy    | $a = 8,7 \cdot 10^{-9}\text{ m}^2 / \text{s}$      |                         |
| Masło            | $a = 9,5 \cdot 10^{-6}\text{ m}^2 / \text{s}$      | $U = 0,22\text{ W/m K}$ |
| Skóra            | $a = 0,1-0,12 \cdot 10^{-6}\text{ m}^2 / \text{s}$ | $U = 0,15\text{ W/m K}$ |
| Wołowina         | $a = 13,5 \cdot 10^{-6}\text{ m}^2 / \text{s}$     | $U = 0,48\text{ W/m K}$ |

Dla odpadów będących konglomeratem mięsa, tkanki łącznej i tłuszczu o zmieniających się proporcjach przyjęto wartość

$$a = 6 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 / \text{s}^{-1}$$

$$U = 0,48 \text{ W/m K}$$

Dodatkową niepewność wprowadza wpływ temperatury na zmianę przyjętych wartości. Rozwiązanie tego problemu wymaga wykonania pomiarów tych wartości dla materiału wsadowego.

Wykorzystując powyższe wartości, wyznaczono wartości liczb podobieństwa

Poszukiwana

$$Fo = a t / \delta^2 = 6 \cdot 10^{-6} * t_{T=-20^{\circ}\text{C}} / 0,05^2$$

Założone dane wyjściowe

$$v_m = (T_{x,t} - T_{ot}) / (T_{t=0} - T_{ot}) = (-20 - (-35)) / (35 - (-35)) = 15 / 70 = 0,214$$

$$Bi = h \delta / U = 2000 \cdot 0,05 / 0,48 = 208 \quad 1/Bi = 0,0048$$

Nanosząc założone dane wyjściowe na wykres Heislera, odczytać można wartość bezwymiarowej liczby Fo określającej czas schłodzenia temperatury w osi wsadu z wartości 35°C do temperatury -20°C.

$$Fo = 0,59 - 0,61 \quad \text{wykres 1 (Bi)}$$

$$Fo = 0,64 - 0,67 \quad \text{wykres 2 (1/Bi)}$$

Przyjmując wartość uśrednioną równą  $Fo = 0,60$  wynikającą z lepszego odwzorowania na rys. 4.12, mamy czas zamrażania wsadu o grubości 0,1 m z 35 °C do -20 °C w osi przy temperaturze czynnika chłodzącego -35 °C równy

$$Fo = a t / \delta^2 = 6 \cdot 10^{-6} * t_{T=-20^{\circ}\text{C}} / 0,05^2$$

$$t = Fo * 0,05^2 / 6 * 10^{-6} = 0,60 * 0,0025 * 6 \cdot 10^6 = 9\,000 \text{ s} = 2,5 \text{ h}$$

$$t_{os} = 2,5 \text{ h}$$

Informacje eksploatacyjne oceniają czas zamrażania wsadu w podobnym zakresie temperatur na ok 2 h

#### 4.2.3 Walidacja modelu na podstawie testu mrożenia skwarki wieprzowej

Celem walidacji modelu obliczeniowego, zastosowano go do cyklu mrożenia skwarki wieprzowej wykonanego na stanowisku badawczym.

Sposób wypełnienia zamrażarki płytowej skwarką wieprzową podczas testu zamrażania przedstawiono na rys. 4.12.

Przyjęto następujące dane wyjściowe dla badania:

Grubość wsadu (płyty)  $2\delta = 0,150 \text{ m}$

Temperatura początkowa dla czasu  $t_0 = 0 \text{ s}$  jest równa  $T_0 = 10^\circ\text{C}$

Temperatura płynu chłodzącego  $T_{ot} = -30^\circ\text{C}$

Oczekiwana temperatura w osi płyty uznana za koniec procesu zamrażania  $T_t = -20^\circ\text{C}$

Według dostępnych danych:

**Smalec wieprzowy**  $a = 6,8 \cdot 10^{-8} \text{ m}^2 / \text{s}$

Smalec wołowy  $a = 8,7 \cdot 10^{-9} \text{ m}^2 / \text{s}$

Masło  $a = 9,5 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 / \text{s}$   $U = 0,22 \text{ W/m K}$

**Skóra**  $a = 0,1\text{-}0,12 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 / \text{s}$   $U = 0,15 \text{ W/m K}$

Wołowina  $a = 13,5 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 / \text{s}$   $U = 0,48 \text{ W/m K}$

**Woda**  $a = 0,14 \times 10^{-6} \text{ m}^2 / \text{s}$   $U = 0,6 \text{ W/m K}$

Zakładając uśredniony skład skwarki wieprzowej, jako mieszaninę tłuszczu zwierzęcego i wody, przy konsystencji oraz substancji lotnych, przy właściwościach fizyko- chemicznych zbliżonych do skóry wieprzowej, przyjęto wartości:

$$a = 8 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 / \text{s}^{-1}$$

$$U = 0,48 \text{ W/m K}$$

Wykorzystując powyższe wartości, wyznaczono wartości liczb podobieństwa

Poszukiwana

$$Fo = a t / \delta^2 = 8 \cdot 10^{-6} * t_{T=-20^{\circ}\text{C}} / 0,075^2$$

Założone dane wyjściowe

$$v_m = (T_{x,t} - T_{ot}) / (T_{t=0} - T_{ot}) = (-20 - (-30)) / (10 - (-30)) = 10 / 40 = 0,25$$

Nanosząc założone dane wyjściowe na wykres Heislera, odczytać można wartość bezwymiarowej liczby Fo określającej czas schłodzenia temperatury w osi wsadu z wartości 10°C do temperatury -20°C

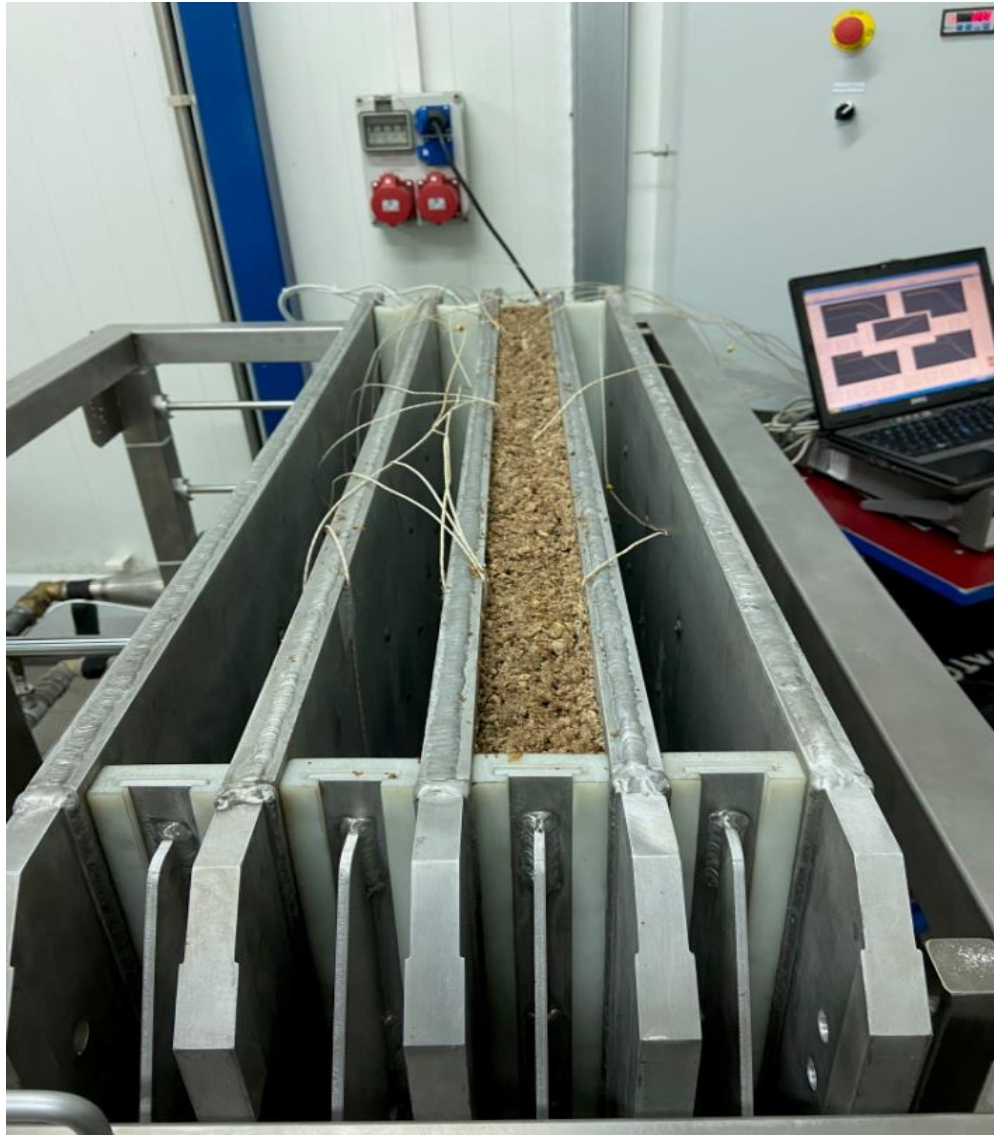
$$Fo = 0,50 \quad \text{wykres 1 (Bi)}$$

Tym samym, mamy czas zamrażania wsadu o grubości 0,150 m z 10 °C do -20 °C w osi przy temperaturze czynnika chłodzącego -30 °C równy

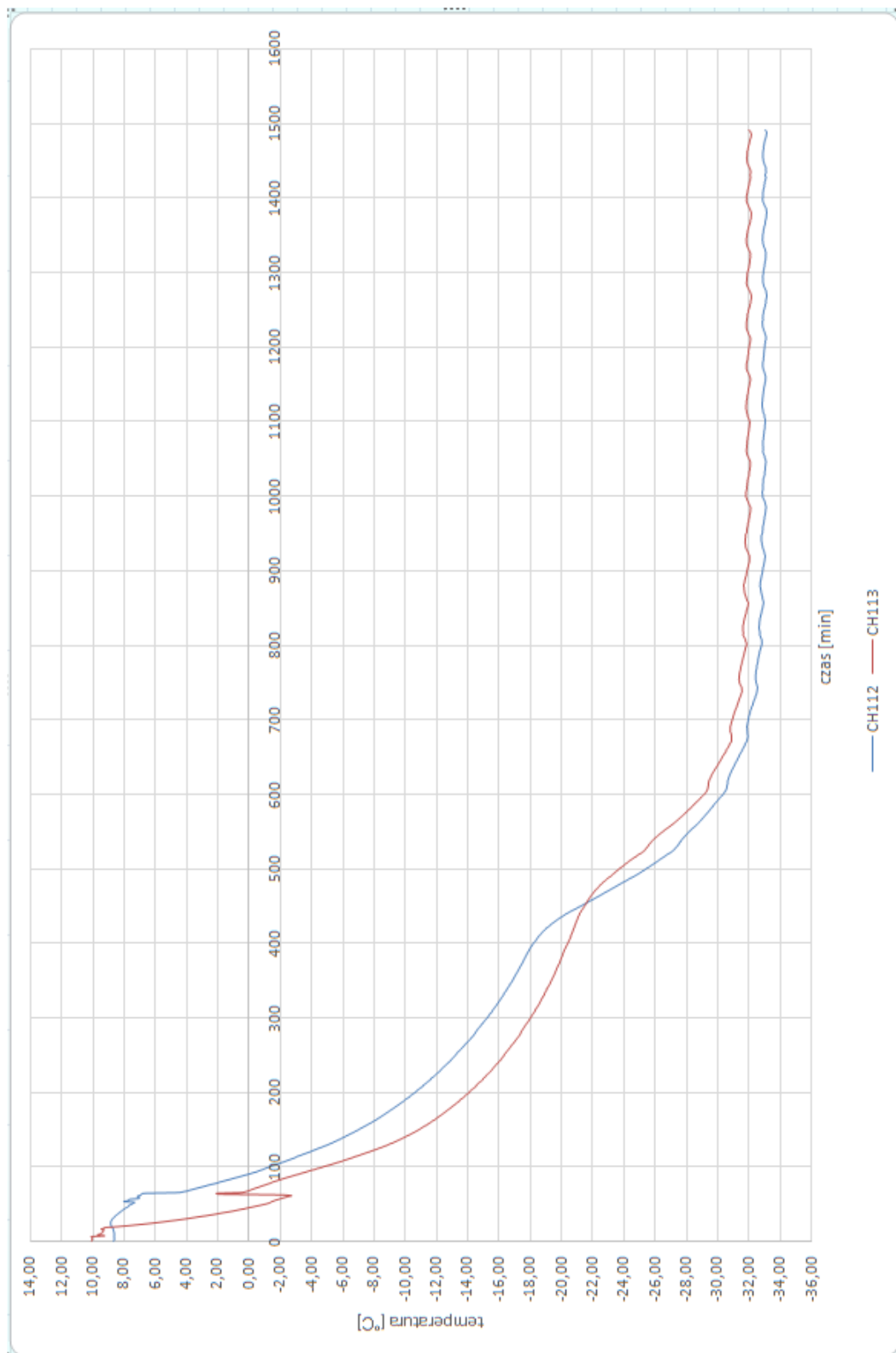
$$Fo = a t / \delta^2 = 8 \cdot 10^{-6} * t_{T=-20^{\circ}\text{C}} / 0,0687^2$$

$$t = Fo * 0,075^2 / 6 * 10^6 = 0,50 * 0,0056 * 8 \cdot 10^6 = 22400 \text{ s} = 6,22\text{h}$$

W wyniku obliczeń oszacowano czas mrożenia wsadu z skwarki wieprzowej na 6,22h. Wykonane pomiary czasu chłodzenia przedstawione na rys. 4.13.



*Rys. 4.12. Zasyp stanowiska badawczego skwarką wieprzową*



**czujnik 112: wnętrze wsadu**

**czujnik 113: dolna część celi mroźniczej**

Rys. 4.13. Wykres przebiegu temperatury mrożenia skwarki wieprzowej dla stanowiska eksperymentalnego.

Przebieg zmian temperatury podczas mrożenia wsadu (skwarka) nie jest monotoniczny. Obserwujemy dwa uskoki temperaturowe w dolnej części wsadu (bloku) przy temp. Około  $-2^{\circ}\text{C}$  oraz  $-22^{\circ}\text{C}$ . Za pierwsze wyhamowanie trendu spadkowego przy temperaturze  $-2^{\circ}\text{C}$  odpowiedzialny jest (zapewne) proces tworzenia się kryształków lodu, natomiast za drugi, znacznie łagodniejszy uskok odpowiedzialne są przemiany krystalizacji frakcji tłuszczowych. Tym niemniej wsad osiąga temperaturę (wewnątrz produktu) -  $18^{\circ}\text{C}$  po 396 minutach, to znaczy po 6,5h. Z tego porównania wynika, że oszacowanie czasu chłodzenia w oparciu o zaproponowany model różni się od pomiarów wsadu rzeczywistego na obiekcie o 8 minut. Na tej podstawie można uznać, że proponowany model bardzo dobrze opisuje proces zamrażania.

#### **4.2.3. Wnioski**

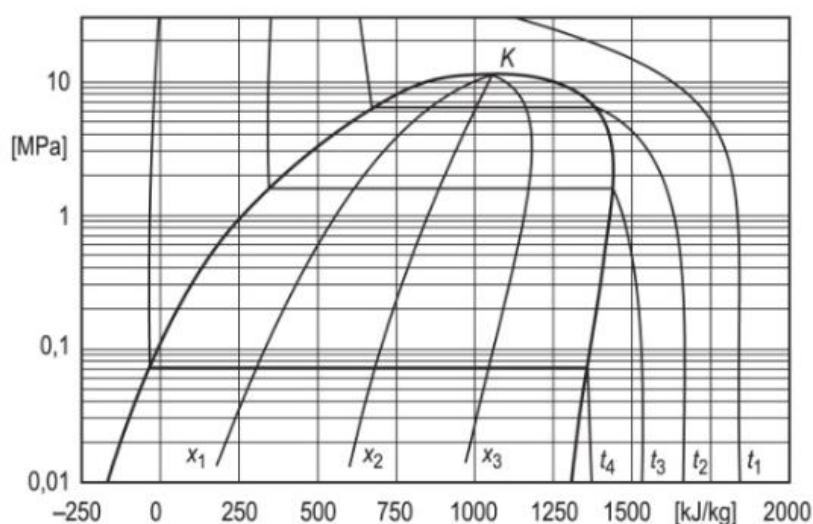
Uzyskany wynik oszacowania czasu wychładzania wsadu odniesiony do jego osi wynosi 6,22h co jest wynikiem zbliżonym do obserwowanego czasu wychładzania ocenianego na ok. 6,5h.

Uwzględniając niepewność danych materiałowych, należy uznać uzyskany wynik za zadowalający a zastosowaną procedurę obliczeniową z wykorzystaniem nomogramu Heislera za odpowiednią dla analizowanego przypadku tj. zamrażarki płytowej.

Poprawa dokładności obliczeń wymaga uzyskania bardziej wiarygodnych danych odnośnie właściwości cieplnych materiału wsadowego pochodzenia biologicznego wychładzanego w zamrażarce płytowej.

### 4.3. Badania zużycia energii dla różnych czynników chłodniczych

Analizę przemian termodynamicznych zachodzących wewnątrz agregatu sprężarkowego, w odniesieniu do konkretnego czynnika chłodniczego przedstawiona zostaje na podstawie wykresu Molliera, który został zbudowany w układzie współrzędnych  $p$ - $h$  (ciśnienie-entalpia). Oś pionowa przedstawiać będzie ciśnienie w skali logarytmicznej, natomiast oś pozioma wizualizuje entalpię czynnika chłodniczego. Wykres dodatkowo zawiera krzywe graniczne obejmujące obszary cieczy, pary mokrej i pary przegrzanej. Przykładowy wykres przedstawia rys. 4.14.



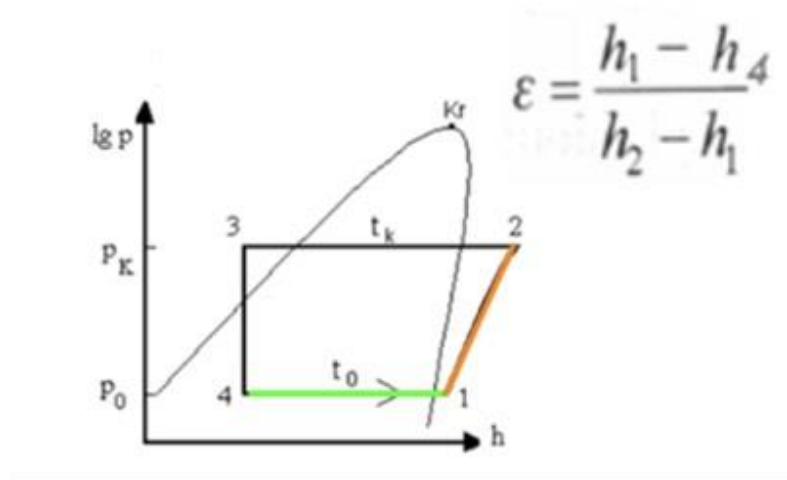
Rys. 4.14. Wykres Molliera – przykład

Przedstawienie pracy agregatu sprężarkowego wymagać będzie charakterystyki przemian termodynamicznych zachodzących w obiegu ciśnieniowym. Wzorcowym wykresem, który przedstawia obieg złożony z dwu izoterm i dwu izentrop będzie obieg Carnota [64, 65].

Wykres ten przedstawia cykl przemian termodynamicznych uwzględniających pracę silnika sprężarki w odniesieniu do wartości ciśnienia  $[p]$  oraz objętości  $[V]$  sprężanego gazu doskonałego w układzie zamkniętym.

Należy zauważyć, że właściwości termodynamiczne w odniesieniu do użytego czynnika chłodniczego, lepiej zostają przedstawione w Obiegu Lindego, który przedstawia wartości ciśnienia względem entalpii czynnika chłodniczego w obiegu zamkniętym. Rozróżnia się dwa główne obiegu Lindego; prawo- i lewobieżny. Obiegiem właściwym

dla przedstawienia charakterystyki pracy układu mroźniczego zamrażarki płytowej w układzie pośrednim będzie obieg lewobieżny, przedstawiony na rys. 4.15.



Rys. 4.15. Obieg lewobieżny Lindego – przykład

Tak przedstawiony obieg pozwala na wskazanie i opis przebiegu przemiany termodynamicznej wewnątrz układu sprężarkowego: 1-2 sprężanie izentropowe, 2-3 izobaryczne ochładzanie pary przegrzanej (skraplanie), 3-4- dławienie izentalpowe, 4-1 izobaryczno- izotermiczne wrzenie czynnika [33].

Ujęcie konkretnych warunków pracy agregatu sprężarkowego w odniesieniu do wykresu Molliera właściwego dla użytego czynnika chłodniczego pozwala na zweryfikowanie [65]:

**$I_t$  - jednostkowa praca sprężania**, zużycia na podniesienie ciśnienia 1kg czynnika równa przyrostowi entalpii właściwej w sprężarce [kJ/kg]

**$t_r$  – końcowa temperatura sprężania** (temperatura tłoczenia) [°C]

Dodatkowo posługując się wykresem p-h Molliera, wizualizując na nim obieg lewobieżny Lindego, istnieje możliwość dookreślenia wartości takich jak:

**$m$  – masowe natężenie przepływu czynnika chłodniczego** krążącego w obiegu [kg/h]

**$Q_0$  – wydajność chłodniczą** (moc chłodnicza), czyli strumień ciepła odebrany ze środowiska chłodzonego [W]

$$Q_0 = q_0 m \text{ [kW]} \quad (32)$$

**$Q_k$  – wydajność skraplania** (moc skraplacza), czyli strumień ciepła oddawany do otoczenia [W]

$$Q_k = q_k m \text{ [kW]} \quad (33)$$

**$P_t$  – teoretyczna moc napędowa sprężarki**

$$P_t = l_{tm} \text{ [kW]} \quad (34)$$

**$q_v$  – jednostkowa wydajność chłodnicza objętościowa**, czyli ilość ciepła jaką w parowniku odbiera ilość czynnika, która przy ciśnieniu i temperaturze ssania zajmuje  $1\text{m}^3$ . Wielkość ta dostarcza informację o wydajności objętościowej sprężarki [ $\text{kJ/m}^3$ ].

Należy zauważyć, że teoretyczny obieg Lindego nie oddaje w sposób idealny właściwości układu sprężarkowego, ponieważ opiera się na pewnych założeniach upraszczających i idealizujących tenże schemat takich jak:

- brak oporów przepływu wewnątrz układu chłodniczego
- jednorodność czynnika chłodniczego,
- brak różnicy temperatur pomiędzy płynami wymieniającymi ciepło w parowniku i skraplaczu,
- izentropowość procesu sprężania.

Powyższe zmiany w obiegu Lindego, w warunkach rzeczywistych są nieuniknione, co oznacza potrzebę weryfikacji oraz walidacji osiągniętych wartości, wskazującą rzeczywistą efektywność układu.

#### **4.3.1 Badanie zużycia energii dla czynnika R449A**

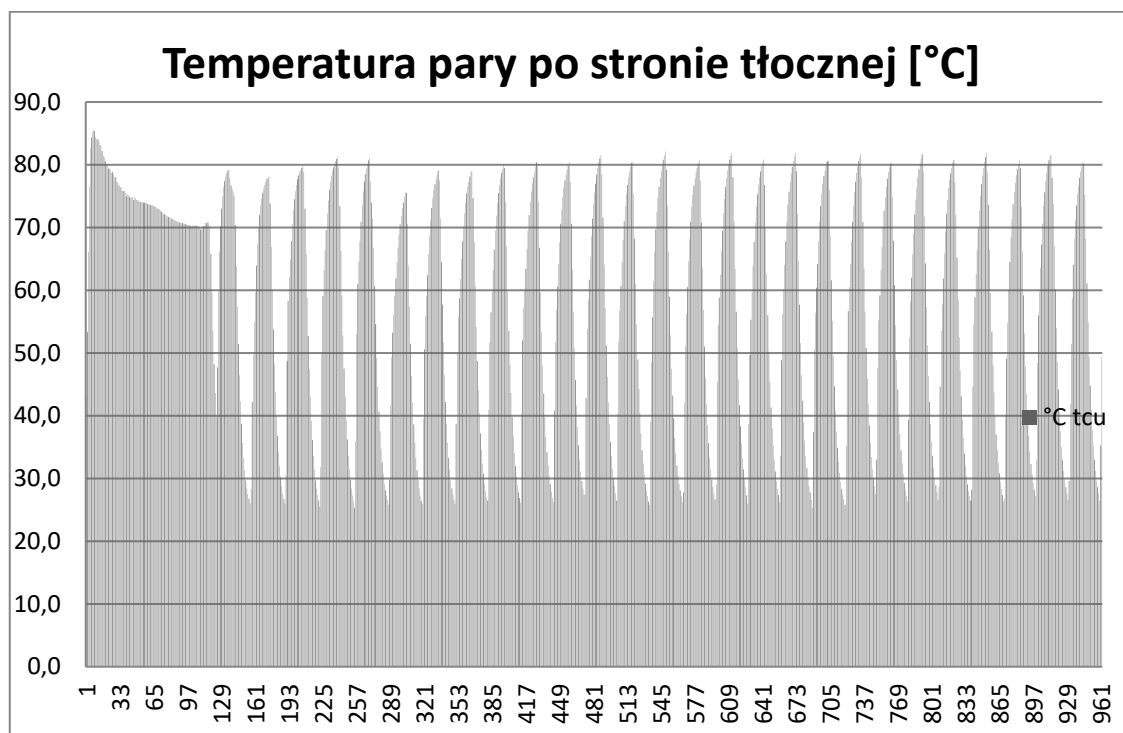
Celem weryfikacji oczekiwań teoretycznych z rzeczywistymi wynikami uzyskanymi na stanowisku badawczym układ został napełniony w wielkości  $13,5\text{kg}$  czynnikiem R449A.

Na podstawie analizy ciśnienia i temperatury parowania, skraplania czynnika chłodniczego oraz temperatury gazu na ssaniu i tłoczeniu agregatu sprężarkowego, przeprowadzonej podczas testów prowadzących do wykonania modelu matematycznego procesu zamrażania, przyjęto następujące wytyczne:

Temperatura wrzenia (w punkcie rosy):  $-40^\circ\text{C}$

Temperatura skraplania (w punkcie rosy):  $+35^\circ\text{C}$

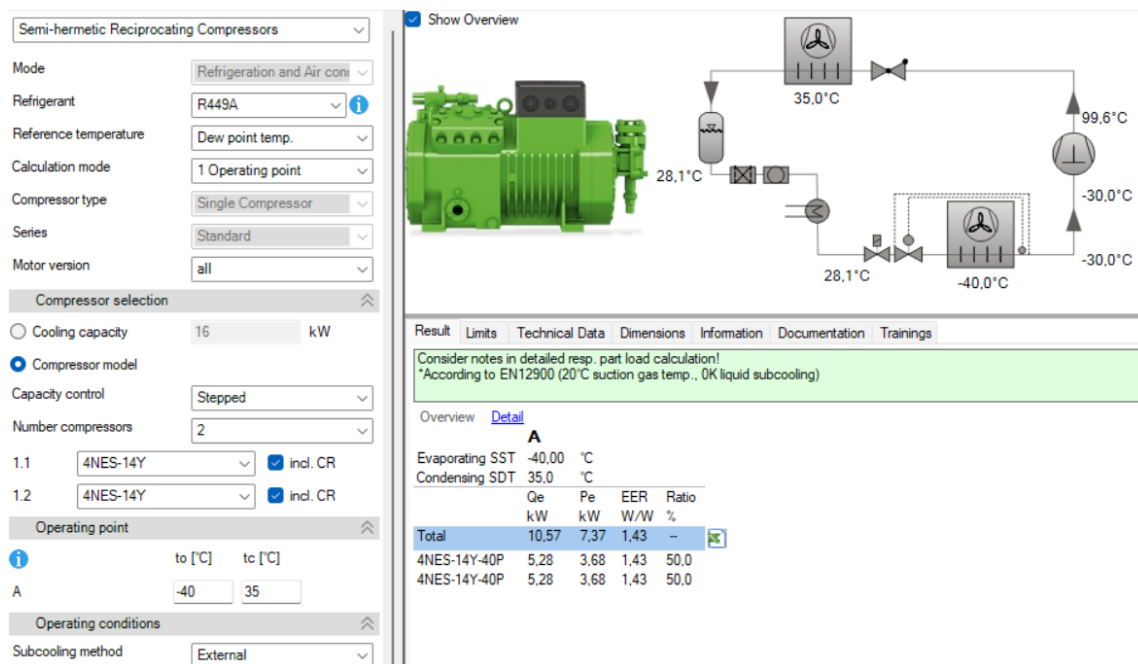
Wykres przedstawiający rejestrację temperatury gazu po stronie tłocznej, podczas procesu mrożenia z wykorzystaniem czynnika R449A, przedstawiony został na rys. 4.16.



Rys. 4.16. Średnia wartość temperatury tłoczenia mierzona na kolektorze tłocznym sprężarek dla czynnika R449A- test zamrażania, ujęcie 16h

Pozyskane wartości temperatury tłoczenia gazu, zostały zaimplementowane, celem określenia uśrednionych warunków pracy na wykresie Molliera dla czynnika R449A, co przedstawiono na rysunku 4.18.

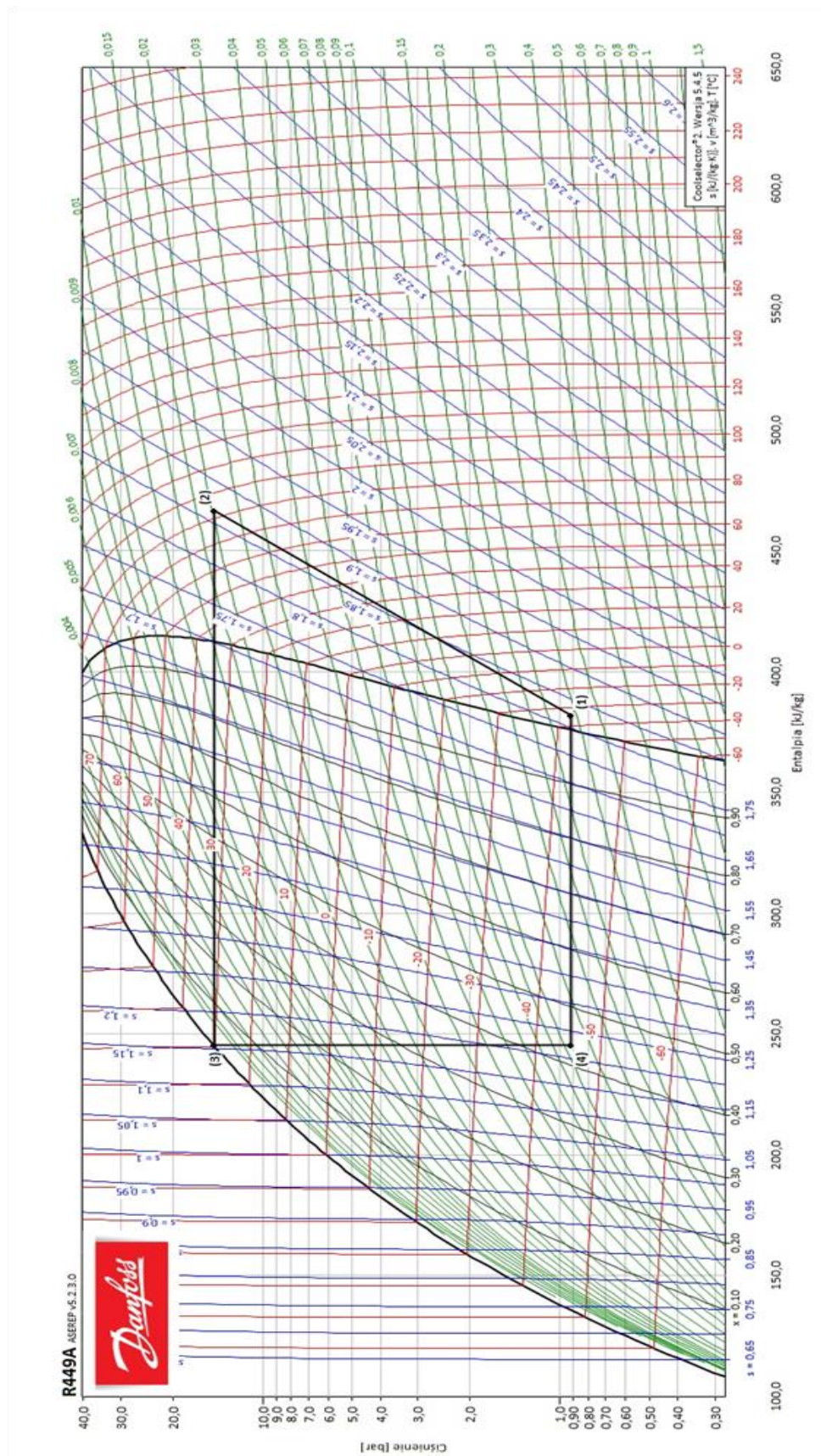
Opierając się na programie doborowym firmy Bitzer, przedstawiono następujące wartości na rys. 4.17:



Rys. 4.17. Warunki pracy dla zespołu sprężarkowego 2x Bitzer 4NES-14Y- źródło: program doborowy Bitzer Software v 6.17

Zgodnie z przedstawioną symulacją wydajność chłodnicza agregatu skraplającego wynosi 10,57 kW. Wskazana wydajność różni się od wydajności obliczeniowej wykonanej podczas bilansu chłodniczego i doboru urządzeń. Taki stan rzeczy zachodzi w związku różnicą pomiędzy warunkami doborowymi agregatu (uwzględnionymi w bilansie energetycznym) oraz warunkami brzegowymi wskazanymi podczas testów na układzie sprężarkowym.

Dla przedstawionych warunków doborowych obieg termodynamiczny układu chłodniczego przedstawiony na wykresie Molliera przedstawia się następująco:



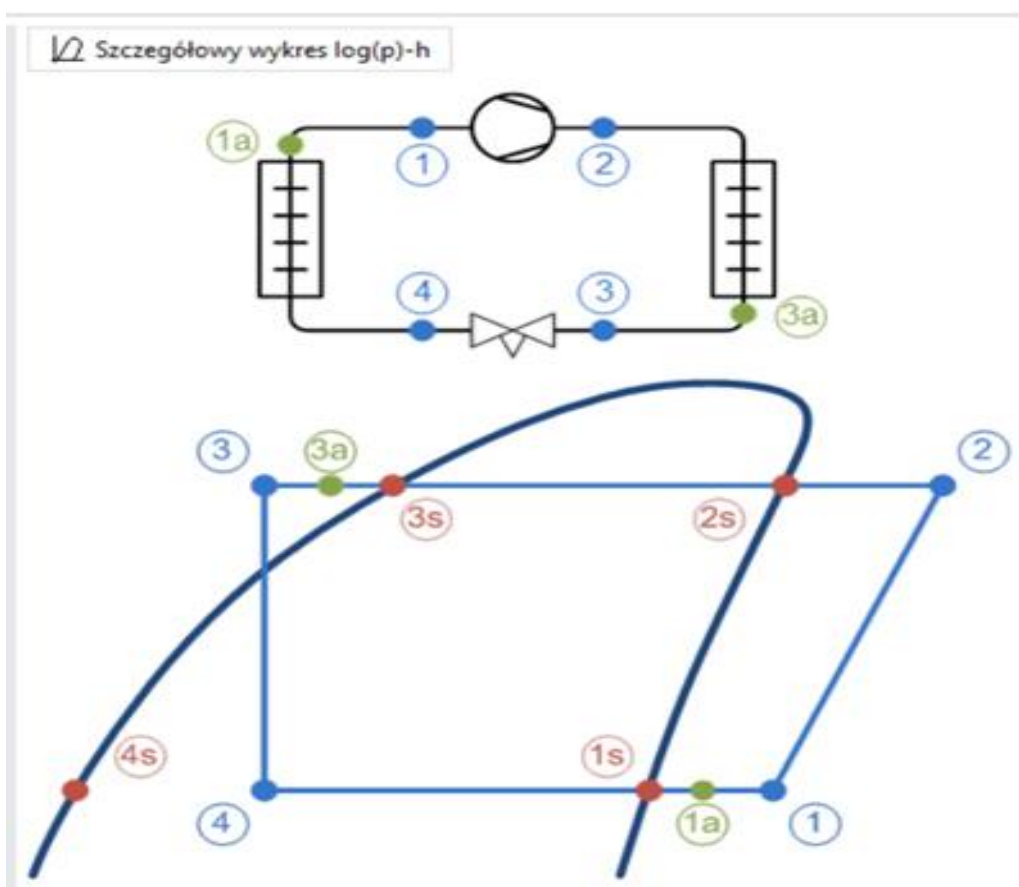
Rys. 4.18. Wykres Molliera uwzględniający rzeczywiste, uśrednione warunki pracy stanowiska badawczego [27]

Na podstawie przedstawionego wykresu, za pomocą programu Danfoss Coolstore, odczytujemy następujące wartości na rys. 4.19:

Wszystkie wartości są obliczane na podstawie danych warunków pracy.

Przepływ masowy w sprężarce: 280,6 kg/h

| Punkt | Opis                               | Temperatura<br>[°C] | Ciśnienie (a)<br>[bar] | Gęstość<br>[kg/m <sup>3</sup> ] | Entalpia<br>[kJ/kg] | Entropia<br>[kJ/(kg·K)] |
|-------|------------------------------------|---------------------|------------------------|---------------------------------|---------------------|-------------------------|
| 1     | Ssanie sprężarki                   | -35,0               | 1,013                  | 4,64                            | 380,9               | 1,809                   |
| 2     | Tłoczenie sprężarki (szacowane)    | 83,0                | 14,60                  | 49,41                           | 466,4               | 1,864                   |
| 2s    | Temperatura punktu rosy skraplania | 35,0                | 14,60                  | 66,18                           | 412,3               | 1,701                   |
| 3s    | Temperatura wrzenia skraplania     | 30,4                | 14,60                  | 1072                            | 245,3               | 1,155                   |
| 3a    | Wylot ze skraplacza                | 30,4                | 14,60                  | 1073                            | 245,3               | 1,154                   |
| 3     | Łącznie z dodatkowym dochłodzeniem | 30,4                | 14,60                  | 1073                            | 245,3               | 1,154                   |
| 4     | Za zaworem rozprężnym              | -43,5               | 1,013                  | 10,57                           | 245,3               | 1,223                   |
| 4s    | Temperatura wrzenia                | -45,7               | 1,013                  | 1349                            | 138,3               | 0,7546                  |
| 1s    | Punkt rosy odparowywania           | -40,0               | 1,013                  | 4,759                           | 376,9               | 1,792                   |
| 1a    | Wylot parownika                    | -35,0               | 1,013                  | 4,64                            | 380,9               | 1,809                   |



Rys. 4.19. Zestawienie wartości odczytane z wykresu p-h dla stanowiska badawczego [27]

Wprowadzając wskaźnik  $\varepsilon$  określający teoretyczną efektywność energetyczną układu chłodniczego, przedstawiając go jako iloraz różnicy entalpii układu chłodniczego w poszczególnych fazach cyklu chłodniczego (rys. 4.15):

$$\varepsilon = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (35)$$

Zgodnie z przedstawionymi danymi, dla czynnika R449A zastosowanego na stanowisku badawczym wskaźnik  $\varepsilon$  wynosi:

Odczytując dane z wykresu log p -h (rys. 4.23):

$$h_1 = 380,9 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = 466,4 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = 245,3 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 = 245,3 \text{ kJ/kg}$$

otrzymujemy:

$$\varepsilon = \frac{380,9 - 245,3}{466,4 - 383,3} = \frac{135,6}{83,1} = 1,63$$

Celem weryfikacji zaproponowanego wskaźnika analizie poddano zjawisko zamrażania wsadu w zamrażarce płytowej z pośrednim układem chłodzenia. Podczas prób zamrażania na stanowisku badawczym zarejestrowano temperaturę zamrażania wsadu w ujęciu czasowym, zestawiając ją z poborem energii układu chłodniczego.

Zużycie energii w czasie określono całkując numerycznie moc układu chłodniczego metodą trapezów. Wskazana wyżej całka przyjmie postać:

$$E = \int_{t(T_1)}^{t(T_2)} N(t) dt \quad (36)$$

Gdzie:

E- zużycie energii

$N(t)$ - moc w chwili t

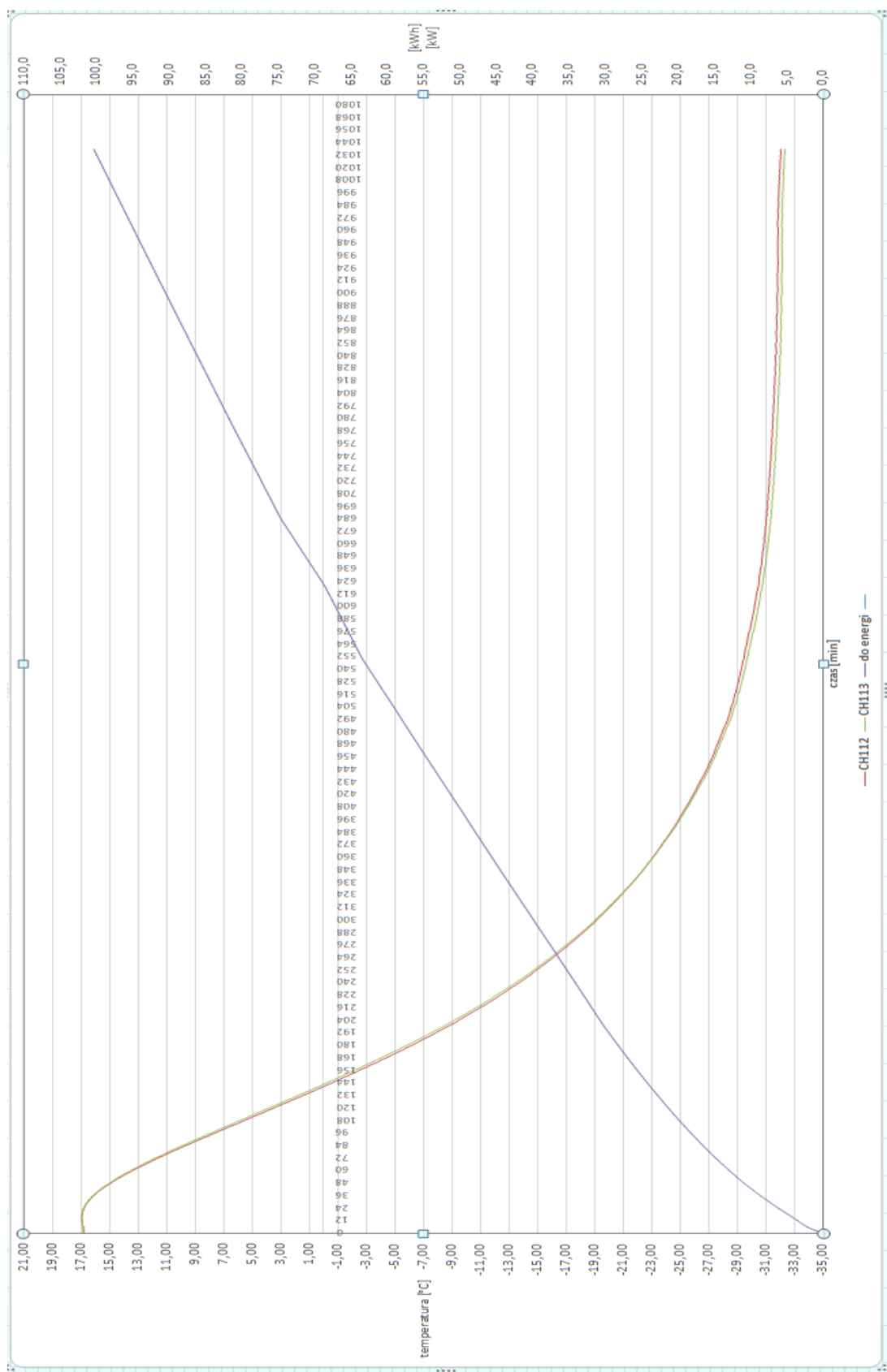
t- czas

T- temperatura

Testy zamrażania wsadu odbywały się w zbliżonych warunkach atmosferycznych (co ma przełożenie na wydajność układu skraplania agregatu sprężarkowego także pobór energii) oraz w powtarzalnych okresach czasowych i temperaturowych. Mierzono czas zamrażania wsadu od momentu temperatury wewnątrz wsadu wynoszącej  $T_1 = +10^{\circ}\text{C}$  do temperatury wewnątrz bloku mroźniczego  $= -18^{\circ}\text{C}$ .

Następnie określone zostały ramy czasowe  $t$ , wprowadzone do zaproponowanego wzoru jako  $t(T_1)$ - czas mierzony od momentu osiągnięcia temperatury wsadu  $+10^{\circ}\text{C}$ , gdzie  $t(T_2)$  oznacza czas po osiągnięciu temperatury  $T_2 = -18^{\circ}\text{C}$ .

Uzyskane wyniki zostały przedstawione w formie graficznej na rys. 4.20:



Rys. 4.20. Wykres temperatury wewnątrz bloku mroźniczego i zużytej energii w jednostce czasu- wyniki badań (test z dnia 29.04.2024).Pomiar dla czynnika R449A.

Seria przeprowadzonych testów pozwoliła uzyskać następujące wyniki obrazujące zużycie energii dla osiągnięcia temperatury w zakresie 16 /-18,5° wewnątrz płyty, zamieszczona w tab. 4.1:

*Tab. 4.1 Czas i energia elektryczna zużyta do mrożenia wsadu w zakresie +16 C / -18,5 C dla czynnika R449A*

| l.p. | Czas osiągnięcia temperatury głębokiego mrożenia [min] | Zużyta energia elektryczna [kWh] |
|------|--------------------------------------------------------|----------------------------------|
| 1    | 256                                                    | 30,72                            |

Walidacja modelu teoretycznego obrazująca czas mrożenia w zakresie 10/ -18 (temperatury głębokiego mrożenia wsadu) przedstawiona została w tab. 4.2:

*Tab. 4.2 Czas i energia elektryczna zużyta do mrożenia wsadu w zakresie +10° C / -18,5 C dla czynnika R449A*

| l.p. | Czas osiągnięcia temperatury głębokiego mrożenia [min] | Zużyta energia elektryczna [kWh] |
|------|--------------------------------------------------------|----------------------------------|
| 1    | 202                                                    | 21,55                            |

Właściwym jest również dookreślenie właściwego mrożenia, który opisywać będzie ilość energii elektrycznej potrzebną do wymrożenia wsadu w bloku zamrażarki płytowej pomniejszoną o ilość energii wymaganą do osiągnięcia właściwej temperatury chłodziwa. Jest to o tyle zasadne, że na osiągnięcie właściwego poziomu temperatury chłodziwa duży wpływ mają warunki otoczenia układu, tj. temperatura na zewnątrz oraz temperatura przy stanowisku badawczym.

W przypadku opisywanego stanowiska badawczego jako wartość minimalną temperatury pracy chłodziwa przyjmuje się temperaturę -30°C.

$$\begin{aligned} & (\text{zużycie energii elektrycznej układu} \\ & \quad - \text{zużycie energii elektrycznej wymrażania}) \end{aligned}$$

W tym przypadku dane potrzebne do określenia współczynnika przedstawiono w tab. 4.3:

Tab. 4.3 Ilość energii zużyta do cyklu właściwego mrożenia dla czynnika R449A

| l.p. | Zużyta energia elektryczna dla wymrażania chłodziwa [kWh] | Zużyta energia elektryczna [kWh] |
|------|-----------------------------------------------------------|----------------------------------|
| 1    | 23,06                                                     | 38,7                             |

Dodatkowo wprowadzony zostaje wskaźnik dotyczący czasu i energii wymaganej do zmrożenia chłodziwa z temperatury 10° C do temperatury -30° C. Wyniki obrazujące przebieg testów przedstawiono w tab. 4.4

Tab. 4.4 Ilość energii zużyta do cyklu wymrażania chłodziwa w zakresie +10°C / -30°C dla czynnika R449A

| l.p. | Czas osiągnięcia temperatury głębokiego mrożenia [min] | Zużyta energia elektryczna [kWh] |
|------|--------------------------------------------------------|----------------------------------|
| 2    | 123                                                    | 20,356                           |

#### 4.3.2. Badanie zużycia energii dla czynnika R455A

Celem walidacji stworzonego modelu teoretycznego, który został zweryfikowany dla czynnika R449A, układ chłodniczy stanowiska badawczego napełniony został czynnikiem chłodniczym R455A w wielkości 13,5kg.

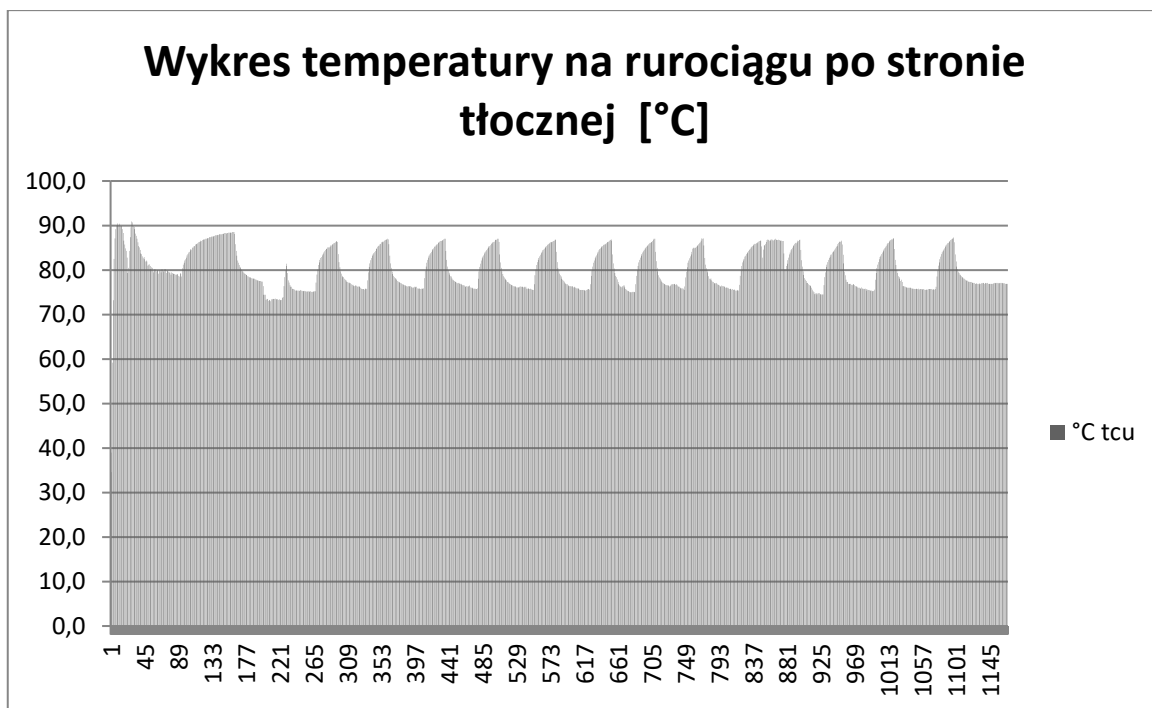
Celem porównania zaproponowanych czynników chłodniczych, nastawy temperatury i ciśnienia sterownika, odpowiedzialne za pracę agregatu sprężarkowego pozostają niezmiennie, dlatego też parametry pracy, przyjęte do analizy teoretycznej przedstawiają się analogicznie do poprzednich.

Dla wskazanego czynnika wartości te prezentują się następująco:

Temperatura wrzenia (w punkcie rosy): -40°C

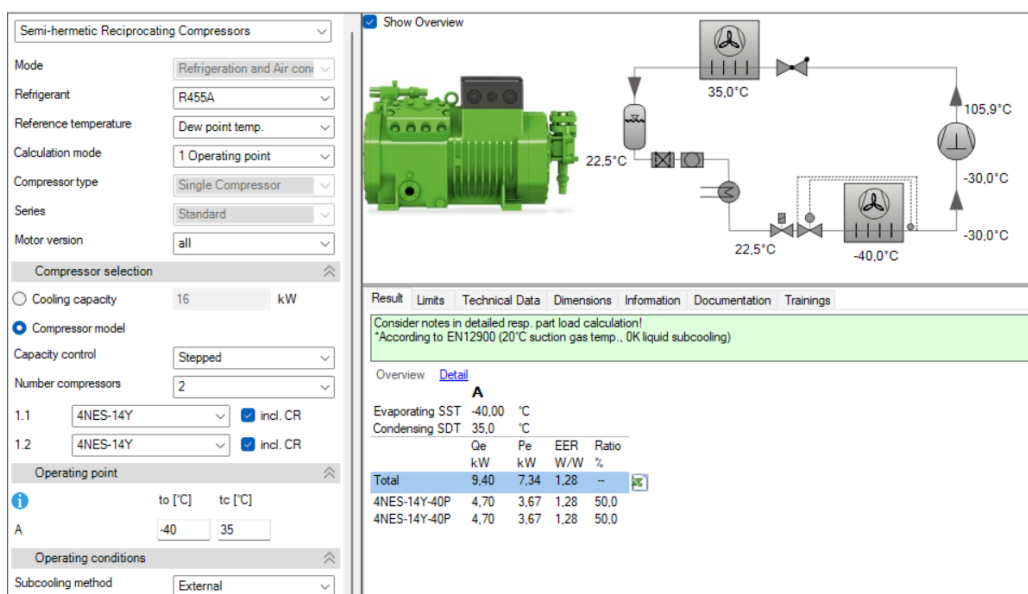
Temperatura skraplania (w punkcie rosy): +35°C

Celem analizy pracy agregatu sprężarkowego podczas procesu mrożenia dla czynnika R455A, dokonano rejestracji temperatury tłoczenia sprężarki, co przedstawiono na rys. 4.21.



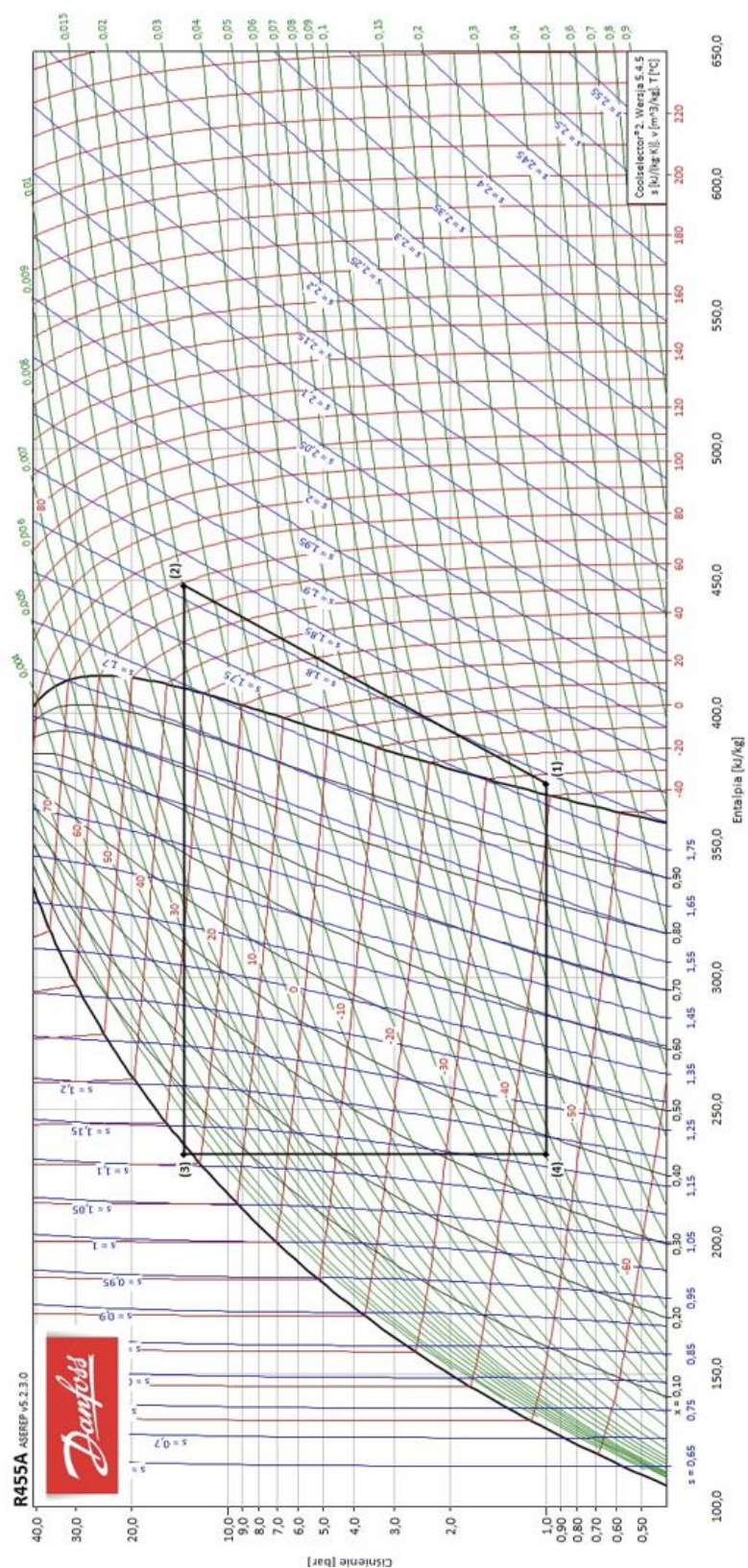
Rys. 4.21. Uśrednione wartości temperatury rurociągu po stronie tłocznej podczas przebiegu testu dla czynnika R455A- opracowanie własne.

Wartości doborowe dla zespołu sprężarkowego określone przez program producenta sprężarki prezentują się następująco:



Rys. 4.22 Warunki pracy układu sprężarkowego według programu doborowego Bitzer Software 6.17

Dla przedstawionych warunków pracy, wykres Molliera (log p-h) przedstawiony został na rys. 4.23:



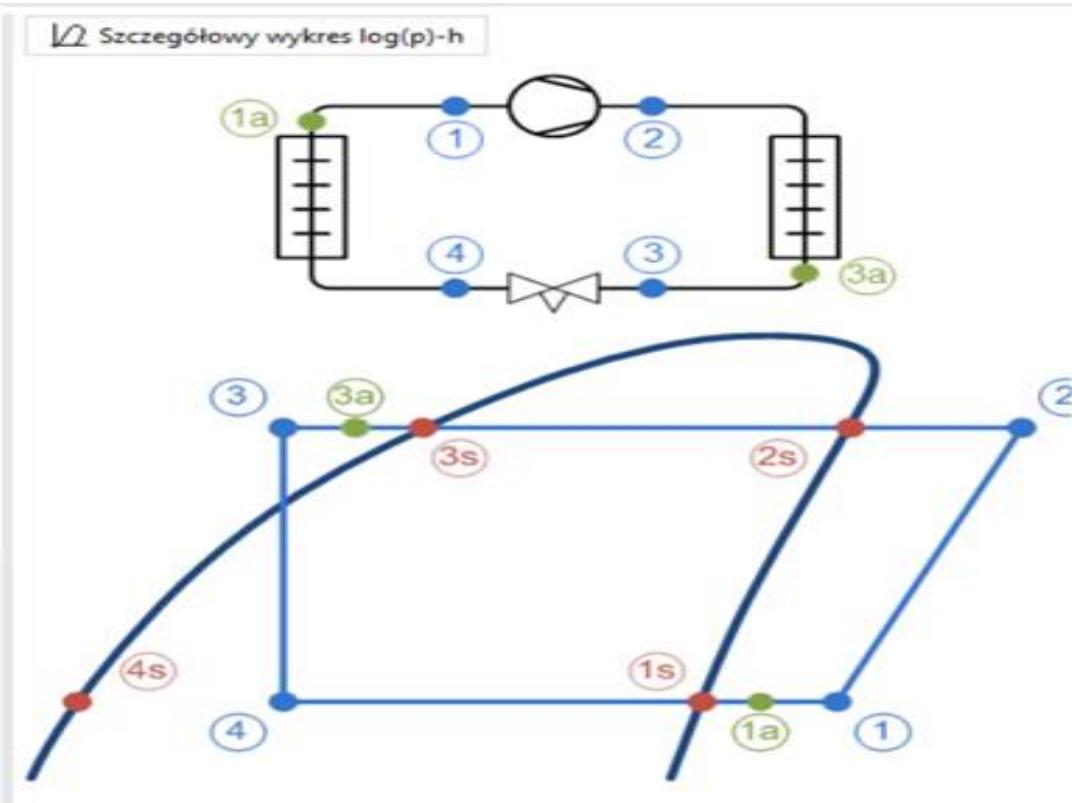
Rys. 4.23. Wykres log  $p$ - $h$  dla czynnika R455a z naniesionymi warunkami pracy stanowiska badawczego [27]

Szczegółowe warunki pracy przedstawiają się następująco:

Wszystkie wartości są obliczane na podstawie danych warunków pracy.

Przepływ masowy w sprężarce: 248,3 kg/h

| Punkt | Opis                               | Temperatura<br>[°C] | Ciśnienie (a)<br>[bar] | Gęstość<br>[kg/m <sup>3</sup> ] | Entalpia<br>[kJ/kg] | Entropia<br>[kJ/(kg·K)] |
|-------|------------------------------------|---------------------|------------------------|---------------------------------|---------------------|-------------------------|
| 1     | Ssanie sprężarki                   | -35,0               | 0,974                  | 4,462                           | 372,8               | 1,784                   |
| 2     | Tłoczenie sprężarki (szacowane)    | 82,2                | 13,67                  | 46,31                           | 462,7               | 1,857                   |
| 2s    | Temperatura punktu rosy skraplania | 35,0                | 13,67                  | 60,8                            | 409,2               | 1,695                   |
| 3s    | Temperatura wrzenia skraplania     | 24,5                | 13,67                  | 1036                            | 236,5               | 1,126                   |
| 3a    | Wylot ze skraplacza                | 24,5                | 13,67                  | 1036                            | 236,5               | 1,126                   |
| 3     | Łącznie z dodatkowym dochłodzeniem | 24,5                | 13,67                  | 1036                            | 236,5               | 1,126                   |
| 4     | Za zaworem rozprężnym              | -45,8               | 0,974                  | 10,32                           | 236,5               | 1,193                   |
| 4s    | Temperatura wrzenia                | -52,9               | 0,974                  | 1292                            | 128,7               | 0,7126                  |
| 1s    | Punkt rosy odparowywania           | -40,0               | 0,974                  | 4,575                           | 368,7               | 1,767                   |
| 1a    | Wylot parownika                    | -35,0               | 0,974                  | 4,462                           | 372,8               | 1,784                   |



Rys. 4.24 szczegółowy wykres  $p$ - $h$  układu wraz z warunkami pracy, według programu Danfoss Coolselector [27].

Podobnie jak w przypadku analizy teoretycznej czynnika R449A, wyznaczając wskaźnik  $\varepsilon$  określający teoretyczną sprawność energetyczną układu chłodniczego, przedstawia się go jako iloraz różnicy entalpii układu chłodniczego w poszczególnych fazach cyklu chłodniczego:

$$\varepsilon = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

Zgodnie z przedstawionymi danymi, dla czynnika R455A zastosowanego na stanowisku badawczym zaproponowany wskaźnik sprawności energetycznej wynosi:

Odczytując dane z wykresu log p-h (rys. 4.23):

$$h_1 = 372,8 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = 462,7 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = 236,5 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 = 236,5 \text{ kJ/kg}$$

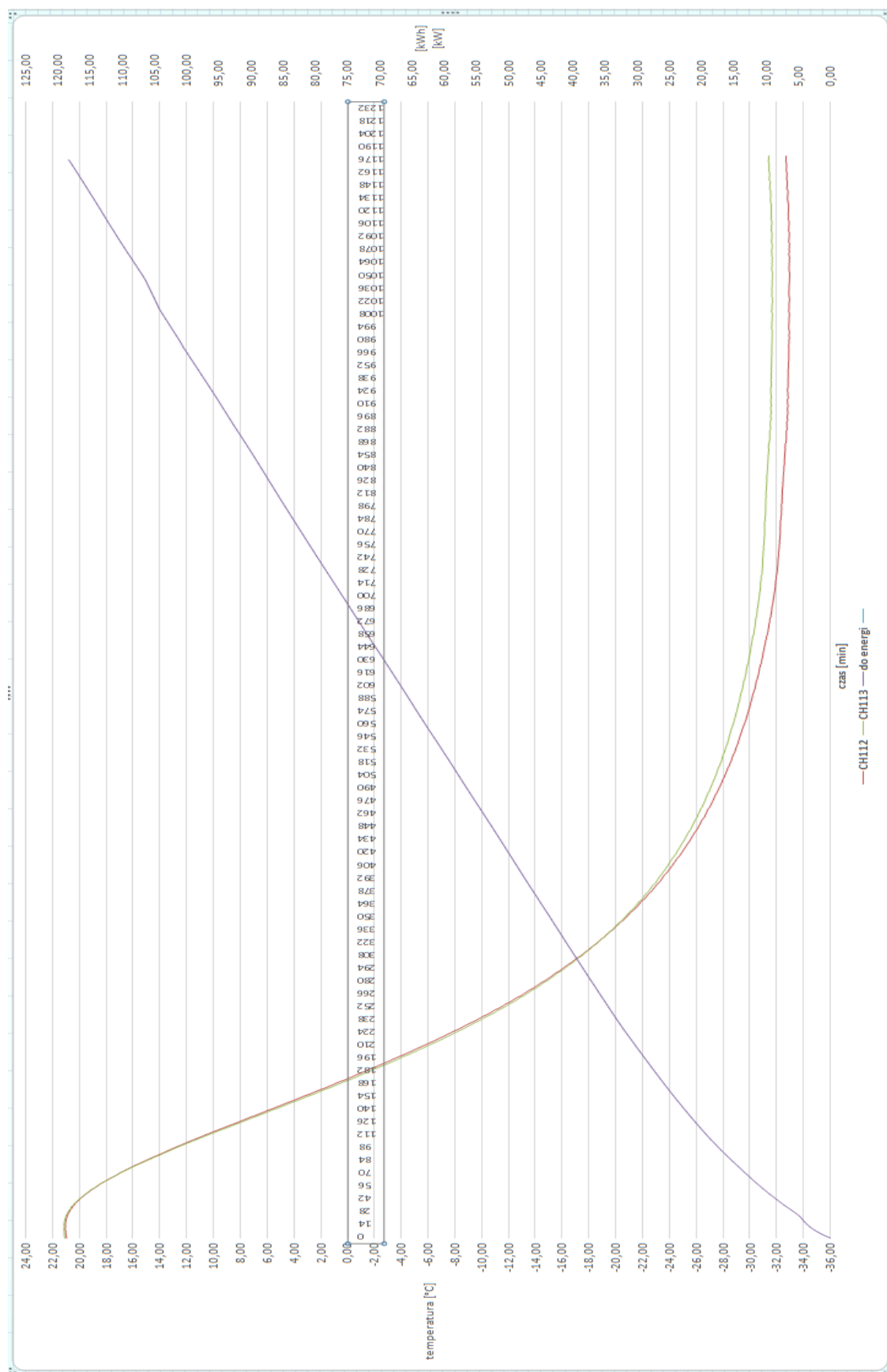
tym samym:

$$\varepsilon = \frac{372,8 - 236,5}{462,7 - 372,8} = \frac{136,5}{89,9} = 1,51$$

Należy zauważyć, że na podstawie analizy teoretycznej, różnica pomiędzy wskaźnikiem  $\varepsilon$  dla czynnika R 449A a czynnika R455A wynosi 7,9%.

Dalsza analiza, wynikająca z walidacji przyjętych założeń na stanowisku badawczym przedstawia się następująco.

Na podstawie przeprowadzonych badań wykonany został wykres ukazujący zależność spadku temperatury [C] wewnątrz płyt mrożących względem przyrostu zużycia energii elektrycznej [kWh], przedstawiony na rys. 4.25.



Rys. 4.25. Wykres temperatury wewnątrz bloku mroźniczego i zużytej energii w jednostce czasu- wyniki badań (test z dnia 24.05.2024). Pomiar dla czynnika R455A

Przeprowadzony test pozwolił uzyskać następujące wyniki obrazujące zużycie energii dla osiągnięcia temperatury w zakresie  $16\text{ }^{\circ}\text{C}$  /  $-18,5\text{ }^{\circ}\text{C}$  wewnątrz płyty, przedstawione w tab. 4.6

*Tab. 4.6 Czas i zużycie energii elektrycznej wymagany do zamrożenia wsadu w zakresie  $+16\text{ }^{\circ}\text{C}$  /  $-18,5\text{ }^{\circ}\text{C}$  dla czynnika R455A*

| l.p. | Czas osiągnięcia temperatury<br>głębokiego mrożenia [min] | Zużyta energia<br>elektryczna [kWh] |
|------|-----------------------------------------------------------|-------------------------------------|
| 1    | 223                                                       | 24,84                               |

Walidacja modelu teoretycznego obrazująca czas mrożenia w zakresie  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$  /  $-18,5\text{ }^{\circ}\text{C}$  (temperatury głębokiego mrożenia wsadu) przedstawiono w tab. 4.7.

*Tab. 4.7 Czas i zużycie energii elektrycznej wymagany do zamrożenia wsadu w zakresie  $+10\text{ }^{\circ}\text{C}$  /  $-18,5\text{ }^{\circ}\text{C}$  dla czynnika R455A*

| l.p. | Czas osiągnięcia temperatury<br>głębokiego mrożenia [min] | Zużyta energia<br>elektryczna [kWh] |
|------|-----------------------------------------------------------|-------------------------------------|
| 1    | 207                                                       | 22,5                                |

Dodatkowo wprowadzony zostaje wskaźnik dotyczący czasu i zużycia energii elektrycznej wymaganej do zmrożenia chłodziwa z temperatury  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$  do temperatury  $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ , przedstawiony w tab. 4.8.

*Tab. 4.8 Czas i zużycie energii elektrycznej wymagany do wymrożenia chłodziwa w zakresie  $+10\text{ }^{\circ}\text{C}$  /  $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$  dla czynnika R455A*

| l.p. | Czas osiągnięcia temperatury<br>głębokiego mrożenia [min] | Zużyta energia<br>elektryczna [kWh] |
|------|-----------------------------------------------------------|-------------------------------------|
| 2    | 149                                                       | 23,62                               |

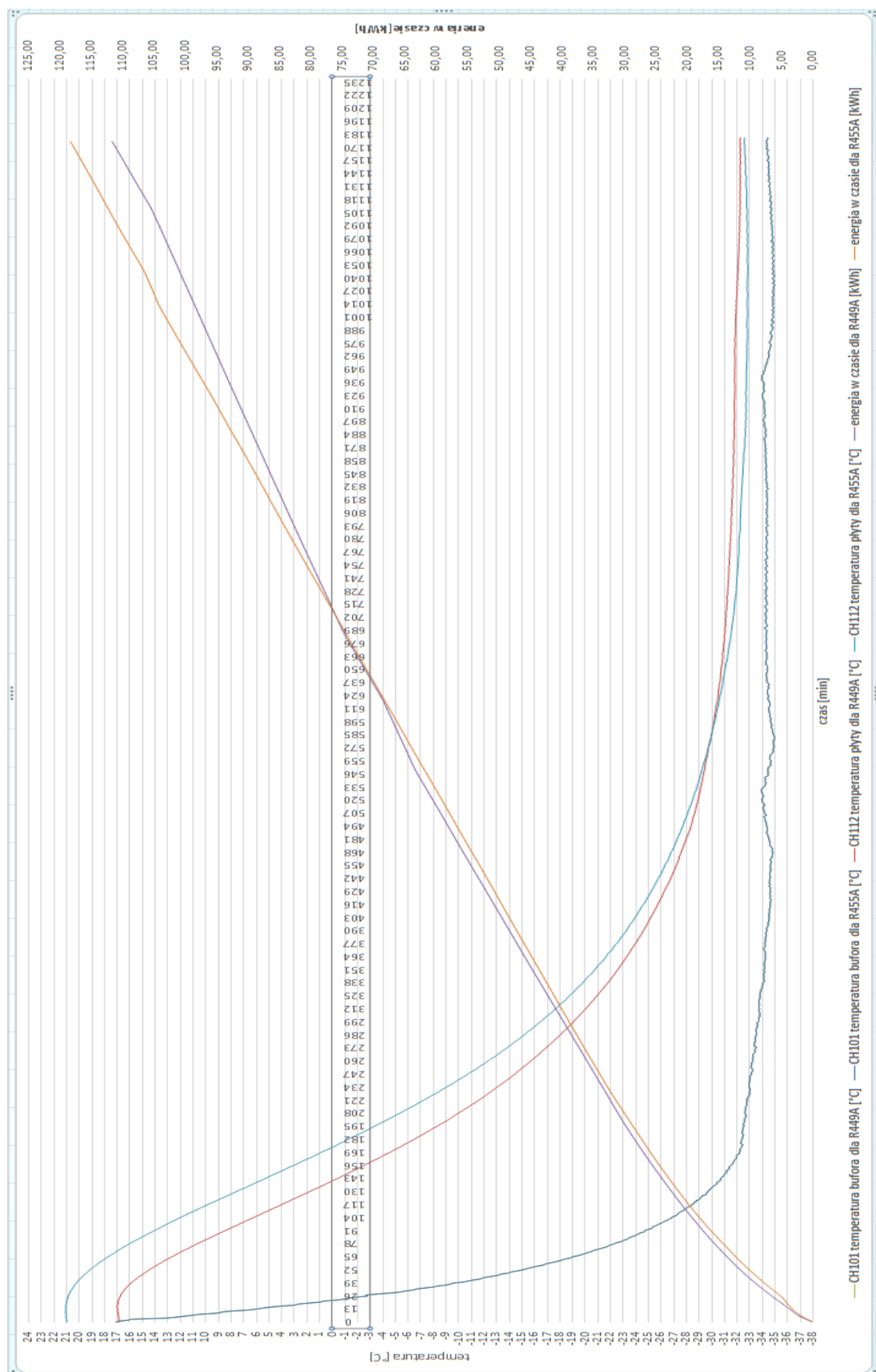
Stosunek ilości zużytej energii elektrycznej dla wymrażania chłodziwa do całości energii elektrycznej zużytej do osiągnięcia zamierzonej temperatury wsadu przedstawiono w tab. 4.9.

*Tab. 4.9 Ilości zużytej energii elektrycznej użyte do wymrażania chłodziwa i do całkowitego zamrożenia wsadu dla czynnika R455A*

| l.p. | Zużyta energia elektryczna dla wymrażania chłodziwa [kWh] | Zużyta energia elektryczna [kWh] |
|------|-----------------------------------------------------------|----------------------------------|
| 1    | 23,62                                                     | 40,396                           |

#### **4.3.3 Porównanie wyników testów mrożenia dla czynników chłodniczych R449A i R455A**

Na podstawie przeprowadzonych testów określono uśredniony przebieg procesów mrożenia dla czynników R449A i R455A, który przedstawiono na rys. 4.26.



Rys. 4.26. Wykres przedstawiający przebieg testów dla czynników R449A i R455A

Na podstawie przedstawionego graficznie zestawienia przebiegów testów dla badanych czynników chłodniczych można odnotować następujące wartości odnoszące się do:

- czasu i ilości energii elektrycznej wymaganej do osiągnięcia punktu mrożenia dla testów prowadzonych w zakresie temperatury wsadu  $+16^{\circ}\text{C}$  /  $-18,5^{\circ}\text{C}$ , przedstawione w tab. 4.10

Tab. 4.10 Wyniki testów mrożenia w zakresie temp. wsadu  $+16^{\circ}\text{C}$  /  $-18,5^{\circ}\text{C}$

| Czynnik chłodniczy  | R455A | R449A |
|---------------------|-------|-------|
| Czas mrożenia [min] | 223   | 256   |
| Ilość energii [kWh] | 24,84 | 30,72 |

- czasu i ilości energii elektrycznej wymaganej do osiągnięcia punktu mrożenia dla testów prowadzonych w zakresie temperatury wsadu  $+10^{\circ}\text{C}$  /  $-18,5^{\circ}\text{C}$ , przedstawione w tab. 4.11

Tab. 4.11 Wyniki testów mrożenia w zakresie temp. wsadu  $+10^{\circ}\text{C}$  /  $-18,5^{\circ}\text{C}$

| Czynnik chłodniczy  | R455A | R449A |
|---------------------|-------|-------|
| Czas mrożenia [min] | 207   | 202   |
| Ilość energii [kWh] | 22,5  | 21,55 |

- różnicy energii mrożenia wsadu oraz energii zużytej do wymrożenia chłodziwa do wartości  $-30^{\circ}\text{C}$  przedstawione w tab. 4.12, 4.13:

Tab. 4.12 Wynik testu mrożenia ukazujący pobór energii elektrycznej dla mrożenia wsadu dla czynnika R449A

| l.p. | Zużyta energia elektryczna dla wymrażania chłodziwa [kWh] | Zużyta energia elektryczna [kWh] |
|------|-----------------------------------------------------------|----------------------------------|
| 1    | 23,06                                                     | 38,7                             |

Tym samym:

$$38,7 - 23,06 = 15,64$$

Tab. 4.13 Wynik testu mrożenia ukazujący pobór energii elektrycznej dla mrożenia wsadu dla czynnika R455A

| l.p. | Zużyta energia elektryczna dla wymrażania chłodziwa [kWh] | Zużyta energia elektryczna [kWh] |
|------|-----------------------------------------------------------|----------------------------------|
| 1    | 23,62                                                     | 40,396                           |

Tym samym:

$$\underline{40,396 - 23,62 = 16,776}$$

Różnicę zużycia energii elektrycznej dla czynników chłodniczych R449A i R455A przedstawiono w tab. 4.14.

Tab. 4.14 Wyniki testów mrożenia ukazujące różnicę w poborze energii elektrycznej dla mrożenia wsadu

| Czynnik chłodniczy                        | R455A  | R449A |
|-------------------------------------------|--------|-------|
| Różnica poboru energii dla mrożenia [kWh] | 16,776 | 15,64 |

- czasu i energii elektrycznej wymaganej do osiągnięcia temperatury chłodziwa wynoszącej -30° C, przy wartości początkowej równej 10° C. przedstawione w tab. 4.15:

Tab. 4.15 Wyniki testów mrożenia w zakresie temp. Chłodziwa +10°C/-30°C

| Czynnik chłodniczy  | R455A  | R449A  |
|---------------------|--------|--------|
| Czas mrożenia [min] | 149    | 123    |
| Ilość energii [kWh] | 23,652 | 20,356 |

Przeliczając procentowy stosunek różnicy wyników dla poszczególnych testów w odniesieniu do danych czynników chłodniczych, osiągamy następujące wartości, przedstawione w tab. 4.16:

Tab. 4.16 Zestawienie wyników testów mrożenia dla czynników R455A i R449A

| Test                                                                                                                               | R455A  | R449A  |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------|--------|
| energii elektrycznej wymaganej do osiągnięcia punktu mrożenia dla testów prowadzonych w zakresie temperatury wsadu +16°C / -18,5°C | +19,2% | -19,2% |
| energii elektrycznej wymaganej do osiągnięcia punktu mrożenia dla testów prowadzonych w zakresie temperatury wsadu +10°C / -18,5°C | -4,3%  | +4,3%  |
| różnicy energii mrożenia wsadu oraz energii zużytej do wymrożenia chłodziwa do wartości -30°C                                      | -6,8%  | +6,8%  |
| energii elektrycznej wymaganej do osiągnięcia temperatury chłodziwa wynoszącej -30°C, przy wartości początkowej wynoszącej 10°C.   | -14%   | +14%   |

Na podstawie analizy rzeczywistych danych z przebiegu cykli mrożenia, potwierdzonej na wizualizacji graficznej, należy zauważyć niejednorodność przebiegu całości testów, która faktycznie oddaje rzeczywiste warunki pracy agregatu chłodniczego. Brak identycznych warunków brzegowych na przestrzeni całości testów powoduje konieczność nałożenia na siebie krzywych temperatury i energii dla obu cykli, pozwalające na jednolite ujęcie testów.

W efekcie czego, analizując fragmenty cykli korespondujące z danymi pozwalającymi na najbardziej rzetelną analizę obu czynników będą:

Tab. 4.17 Walidacja modelu teoretycznego według testów mrożenia dla czynników R455A oraz R449A

| Rodzaj testu                                                                                                                       | R455A | R449A |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------|-------|
| energii elektrycznej wymaganej do osiągnięcia punktu mrożenia dla testów prowadzonych w zakresie temperatury wsadu +10°C / -18,5°C | -4,3% | +4,3% |
| różnicy energii mrożenia wsadu oraz energii zużytej do wymrożenia                                                                  | -6,8% | +6,8% |

|                             |  |  |
|-----------------------------|--|--|
| chłodziwa do wartości -30°C |  |  |
|-----------------------------|--|--|

W związku z powyższym biorąc pod uwagę różnicę 7,8% na korzyść czynnika R449A, która powstała wskutek teoretycznego zestawienia entalpii analizowanych czynników chłodniczych, należy uznać, że w efekcie wartości osiągniętych podczas walidacji, opracowany model poprawnie opisuje zachodzące procesy i może być poddany do analizy innych czynników chłodniczych możliwych do wykorzystania w agregatach chłodniczych.

## 5. Wnioski końcowe

Na podstawie przeprowadzonej walidacji powstałych modeli teoretycznych, która miała miejsce na zaprojektowanym i wykonanym stanowisku badawczym, maksymalnie odzwierciedlającym rzeczywistość funkcjonujące układy chłodnicze stwierdza się, że:

- opracowany model teoretyczny mający za zadanie określenie czasu mrożenia wsadu zamrażarki płytowej zależnie od grubości płyty mroźniczej, w odniesieniu do skwarki wieprzowej jest poprawny. Dodatkowo jednowymiarowe ujęcie modelu, pozwala na wdrożenie metody do powszechnego użytku przemysłowego. Faktem jest, że model ten pozwala na dokładne ukazanie odbiorcy końcowemu zależności czasu i energii potrzebnej do zmrożenia jego produktu względem grubości proponowanego przez niego wsadu, co w perspektywie kontaktu biznesowego z klientem jest kluczowe;
- opracowany model teoretyczny pozwalający na określenie możliwości wymiany czynnika chłodniczego w istniejącej i pracującej instalacji chłodniczej, pozwala na jego stosowanie w powszechnym użytku i w odniesieniu do innych instalacji z układem pośrednim. Należy zauważyć, że opracowana metoda pozwala na jej użycie w kontekście zmian czynnika chłodniczego dla wielu instalacji obecnie pracujących. Charakter metody stwarza możliwość wdrożenia jej do przemysłu, proponując stosowanie bardziej ekologicznych czynników chłodniczych, które ograniczają wielkość potencjału tworzenia efektu cieplarnianego.

Powyższe wnioski pozwalają na stwierdzenie, że cele badawcze zostały osiągnięte.

Dodatkowo w efekcie analizy pracy zamrażarki płytowej z pośrednim układem chłodzenia, należy zauważyć, że:

- zastosowanie czynnika chłodniczego R455A do zastosowań niskotemperaturowych, w agregacie chłodniczym przewidzianym do pracy z czynnikami chłodniczymi z grupy HFC oraz czynnikiem R449A nie stwarza problemów eksploatacyjnych. Układ pracuje stabilnie, nie powodując problemów eksploatacyjnych, charakteryzując się absolutną bezobsługowością;

- konieczność stosowania czynników chłodniczych o GWP poniżej 500 pozwala na bezpieczne stosowanie czynnika R455A w kontekście urządzeń wcześniej dostosowanych do pracy na czynnikach typu HFC;
- wskaźniki efektywności energetycznej oraz czasu głębokiego mrożenia produktów dla czynników R449A i R455A pozostają zbieżne, co w kontekście GWP na poziomie 149 punktów, premiują czynnik R455A dla zastosowań niskotemperaturowych;
- wysoka temperatura par na tłoczeniu (wyższa o około 30% względem czynnika R404A, o 11% względem R449A) powinna obligować do stosowania odzysków ciepła odpadowego;
- wdrożenie do powszechnego użytku zamrażarki płytowej z pośrednim układem chłodzenia, poprzez zmniejszenie ilości czynnika chłodniczego w obiegu, pozwoli na zminimalizowanie emisji substancji szkodliwych do atmosfery;
- zastosowane do wykonania rurociągu na stanowisku badawczym materiały ze stali nierdzewnej, zaciskowej, wykorzystujące uszczelnienia typu EPDM w cyklu pracy zamrażarki nie wykazywały żadnych problemów. Biorąc pod uwagę zmniejszoną chropowatość rurociągu oraz czas wykonania instalacji, należy uznać stosowanie technologii stali zaciskowej za korzystną dla przedsiębiorstwa;
- pojawia się strata energii wywołana przez niepożądane oblodzenie skrajnych płyt mroźniczych. Dzieje się tak pod wpływem wyższej temperatury i wilgotności wewnątrz pomieszczenia gdzie pracuje zamrażarka płytowa. Prowadzi to do wniosku, iż powinno się stosować pomieszczenia chłodzone do pracy na stanowisku;
- wykonanie stanowiska badawczego mającego za zadanie maksymalnie odwzorować realne potrzeby przemysłowe producentów żywności, prowadzi do wniosku, iż węże zasilające płyty mrozące powinny zostać wprowadzone od dołu zamrażarki. Takie rozwiązanie pozwala na maksymalną ergonomię pracy obsługi na właściwym stanowisku, ponieważ dostęp z każdej strony do urządzenia jest umożliwiony.

## 6. Kierunki dalszych badań

Na podstawie opracowanych wyników badań oraz doświadczeń przeprowadzonych na autorskim stanowisku badawczym, należy zauważyć, że istnieje dalsza potrzeba oraz możliwość prowadzenia prac dotyczących funkcjonowania zamrażarek płytowych z pośrednim układem chłodzenia, które w szczególności powinny się koncentrować na:

- sprawdzeniu zastosowania opracowanego modelu wymiany czynnika chłodniczego oraz jego właściwości termodynamicznych dla kolejnych czynników chłodniczych o niskim współczynniku GWP w zamrażarce płytowej z pośrednim układem chłodzenia,
- sprawdzeniu zastosowania innego typu nietoksycznych chłodziw możliwych do użycia w układzie pompowym pośrednim,
- zastosowania zamrażarki płytowej dla wsadu o innej charakterystyce niż produkty pochodzenia zwierzęcego,
- zastosowania modelu obliczeniowego dla czasu mrożenia wsadu w odniesieniu do innego typu wsadu niż stosowane podczas badań,
- prowadzeniu badań w kierunku ograniczenia zużycia energii elektrycznej w układzie chłodniczym,
- prowadzeniu badań nastawionych na zwiększenie sprawności układu chłodniczego poprzez praktyczne zastosowanie wykresu log p-h,
- maksymalnie efektywnym wykorzystaniu ciepła odpadowego, jakie powstaje przy procesie skraplania par.

Powyższe zagadnienia mogą stanowić podstawy do realizacji dalszych programów badawczych i ewentualnego występowania o granty.

## Literatura

- [1] W UE marnujemy ponad 150 mln ton żywności rocznie – zapobiegać temu mogą nowoczesne opakowania, 2023, <https://eko.wprost.pl/zywnosc/11489181/w-ue-marnujemy-ponad-150-mln-ton-zywnosci-rocznie-zapobiegac-temu-moga-nowoczesne-opakowania.html> [dostęp: 9.11.2023].
- [2] Najwyższa Izba Kontroli, Przepisy do poprawki – wciąż za dużo żywności trafia do śmieci, 2021, <https://www.nik.gov.pl/aktualnosci/przepisy-do-poprawki-wciaz-za-duzo-zywnosci-trafia-do-smieci.html> [dostęp: 9.11.2023].
- [3] Badanie - Gospodarowanie żywnością w trakcie pandemii na zlecenie firmy McCormick i Federacji Polskich Banków Żywności, Warszawa, 2020.
- [4] Gaszek K., Gaszek S., Techcool Spółka z Ograniczoną Odpowiedzialnością, Patent PL 240 127 B1, 21.02.2022.
- [5] Opracowanie przyjaznej dla środowiska technologii zamrażania produktów pochodzenia zwierzęcego, Projekt nr POIR.04.01.04-00-0028/19, Umowa nr: POIR.04.01.04-00-0028/19-00 z dnia 25.09.2019.
- [6] Gruda Z., Postolski J., Zamrażanie żywności, Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa, 1999.
- [7] Haddad N. A., Watts E., Lively J. A., Evaluation of Post – Harvest Procedures for Quality Enhancement In the Louisiana Commercial Shrimp Industry, Journal of Aquatic Food Product Technology, 31(1), 2022, s. 96-111.
- [8] Lakshimish I.P., Rabishankar C.N., Ninan G., Mohan C.O., Gopal T.K.S., Effect of Freezing Time on the Quality on Indian Mackrel (*Rastrelliger kanagurta*) During Frozen Storage, Journal of Food Science, vol. 73, no. 7, 2008.
- [9] Zhou P., Chu Y., Lv Y., Xie J., Quality of frozen makrel during storage as processed by different freezing methods, International Journal of Food Properties, 25(1), 2022, s. 593-607.
- [10] Backi C.J., Gravdahl J.T., Freezing of Fish by Vertical Platefreezers; Proceedings of the 17th Nordic Process Control Workshop, Jørgensen, J.B.; Huusom, J.K.; Sin, G., Eds.; Technical University of Denmark, DTU Informatics, Denmark, 2012.
- [11] Fernandez-Seara J., Dopazo J. A., Uhía F. J., Diz R., Experimental Analysis of the Freezing Process In a Horizontal Plate Freezer With CO<sub>2</sub> as Refrigerant in a Cascade Refrigeration System, Heat Transfer Engineering, 33:14, s. 1170-1176.

- [12] Dopazo A., Fernández-Seara J., Experimental evaluation of freezing processes in horizontal plate freezers using CO<sub>2</sub> as refrigerant, *International Journal of Refrigeration*, 35(8), 2012, s. 2093-2101.
- [13] Cao X.C., Wan J.Q., Song L.Y., Experimental Study of Plate Freezer with the Ejector [w:] *Procedia Engineering*, 121, 2015, s. 1238-1244.
- [14] Delgado A. E., Sun Da-Wen, Heat and mass transfer models for predicting freezing processes – a review, *Journal of Food Engineering*, 47, 2001, s. 154-174.
- [15] Badri D., Toublanc C., Rouard O., Havet M., Review of frosting, defrosting and frost management techniques in industrial food freezers, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 151, 2021, 111545.
- [16] Abas N., Kalair A.R., Khan N., Haider A., Saleem Z., Saleem M.S., Natural and synthetic refrigerants, global warming: A review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 90, 2018, s. 557-569.
- [17] Molina M.J., Rowland F.S., Stratospheric sink for chlorofluoromethanes: chlorine atom-catalysed destruction of ozone, [w:] *Nature*, 249 (5460), 1974, s. 810-812.
- [18] Protokół Montrealski w sprawie substancji zubożających warstwę ozonową, sporządzony w Montrealu dnia 16 września 1987 r. (Dz. U. z dnia 23 grudnia 1992 r.).
- [19] Charun H., Bohdal T., Kuczyński W., Sikora M., Wybrane problemy projektowej oceny efektywności energetycznej wysokotemperaturowych pomp ciepła, XLVII Dni chłodnictwa, Aktualne trendy w rozwiązaniach technicznych urządzeń i systemów chłodniczych, klimatyzacyjnych, wentylacyjnych oraz pomp ciepła, Poznań 24-25.11.2015.
- [20] Calm J.M., The next generation of refrigerants – historical review considerations and Outlook [w:] *Int. Journal of refrigeration*, vol. 31, 2008, s. 1123-1133.
- [21] Rozporządzenie Parlamentu Europejskiego i Rady (UE) nr 842/2006 z dnia 17 maja 2006 r. w sprawie niektórych fluorowanych gazów cieplarnianych.
- [22] Rozporządzenie Parlamentu Europejskiego i Rady (UE) nr 517/2014 z dnia 16 kwietnia 2014 r. w sprawie fluorowanych gazów cieplarnianych.
- [23] Dyrektywa Parlamentu Europejskiego i Rady (UE) 2009/125/WE z dnia 21 października 2009 r. ustanawiająca ogólne zasady ustalania wymogów dotyczących ekoprojektu dla produktów związanych z energią.
- [24] Heredia-Aricapaa Y., Belman-Flores J. M., Mota-Babiloni A., Serrano-Arellano J., García-Pabón J. J., Overview of low GWP mixtures for the replacement of HFC

refrigerants: R134a, R404A and R410A, International Journal of Refrigeration, 2020, s. 113-123.

[25] Bonca Z., Butrymowicz D., Dambek D., Depta A., Targański W., Czynniki chłodnicze i nośniki ciepła: właściwości cieplne, chemiczne i eksploatacyjne, IPPU MASTA, Gdańsk, 1997.

[26] Bonca Z., Butrymowicz D., Hajduk T., Targański W., Nowe czynniki chłodnicze i nośniki ciepła, IPPU MASTA, Gdańsk, 2004.

[27] Danfoss Poland Sp. z o.o., Coolselector®2 Wersja 4.7.0, Danfoss, 2022.

[28] Bernat T., Badanie wybranych układów chłodniczych mebli gastronomicznych przyjaznych dla środowiska i użytkownika, Praca doktorska, Poznań, 2023.

[29] Honeywell International Inc, Honeywell Refrigerants Genetron® 404A (R-404A), <https://www.honeywell-refrigerants.com/europe/product/genetron-404a/>. [Dostęp: 27.01.2022].

[30] Bałtykgaz Westfalen Gruppe, Karta charakterystyki czynnika chłodniczego r-449a, <https://www.baltykgaz.pl/download/czynniki-chlodnicze/h-fkw/r-449a-spec-tech.pdf> [dostęp: 4.02.2022]

[31] Honeywell International Inc, Honeywell Refrigerants Solstice® L40X (R-455A), <https://www.honeywell-refrigerants.com/europe/product/solstice-l40x/>. [Dostęp: 27.01.2022].

[32] Kim C.H., Kim N.H., Evaporation heat transfer and pressure drop of low GWP R-404A alternative refrigerants in a multiport tube, International Journal of Heat and Mass Transfer, 2021.

[33] Kim C.H., Kim N.H., Evaporation heat transfer and pressure drop of the interim (R-448A, R-449A) and long term (R-455A, R-454C) low GWP R-404A alternative refrigerants in a smooth tube, International Journal of Heat and Mass Transfer, 2021.

[34] Kim C.H., Kim N.H., Evaporation heat transfer of the low GWP alternative refrigerants (R-448A, R-449A, R-455A, R-454C) for R-404A in a microfin tube, International Journal of Refrigeration, 2021, s. 118-128.

[35] Devecioğlu A. G., Oruc V., On the satisfaction of EU F-Gas regulation using R455A as an alternative to R404A in refrigeration systems, Materials Today: Proceedings, 2021.

[36] Devecioğlu A. G., Oruç V., Experimental comparison of R404A and R452A in refrigeration systems, Science and Technology for the Built Environment, 2021 s. 61-69.

- [37] Mota-Babiloni A., Haro-Ortuño J., Navarro-Esbrí J., Barragán-Cervera Á., Experimental drop-in replacement of R404A for warm countries using the low GWP mixtures R454C and R455A, *International Journal of Refrigeration*, 2018, s. 136-145.
- [38] Mota-Babiloni A., Navarro-Esbrí J., Barragán A., Molés F., Peris B., Theoretical comparison of low GWP alternatives for different refrigeration configurations taking R404A as baseline, *International Journal of Refrigeration*, 2014, s. 81-90.
- [39] Altinkaynak M., Exergetic Performance Analysis of HFO Based Refrigerants, *Süleyman Demirel University Journal of Natural and Applied Sciences*, 2021, s. 245-254.
- [40] Devecioğlu A. G., Oruç V., On the satisfaction of EU F-Gas regulation using R455A as an alternative to R404A in refrigeration systems, *Materials Today: Proceedings*, 2022, s. 1865-1869.
- [41] Sethi A., Pottker G., Motta S. Y., Experimental evaluation and field trial of low global warming potential R404A replacements for commercial refrigeration, *Science and Technology for the Built Environment*, 2016, s. 1175-1184.
- [42] Altinkaynak M., Exergetic performance analysis of low GWP alternative refrigerants for R404A in a refrigeration system, *International Journal of Low-Carbon Technologies*, 2021, s. 842-850.
- [43] Mauro A. W., Naploli G., Pelella F., Viscito L., Flow boiling heat transfer and pressure drop data of non-azeotropic mixture R455A in a horizontal 6.0 mm stainless-steel tube, *International Journal of Refrigeration*, 2020, s. 195-205.
- [44] Saengsikhiao P., Taweekun J., Maliwan K., Sae-Ung S., Theppaya T., Investigation and analysis of R463A as an alternative refrigerant to R404A with lower global warming potential, *Energies*, 2020, s. 1514-2352.
- [45] Llopis R., Calleja-Anta D., Maiorino A., Nebot-Andrés L., Sánchez D., Cabello R., TEWI analysis of a stand-alone refrigeration system using low-GWP fluids with leakage ratio consideration, *International Journal of Refrigeration*, 2020, s. 279-289.
- [46] Devecioğlu A. G., Oruç V., Drop-in assessment of plug-in R404A refrigeration equipment using low-global warming potential mixtures, *International Journal of Low-Carbon Technologies*, 2022.
- [47] Llopis R., Calleja-Anta D., Sánchez D., Nebot-Andrés L., Catalán-Gil J., Cabello R., R-454C, R-459B, R-457A and R-455A as low-GWP replacements of R-404A: Experimental evaluation and optimization, *International Journal of Refrigeration*, 2019, s. 133-143.

- [48] Aprea C., Greco A., Maiorino A., HFOs and their binary mixtures with HFC134a working as drop-in refrigerant in a household refrigerator: Energy analysis and environmental impact assessment, *Applied Thermal Engineering*, 2018, s. 226-236.
- [49] Heredia-Aricapaa Y., Belman-Flores J. M., Mota-Babilonib A., Serrano-Arellanoc J., García-Pabón J. J., Overview of low GWP mixtures for the replacement of HFC refrigerants: R134a, R404A and R410A, *International Journal of Refrigeration*, 2020, s. 113-123.
- [50] Cui Z., Qian S., Yu J., Performance assessment of an ejector enhanced dual temperature refrigeration cycle for domestic refrigerator application, *Applied Thermal Engineering*, 2020, 114826.
- [51] Oruç V., Devocioğlu A. G., Experimental investigation on the low-GWP HFC/HFO blends R454A and R454C in a R404A refrigeration system, *International Journal of Refrigeration*, 2021, s. 242-251.
- [52] Heredia-Aricapaa Y., Belman-Flores J.M., Mota-Babiloni A. , Serrano-Arellano J., García-Pabón J.J., Overview of low GWP mixtures for the replacement of HFC refrigerants: R134a, R404A and R410A, *International Journal of Refrigeration*, s. 113-123, 2020.
- [53] Melinder Å., *Thermophysical Properties of Aqueous Solutions Used as Secondary Working Fluids*, KTH, 2007.
- [54] Liu, Qingzhao, Zhili Sun, QifanWang, Xinmeng Bai, Chao Su, Youcai Liang, ShenTian, Huan Sun, Jie Peng, ShengchunLiu, Shengming Dong, and Kaiyong Hu: Influence of Secondary Fluid on the Performance of Indirect Refrigeration System. *Applied Thermal Engineering*, 197, 2021, 117388.
- [55] Boryszew Erg, Karta charakterystyki płynu niskokrzepnącego Ergolid A, <https://www.boryszewerg.com.pl/wp-content/uploads/2023/01/plyn-niskokrzepnacy-ergolid-a-karta-charakterystyki.pdf>, [dostęp: 8.11.2023].
- [56] Boryszew Erg, Karta charakterystyki płynu niskokrzepnącego Ergolid Eco, <https://www.boryszewerg.com.pl/wp-content/uploads/2019/04/karta-charakterystyki-produktu-msds-plyn-ergolid-eko.pdf>, [dostęp: 8.11.2023].
- [57] Chempur, Karta charakterystyki substancji chemicznej – potasu\_mrowczan, [https://chempur.pl/pliki/karty\\_charakterystyk/potasu\\_mrowczan.pdf](https://chempur.pl/pliki/karty_charakterystyk/potasu_mrowczan.pdf), [dostęp: 8.11.2023].
- [58] Tao Wen, Meng Wang, Yi Chen, Weifeng He, Yimo Luo, Thermal properties study and performance investigation of potassiumformate solution in a falling film

dehumidifier/regenerator, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 134, s. 131-142, 2019.

[59] Yuqi Shi, Guangming Chen, Experimental study of falling film absorption with potassium formate - Water as working pair, International Journal of Thermal Sciences, vol. 176, 2022, 107520.

[60] Longo G. A., Gasparella A., Experimental measurement of thermophysical properties of H<sub>2</sub>O/KCOOH (potassium formate) desiccant, International Journal of Refrigeration., 62, 2016, s. 106–113.

[61] Elmer T., A novel SOFC tri-generation system for building applications. PhD thesis, University of Nottingham, 2015.

[62] Bou Lawz Ksayer, E, Younes, M, & Clodic, D., Concentration of brine solution used for low-temperature air cooling. International Journal of Refrigeration, 35(2), 2012, s. 418-423.

[63] Opracowania Politechniki Poznańskiej, WILiT pod kierownictwem prof. dr hab. W. Zwierzyckiego, Poznań, 2021.

[64] Kalinowski E., Termodynamika, Wydawnictwo Politechniki Wrocławskiej, Wrocław, 1994.

[65] Kalinowski K., Paliwoda A., Bonca Z., Butrymowicz D., Targański W., Amoniakalne urządzenia chłodnicze. Podstawy teoretyczne. Budowa. Działanie. t. 1., IPPU MASTA, Gdańsk, 2000.

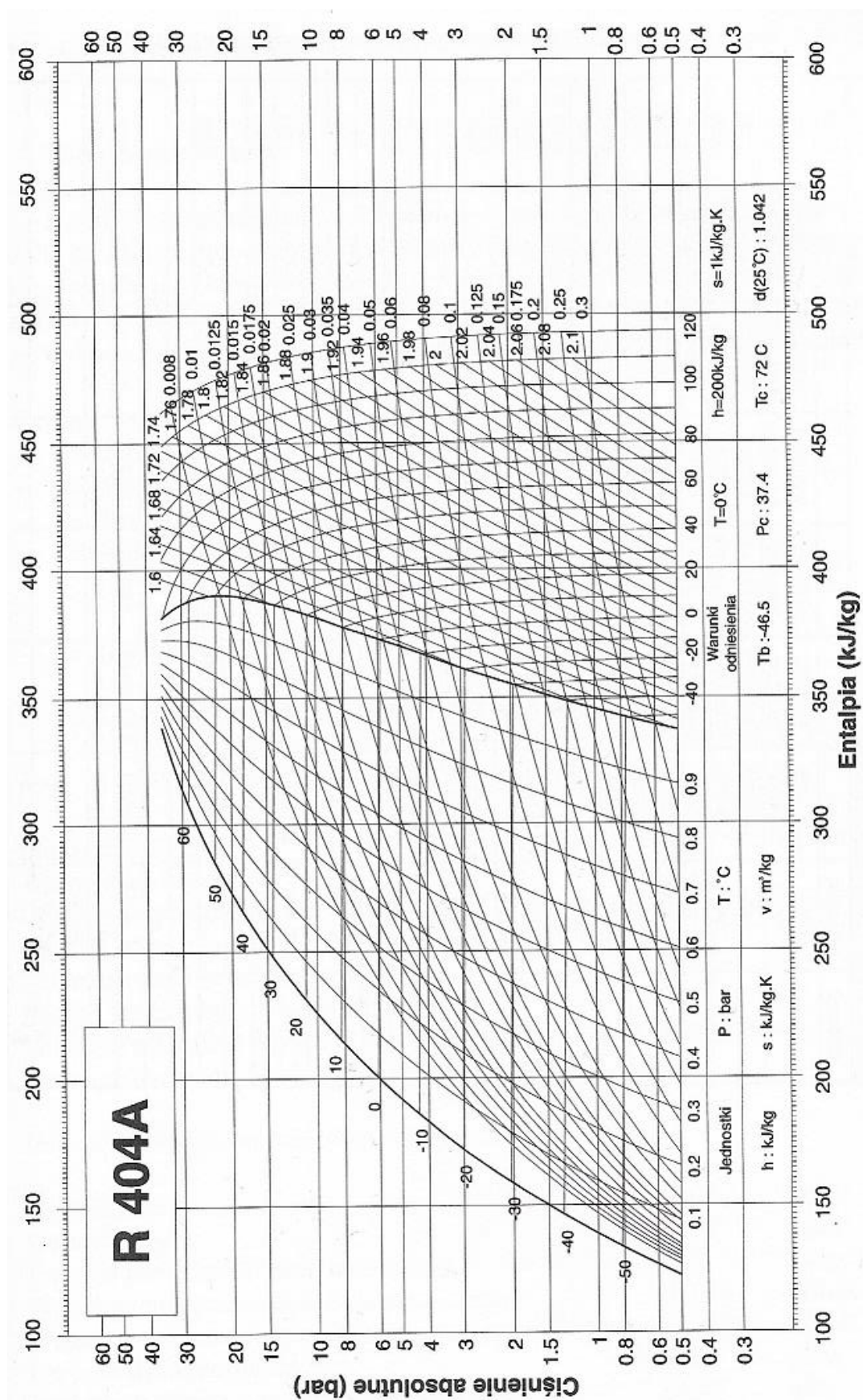
[66] Ignatowicz M., Melinder Å., Palm B., Alternative formate salts as low temperature secondary fluids, 5<sup>th</sup> IIR Conference on Thermophysical Properties and Transfer Processes of Refrigerants, 2017.

## Załączniki:

*Zał. 1. Właściwości fizyko-chemiczne czynnika R404A. Opracowanie na podstawie [25,26,27,28]*

| Właściwość            | Wartość                                                                                 | Jednostka         |
|-----------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------|-------------------|
| Wzór chemiczny        | $\text{CHF}_2\text{CF}_3$ / $\text{CF}_3\text{CH}_2\text{F}$ / $\text{CH}_3\text{CF}_3$ | -                 |
| Masa molowa           | 97,60                                                                                   | kg/kmol           |
| Temperatura krytyczna | 72,10                                                                                   | °C                |
| Ciśnienie krytyczne   | 37,30                                                                                   | bar               |
| Gęstość krytyczna     | 484,50                                                                                  | kg/m <sup>3</sup> |
| Współczynnik GWP      | 3922                                                                                    | -                 |
| Palność               | niepalny                                                                                | -                 |
| Kolor                 | bezbarwny                                                                               | -                 |
| Zapach                | lekki, eteryczny                                                                        | -                 |

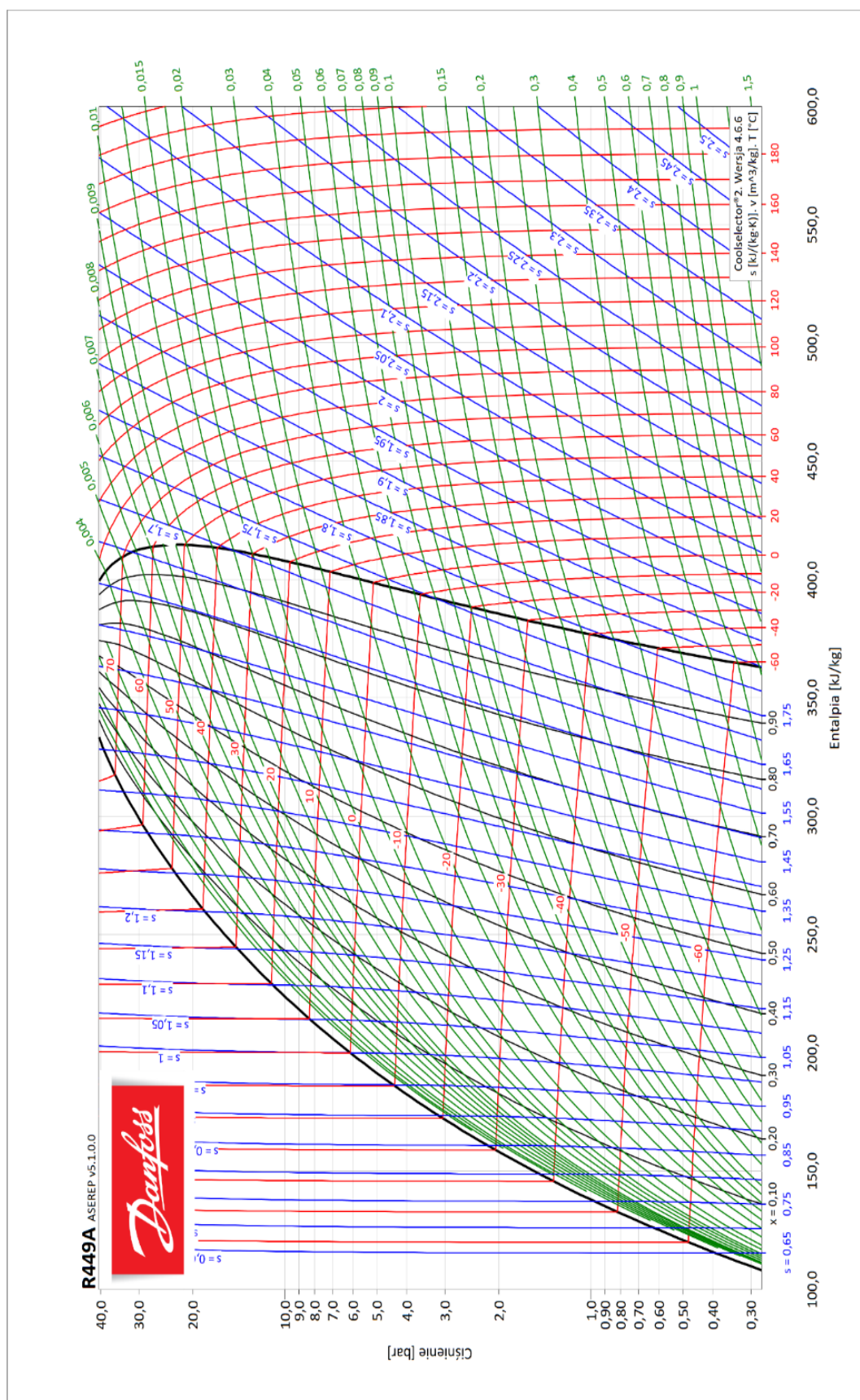
Załącznik 2. Wykres log (p)-h dla czynnika chłodniczego R404A [25]



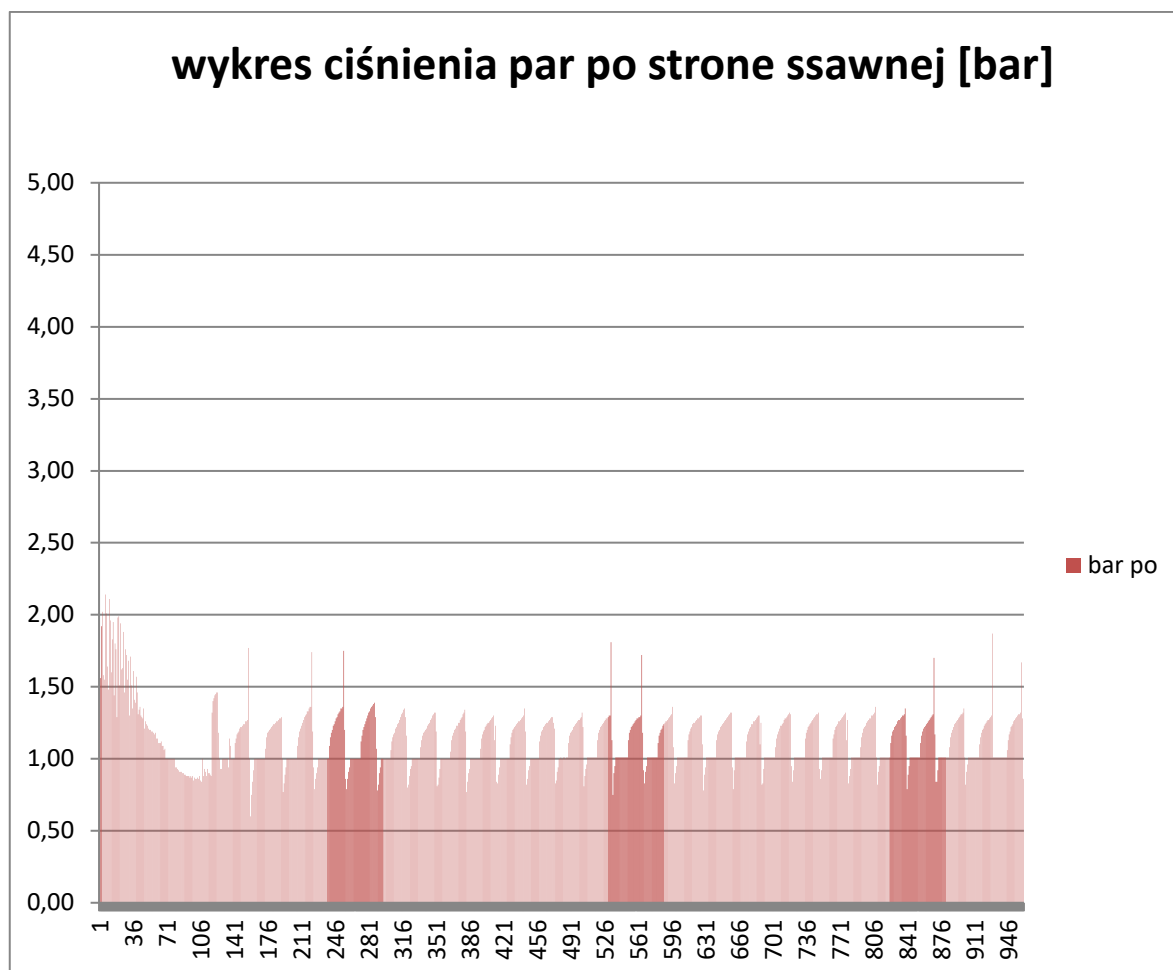
*Zal. 3. Właściwości fizyko- chemiczne czynnika R 449A. Opracowanie własne na podstawie [27,28,29]*

| Właściwość            | Wartość                                                                                                                                              | Jednostka         |
|-----------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------|
| Wzór chemiczny        | CH <sub>2</sub> F <sub>2</sub> / CF <sub>3</sub> CHF <sub>2</sub> / C <sub>3</sub> H <sub>2</sub> F <sub>4</sub> / CF <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> F | -                 |
| Masa molowa           | 87,20                                                                                                                                                | kg/kmol           |
| Temperatura krytyczna | 81,53                                                                                                                                                | °C                |
| Ciśnienie krytyczne   | 44,47                                                                                                                                                | bar               |
| Gęstość krytyczna     | 1451,50                                                                                                                                              | kg/m <sup>3</sup> |
| Współczynnik GWP      | 1397                                                                                                                                                 | -                 |
| Palność               | niepalny                                                                                                                                             | -                 |
| Kolor                 | bezbarwny                                                                                                                                            | -                 |
| Zapach                | lekki, eteryczny                                                                                                                                     | -                 |

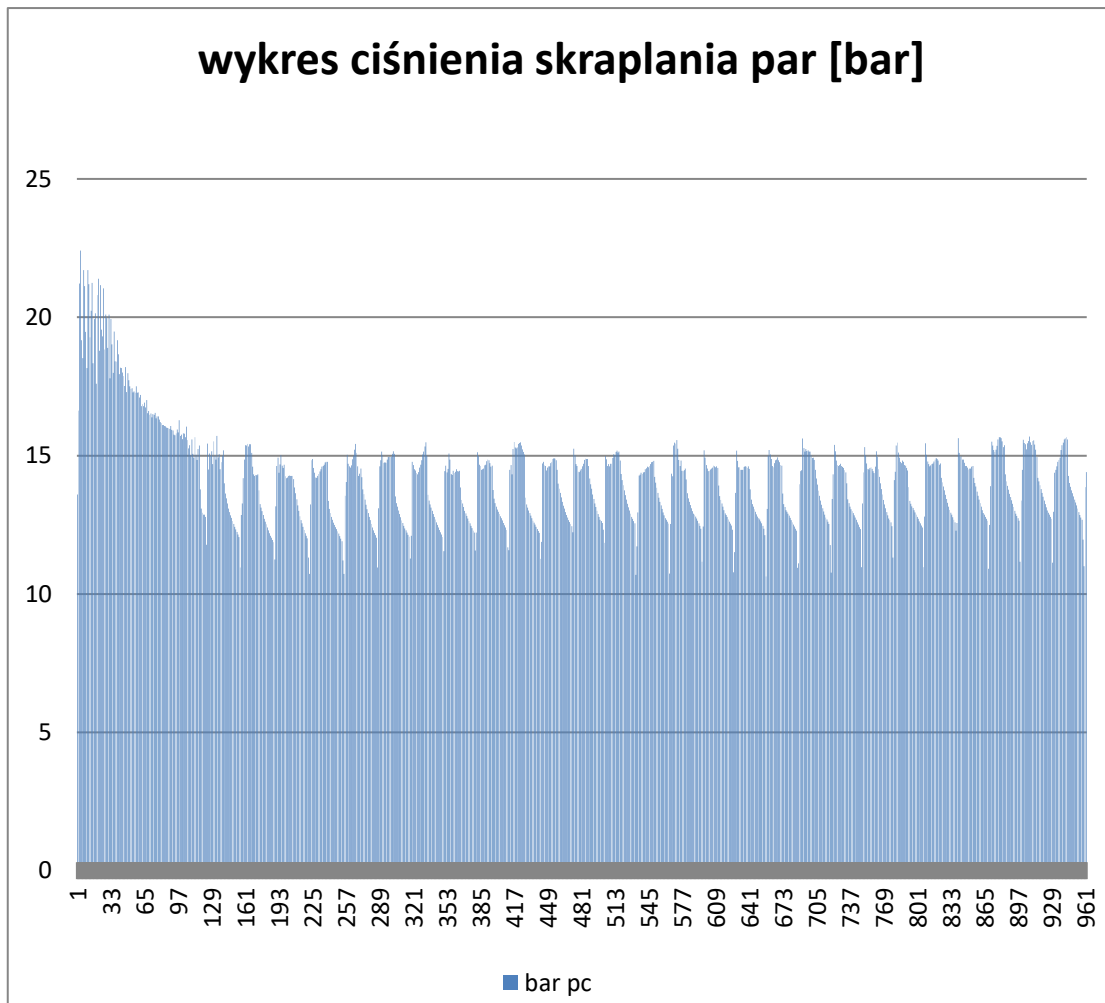
Zał. 4. Wykres log (p)-h dla czynnika R449A [27]



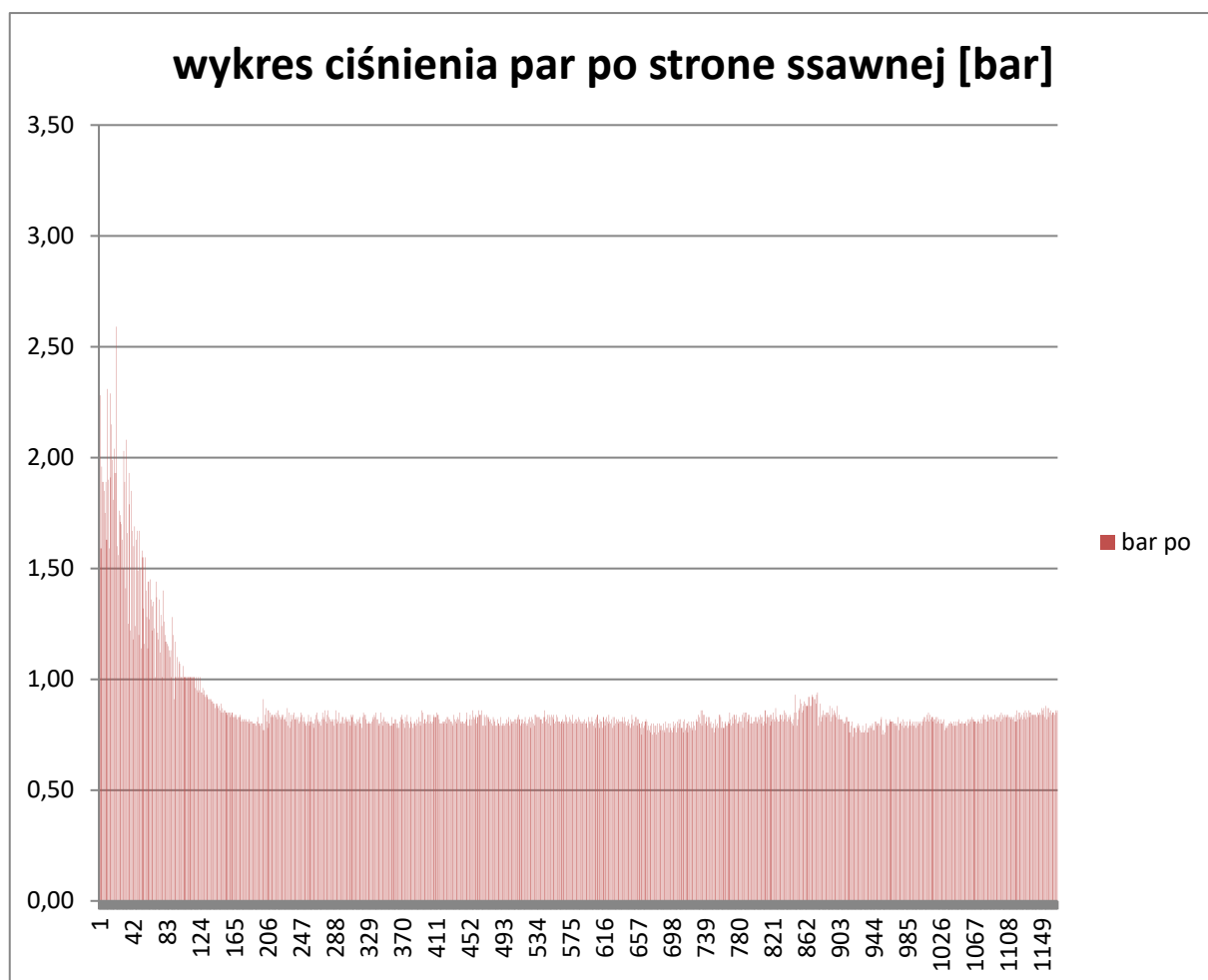
Załącznik 5. Uśrednione wartości ciśnienia parowania czynnika chłodniczego R449A podczas testu zamrażania- ujęcie w czasie 16h



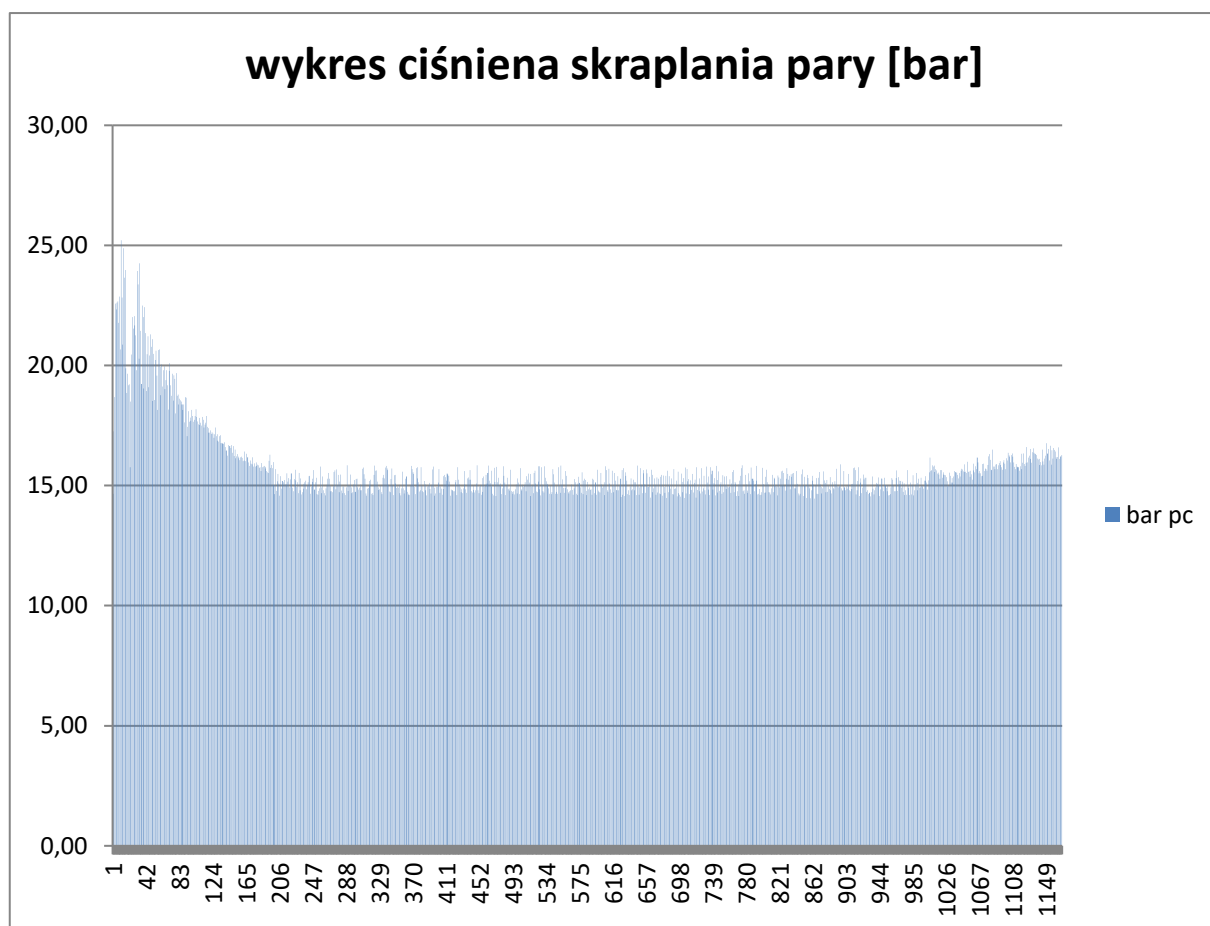
Załącznik 6. Uśrednione wartości ciśnienia po stronie tłoczenia dla czynnika R449A podczas testu zamrażania - ujęcie 16h



Załącznik 7. Uśrednione wartości ciśnienia par po stronie ssawnej podczas przebiegu testu dla czynnika R455A- opracowanie własne



Załącznik 8. Uśrednione wartości ciśnienia par po stronie tłocznej podczas przebiegu testu dla czynnika R455A- opracowanie własne



## Summary

The presented research work, of an implementation nature, stems from the insufficient use of the freezing properties of plate freezers observed in the industry, as well as from the existing belief that the use of plate freezers is closely related to large refrigeration systems. Systems of this type are characterized by a significant level of refrigerant filling in the installation, as well as frequent filling of the refrigeration installation with substances hazardous to the environment or to technical service.

The conducted literature analysis focuses on 3 main aspects:

- the use of refrigerant in the primary system, in the face of ongoing legal changes outlined by the UN and the EC,
- indication and analysis of physicochemical properties available for the use of coolants in the secondary system,
- available possibilities of common use of plate freezers in the processing industry.

The literature analysis performed seems to confirm the aforementioned directions of development of plate freezers in the refrigeration industry, because it largely focuses on plate freezers with horizontal feed and those where the cooling medium is ammonia. There are also studies that propose the use of solutions with a higher degree of ecological efficiency, where the freezer operates in a CO<sub>2</sub> - R134A cascade system, but no studies have been found that propose the use of an intermediate system in which potassium salt plays the role of the coolant.

As a result of the scientific induction, the goal and scope of the work were set, and the tasks necessary to be carried out in order to complete the work were determined. In the further part of the work, the author's calculations of the energy balance and the amount of heat necessary for the plate defrosting process are presented. This creates the possibility of selecting the necessary components for the construction of

the refrigeration system, and calculating the capacity of pipelines, expansion vessels or safety valves.

This part of the doctoral thesis also contains a precise description of the research equipment accompanying the doctoral student during the conducted research.

In accordance with the research objective, a series of tests is conducted and described on a plate freezer with an intermediate freezing system, the task of which is to reflect the course of the freezing process inside the freezing cell. The temperature distribution on the surface of the plate and the freezing cell resulting from this leads to its mathematical description. The proposed mathematical model is subjected to a validation process during the freezing of pork cracklings on the author's prototype of a plate freezer.

At the same time, in view of the legal conditions accompanying the refrigerant market highlighted in the literature analysis, a simplified theoretical model is proposed to verify the possibility of using a refrigerant other than the design one in the refrigeration system supplying a plate freezer with an intermediate cooling system. This model is also subjected to validation.

The conclusion of the work presents the goals that were achieved and the conclusions that should be made for further research in this field.