



Politechnika Wroclawska

WYDZIAŁ MECHANICZNO-ENERGETYCZNY

„Wpływ procesu wrzenia cieczy kriogenicznych na proces ich regazyfikacji”

MGR INŻ. JAKUB KIELAR

Słowa kluczowe: regazyfikacja
skroplony gaz ziemny
wrzenie

Promotor: dr hab. inż. Ziemowit Malecha, prof. Uczelni

Wrocław, 30 listopada 2023

Streszczenie

Z uwagi na trwający kryzys klimatyczny, konieczne stało się poszukiwanie paliwa przejściowego, które pozwoli na redukcję emisji dwutlenku węgla do atmosfery podczas dążenia do neutralności klimatycznej. Gaz ziemny został zaproponowany jako takie paliwo, głównie ze względu na niższą emisję zanieczyszczeń w porównaniu z innymi paliwami kopalnymi i dojrzałość technologiczną. Mimo obaw dotyczących przedłużenia globalnej zależności od paliw kopalnych, spowodowanej inwestycjami w technologię skroplonego gazu ziemnego (LNG), niezaprzeczalny jest historyczny wzrost znaczenia tego gazu w energetyce światowej.

Przed wykorzystaniem LNG jako źródła energii konieczna jest jego regazyfikacja. Celem pracy jest teoretyczna oraz eksperymentalna analiza procesu regazyfikacji cieczy kriogenicznej wraz z minimalizacją ryzyka zamarzania czynnika grzewczego oraz określenie wpływu procesu wrzenia błonowego na ogólny proces regazyfikacji.

Cel pracy zrealizowano, przeprowadzając badania teoretyczne i eksperymentalne dwóch typów wymienników do aplikacji mobilnych: wymiennika płaszczowo-rurowego stosowanego w transporcie morskim oraz wymiennika spiralnego dedykowanego do transportu drogowego. Ze względu na konieczność zapobieżenia niekontrolowanemu narostowi warstwy lodu na stronie czynnika grzewczego, którym w przypadku badań eksperymentalnych była woda, wrzenie czynnika kriogenicznego odbywało się w rejonie wrzenia błonowego, charakteryzującego się niskimi współczynnikami przeniesienia ciepła. Wymiennik ciepła został zaprojektowany do regazyfikacji LNG, jednakże jako czynnik roboczy wybrano ciekły azot ze względu na jego właściwości: jest niekorozyjny, stosunkowo tani, chemicznie obojętny, łatwo dostępny, niepalny i nie prezentuje żadnych dodatkowych zagrożeń poza standardowymi właściwościami cieczy kriogenicznej.

Wykazano, że proces wrzenia błonowego generuje największe opory termiczne pod-

czas procesu regazyfikacji i ma więc największy wpływ na całość procesu wymiany ciepła między kriogenem a czynnikiem grzewczym. Kluczowym więc jest zastosowanie odpowiedniego modelu opisującego proces wrzenia, jednakże obszar wrzenia błonowego wciąż nie został w pełni zrozumiany i opisany teoretycznie ze względu na pojawiające się niestabilności przepływowe oraz brak równowagi termodynamicznej między fazami.

Opracowano autorski, dwuwymiarowy model matematyczny wymiennika spiralnego, w którym zaimplementowano powszechnie stosowane wyrażenia dla obliczania liczb kryterialnych w kontekście wrzenia błonowego, opływu rurki oraz współczynników przewodzenia ciepła przez ściankę spirali i przez warstwę lodu. Przeprowadzono walidację opracowanych modeli dzięki uzyskanym wynikom eksperymentalnym, zaproponowano wprowadzenie zmian do istniejących modeli opisujących wrzenie błonowe przy przepływie wymuszonym w temperaturach kriogenicznych i określono miejsce narostu lodu na spirali przy zbyt wysokim strumieniu masowym regazyfikowanego kriogenu, które zostało również potwierdzone eksperymentalnie.

Abstract

Because of the ongoing climate crisis, the necessity arose to seek a transitional fuel that would help to reduce carbon dioxide emissions while striving for zero-emissivity. Natural gas has been proposed as such a fuel, primarily due to its lower global warming potential compared to other fossil fuels and its technological maturity. Although there are inhibitions regarding the extension of worldwide reliance on fossil fuels, the undeniable historical rise in the importance of this gas in the global energy landscape is evident.

Prior to the utilization of LNG as an energy source, the fuel must be regasified. The objective of this thesis is the theoretical and experimental analysis of the regasification process of cryogenic liquid, along with freezing risk mitigation of the heating fluid and determination of the film boiling process impact on the overall regasification process.

This objective was achieved by conducting theoretical and experimental studies of two types of heat exchangers for mobile applications: a shell-and-tube heat exchanger used in maritime transport systems and a helical coil heat exchanger dedicated to road transport. Given the need to prevent uncontrolled ice layer formation on the heating agent side, which in the case of experimental studies was water, the boiling of the cryogenic agent took place in the film boiling region, characterized by low heat transfer coefficients. The heat exchanger was designed for the regasification of LNG, but liquid nitrogen was chosen as the working fluid due to its properties: it is non-corrosive, relatively inexpensive, chemically inert, readily available, non-flammable, and presents no additional hazards apart from the standard properties of a cryogenic liquid at low temperature.

It was demonstrated that film boiling generates the greatest thermal resistance during the regasification process and thus has the most significant impact on the overall

heat exchange process between the cryogen and the heating fluid. Therefore, the application of an appropriate mathematical model describing the boiling process is crucial, yet the film boiling region has not been fully understood and theoretically described due to occurring flow instabilities and lack of thermodynamic equilibrium between the phases.

An original, two-dimensional mathematical model of the helical coil heat exchanger was developed, in which commonly used expressions for calculating criterial numbers in the context of film boiling, tube flow, and heat conduction coefficients through the helical wall and ice layer were implemented. The developed models were validated through experimental results, changes were proposed to existing models describing film boiling under forced flow at cryogenic temperatures, and the location of ice buildup on the spiral at high enough mass flow rates of the regasified cryogen was determined, which was also confirmed experimentally.

Podziękowania

Źonie, za bezgraniczne wsparcie
w najtrudniejszych chwilach

Spis treści

Streszczenie	i
Abstract	iii
Podziękowania	v
Lista symboli	1
1 Wstęp	6
1.1 Rola gazu ziemnego w transformacji energetycznej	6
1.2 Wykorzystanie LNG w transporcie	10
1.3 Metody regazyfikacji LNG	13
1.3.1 Regazyfikatory ORV	13
1.3.2 Regazyfikatory SCV	15
1.3.3 Regazyfikatory AAV	16
1.3.4 Regazyfikatory IFV	17
1.3.5 Ryzyko związane z regazyfikacją	18
2 Cel, teza i zakres pracy	19
3 Analiza eksperymentalna procesu regazyfikacji	21
3.1 Ogólny opis założeń projektu	21
3.2 Wymiennik morski	22
3.2.1 Model matematyczny wymiennika morskiego	24
3.2.1.1 Wymiana ciepła po stronie wody	25
3.2.1.2 Przewodzenie ciepła przez ściankę rury procesowej	26
3.2.1.3 Wymiana ciepła po stronie wrzącego azotu	27
3.2.1.4 Wymiana ciepła po stronie przegrzewanego azotu	30
3.2.2 Stanowisko eksperymentalne	32
3.2.3 Wyniki eksperymentalne regazyfikatora morskiego	38

3.2.3.1	Pierwsza kampania pomiarowa - wymiennik pracujący jako przegrzewacz par	39
3.2.3.2	Druga kampania pomiarowa - zmienny przepływ wody przy stałym przepływie azotu	43
3.2.3.3	Trzecia kampania pomiarowa - zmienny przepływ azotu przy stałym przepływie wody	46
3.2.4	Wnioski z uzyskanych wyników	49
3.3	Wymiennik samochodowy	70
3.3.1	Model matematyczny wymiennika samochodowego	72
3.3.1.1	Wymiana ciepła po stronie wody	72
3.3.1.2	Przewodzenie ciepła przez ściankę rury procesowej	73
3.3.1.3	Wymiana ciepła po stronie wrzącego azotu	74
3.3.1.4	Wymiana ciepła po stronie przegrzewanego azotu	75
3.3.2	Stanowisko eksperymentalne	77
3.3.3	Wyniki eksperymentalne	79
3.3.3.1	Pierwsza kampania pomiarowa - wymiennik pracujący jako przegrzewacz par	80
3.3.3.2	Druga kampania pomiarowa - regazyfikator pracujący ze stałym przepływem azotu	88
3.3.3.3	Trzecia kampania pomiarowa - regazyfikator pracujący ze stałym przepływem wody	90
3.3.4	Walidacja modeli matematycznych	95
4	Podsumowanie i wnioski końcowe	116
4.1	Podsumowanie	116
4.2	Wnioski końcowe	116
4.3	Uwagi końcowe	117
	Bibliografia	126
A	Dodatkowe wyniki modelowe dla regazyfikatora węzownicowego	133

Lista symboli

ΔT_m = Logarytmiczna różnica temperatur, [$^{\circ}C$]

\dot{m} = Strumień masy, [$kg\ s^{-1}$]

\dot{q}_c = Gęstość strumienia ciepła wynikająca z interakcji kropeł ze ścianką, [$W\ m^{-2}$]

\dot{q}_c = Gęstość strumienia ciepła wynikająca z przepływu gazu, [$W\ m^{-2}$]

\dot{q}_w = Całkowita gęstość strumienia ciepła na powierzchni wewnętrznej rurki, [$W\ m^{-2}$]

\dot{Q} = Strumień ciepła, [W]

\dot{V} = Strumień objętościowy przepływu, [$m^3\ s^{-1}$]

c_P = Ciepło właściwe, [$J\ kg^{-1}\ K^{-1}$]

f_a = Współczynnik korekcyjny uwzględniający wpływ układu rur, [-]

f_B = Współczynnik korekcyjny uwzględniający wpływ niepożądanego przepływu wzdłuż przegrody, [-]

f_G = Współczynnik korekcyjny uwzględniający wpływ zmiany przepływu względem rur z poprzecznego na wzdłużny, [-]

f_L = Współczynnik korekcyjny uwzględniający wpływ nieszczelności, [-]

f_w = Współczynnik korekcyjny uwzględniający wpływ przegród segmentowych, [-]

F_{dc} = Współczynnik korekcyjny uwzględniający wpływ interakcji między kroplami cieczy a ścianką, [-]

$j_{h,v}$ = Bezwymiarowy czynnik wnikania ciepła Colburna, [-]

A = Pole powierzchni, [m^2]

-
- B = Średnica zewnętrzna rdzenia, [m]
- C = Średnica wewnętrzna płaszczka, [m]
- D = Średnica wewnętrzna, [m]
- d = Średnica, [m]
- d₀ = Średnica zewnętrzna, [m]
- D_H = Średnica węzownicy, [m]
- f = Współczynnik oporu przepływu, [-]
- F_{tt} = Funkcja empiryczna bazująca na liczbie Lockharta-Martinelliego, [-]
- G = Powierzchniowy całkowity strumień masy, [kg m⁻² s⁻¹]
- h = Współczynnik wnikania ciepła, [W m⁻² K⁻¹]; entalpia właściwa, [J kg⁻¹];
wysokość kanału, [m]
- k = Współczynnik przewodzenia cieplna, [W m⁻¹ K⁻¹]
- L = Długość, [m]
- l = Wymiar charakterystyczny, [m]
- N = Liczba rurek, [-]
- n = Liczba rzędów rurek, [-]
- P = Skok węzownicy, [m]
- p = Ciśnienie, [Pa]
- R = Opór cieplny, [K W⁻¹]
- r = Promień, [m]
- T = Temperatura, [°C]
- U = Współczynnik przenikania ciepła, [W m⁻² K⁻¹]
- w = Prędkość, [m s⁻¹]
- w₀ = Prędkość wlotowa, [m s⁻¹]

x = Stopień suchości par, [-]; grubość warstwy, [m]

x_A = Rzeczywisty stopień suchości, [-]

x_E = Stopień suchości dla równowagi termodynamicznej, [-]

X_{tt} = Liczba Lockharta-Martinelliego, [-]

Subskrypty

H_2O = Woda

N_2 = Azot

avg = Średni

b = Wrzenie błonowe

cell = Komórka obliczeniowa

fg = Różnica między parą nasyconą a cieczą nasyconą

g, gas = Stan pary przegrzanej

gl = Rura gładka

ice = Lód

in, wew = Wewnętrzny

kr = Wartość krytyczna

L = Laminarny

l = Stan cieczy nasyconej

mix = Mieszanina parowo-cieczowa

out, zew = Zewnętrzny

row = Rząd rurek

T = Turbulentny

v = Stan pary nasyconej

w = Ścianka

Symbole greckie

ϵ = Kryterium zbieżności, [-]

γ = Parametr aproksymacji liniowej, [-]

μ = Współczynnik lepkości dynamicznej, [$\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-1}$]

ρ = Gęstość, [kg m^{-3}]

Liczby podobieństwa

Nu = Liczba Nusselta, [-]

Pr = Liczba Prandtla, [-]

Re = Liczba Reynoldsa, [-]

Skróty

AAV = z ang. *Ambient Air Vaporizer* - regazyfikator ogrzewany powietrzem atmosferycznym

BOG = z ang. *Boil-off Gas* - pary gazu powstające w wyniku dopływów ciepła z otoczenia

CFD = z ang. *Computational Fluid Dynamics* - numeryczna mechanika płynów

CNG = z ang. *Compressed Natural Gas* - sprężony gaz ziemny

FC = z ang. *fuel cell* - ogniwo paliwowe

FSRU = z ang. *Floating Storage Regasification Unit* - pływająca magazynowa jednostka regazyfikacji

HVO = z ang. *Hydrotreated Vegetable Oil* - hydrorafinowany olej roślinny

ICE = z ang. *Internal Combustion Engine* - silnik o spalaniu wewnętrznym

IFV = z ang. *Intermediate Fluid Vaporizer* - regazyfikator ogrzewany płynem z obiegu pośredniego

IMO = z ang. *International Maritime Organization* - Międzynarodowa Organizacja Morska

LNG = z ang. *Liquefied Natural Gas* - skroplony gaz ziemny

LPG = z ang. *liquefied petroleum gas* - skroplony gaz petrochemiczny, najczęściej propan lub mieszanina propan-butan

MMBTU = Milion brytyjskich jednostek ciepła, ok. 1 GJ

NG = z ang. *Natural Gas* - gaz ziemny

ORV = z ang. *Open Rack Vaporizer* - regazyfikator ogrzewany wodą morską

SCV = z ang. *Submerged Combustion Vaporizer* - regazyfikator ogrzewany ciepłem spalin

Rozdział 1

Wstęp

1.1 Rola gazu ziemnego w transformacji energetycznej

Z uwagi na trwający kryzys klimatyczny koniecznym stało się dążenie do ograniczenia wpływu działalności człowieka na klimat. Fundamentem transformacji energetycznej krajów członkowskich Unii Europejskiej jest zbiór inicjatyw Komisji Europejskiej - *Europejski Zielony Ład* (*European Green Deal*), które zostały wprowadzone jako prawna konsekwencja ratyfikacji przez Unię Europejską 5 października 2016 r. porozumienia paryskiego. Porozumienie to, zawarte 12 grudnia 2015 r. jest efektem Ramowej konwencji Narodów Zjednoczonych [1]. Założeniem i nadrzędną ideą Zielonego Ładu jest osiągnięcie neutralności klimatycznej do roku 2050 i rozdzielanie wzrostu gospodarczego Europy od wykorzystania zasobów naturalnych [2]. Gaz ziemny został zaproponowany jako paliwo przejściowe na czas ogólnoświatowej transformacji energetycznej między innymi ze względu na dojrzałość technologiczną oraz niską emisję zanieczyszczeń w porównaniu z innymi paliwami kopalnymi [3]. Sama inicjatywa Zielonego Ładu nie precyzuje funkcji jaką może spełnić gaz ziemny w procesie transformacji energetycznej krajów członkowskich. Obecnie trwają prace nad pakietem *Fit for 55*, który odwołuje się do jednego z postulatów *Zielonego Ładu*, tj. redukcją emisji dwutlenku węgla o 55% względem emisji z roku 1990. Pakiet ten w swoich założeniach ma stopniowe odejście od wykorzystania gazu ziemnego oraz integrację gazów odnawialnych i niskoemisyjnych, takich jak wodór czy biometan, w istniejącą infrastrukturę. Stanowisko Europejskiego Banku Inwestycyjnego również spełnia postulaty *Fit for 55*, gdyż zgodnie ze strategią zaprezentowaną w 2019 r. zaprzestano kredytowania inwestycji związanych z gazem ziemnym [4]. W stra-

tegi banku zaznaczono, iż wsparcie integracji wodoru czy biogazu z istniejącym systemem wciąż mieści się w ramach proponowanego planu działania. Wykorzystanie gazu ziemnego jako paliwa przejściowego jest wskazane, jednakże jest kładziony nacisk na jak najkrótsze wykorzystywanie tego źródła energii. Wymogi regulacyjne określające szybkość wprowadzanych zmian w krajowej energetyce powiązane są z zależnością państw członkowskich od wykorzystania paliw kopalnych. Polska, w której energetyka konwencjonalna jest w dalszym ciągu oparta na węglu (72.9% węgiel kamienny i brunatny, 6.2% gaz ziemny w 2020 r. [5]), może liczyć na dłuższy okres transformacji energetycznej opierający się na gazie ziemnym.

Polska jako kraj członkowski Unii Europejskiej musi realizować cele w zakresie redukcji gazów cieplarnianych, do czego zobowiązała się w zaakceptowanych traktatach aneksyjnych. Chcąc sprostać bardzo wysokim wymogom ograniczenia emisji gazów cieplarnianych konieczne jest obranie odpowiedniej strategii transformacyjnej. Ze względu na energetykę krajową opartą na węglu kamiennym i brunatnym oraz dominację energetyki wielkoskalowej, skoncentrowanej głównie w centralnych i południowych rejonach kraju, autorzy raportu [6] wskazują gaz ziemny jako paliwo, na którym powinna oprzeć się polska energetyka przechodząc transformację w kierunku zeroemisyjności. Jest to spójne z wizją Ministerstwa Klimatu i Środowiska, które w opublikowanym planie rozwoju energetyki państwowej *Polityka energetyczna Polski do 2040 r.* [7] wprost określiło gaz ziemny jako paliwo pomostowe w transformacji energetycznej. Transformacja ta miała początkowo opierać się na trzech filarach:

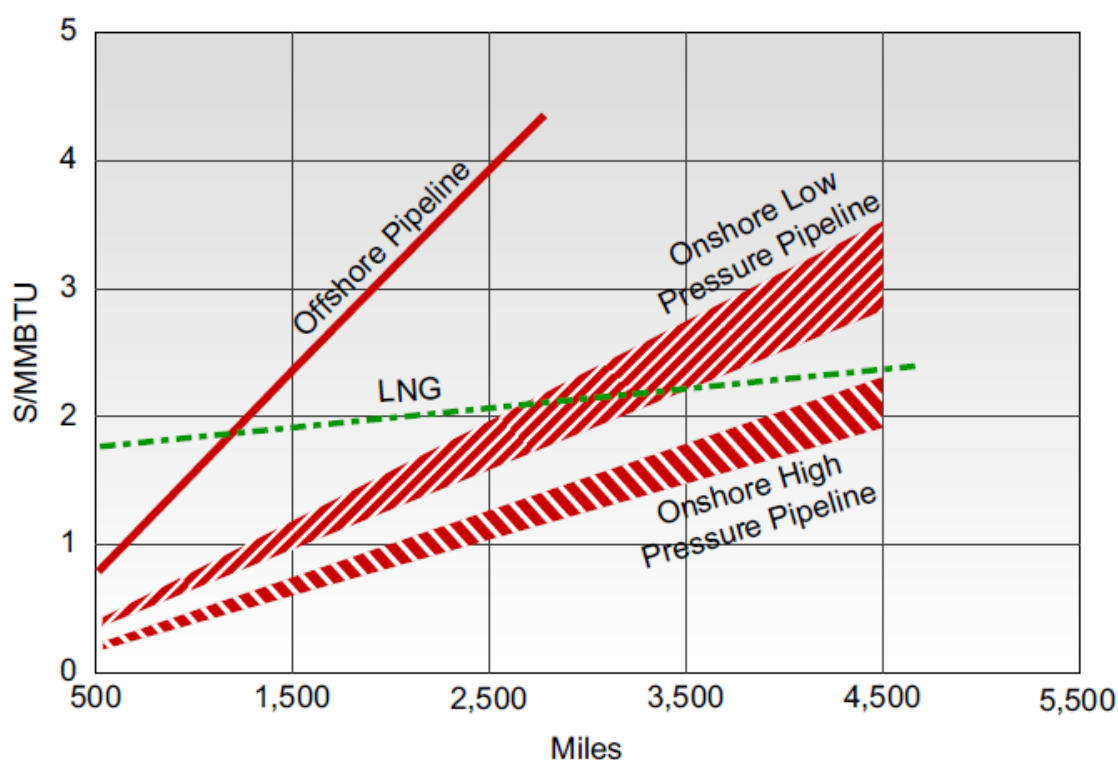
- sprawiedliwa transformacja,
- zeroemisyjny system energetyczny,
- dobra jakość powietrza.

jednakże po napaści Rosji na Ukrainę Ministerstwo opublikowało aktualizację do ww. planu, w której dodano filar czwarty - suwerenność energetyczną skupiającą się na dywersyfikacji dostaw gazu ziemnego i innych produktów ropopochodnych. Zakładane są rozbudowy infrastruktury gazowej oraz powstanie pływającej jednostki FSRU (ang. Floating Storage Regasification Unit), w której możliwe będzie wyładowanie, składowanie oraz regazyfikacja skroplonego gazu ziemnego (LNG). Dodatkowo, planuje się częściowe zaspokojenie rosnącego zapotrzebowania na petrochemikalia poprzez zwiększenie wykorzystania LNG jako alternatywnego źródła paliwa. Wspomniana wcześniej centralizacja energetyki wielkoskalowej może być również dostrzeżona w kontekście rozbudowy infrastruktury LNG. W planach Ministerstwa

Klimatu i Środowiska jest zarówno rozbudowa istniejącego już terminalu LNG w Świnoujściu, a także potencjalne zwiększenie liczby jednostek FSRU w Zatoce Gdańskiej, o której informował Gaz-System w komunikacie prasowym [8]. Podejście Polski do wykorzystania gazu ziemnego w roli paliwa przejściowego nie jest odosobnione - w maju 2020 r. zostało opublikowane wspólne stanowisko Bułgarii, Czech, Grecji, Litwy, Polski, Rumunii, Słowacji i Węgier w kontekście roli gazu ziemnego w wypełnianiu postanowień *Europejskiego Zielonego Ładu* [9]. Wskazano wpływ socjoekonomicznych czynników lokalnych na konieczność akceptacji różnorodnych rozwiązań technologicznych mających na celu osiągnięcie zakładanej zeroemisyjności w myśl zasady „różnymi drogami do wspólnego celu”. Podkreślono, że gaz ziemny charakteryzuje się stosunkowo niską emisją dwutlenku węgla w porównaniu do innych paliw kopalnych oraz, że wykorzystanie technologii gazowych przyczynia się do zmniejszenia emisji tlenków azotu, siarki oraz pyłów. Wskazano również istotność rozbudowy obecnej infrastruktury gazowej w kontekście późniejszego wykorzystania przez biometan, wodór czy inne gazy niskoemisyjne. Stanowisko te potwierdzają wypowiedzi wysoko postawionych urzędników Parlamentu Europejskiego - Manfreda Webera [10] czy Fransa Timmermansa [11].

Należy jednak zachować ostrożność w inwestycjach w technologie przejściowe, gdyż krótkotrwałe korzyści mogą być powiązane z niekorzystnymi efektami długofalowymi [12]. Istnieją obawy, iż wykorzystanie gazu ziemnego może przedłużyć globalną zależność rynku energetycznego od paliw kopalnych [13] oraz ryzyko opóźnienia rozwoju technologii zeroemisyjnych ze względu na inwestycje poczynione w technologie gazowe [14]. Europejskie uzależnienie rynku energetycznego od importowanego gazu ziemnego może również nieść za sobą poważne geopolityczne konsekwencje, co można zaobserwować po nagłych próbach dywersyfikacji dostaw tego surowca w obliczu trwającej napaści Rosji na Ukrainę [15] i rozpoczęcia projektu *REPower EU* [16] mającego na celu uniezależnienie Europy od rosyjskich paliw kopalnych do roku 2030.

Handel gazem ziemnym opiera się na dwóch sprawdzonych technologiach transportu tego paliwa - rurociągami, gdzie gaz ziemny przesyłany jest w postaci sprężonej (CNG), lub w zbiornikach kriogenicznych, gdzie po skropleniu LNG charakteryzuje się zmniejszeniem objętości paliwa w stosunku 1:600 w porównaniu z postacią gazową. Koszt transportu LNG staje się konkurencyjny względem gazociągów podmorskich już od 1000 mil, natomiast dla gazociągów lądowych transport gazu ziemnego w postaci skroplonej jest rentowne od około 2500 mil, co pokazano na Rysunku 1.1 [17].

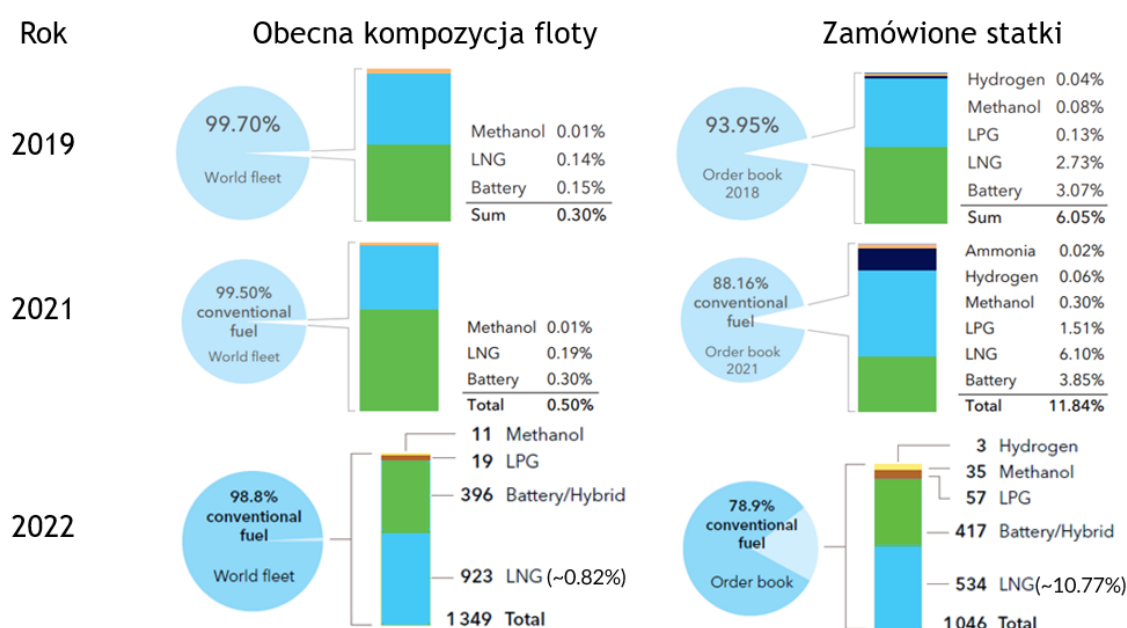


Rysunek 1.1: Porównanie kosztu transportu LNG uwzględniając koszty regazyfikacji [17]

Transport gazu ziemnego w postaci sprężonej na długie dystanse wiąże się z koniecznością instalacji gazociągów o dużej średnicy w celu minimalizacji oporów przepływu, oraz instalacji licznych stacji rekompresji gazu. Koszt transportu LNG również rośnie wraz z odległością, jednak straty energetyczne wynikające z nieuniknionych dopływów ciepła nie wzrastają tak gwałtownie wraz ze zwiększaniem odległości transportu jak ma to miejsce w przypadku gazociągów.

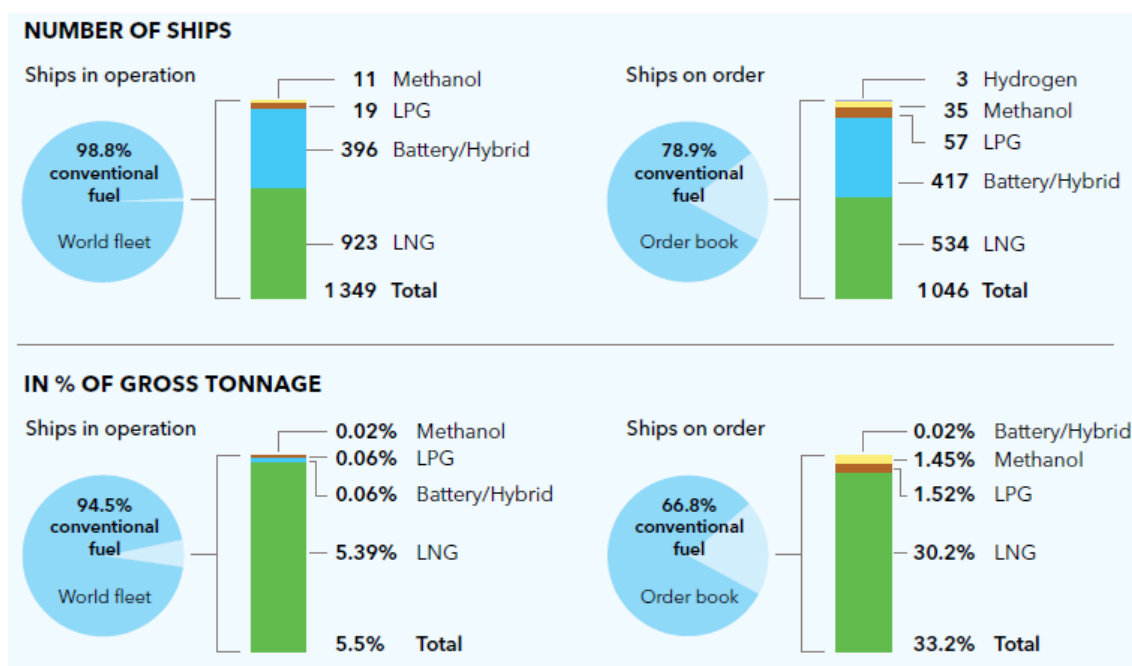
1.2 Wykorzystanie LNG w transporcie

Liczne prognozy [18–20] wskazują na historyczny wzrost znaczenia gazu ziemnego w światowej energetyce. Oprócz rozwoju wielkoskalowej energetyki gazowej i LNG na wzór skoncentrowanej energetyki konwencjonalnej, należy również rozważyć rozwój systemów transportowych opartych o gaz ziemny. Przykładem rosnącego rynku transportowego wykorzystującego gaz ziemny w postaci skroplonej jest niewątpliwie transport morski. Udział LNG w transporcie morskim wciąż rośnie, co zostało przedstawione na Rysunku 1.2 [21–23].



Rysunek 1.2: Wykorzystanie paliw alternatywnych w transporcie morskim na przestrzeni ostatnich lat. Opracowane na podstawie [21–23]

Należy zwrócić uwagę na stały wzrost udziału statków wykorzystujących gaz skroplony jako źródło energii nie tylko wśród aktywnie eksploatowanych jednostek, ale w szczególności wśród zamówionych statków. Ponad 30% tonażu statków zamówionych w 2022 roku przypada na jednostki, które będą zasilane LNG, a 98% tonażu statków zasilanych paliwami alternatywnymi będącymi obecnie w użyciu przypada właśnie na jednostki wykorzystujące gaz ziemny, co pokazano na Rysunku 1.3 [23].

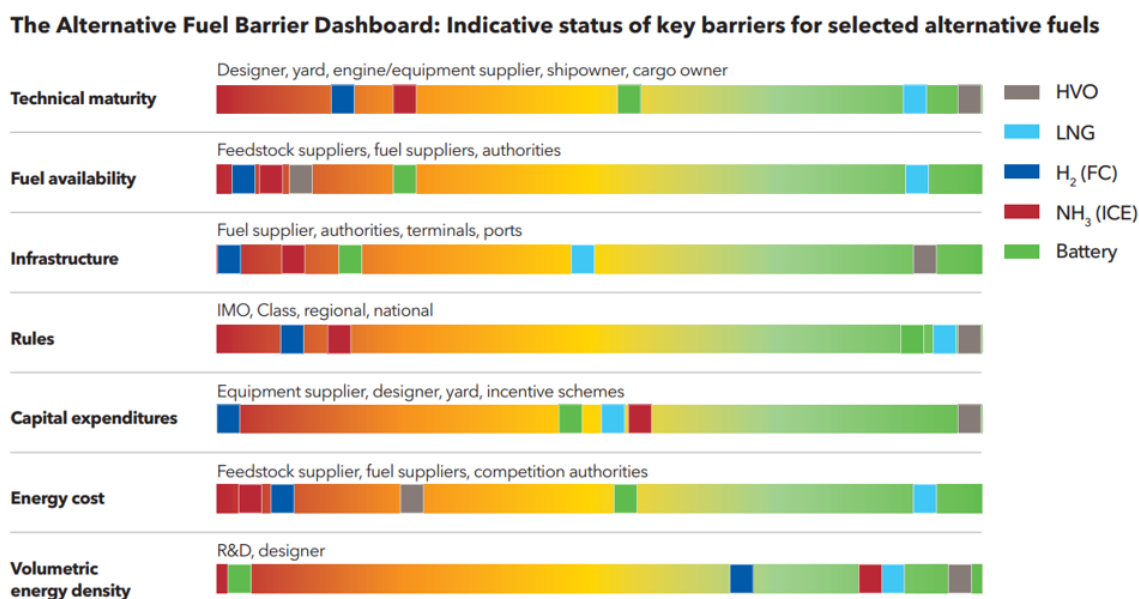


Rysunek 1.3: Porównanie kompozycji floty w 2022 r. w zależności od liczby i rozmiaru statków [23]

W wyniku przeprowadzonej analizy porównawczej alternatywnych źródeł energii do wykorzystania w transporcie morskim, której wyniki są zaprezentowane na Rysunku 1.4 [23], przebadano potencjalne ograniczenia w szerszym wykorzystaniu danego paliwa:

- dojrzałość technologiczną,
- dostępność paliwa na dzień dzisiejszy oraz dostępne zasoby,
- dostępna infrastruktura,
- obostrzenia i regulacje prawne,
- wymagane wydatki kapitałowe,
- koszt energii odniesiony do sprawności konwersji i konkurencyjności,
- gęstość energii.

Dla powyższych parametrów skroplony gaz ziemny wyróżnia się jako odpowiednie paliwo alternatywne w transporcie morskim ze wskazaniem infrastruktury oraz wymaganych wydatków kapitałowych jako czynników ograniczających stosowalność LNG.



Rysunek 1.4: Porównanie paliw alternatywnych [21]

Przyczyną zwiększania udziału paliw alternatywnych i niskoemisyjnych w transporcie morskim jest przyjęta przez Międzynarodową Organizację Morską (IMO) strategia ograniczenia emisji gazów cieplarnianych. Aktualne plany IMO [24] zakładają, między innymi redukcję emisji dwutlenku węgla o co najmniej 40% względem emisji z roku 2008. Rozwój zastosowania LNG jako paliwa nie jest jednak ograniczony do transportu morskiego. Prognozy Międzynarodowej Agencji Energetycznej dotyczące wykorzystania gazu ziemnego [25] wskazują również na prognozowany wzrost sektora transportu drogowego i rzecznoego, w szczególności ze względu na największy rynek samochodów napędzanych gazem ziemnym w Chinach [26]. Zanim LNG zostanie wykorzystane jako źródło energii, w transporcie lub energetyce konwencjonalnej, należy przeprowadzić proces regazyfikacji [27].

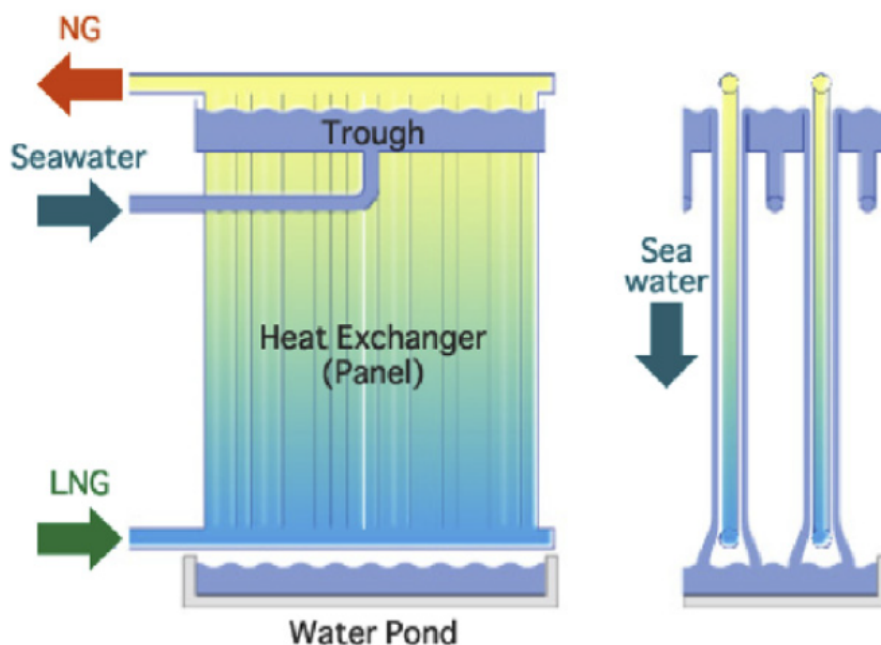
1.3 Metody regazyfikacji LNG

Regazyfikatory ze względu na źródło energii cieplnej można podzielić na:

- ogrzewane wodą morską - Open Rack Vaporizers (ORV),
- ogrzewane gazami spalinowymi - Submerged Combustion Vaporizers (SCV),
- ogrzewanie powietrzem atmosferycznym - Ambient Air Vaporizers (AAV),
- ogrzewanie z wykorzystaniem obiegu pośredniego - Intermediate Fluid Vaporizers (IFV).

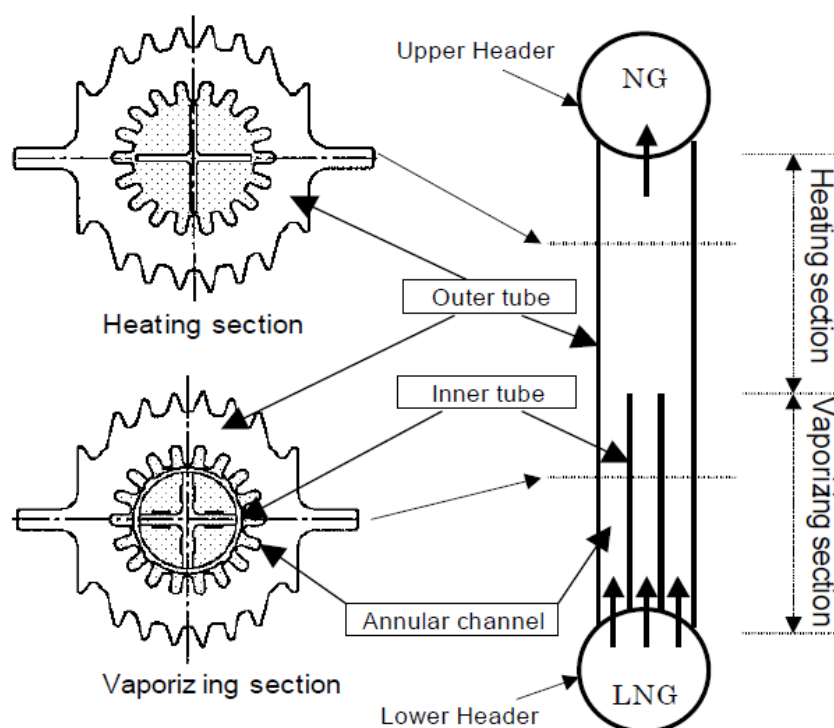
1.3.1 Regazyfikatory ORV

Wykorzystanie wody morskiej jako źródła ciepła w procesie regazyfikacji jest bardzo praktyczne, szczególnie w transporcie morskim lub terminalach LNG, gdzie dostęp do wody morskiej jest powszechny. Regazyfikatory ORV charakteryzują się niskim kosztem eksploatacyjnym, prostotą konstrukcji i wysoką sprawnością cieplną. Woda morska spływając grawitacyjnie oddaje ciepło do przepływającego w rurkach paliwa. Schemat działania regazyfikatora ORV przedstawiono na Rysunku 1.5 [28].



Rysunek 1.5: Schemat działania regazyfikatora typu ORV [28]

Wymogiem bezawaryjnej pracy jest odpowiednie przygotowanie wody, która powinna być oczyszczona i lekko chlorowana aby uniknąć rozwoju form biologicznych [29]. Problemy eksploatacyjne klasycznego rozwiązania regazyfikatorów typu ORV, takie jak trudność w zapewnieniu spływu grawitacyjnego wody o jednorodnej grubości czy wymrażanie się wody na powierzchni zewnętrznej rurek [30] były przyczyną wprowadzenia modyfikacji technologicznej przez firmy Osaka Gas i Kobe Steel z Japonii. W celu znacznego ograniczenia gromadzenia się lodu na dolnej części rurek procesowych, w których następowało wrzenie LNG, wprowadzono strukturę współosiową przedstawioną na Rysunku 1.6 [31].

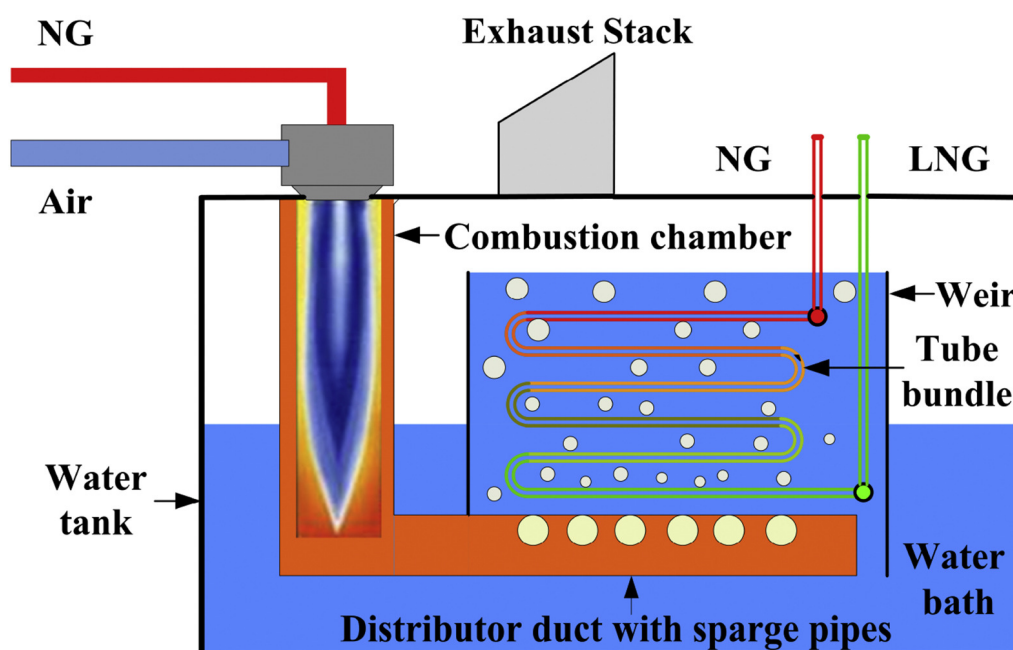


Rysunek 1.6: Udoskonalenie konstrukcji rurki procesowej w koncepcji SuperORV [31]

Rozdzielenie całkowitego przepływu LNG na przepływ zewnętrzny, który szybko odparowuje a następnie tworzy izolacyjną warstwę par, zapobiega wychłodzeniu ścianki i ogranicza narost lodu na powierzchni zewnętrznej rurki. Udoskonalenie konstrukcji wpłynęło na zmniejszenie gabarytów regazyfikatora oraz ograniczenie wymaganego przepływu wody do zapewnienia stałej pracy [31]. Symuluje to niejako zjawisko wrzenia błonowego, w którym pary kriogenu również tworzą parową warstwę izolacyjną między cieczą a ścianką. Niezależnie od konstrukcji regazyfikatorów ORV nie są przystosowane do odzysku energii skroplonego gazu ziemnego.

1.3.2 Regazyfikatory SCV

Właściwości palne gazu ziemnego mogą zostać wykorzystane do generacji ciepła niezbędnego do regazyfikacji LNG. Schemat działania regazyfikatora SCV z pojedynczym palnikiem został przedstawiony na Rysunku 1.7 [32].

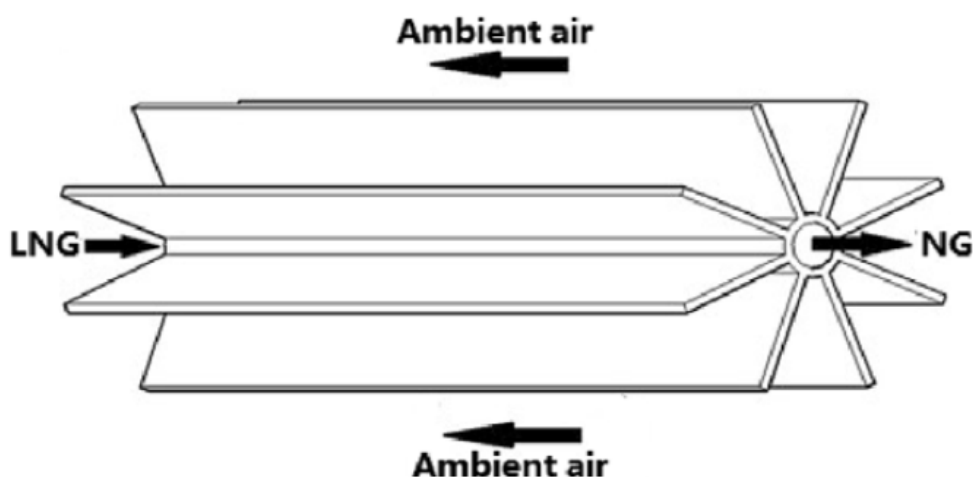


Rysunek 1.7: Schemat działania regazyfikatora SCV [32]

Goście spalin podgrzewają kąpiel wodną, w której zanurzone są rurki procesowe z przepływającym wewnątrz skroplonym gazem ziemnym. Zaletą tego rozwiązania jest duża przepustowość, rzędu ok. 120 t/h [29], oraz wysoka sprawność cieplna. Oczywistą wadą zastosowania ciepła spalin jako źródła energii do regazyfikacji jest koszt spalanej paliwa jak również emisja gazów cieplarnianych. Jest to rozwiązanie stosowane w terminalu LNG w Świnoujściu, które na potrzeby regazyfikacji strumienia LNG spala do 1.5% wyładowywanych ilości skroplonego gazu [33]. Prace eksperymentalne wskazują na możliwość oblodzenia części rur procesowych, w szczególności w dolnych obszarach pęczka rur oraz przy wlocie LNG [34].

1.3.3 Regazyfikatory AAV

Regazyfikatory AAV wykorzystują powietrze atmosferyczne jako źródło ciepła. Są one uważane za najbardziej ekologiczne w porównaniu z innymi typami urządzeń regazyfikacyjnych. Ich prosta konstrukcja i sposób działania, opisany na Rysunku 1.8 [28], to ich kluczowe zalety.

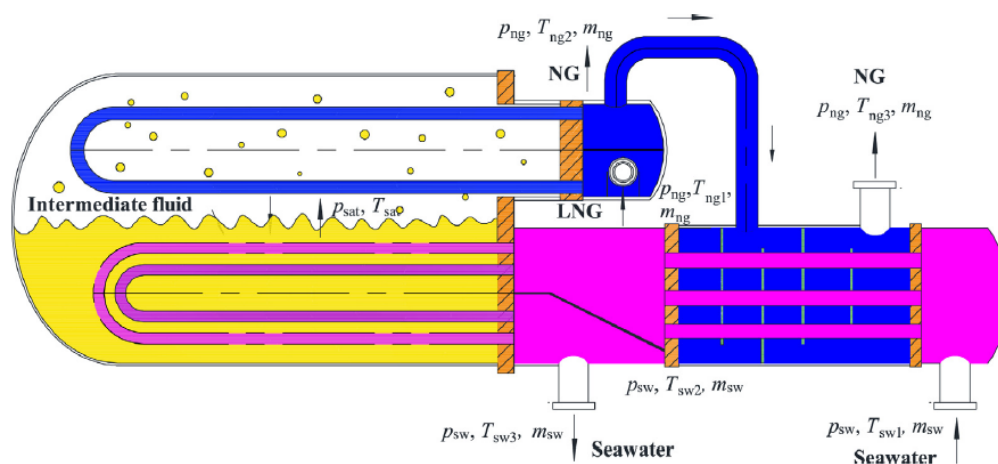


Rysunek 1.8: Schemat działania regazyfikatora AAV [28]

Jednak efektywność tych urządzeń zależy w dużym stopniu od warunków środowiskowych, co ogranicza ich użycie głównie do klimatów suchych i ciepłych [29]. Wysoka temperatura powietrza atmosferycznego redukuje wymagany rozmiar regazyfikatorów i wpływa korzystnie na współczynnik wnikania ciepła po stronie powietrza, a w klimacie suchym ryzyko szronienia na zewnętrznej powierzchni regazyfikatora jest mniejsze. W celu zwiększenia powierzchni wymiany ciepła stosuje się rury żebrowane, jednak warunki środowiskowe nadal stanowią główne ograniczenie aplikacyjne. Badania numeryczne wykazały, że opory cieplne są najwyższe dla powietrza atmosferycznego o temperaturze od -18 do -12°C i wilgotności około 30% [35].

1.3.4 Regazyfikatory IFV

Celem medium pośredniego w regazyfikatorze IFV jest przenoszenie ciepła między wodą morską a regazyfikowanym LNG, tak więc płyn pośredni musi charakteryzować się wysokimi współczynnikami wymiany ciepła zarówno w temperaturach zbliżonych do temperatury wody morskiej, jak również w temperaturach zbliżonych do wrzenia LNG. Schemat działania regazyfikatora IFV przedstawiono na Rysunku 1.9 [36].



Rysunek 1.9: Schemat działania regazyfikatora IFV [36]

W regazyfikatorach IFV jako medium pośrednie często wykorzystuje się propan [37] lub eter dimetylowy [28]. Dzięki ich zbliżonej temperaturze krzepnięcia do temperatury parowania LNG, minimalizuje się ryzyko zamrażania na powierzchni regazyfikatorów. Badania teoretyczne dotyczące zjawisk cieplno-przepływowych w regazyfikatorach IFV porównały właściwości termiczne siedmiu substancji: propanu, propylenu, butanu, izobutanu, eteru dimetylowego, R134a i R22 [36]. Wyniki tych analiz wskazują, że propan i eter dimetylowy są najbardziej efektywne w przeniesieniu ciepła między wodą morską a gazem ziemnym. Dodatkowo zauważono, że przy temperaturach nasycenia poniżej -4°C , eter dimetylowy jest skuteczniejszy od propanu w transferze ciepła. Konstrukcja regazyfikatorów IFV wymaga utworzenie kolejnego obiegu cieplnego, co wiąże się ze zwiększeniem gabarytów konstrukcji oraz większymi kosztami inwestycyjnymi i eksploatacyjnymi wynikającymi z dodatkowej aparatury kontrolnej i pomiarowej.

1.3.5 Ryzyko związane z regazyfikacją

Zjawiskami niepożądanymi w procesie regazyfikacji jest maldystrybucja przepływu kriogenu i formowanie się stref martwych w wymienniku, które powiązane są ze zwiększeniem ryzyka zamarzania. To właśnie ryzyko zamarzania wskazuje się na główne zagrożenie procesowe wynikające z niskiej temperatury paliwa [38]. Zwiększenie ciśnienia parowania LNG mimo podwyższania temperatury przemiany fazowej zwiększa ryzyko oblodzenia wymiennika, gdyż zwiększa się współczynnik wnikania ciepła po stronie wrzącego kriogenu [38]. Analizy numeryczne przeprowadzone w celu określenia możliwości wprowadzenia zmian geometrycznych w wymiennikach poprzez zastosowanie rurek eliptycznych [39] są obiecujące, jak również rozważania teoretyczne na temat wpływu współczynników wnikania ciepła po stronie wrzącego czynnika na proces narostu lodu [38], jednakże zauważony jest brak przeprowadzonej analizy eksperymentalnej i walidacji przypuszczeń autorów wynikających z zerowy-miarowych uproszczonych modeli wrzenia obliczonych metodami CFD.

Obliczenia numeryczne stanowią ważne narzędzie w praktyce inżynierskiej, pozwalając na modelowanie złożonych systemów ciepło przepływowych uwzględniających zaawansowane geometrie [40], czy dodatkowe zjawiska fizyczne [41, 42]. Jednakże należy wskazać na trudność w modelowaniu numerycznym przemian fazowych, które wymagają szczegółowego opisu interakcji międzyfazowych [43]. Procesy zmiany fazy często są silnie zależne od lokalnych warunków, takich jak gradienty temperatury czy ciśnienia, co wymaga bardzo szczegółowej siatki obliczeniowej. W konsekwencji, modele CFD w takich zastosowaniach wymagają znacznych zasobów obliczeniowych, co ogranicza ich dostępność i uniwersalność. Utworzenie prostego i szybkiego modelu matematycznego, który zostanie zwalidowany poprzez wyniki uzyskane eksperymentalnie, stanowić będzie uzupełnienie brakującej wiedzy i narzędzi w kontekście analizy bezpiecznej pracy regazyfikatorów.

Rozdział 2

Cel, teza i zakres pracy

Cel pracy zdefiniowano jako:

Analiza procesu regazyfikacji w wymiennikach ciepła dla systemów napędowych w transporcie morskim i drogowym oraz opracowanie i walidacja modeli matematycznych, które uwzględniają wpływ termodynamicznych właściwości wrzącej cieczy kriogenicznej na efektywność regazyfikacji.

Teza pracy brzmi następująco:

W procesie regazyfikacji cieczy kriogenicznych, szczególnie w systemach zasilających napędy pracujące w transporcie, wymiana ciepła po stronie czynnika wrzącego w reżimie wrzenia błonowego odgrywa decydującą rolę dla całkowitej wydajności i bezpieczeństwa pracy regazyfikatora.

Osiągnięcie celów badawczych oraz weryfikacja postawionej tezy zostały przeprowadzone poprzez realizację zaplanowanych eksperymentów, w których poddano analizie dwa rodzaje wymienników ciepła: płaszczowo-rurowy i węzownicowy. Pracę nad każdym z wymienników zrealizowano zgodnie z identycznym schematem składającym się z następujących zadań:

Zadania realizowane w ramach wypełniania celu badawczego pracy:

1. Projekt i wyposażenie stanowiska laboratoryjnego.
2. Przeprowadzenie wstępnych badań i testów wymiennika ciepła
3. Przeprowadzenie kampanii pomiarowych:
 - (a) Układ zasilany zimnymi parami azotu.
 - (b) Układ zasilany stałym przepływem skroplonego azotu i zmiennym przepływem wody grzewczej.
 - (c) Układ zasilany stałym przepływem wody grzewczej i zmiennym przepływem skroplonego azotu.
 - (d) Symulacja awarii cyrkulacji wody grzewczej.
4. Walidacja zastosowanych modeli matematycznych.

W ramach badania zbadano użyteczność zastosowanej modyfikacji konstrukcji wymiennika węzownicowego polegającą na zastosowaniu zaworu zwrotnego w rdzeniu wymiennika. Następnie, w kontekście symulowanej awarii cyrkulacji w obiegu wody grzewczej systemu samochodowego, przeprowadzono analizę zdolności wymiennika do powrotu do pracy nominalnej po krótkotrwałej awarii oraz jego zdolności do samoczynnego rozmrożenia.

Rozdział 3

Analiza eksperymentalna procesu regazyfikacji

3.1 Ogólny opis założeń projektu

Projekt „Optymalizacja systemów zasilających napędy pracujące w transporcie morskim, drogowym i kolejowym, które wykorzystują gaz naturalny w postaci skropionej” o numerze POIR.01.01.01-00-0842/16-00, 2016–2022 współfinansowany przez Narodowe Centrum Badań i Rozwoju, wykonywany na zlecenie Remontowa LNG Systems skupiał się przede wszystkim na redukcji wpływu procesów transportowych na środowisko naturalne. Wykorzystanie LNG do zasilania napędów w transporcie wiąże się z koniecznością regazyfikacji [27], która może negatywnie wpływać na środowisko. Zakładano stworzenie projektów głównych elementów systemu zasilania w LNG oraz optymalizację procesu regazyfikacji z uwzględnieniem możliwości odzysku energii wraz z opracowaniem systemu rekondensacji par gazu naturalnego, który powstaje samoczynnie jako skutek nieuniknionych dopływów ciepła, tj. Boil-off Gas (BOG). Projektowane wymienniki ciepła, pracujące jako regazyfikatory, musiały również pozostać odporne na zamrażanie czynnika grzewczego w przypadku chwilowej awarii jego cyrkulacji. Modelowanie narostu lodu na ściankach rurek w wymiennikach płaszczowo-rurowych nie zawiera się w zakresie obecnej pracy i zostało przedstawione w [39].

Regazyfikatory musiały spełniać poniższe kryteria:

- niezawodna i bezpieczna praca,
- spełnienie założeń systemowej wydajności regazyfikacji dla danej aplikacji,
- łatwa skalowalność,

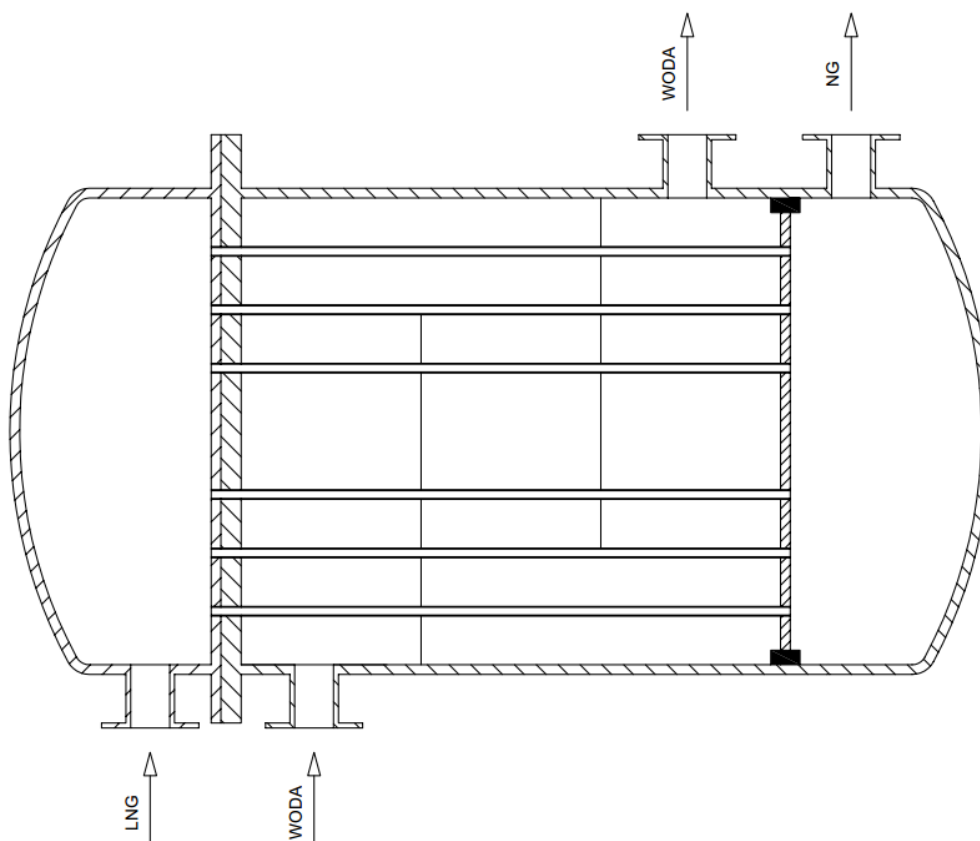
- prostota konstrukcji umożliwiająca produkcję seryjną,
- wykorzystanie łatwo dostępnych, standaryzowanych elementów,
- konstrukcja z dobrze zbadanym typem przepływu z możliwie dokładnymi modelami obliczeniowymi,
- odporność na zamarzanie wody lub mieszaniny wody i glikolu będącej źródłem energii cieplnej przy pracy nominalnej,
- odporność na zamarzanie wody przy chwilowym zaniku cyrkulacji czynnika grzewczego.

Jako rezultat przeprowadzonych badań i analiz zaprojektowano oraz wykonano dwa regazyfikatory testowe, jeden będący przeskalowanym wymiennikiem płaszczowo-rurowym dedykowanym systemom napędowym pracującym w transporcie morskim, oraz drugi eksperymentalny wymiennik węzownicowy w zastosowaniu w systemie napędowym w transporcie samochodowym. Założenia projektowe oraz wyniki obliczeń zostały przedstawione w [44, 45].

Celem przeprowadzonych przez Autora dalszych badań z wykorzystaniem dostępnych wymienników ciepła była walidacja eksperymentalna zaproponowanych modeli wrzenia dla przepływu cieczy kriogenicznej oraz określenie minimalnego przepływu wody dla którego nie nastąpi narost lodu w wymienniku, określenie maksymalnego czasu awarii cyrkulacji wody grzewczej, po którym przywrócenie przepływu wody będzie skutkowało powrotem wymiennika do pracy w warunkach znamionowych mimo chwilowego narostu lodu. Z wykorzystaniem wyżej wymienionych wymienników skonstruowano dwa stanowiska laboratoryjne opisane w sekcji 3.2 oraz 3.3.

3.2 Wymiennik morski

Jako regazyfikator do aplikacji morskiej został wybrany jednoprzepływowy wymiennik płaszczowo-rurowy, w którym ciecz kriogeniczna przepływa rurkami, a w przestrzeni międzyrurowej następuje przepływ wody stanowiącej źródło ciepła niezbędnego do procesu regazyfikacji. W celu kompensacji naprężeń termicznych występujących w rurkach ze względu na znaczną różnicę temperatur między stroną wlotową a wylotową zastosowano pływające dno sitowe. Schemat wymiennika przedstawiony został na Rysunku 3.1.



Rysunek 3.1: Schemat wymiennika płaszczowo-rurowego z ruchomym dnem sito-
wym [46]

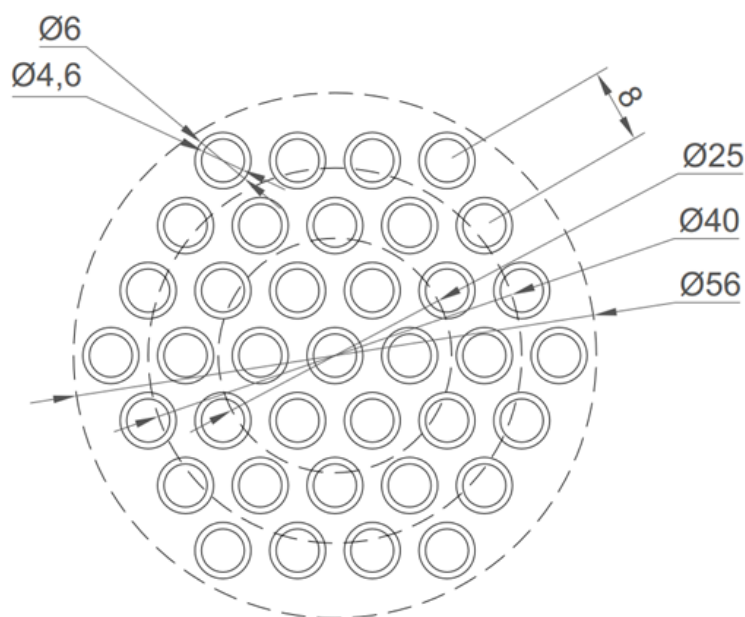
Wymienniki płaszczowo-rurowe charakteryzują się prostotą konstrukcji, łatwo-
ścią w wykonaniu, niezawodnością oraz powszechnością w aplikacjach morskich [47],
jednak mają również najmniejszą powierzchnię wymiany ciepła przypadającą na jed-
nostkową objętość w porównaniu z wymiennikami wężownicowymi oraz wymienni-
kami płytowymi, które także są często wykorzystywane w kriogenice [48]. Mimo pro-
stoty konstrukcji oraz powszechnego wykorzystania tego typu wymienników wciąż
prowadzone są liczne badania nad możliwością poprawy ich efektywności [49], wy-
korzystaniem metod numerycznych do analizy narostu lodu [38, 50] oraz wpływem
zmian kształtu rurek na oblodzenie i proces regazyfikacji [39].

Parametry geometryczne wymiennika testowego zostały podane w Tabeli 3.1.

Tabela 3.1: Geometria testowego wymiennika morskiego

Liczba rzędów rur	7
Liczba rurek	37
Wymiary rurki	6 x 0.7mm
Długość rur procesowych	1000mm
Wymiary płaszcz	60 x 2mm
Wysokość przegrody segmentowej	43mm
Rozstaw przegród segmentowych	40mm
Układ rur	przestawny
Podziałka diagonalna	8mm

Schemat dna sitowego przedstawia Rysunek 3.2, na którym widoczny jest rozkład 37 rurek procesowych w siedmiu rzędach. Pierścień zewnętrzny tworzy 18 rurek.



Rysunek 3.2: Rozkład orurowania w dnie sitowym w zależności od średnicy płaszcza [46]

3.2.1 Model matematyczny wymiennika morskiego

Do budowy modelu matematycznego wymiennika płaszczowo-rurowego zaproponowano następujące modele przedstawione w sekcjach 3.2.1.1-3.2.1.4.

3.2.1.1 Wymiana ciepła po stronie wody

Wymiana ciepła po stronie wody przy przepływie płynu na zewnątrz pęczka rur gładkich w ułożeniu przestawnym z przegrodami segmentowymi została obliczona zgodnie z metodologią przedstawioną w [51]. Liczba Nusselta zgodnie ze wzorem Gaddisa-Gnielinskiego dana jest wzorem 3.1:

$$Nu = f_a f_w Nu_{gl} \quad (3.1)$$

gdzie:

- f_a - współczynnik korekcyjny uwzględniający wpływ układu rur na wartość liczby Nusselta, zależny od podziałki układu rur oraz typu układu rur - szeregowego lub przestawnego,
- $f_w = f_G f_L f_B$ - współczynnik korekcyjny uwzględniający wpływ przegród segmentowych na wartość liczby Nusselta, zawierający w sobie następujące współczynniki:
 - f_G - współczynnik uwzględniający wpływ zmiany przepływu płynu względem pęczka rur z poprzecznego na wzdłużny,
 - f_L - współczynnik uwzględniający wpływ dodatkowego przepływu płynu przez szczeliny między przegrodą a płaszczem oraz rurami i otworami przelotowymi w przegrodach segmentowych,
 - f_B - współczynnik uwzględniający wpływ niepożądanego przepływu płynu wzdłuż wysokości przegrody pomiędzy płaszczem wymiennika i rurami skrajnymi najbliższymi płaszczu.

Liczba Nusselta dla poprzecznego opływu rury gładkiej, zawierająca w sobie składowe odpowiadające za przepływ laminarny i turbulentny, określona jest wzorem 3.2, natomiast składowe odnoszące się do przepływu laminarnego oraz turbulentnego zostały opisane odpowiednio wzorami 3.3 oraz 3.4.

$$Nu_{gl} = 0.3 + \sqrt{Nu_L^2 + Nu_T^2} \quad (3.2)$$

$$Nu_L = 0.644 Re^{1/2} Pr^{1/3} \quad (3.3)$$

$$Nu_T = \frac{0.037 Re^{0.8} Pr}{1 + 2.443 Re^{-0.1} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (3.4)$$

Szczegółowy opis obliczania każdego ze współczynników oraz granic stosowności wybranych liczb kryterialnych jest dostępny w [51]. Należy jednak zaznaczyć, iż wymiar charakterystyczny wykorzystywany w liczbach kryterialnych jest długością opływu przez płyn pojedynczej rurki i dany jest wzorem 3.5:

$$l = \frac{\pi d_{out}}{2} \quad (3.5)$$

gdzie d_{out} to wyrażona w metrach średnica zewnętrzna rurki. Wówczas przeliczenie liczby Nusselta na współczynnik wnikania ciepła opisuje równanie 3.6:

$$h_{H_2O} = \frac{k}{l} Nu_{gl} \quad (3.6)$$

Przy opływie pęczka rur o liczbie rzędów rur mniejszym niż 10 należy uwzględnić wpływ niewielkiej liczby rzędów na niepełne ukształtowanie przepływu i jego ograniczoną turbulencję w przestrzeni międzyrurkowej. Korektę obliczanej liczby Nusselta dla opływu pęczka rur należałoby dokonać w oparciu o równanie 3.7:

$$Nu_{row} = \frac{1 + (n - 1)f_A}{n} Nu \quad (3.7)$$

Jednakże dla wymienników z przegrodami segmentowymi, w których następuje częsta zmiana kierunku przepływu, wpływ niewielkiej liczby rzędów rur na ograniczenie turbulizacji przepływu można pominąć [52].

3.2.1.2 Przewodzenie ciepła przez ściankę rury procesowej

Przewodzenie ciepła przez ściankę rury procesowej opisuje klasyczny model przewodzenia przez ściankę cylindryczną przedstawiony w równaniu 3.8:

$$\dot{Q}_{przewodzenie} = 2\pi Lk \frac{T_2 - T_1}{\ln(d_{out}/d_{in})} \quad (3.8)$$

Przewodność cieplna stali nierdzewnej typu 1.4301 została obliczona zgodnie ze wzorem 3.9, w którym współczynniki $A_0 - A_8$ zostały odczytane z [53] oraz przedstawione w Tabeli 3.2.

$$k_{stal} = 10^{[A_0 + A_1(\log_{10}T) + A_2(\log_{10}T)^2 + A_3(\log_{10}T)^3 + A_4(\log_{10}T)^4 + A_5(\log_{10}T)^5 + A_6(\log_{10}T)^6 + A_7(\log_{10}T)^7 + A_8(\log_{10}T)^8]} \quad (3.9)$$

Tabela 3.2: Współczynniki wykorzystane w równaniu na przewodność stali

Współczynnik	Wartość
A_0	-1.4087
A_1	1.3982
A_2	0.2543
A_3	-0.6260
A_4	0.2334
A_5	0.4256
A_6	-0.4658
A_7	0.1650
A_8	-0.0199

3.2.1.3 Wymiana ciepła po stronie wrzącego azotu

Jako model wrzenia wykorzystano zależności opisywane przez Giarratano-Smitha [54] (równanie 3.10), Miropolskiego [55] (równanie 3.13) oraz Groenevelda [56] (równanie 3.16). Wybrane modele zostały opracowane dla przepływu w którym występuje wrzenie błonowe, a właśnie ten typ wrzenia umożliwia zachowanie wysokiej temperatury ścianki rurki i ograniczenie ryzyka zjawiska zamrażania wody wewnątrz wymiennika. Dążenie do osiągnięcia przepływu z wrzeniem błonowym jest kluczowe dla bezpiecznej pracy regazyfikatora mimo pogorszenia warunków wymiany ciepła ze względu na powstającą warstwę par, która znacznie ogranicza możliwość wymiany ciepła między wrzącym czynnikiem kriogenicznym a źródłem ciepła.

Model Giarratano-Smitha wyrażający czynnik wnikania ciepła Colburna bazujący na parametrze Lockharta-Martinelliego dany jest wzorem 3.10:

$$j_{h,v} = \frac{h_b(Pr_v)^{2/3}}{c_{P_v}G} = 0.026F_{tt} \left(\frac{DG}{\mu_v} \right)^{-0.2} \left(\frac{\mu_v}{\mu_w} \right)^{0.14} \left[x + \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right) (1-x) \right]^{0.8} \quad (3.10)$$

Funkcja empiryczna bazująca na liczbie Lockharta-Martinelliego jest opisana równaniem 3.11:

$$F_{tt} = \exp[(0.222 + 0.160 \ln(X_{tt}) - 0.008(\ln(X_{tt}))^2)] \quad (3.11)$$

natomiast liczba Lockharta-Martinelliego dana jest wzorem 3.12:

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.90} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0.10} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{1/2} \quad (3.12)$$

Model opisany w pracy Miropolskiego [55] jest powszechnie używany w analizie wrzenia błonowego w warunkach kriogenicznych i pozwala osiągać wyniki o dobrej zgodności z wynikami eksperymentalnymi [57]. Współczynnik wnikania w tym modelu definiowany jest następująco:

$$h = 0.023 \frac{k_v}{D} Re_{mix}^{0.8} Pr_v^{0.4} Y \quad (3.13)$$

gdzie

$$Re_{mix} = \left(\frac{GD}{\mu_v}\right) \left[x + \frac{\rho_v}{\rho_l}(1-x)\right] \quad (3.14)$$

$$Y = 1 - 0.1 \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0.4} (1-x)^{0.4} \quad (3.15)$$

Model Groenevelda wykorzystywany jest do obliczeń współczynnika wnikania ciepła w przepływie rozproszonym i zakłada równowagę termodynamiczną między parami a cieczą, co skutkuje całkowitym wykorzystaniem dopływającego ciepła do odparowania kolejnej frakcji cieczy. Ze względu na to, że podczas wrzenia błonowego ciecz nie ma bezpośredniego kontaktu ze ścianką wewnętrzną rurki, część energii cieplnej zostaje wykorzystana do przegrzania par [58], co jest sprzeczne z uproszczeniem w modelu Groenevelda dotyczącym równowagi termodynamicznej par i cieczy, jednakże sam model jest łatwy do zastosowania w obliczeniach analitycznych i pozwala na szybsze uzyskanie wstępnych wyników. Zagadnienie braku równowagi termodynamicznej i pozornego stopnia suchości par zostanie szerzej opisane w sekcji 3.3.4 w odniesieniu do modelu Shaha. Model Groenevelda dany jest równaniem 3.16:

$$Nu = \left(\frac{hD}{k_g}\right) = 0.00109 \left\{ \left(\frac{GD}{\mu_g}\right) \left[x + \frac{\rho_g}{\rho_c}(1-x)\right] \right\}^{0.989} Pr_w^{1.41} Y^{-1.15} \quad (3.16)$$

Model Groenevelda podobnie jak model Miropolskiego wykorzystuje ten sam parametr Y oraz liczbę Reynoldsa definiowaną dla mieszaniny z uwzględnieniem stopnia suchości mieszaniny parowo-cieczowej oraz różnic gęstości między fazą ciekłą i gazową. Należy jednak zwrócić uwagę na fakt, iż w odróżnieniu od modelu Miro-

polskiego, wielkości termodynamiczne opisujące gaz są obliczane dla temperatury średniej pomiędzy temperaturą ścianki a temperaturą nasycenia, natomiast liczba Prandtla jest obliczana dla temperatury ścianki wewnętrznej.

Dysponując współczynnikami wnikania ciepła dla opływu pęczku rur po stronie wodnej, przewodzeniem ciepła przez ściankę rurki oraz współczynnikiem wnikania ciepła po stronie wrzącego azotu, możliwe jest obliczenie teoretycznej długości parowacza. Wymiana ciepła podczas procesu wrzenia zależy od stopnia suchości pary, obliczono więc częściowe długości parowacza zmieniając zakładany stopień suchości z krokiem 0.1, przy czym zakładano zasilanie wymiennika płynem w stanie cieczy nasyconej.

Znając ciepło parowania, wejściowy stopień suchości azotu oraz strumień masowy azotu określono strumień ciepła $\dot{Q}_{wrzenie}$ niezbędny do całkowitego odparowania azotu zgodnie z równaniem:

$$\dot{Q}_{wrzenie} = \dot{m}_{N_2} h_{fg} \quad (3.17)$$

Wówczas korzystając z zasady zachowania energii i znając przepływ wody oraz jej temperaturę na wejściu, obliczono spadek temperatury w obiegu wodnym oraz temperaturę na wyjściu z wymienniku. To z kolei pozwala na wyznaczenie logarytmicznej różnicy temperatur w parowaczu danej wzorem 3.18:

$$\Delta T_m = \frac{T_{H_2O_{in}} - T_{H_2O_{out}}}{\ln\left(\frac{T_{H_2O_{in}} - T_b}{T_{H_2O_{out}} - T_b}\right)} \quad (3.18)$$

Następnie obliczono współczynnik przenikania ciepła w parowaczu odniesiony do powierzchni wewnętrznej rurki zgodnie z równaniem 3.19:

$$U_{in} = \frac{1}{\frac{1}{h_b} + \frac{A_{in} \ln(d_{out}/d_{in})}{2\pi k L} + \frac{A_{in}}{h_{H_2O} A_{out}}} \quad (3.19)$$

$$U_{in} = \frac{1}{\frac{1}{h_b} + \frac{d_{in} \ln(d_{out}/d_{in})}{2k} + \frac{d_{in}}{h_{H_2O} d_{out}}}$$

co finalnie umożliwiło obliczenie wymaganej wewnętrznej powierzchni cieplnej pa-

rowacza, a tym samym całkowitą wymaganą długość rurek:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{odparowanie} &= U_{in} A_{in} \Delta T_m \\ A_{in} &= \frac{\dot{Q}_{odparowanie}}{U_{in} \Delta T_m} \\ L_{parowacz} &= \frac{\dot{Q}_{odparowanie}}{\pi d_{in} U_{in} \Delta T_m}\end{aligned}\tag{3.20}$$

Długość pojedynczej rurki parowacza otrzymano przez podzielenie całkowitej wymaganej długości parowacza $L_{parowacz}$ przez liczbę rurek wymiennika testowego ($N = 37$).

3.2.1.4 Wymiana ciepła po stronie przegrzewanego azotu

Przepływ jednofazowy charakteryzuje się dokładniejszymi modelami o mniejszej empiryczności z uwagi na łatwiejszy do analizy rodzaj przepływu. Brak fazy ciekłej zmniejsza liczbę parametrów termodynamicznych wpływających na współczynnik wnikania, gdyż ciepło utajone h_{fg} , napięcie powierzchniowe σ , czy uwzględnienie zarówno parametrów cieczy jak i gazu nasyconego nie są już składowymi równań. Dla przepływu jednofazowego rozróżnia się trzy reżimy przepływowe w zależności od liczby Reynoldsa:

- przepływ laminarny dla $Re < 2300$,
- przepływ przejściowy dla $2300 < Re \leq 10000$,
- przepływ turbulentny dla $Re > 10000$.

Wartości granicznych liczb Reynoldsa między kolejnymi reżimami przepływowymi odwołują się do przepływu gazu wewnątrz rurek. Wartość $Nu = 3.66$, wspólna dla każdego z analizowanych modeli, jest wielkością teoretyczną obliczaną dla w pełni ukształtowanego przepływu laminarnego ze stałą temperaturą ścianki [59]. W pracy zaproponowano analizę trzech różnych modeli matematycznych opisujących wymianę ciepła po stronie przepływu odparowanego azotu:

1. Model 'Kutateladze' opisany równaniami 3.21:

$$Re \leq 2300 \quad Nu_{N_2, gas} = 3.66 \tag{3.21a}$$

$$2300 < Re \leq 10000 \quad Nu_{N_2, gas} = 0.00069 Re^{1.24} Pr^{0.5} \tag{3.21b}$$

$$Re > 10000 \quad Nu_{N_2, gas} = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \tag{3.21c}$$

2. Model 'Gnielinski', dany równaniami 3.22:

$$Re \leq 2300 \quad Nu_{N_2, gas} = 3.66 \quad (3.22a)$$

$$2300 < Re \quad Nu_{N_2, gas} = Nu = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr}{(1 + 12.7(f/8)^{0.5}(Pr^{2/3} - 1))} \quad (3.22b)$$

3. Model 'Volker', charakteryzowany układem równań 3.23:

$$Re \leq 2300 \quad Nu_{N_2, gas} = 3.66 \quad (3.23a)$$

$$2300 < Re \leq 10000 \quad Nu_{N_2, gas} = Nu = (1 - \gamma)Nu_{lam, 2300} + \gamma Nu_{turb, 10^4} \quad (3.23b)$$

$$10000 < Re \quad Nu_{N_2, gas} = Nu = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr}{(1 + 12.7(f/8)^{0.5}(Pr^{2/3} - 1))} \quad (3.23c)$$

W modelu 'Kutateladze' równanie 3.21b jest wzorem Kutateladze [60], a równanie 3.21c to znane równanie Dittusa-Boeltera [61].

Równanie 3.22b to model Gnielinskiego [62] z korektą $Re - 1000$ mającą na celu zwiększenie dokładności modelu w zakresie przepływów przejściowych [59], natomiast współczynnik tarcia f został wyznaczony zgodnie z równaniem 3.24 [63]:

$$f = (0.790 \ln Re - 1.64)^{-2} \quad (3.24)$$

Istnieją inne relacje pozwalające na obliczenie współczynnika tarcia w przepływie wewnątrz rurki prostej, na przykład równanie 3.25 [64]:

$$f = (1.8 \log_{10} Re - 1.5)^{-2} \quad (3.25)$$

jednakże różnice między wynikami równania 3.24 a 3.25 nie przekraczają 3% dla przepływów charakteryzujących się liczbą Reynoldsa w zakresie od 2300 do 10000.

W przepływach o liczbie Reynoldsa w zakresie przejściowym sam Gnielinski sugeruje liniową aproksymację między liczbą Nusselta w przepływie laminarnym a liczbą Nusselta obliczaną dla przepływu turbulentnego zgodnie z równaniami 3.23 [52], gdzie parametr γ oblicza się zgodnie z równaniem 3.26:

$$\gamma = \frac{Re - 2300}{10^4 - 2300} \quad (3.26)$$

natomiast $Nu_{lam,2300}$ oraz $Nu_{turb,10^4}$ to odpowiednio liczby Nusselta obliczone zgodnie z równaniami 3.23a oraz 3.23c obliczone dla $Re = 2300$ i $Re = 10000$.

Na podstawie obliczonej długości parowacza znana jest dostępna pozostała długość rurek procesowych w sekcji przegrzewacza par:

$$L_{przegrzewacz} = L_{rurka} - L_{parowacz} \quad (3.27)$$

Pozostałą długość podzielono na 40 równych segmentów, a następnie zastosowano metodę ϵ -NTU do wyznaczenia temperatury wylotowej azotu z danego segmentu. Temperatura wylotowa z ostatniego, 40, segmentu była więc modelową temperaturą wylotową azotu, która została porównana z wynikami eksperymentalnymi.

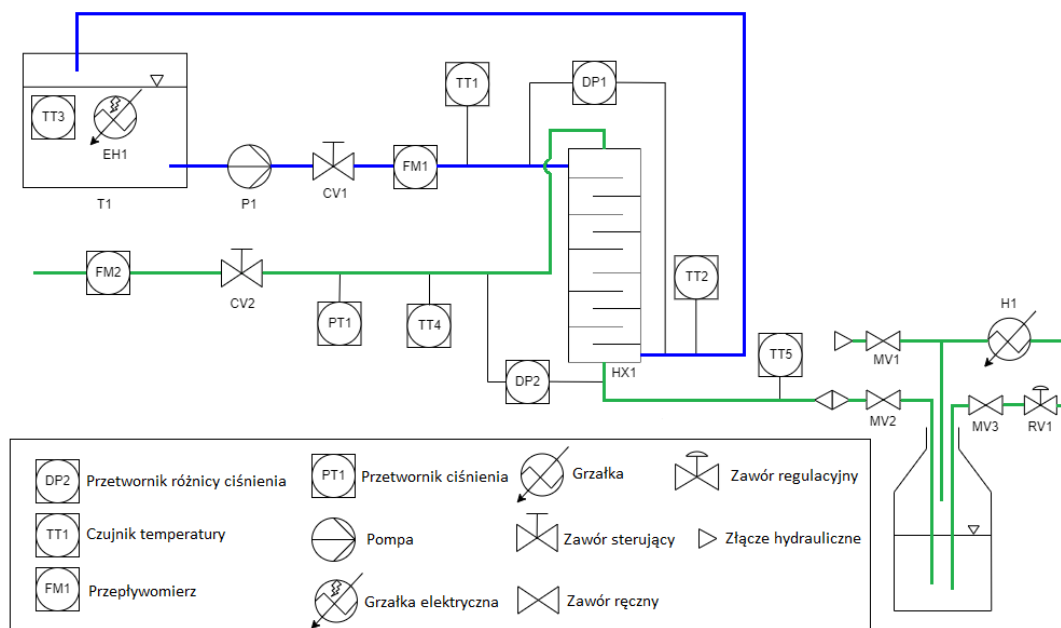
3.2.2 Stanowisko eksperymentalne

Jako testowy czynnik kriogeniczny wykorzystano skroplony azot, który jest czynnikiem chemicznie obojętnym, bez właściwości korozyjnych, łatwo dostępnym, relatywnie tanim, nie wprowadzającym dodatkowych zagrożeń poza zagrożeniami typowymi dla czynników kriogenicznych związanych z niską temperaturą. Dodatkowo jest to czynnik bardzo dokładnie przebadany oraz, w odróżnieniu od LNG, jednokładnikowy, dla którego tabele wielkości termodynamicznych cechują się wysoką dokładnością. Testowanie urządzeń czy systemów czynnikami bardzo dobrze znanymi jest standardem w praktyce inżynierskiej. W inżynierii kriogenicznej walidacja modeli matematycznych może być wykonana za pomocą dowolnej substancji poza wodorem oraz helem, które ze względu na mały rozmiar cząsteczek i obecność zjawisk kwantowych cechują się odstępstwami od klasycznych modeli matematycznych [57].

Testowy wymiennik płaszczowo-rurowy zasilany jest wodą o temperaturze $300K$ ($26.85^{\circ}C$), o nominalnym strumieniu masowym $400 \frac{g}{s}$ ($24 l/min$) oraz o ciśnieniu atmosferycznym na wylocie z wymiennika. Strumień masowy wody dobrano tak, aby obliczona temperatura ścianki rurki zewnętrznej wewnątrz wymiennika nie spadła poniżej temperatury zamarzania wody. Czynnikiem odbierającym ciepło jest skroplony azot w stanie cieczy nasyconej o ciśnieniu $6bar(a)$. Azot, podczas przepływu przez wymiennik, był w całości odparowany, a następnie przegrzany do temperatury $283.15K$ ($10^{\circ}C$). Po odparowaniu i przegrzaniu azot został w bezpieczny sposób skierowany do atmosfery, ponieważ obieg zamknięty dla wymiennika o tak małej mocy

z ponownym skraplaniem czynnika jest ekonomicznie nieuzasadniony.

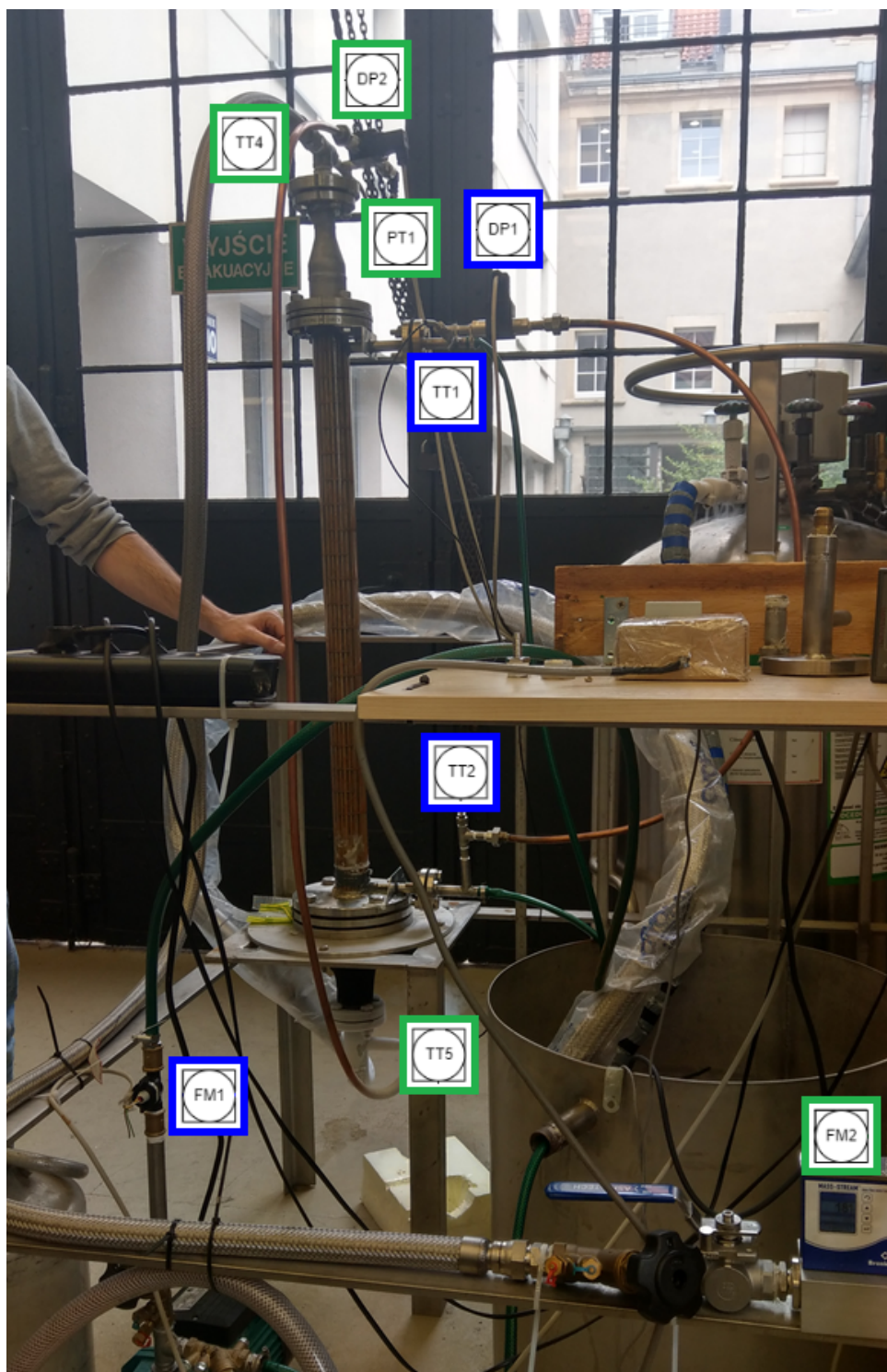
Schemat stanowiska laboratoryjnego z wymiennikiem morskim przedstawiono na rysunku 3.3, Rysunek 3.4 prezentuje stanowisko eksperymentalne podczas pracy, natomiast instrumentacja została zestawiona w Tabeli 3.3.



Rysunek 3.3: Schemat stanowiska laboratoryjnego do badania regazyfikacji w wymienniku płaszczowo-rurowym przeznaczonym do zastosowania w transporcie morskim

Tabela 3.3: Instrumentacja stanowiska badawczego z wymiennikiem płaszczoworurowym

Symbol	Opis	Producent	Model	Zakres
Obieg wodny				
P1	Pompa obiegu wody	OMNIGENA	DP 355Y	$q = 0..42l/min$
FM1	Przepływomierz wodny	Huba Control	210.911441K	$2 - 40l/min$
TT1	Czujnik temperatury wody na wlocie	TERMOPRECYZJA	PT100 klasa 1/3B	$-196.. + 20^{\circ}C$
TT2	Czujnik temperatury wody na wylocie	TERMOPRECYZJA	PT100 klasa 1/3B	$-196.. + 20^{\circ}C$
DP1	Przetwornik ciśnienia różnicowego wody	BD SENSORS	DMD 331 730-C-1001- 1-5-100-J00- 1-000	$0..1bar$
Obieg azotowy				
TT5	Czujnik temperatury azotu na wlocie	TERMOPRECYZJA	PT100 klasa B	$-196.. + 20^{\circ}C$
TT4	Czujnik temperatury azotu na wylocie	TERMOPRECYZJA	PT100 klasa B	$-196.. + 20^{\circ}C$
DP2	Przetwornik ciśnienia różnicowego azotu	BD SENSORS	DMD 331 730-D2501- 1-5-100-J00- 1-000	$0..2.5bar$
PT1	Przetwornik ciśnienia całkowitego azotu	OMEGA	PX119- 300AI	$0..21bar$
FM2	Przepływomierz azotowy	BRONKHORST	D-6371- DR/004BI	$20 - 1000lN/min$



Rysunek 3.4: Stanowisko eksperymentalne z zaznaczoną instrumentacją zgodnie ze schematem przedstawionym na Rys. 3.3

Czujniki temperatury w obiegu wodnym charakteryzują się wyższą klasą niż czujniki w obiegu azotowym, ponieważ spadek temperatury po stronie wodnej jest znacznie mniejszy niż po stronie azotowej. Aby ograniczyć błędy pomiarowe zdecydowano się na zastosowanie najwyższej klasy platynowych termometrów rezystancyjnych PT100 o klasie AA, określanej również jako 1/3B zgodnie z normą PN-EN IEC 60751:2022-11. Należy zauważyć, iż pomiar ciśnienia po stronie wodnej służył głównie jako wskaźnik ograniczenia przepływu ze względu na potencjalnie tworzącą się warstwę lodu. Przy pracy znamionowej bez oblodzenia rurek procesowych odczyt spadku ciśnienia po stronie wodnej pokrywał się z wartościami modelowymi. Przetworniki ciśnienia po stronie azotowej służyły do określenia ciśnienia parowania kriogenu - zjawiska czysto przepływowe związane ze spadkami ciśnienia w przepływie wewnątrz pęczka rur również nie były dogłębnie analizowane, ponieważ nie mieszczą się w zakresie tematycznym pracy.

Jednym z nieznanych wejściowych parametrów przy analizie procesu regazyfikacji jest stopień suchości mieszaniny parowo-cieczowej na wlocie do wymiennika. Wymiennik składający się z dwóch obiegów - wodnego i azotowego, przyjmując zerowe straty ciepła od strony wodnej do otoczenia, musi się cieplnie bilansować zgodnie z pierwszą zasadą termodynamiki. Ciepło utracone przez wodę zostanie wykorzystane do odparowania, a następnie przegrzania azotu, tj. zachodzi równość:

$$\dot{Q}_{H_2O} = \dot{Q}_{N_2} \quad (3.28)$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_{H_2O} c_{P_{H_2O,avg}} (T_{H_2O,in} - T_{H_2O,out}) &= \dot{m}_{N_2} (h_{N_2,out} - h_{N_2,in}) \\ \dot{V}_{H_2O} \rho_{H_2O} c_{P_{H_2O,avg}} (T_{H_2O,in} - T_{H_2O,out}) &= \dot{V}_{N,N_2} \rho_{N,N_2} (h_{N_2,out} - h_{N_2,in}) \end{aligned} \quad (3.29)$$

Nieznaną wielkością w równaniu 3.29 jest entalpia azotu na wejściu do wymiennika, którą po przekształceniu równania można zapisać jako:

$$h_{N_2,in} = h_{N_2,out} - \frac{\dot{V}_{H_2O}}{\dot{V}_{N,N_2}} \frac{\rho_{H_2O}}{\rho_{N,N_2}} c_{P_{H_2O,avg}} (T_{H_2O,in} - T_{H_2O,out}) \quad (3.30)$$

Ponieważ entalpia azotu na wejściu do wymiennika jest entalpią mieszaniny parowo-cieczowej to stopień suchości par można obliczyć zgodnie z równaniem:

$$\begin{aligned} h_{N_2,in} &= h_{N_2,L} + x \cdot h_{N_2,fg} \\ x &= \frac{h_{N_2,in} - h_{N_2,L}}{h_{N_2,fg}} \end{aligned} \quad (3.31)$$

Zmierzenie temperatury oraz ciśnienia po stronie wody i azotu pozwala na wyznaczenie wszystkich wielkości termodynamicznych we wzorach 3.28-3.31 i obliczenie stopnia suchości azotu na wlocie do wymiennika. Wielkości termodynamiczne zostały obliczone za pomocą biblioteki CoolProp [65] zintegrowanej z arkuszem kalkulacyjnym MS Excel.

Niepewności pomiarowe wielkości zmierzonych zostały obliczone zgodnie z dokumentacją techniczną urządzeń pomiarowych. Dla wartości obliczonych zastosowano prawo przenoszenia niepewności określane wzorem:

$$u_c(y) = \sqrt{\sum_k \left[\frac{\partial y}{\partial x_k} u(x_k) \right]^2} \quad (3.32)$$

Przykładowo moc cieplna wymiennika obliczana od strony wodnej dana jest wzorem 3.33:

$$\dot{Q}_{H_2O} = \dot{V}_{H_2O} \rho_{H_2O} c_{P_{H_2O,avg}} (T_{H_2O,in} - T_{H_2O,out}) \quad (3.33)$$

Niepewność pomiaru wynosi więc:

$$u_c(\dot{Q}_{H_2O}) = \left[\left(\frac{\partial \dot{Q}_{H_2O}}{\partial \dot{V}_{H_2O}} \right) u(\dot{V}_{H_2O}) \right]^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{H_2O}}{\partial \rho_{H_2O}} \right) u(\rho_{H_2O}) \right]^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{H_2O}}{\partial c_{P_{H_2O,avg}}} \right) u(c_{P_{H_2O,avg}}) \right]^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{H_2O}}{\partial T_{H_2O,in}} \right) u(T_{H_2O,in}) \right]^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{H_2O}}{\partial T_{H_2O,out}} \right) u(T_{H_2O,out}) \right]^2 \Big]^{0.5} \quad (3.34)$$

Niepewności wielkości termodynamicznych określonych na podstawie zmierzonej temperatury i ciśnienia zostały obliczone tą samą metodą. Przykładowe obliczenie niepewności gęstości wody:

$$u_c(\rho_{H_2O}(p, T)) = \sqrt{\left[\frac{\partial \rho_{H_2O}}{\partial p} u(p) + \frac{\partial \rho_{H_2O}}{\partial T} u(T) \right]^2} \quad (3.35)$$

Pochodne cząstkowe wielkości termodynamicznych zostały obliczone zgodnie z teorią granicy ilorazu różnicowego, tj:

$$\frac{\partial \rho_{H_2O}}{\partial p} = \lim_{\Delta p \rightarrow 0} \frac{\rho_{H_2O}(p + \Delta p, T) - \rho_{H_2O}(p, T)}{\Delta p} \quad (3.36)$$

W równaniu 3.35 wielkości $u(p)$ oraz $u(T)$ należy obliczyć zgodnie z dokumentacją techniczną przyrządów mierniczych.

3.2.3 Wyniki eksperymentalne regazyfikatora morskiego

Zaplanowano dwie kampanie pomiarowe:

1. utrzymanie stałego przepływu azotu 13 g/s (620 lN/min) i zmiana przepływu wody w zakresie $300 - 500 \text{ g/s}$ ($18 - 30 \text{ l/min}$),
2. utrzymanie stałego przepływu wody 400 g/s (24 l/min) i zmiana strumienia masowego azotu w zakresie $9 - 17 \text{ g/s}$ ($430 - 820 \text{ lN/min}$).

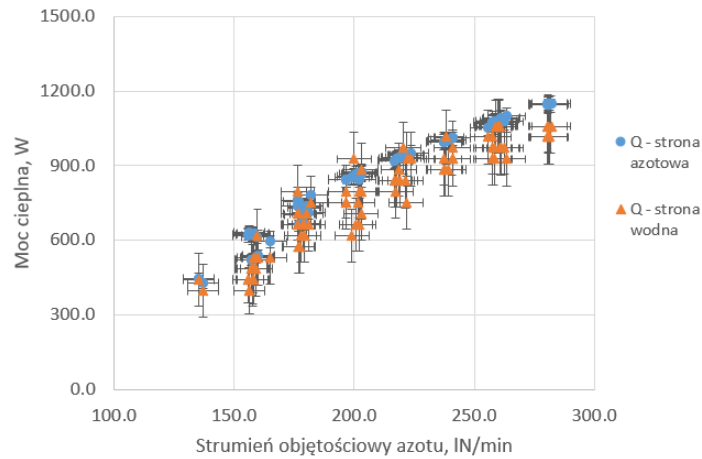
Wstępne pomiary wykazały znacznie niższą temperaturę azotu na wylocie z wymiennika. Przepływomierz azotowy nie był urządzeniem certyfikowanym do pracy w tak niskich temperaturach, zdecydowano więc o ograniczeniu przepływu azotu w celu podwyższenia temperatury azotu wpływającego do przepływomierza. Zredukowano również wartości przepływu wody w celu zwiększenia różnicy temperatur po stronie wodnej, co niosło za sobą zmniejszenie niepewności pomiarowej mocy cieplnej urządzenia i zostało opisane w dalszej części pracy w sekcji 3.2.4. W celu dokładniejszej analizy badanego zjawiska postanowiono przeprowadzić dodatkową kampanię pomiarową, w której wymiennik zostanie zasilony wyłącznie parami zimnego azotu, co pozwoli na sprawdzenie modeli matematycznych przenoszenia ciepła między przepływami jednofazowymi w części wymiennika pracującej jako przegrzewacz par. Ostateczny plan badań wyglądał następująco:

1. zasilanie wymiennika parami azotu w zakresie $2 - 6 \text{ g/s}$ ($100 - 300 \text{ lN/min}$) przy przepływie wody w zakresie $80 - 250 \text{ g/s}$ ($5 - 15 \text{ l/min}$),
2. utrzymanie stałego przepływu azotu 5.2 g/s (250 lN/min) i zmiana przepływu wody w zakresie $230 - 360 \text{ g/s}$ ($14 - 22 \text{ l/min}$),
3. utrzymanie stałego przepływu wody 330 g/s (20 l/min) i zmiana strumienia masowego azotu w zakresie $3 - 10 \text{ g/s}$.

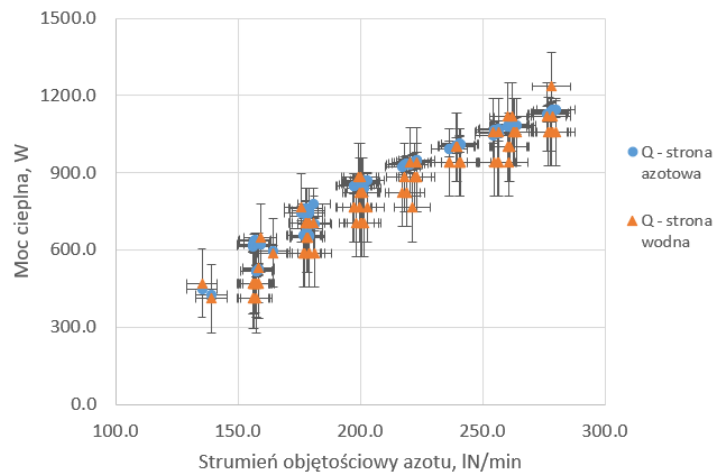
Dodatkowo przeprowadzono badanie pracy wymiennika w przypadku awarii cyrkulacji wody grzewczej w celu zestawienia wyników eksperymentalnych z wynikami uzyskanymi metodami numerycznymi. Podczas badania procesu zamrażania wymiennika przy awarii cyrkulacji wody grzewczej stwierdzono, że po 85s od wyłączenia pompy zasilającej obieg wodny możliwe było przywrócenie przepływu, jednakże po 90s przepływ wody nie był już możliwy do wznowienia. Wyniki pokrywają się z wynikami numerycznymi przedstawionymi w [66], gdzie czas powstania warstwy lodu o grubości 4mm dla układu przestawnego rurek o podziałce 8mm wynosił 86.5s.

3.2.3.1 Pierwsza kampania pomiarowa - wymiennik pracujący jako przegrzewacz par

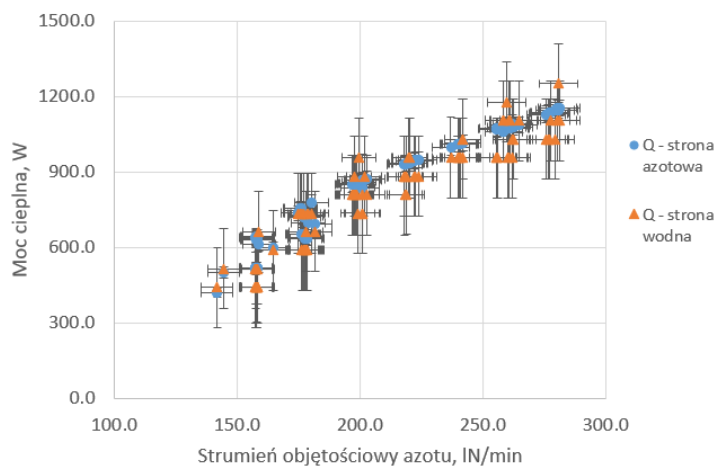
Przeprowadzenie pierwszej kampanii pomiarowej, w której wymiennik pracuje jako przegrzewacz par, a azot nie ulega przemianie fazowej, pozwala na weryfikację pomiarów po stronie wodnej i azotowej. W przypadku przepływu jednofazowego azotu pomiar temperatury i ciśnienia pozwala na jednoznaczne określenie stanu termodynamicznego czynnika na wlocie, co umożliwia sprawdzenie bilansu cieplnego, więc niezależnie wyznaczona moc cieplna wymiennika obliczona po stronie wodnej jak i azotowej musi być sobie równa. Rysunek 3.5 przedstawia wyznaczoną moc cieplną wymiennika korzystając z bilansu energii po stronie azotowej jak i wodnej dla różnych przepływów azotu oraz wody. W celu przeprowadzenia pomiarów zmodyfikowano stanowisko pomiarowe i wykorzystano nieizolowany fragment węża metalowego, który po zanurzeniu w wodzie o temperaturze otoczenia obciążony był tak dużymi stratami ciepła, że azot dostarczany do wymiennika osiągał temperaturę wyższą niż temperatura nasycenia, co świadczyło o odparowaniu kriogenu przed dopływem do rurek procesowych. Ograniczeniem technicznym był strumień ciepła dostarczany do przepływającego azotu. Rysunki 3.6 oraz 3.7 prezentują zmierzone temperatury wlotowe oraz wylotowe azotu, natomiast na Rysunku 3.8 pokazano obliczoną różnicę temperatur po stronie azotowej w zależności od strumienia objętościowego azotu.



(a) Przepływ wody równy 8 l/min



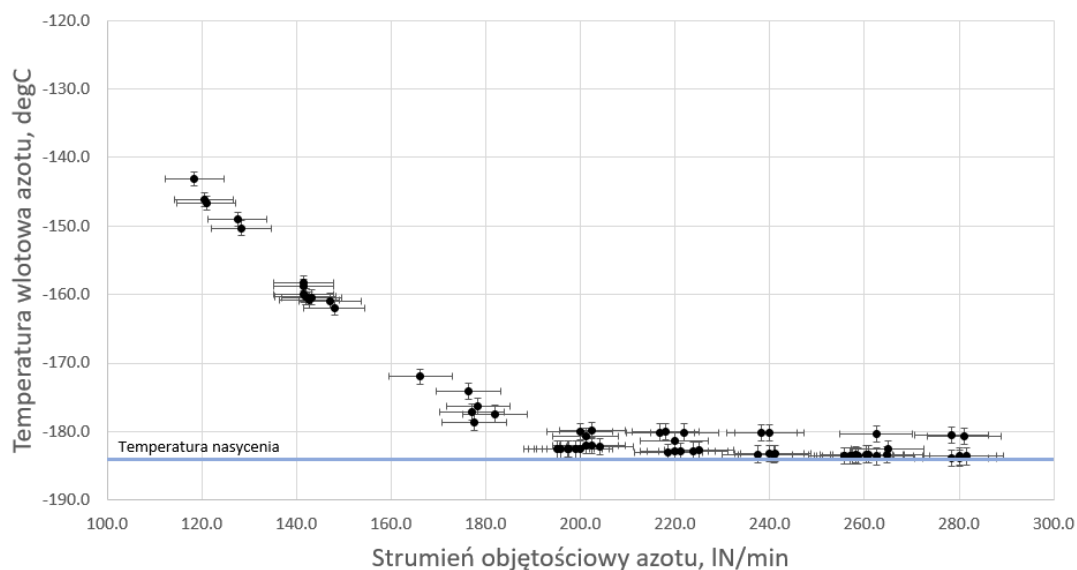
(b) Przepływ wody równy 10 l/min



(c) Przepływ wody równy 12 l/min

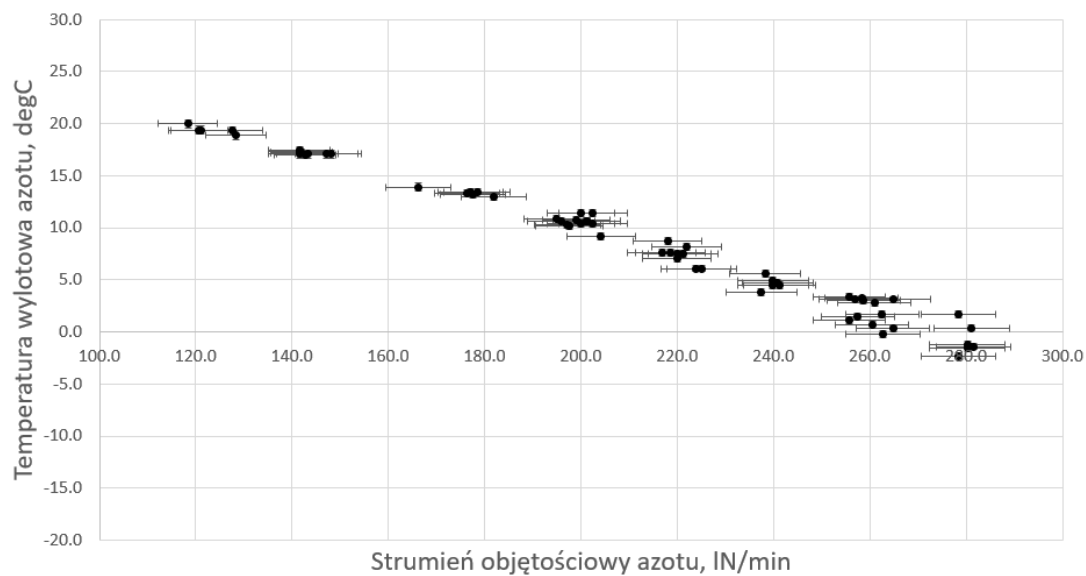
Rysunek 3.5: Obliczona moc cieplna testowego wymiennika morskiego pracującego jako przegrzewacz par dla różnych przepływów azotu oraz wody

Wyniki pozwalają jednoznacznie stwierdzić, że moc cieplna wymiennika wyznaczona ze strony wodnej zgadza się z mocą cieplną wyznaczoną ze strony azotowej, co dla kolejnych kampanii pomiarowych oznacza możliwość obliczania mocy cieplnej ze strony wodnej wymiennika oraz możliwość wyznaczenia stopnia suchości par na wlocie do wymiennika zgodnie z równaniami 3.30 oraz 3.31.

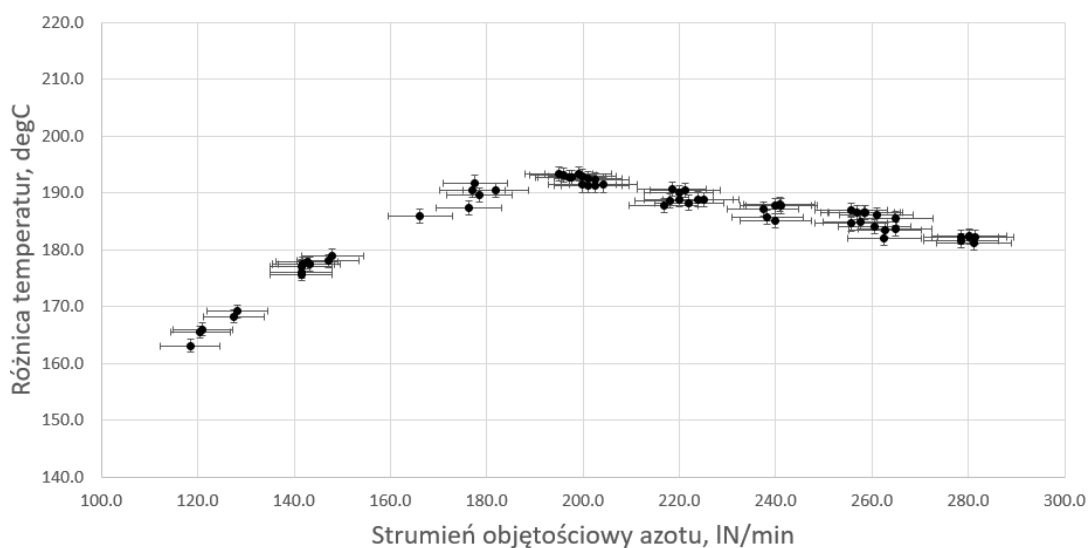


Rysunek 3.6: Zmierzona temperatura wlotowa azotu w funkcji przepływu azotu wraz z zaznaczeniem temperatury nasycenia azotu w badanym ciśnieniu

Dla przepływów azotu przekraczających wartość 200 lN/min zaobserwowano stabilizację temperatury wlotowej azotu, co pokazano na Rysunku 3.6. Oznacza to osiągnięcie stanu mieszaniny parowo-cieczowej na wlocie do wymiennika. Rysunek 3.7 oraz Rysunek 3.8 przedstawiają odpowiednio temperaturę wylotową oraz wzrost temperatury azotu w procesie przegrzewania par.



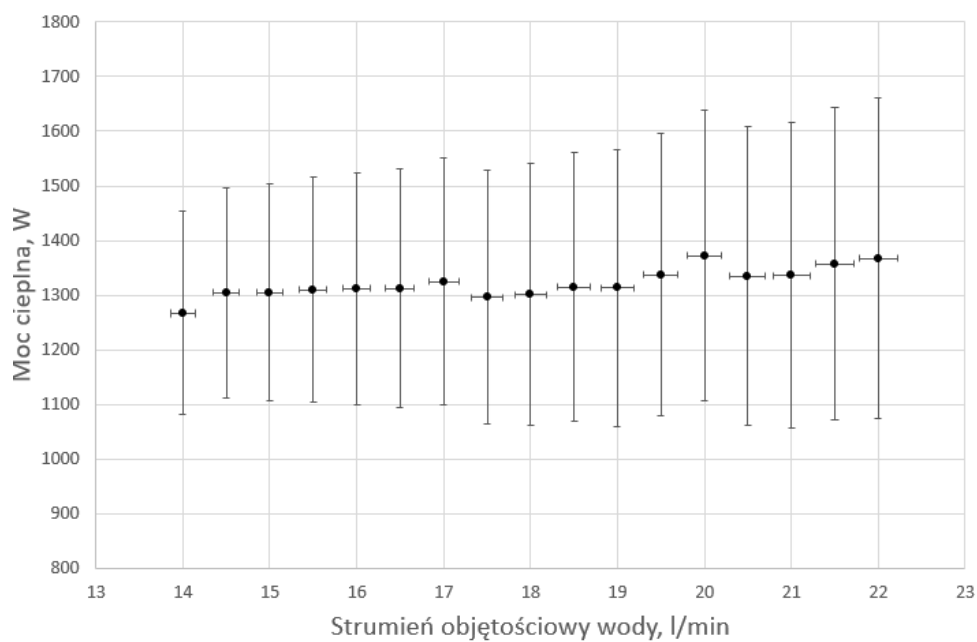
Rysunek 3.7: Zmierzona temperatura wylotowa azotu w funkcji przepływu azotu



Rysunek 3.8: Zmierzona różnica temperatur azotu w funkcji przepływu azotu

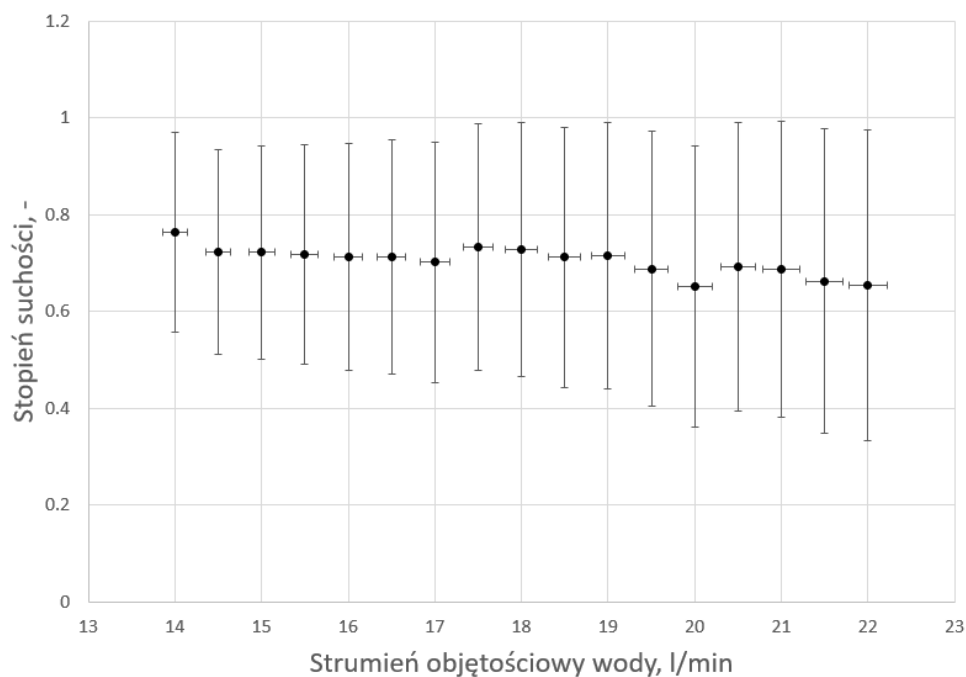
3.2.3.2 Druga kampania pomiarowa - zmienny przepływ wody przy stałym przepływie azotu

Podczas drugiej kampanii pomiarowej utrzymywano stały przepływ azotu na poziomie 5.2 g/s (250 lN/min) i regulowano przepływ wody w zakresie od 200 g/s do 400 g/s , czyli od 14 l/min do 22 l/min . Wyniki przedstawiono na Rysunku 3.9.



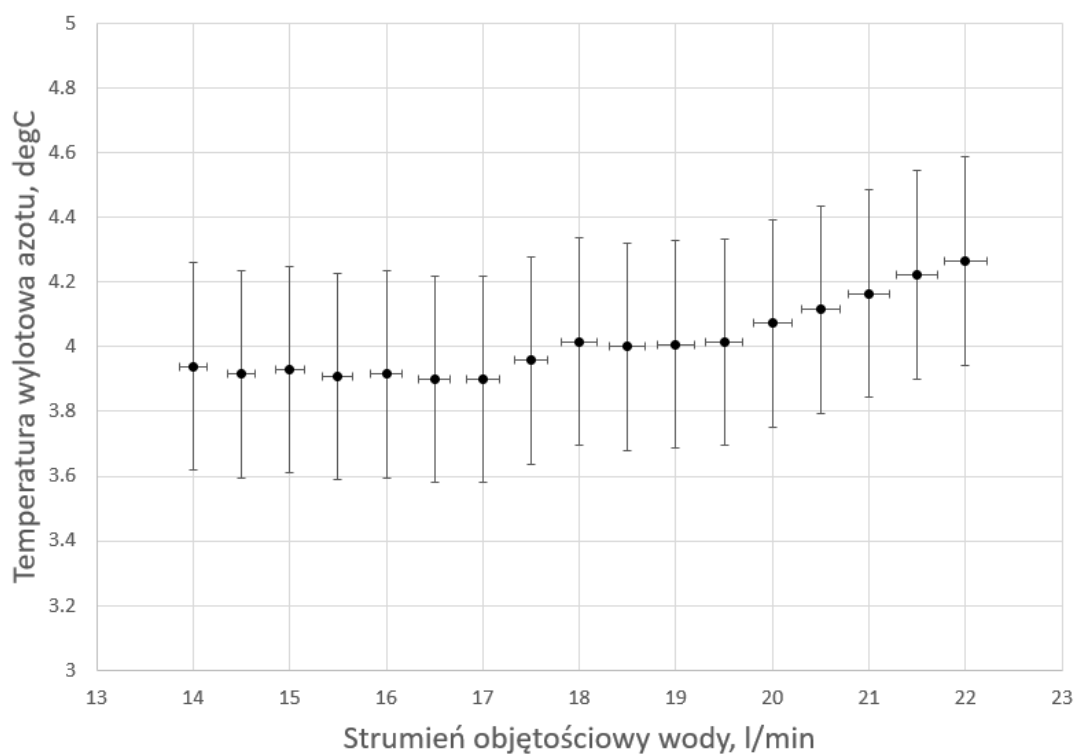
Rysunek 3.9: Moc cieplna wymiennika morskiego obliczona dla stałego przepływu azotu i zmiennego przepływu wody

Obliczona moc cieplna wymiennika została wykorzystana do obliczenia stopnia suchości par azotu na wlocie do wymiennika zgodnie ze wzorami 3.28-3.31. Wyniki obliczeń przedstawiono na Rysunku 3.10.

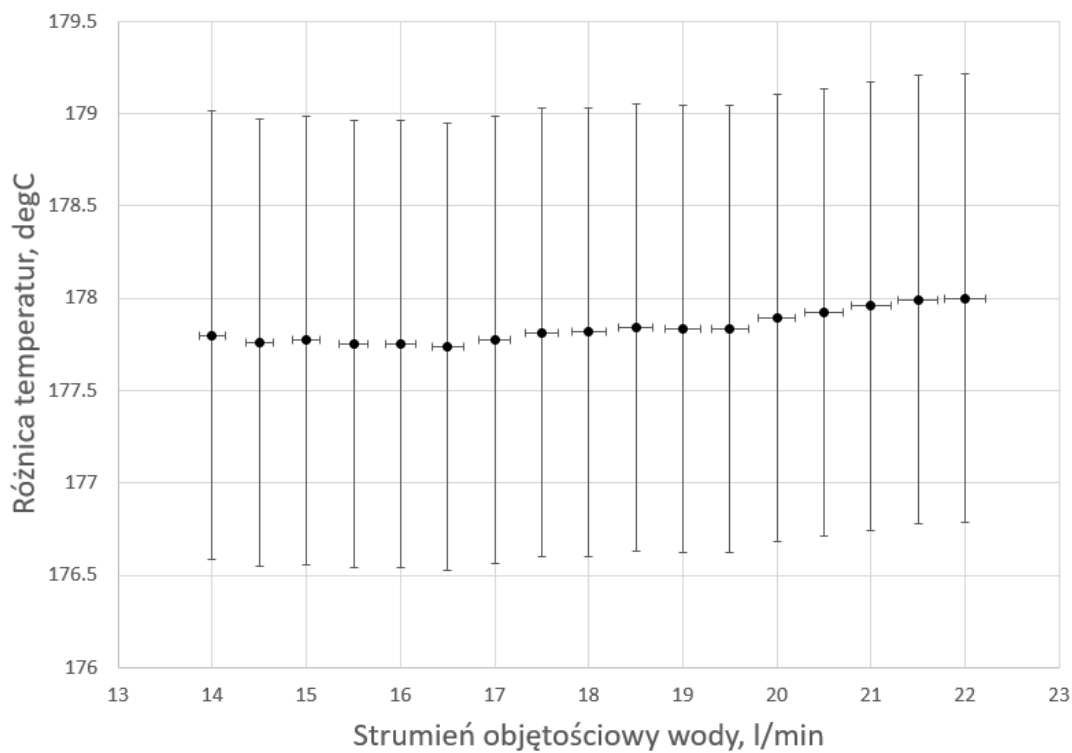


Rysunek 3.10: Obliczony stopień suchości par na wlocie do wymiennika dla stałego przepływu azotu i zmiennego przepływu wody

Kluczowym parametrem w procesie regazyfikacji jest temperatura wylotowa odparowanego i przegrzanego czynnika, gdyż zbyt niska temperatura może uszkodzić instalację nieprzystosowaną do temperatur zbliżonych do kriogenicznych. Zmierzona temperatura wylotowa azotu oraz wzrost temperatury azotu w procesie regazyfikacji w zależności od przepływu wody zostały przedstawione na Rysunku 3.11 oraz 3.12.



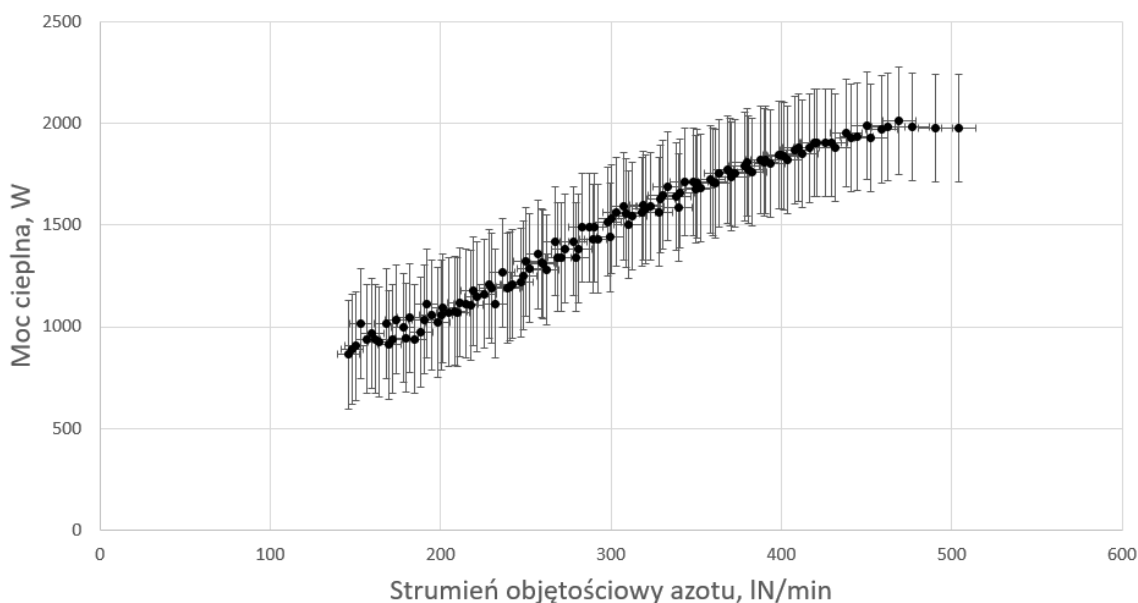
Rysunek 3.11: Temperatura wylotowa azotu podczas regazyfikacji ze stałym przepływem azotu i zmiennym strumieniem wody



Rysunek 3.12: Wzrost temperatury azotu podczas regazyfikacji ze stałym przepływem azotu i zmiennym strumieniem wody

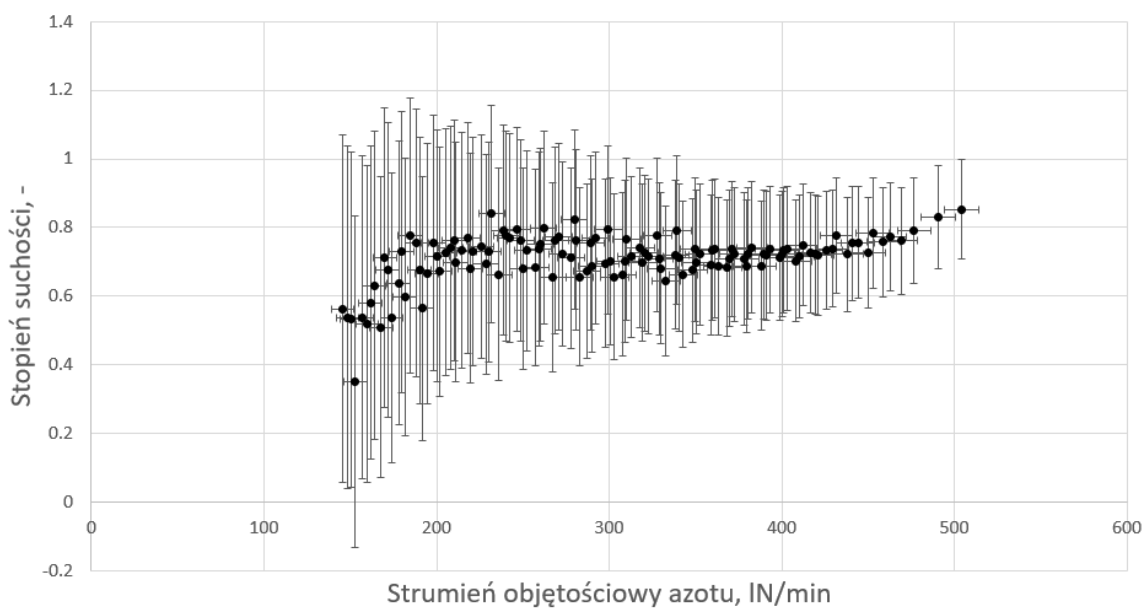
3.2.3.3 Trzecia kampania pomiarowa - zmienny przepływ azotu przy stałym przepływie wody

Ostatnia przeprowadzona kampania pomiarowa miała na celu zbadanie wpływu zmienności strumienia regazyfikowanego medium na wydajność cieplną wymiennika. Badania przeprowadzono przy stałym przepływie wody równym 20 l/min (330 g/s) oraz zmiennym przepływie azotu w zakresie $3\text{--}10 \text{ g/s}$ ($150\text{--}500 \text{ lN/min}$). Obliczona moc cieplna wymiennika została przedstawiona na Rysunku 3.13.

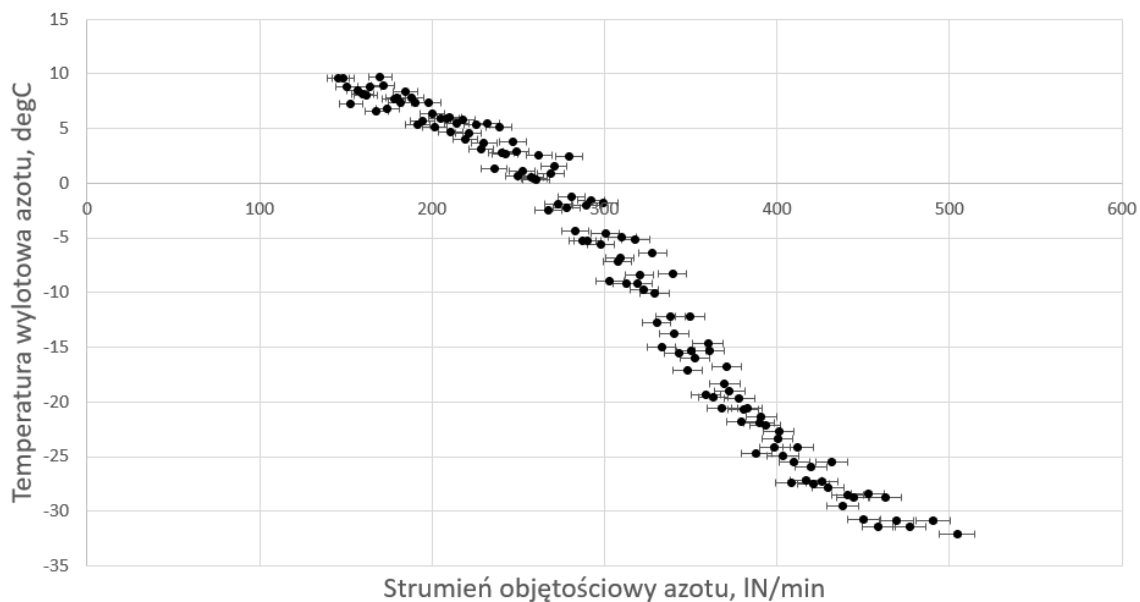


Rysunek 3.13: Moc cieplna wymiennika morskiego obliczona dla stałego przepływu wody i zmiennego przepływu azotu

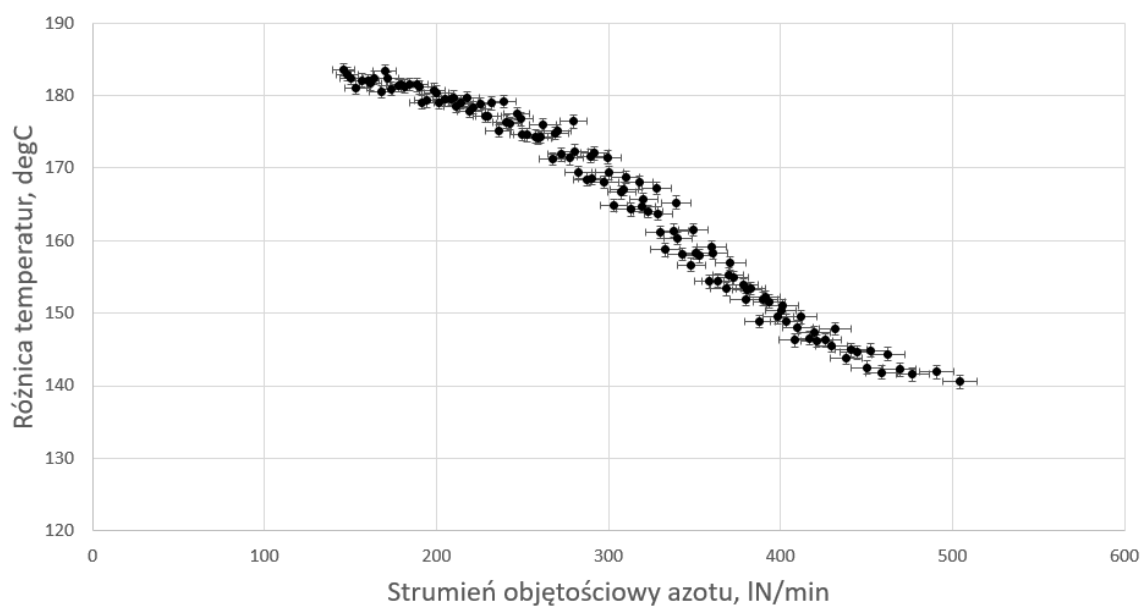
Analogicznie do badań przy zmiennym przepływie wody i stałym przepływie azotu wyznaczono stopień suchości par azotu na wlocie do wymiennika. Wyniki przedstawiono na Rysunku 3.14, natomiast Rysunki 3.15 oraz 3.16 przedstawiają odpowiednio zmierzoną temperaturę wylotową azotu oraz wzrost temperatury azotu podczas procesu regazyfikacji dla zmiennego przepływu objętościowego azotu.



Rysunek 3.14: Obliczony stopień suchości par na wlocie do wymiennika dla stałego przepływu wody i zmiennego przepływu azotu



Rysunek 3.15: Temperatura wylotowa azotu podczas regazyfikacji ze stałym przepływem wody i zmiennym przepływem azotu

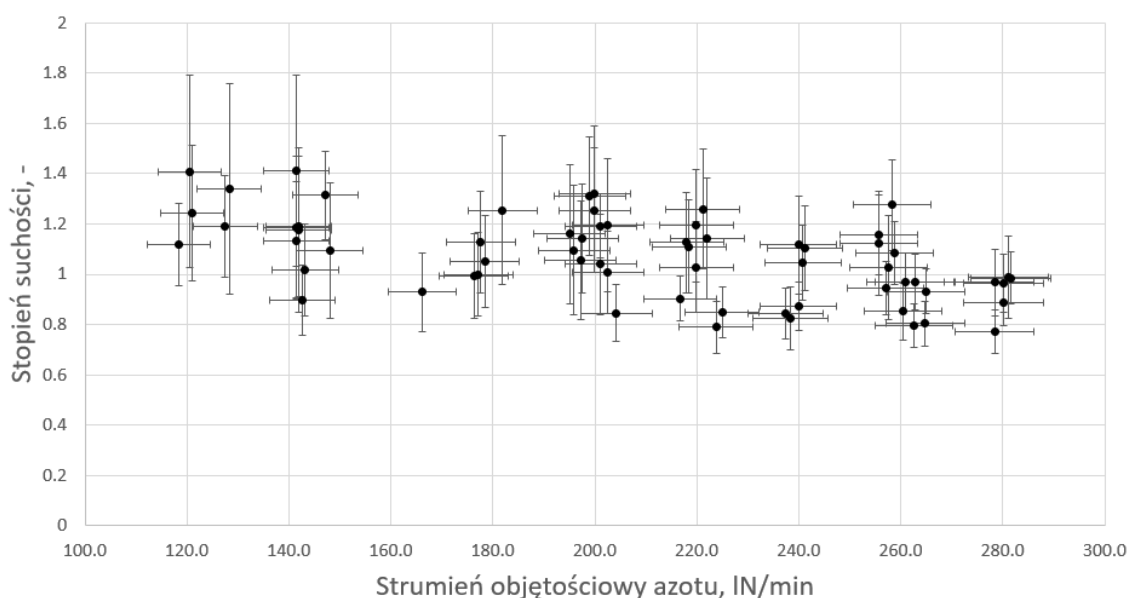


Rysunek 3.16: Wzrost temperatury azotu podczas regazyfikacji ze stałym przepływem wody i zmiennym przepływem azotu

Dla przepływów azotu przekraczających 10 g/s (500 lN/min) temperatura wylotowa azotu była zbyt niska, aby móc kontynuować eksperyment ze względu na nieprzystosowanie przepływomierza do pracy w warunkach temperatur kriogenicznych.

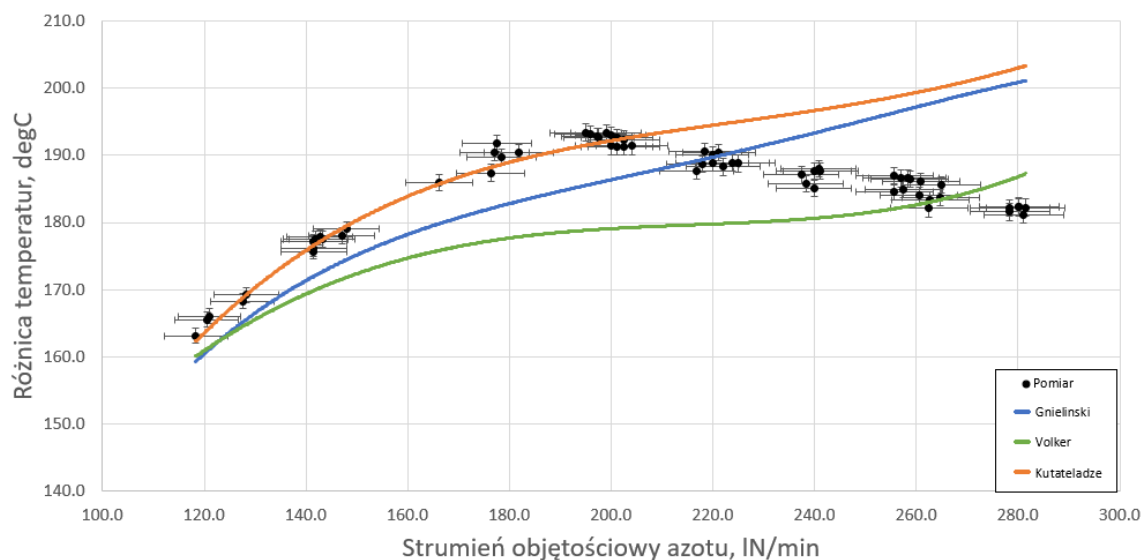
3.2.4 Wnioski z uzyskanych wyników

W przypadku pierwszej kampanii pomiarowej zwiększanie przepływu azotu ponad wartość $200 \text{ lN}/\text{min}$ nie skutkowało obniżaniem temperatury wejściowej azotu, a temperatura na wlocie do wymiennika osiągała wartość zbliżoną do temperatury nasycenia (Rysunek 3.6). Oznacza to, że dla wyższych przepływów, oprócz przegrzewania par azotu, następowało również odparowanie szczątkowej frakcji ciekłej znajdującej się na wlocie do wymiennika. Obliczony teoretyczny stopień suchości par został przedstawiony na Rysunku 3.17, zmniejszające się wartości teoretycznego stopnia suchości oraz spadek poniżej wartości jedności dla przepływów wyższych niż $200 \text{ lN}/\text{min}$ potwierdza przypuszczenia o obecności frakcji ciekłej na wlocie.



Rysunek 3.17: Obliczony stopień suchości par na wlocie do wymiennika zasilanego parami zimnego azotu

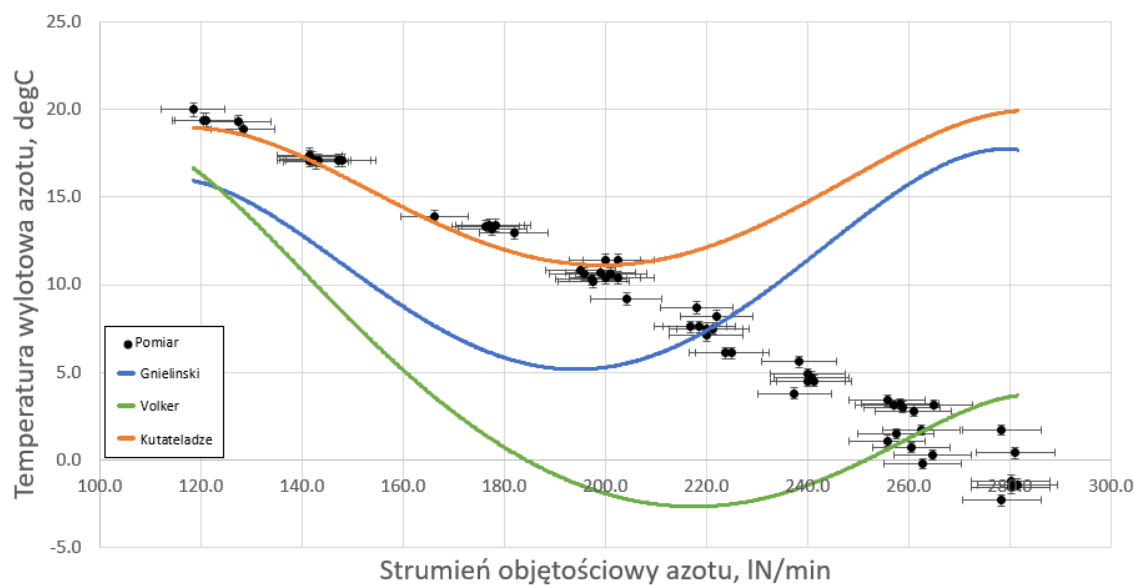
Zestawienie zmierzonej różnicy temperatury azotu z wartościami przewidywanymi przez model matematyczny w trakcie pierwszej kampanii pomiarowej wykazało dobrą zgodność wyników teoretycznych z eksperymentalnymi dla przepływów azotu w zakresie $120 - 200 \text{ lN}/\text{min}$, co przedstawiono na Rysunku 3.18.



Rysunek 3.18: Porównanie zmierzonej różnicy temperatur azotu z wartościami teoretycznymi dla konfiguracji wymiennika zasilanego zimnym gazem

Zbieżność wyników, w szczególności dla modelu 'Kutateladze', wskazuje na prawidłowość w doborze modeli matematycznych opisujących przejmowanie ciepła po stronie wody grzewczej, przewodzenia ciepła przez ściankę rurki procesowej oraz przenoszenie ciepła po stronie przegrzewanego azotu. Ewentualne rozbieżności między wynikami eksperymentalnymi regazyfikatora pracującego w warunkach nominalnych należy więc doszukiwać się w modelach wrzenia. Różnice między obliczoną temperaturą wylotową azotu a wartością obliczoną zgodnie z modelami matematycznymi przedstawia Rysunek 3.19.

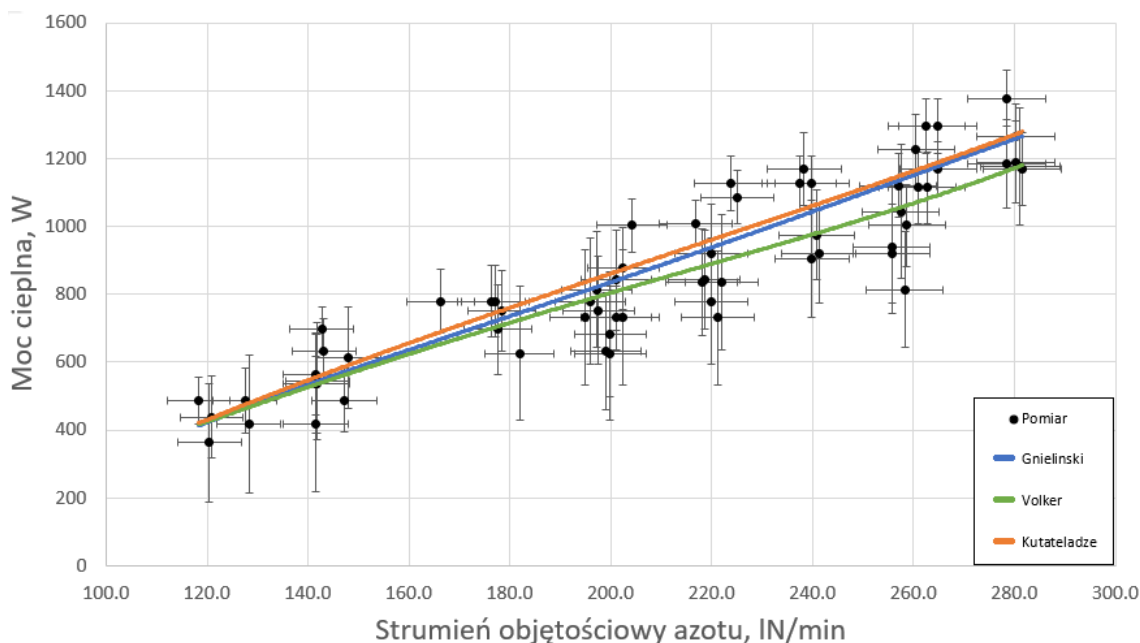
Model 'Gnielinski' charakteryzuje się nieznaczną, acz stałą różnicą między wartościami modelowymi a eksperymentalnymi. Można również zauważyć, iż model 'Volker' przewiduje znacznie niższe wartości temperatury wylotowej niż pozostałe modele. Wszystkie modele finalnie przeszacowują temperatury wylotowe dla przepływów azotu ponad 200 lN/min , co jest wynikiem zasilania wymiennika mieszaniną parowo-cieczową - część energii cieplnej wody jest wykorzystywana na przemianę fazową azotu, nie na ogrzanie par. Walidowane modele matematyczne poprzez zestawienie wyników teoretycznych z pomiarami pracy wymiennika w trybie przegrzewacza par nie zakładały obecności procesu wrzenia wewnątrz wymiennika. Zauważalny obliczony wzrost temperatury wylotowej azotu wynika ze zwiększonej prędkości gazu wewnątrz rurek i pracy w pełnym przepływie przejściowym bez stref z przepływem laminarnym. Zagadnienie obecności przepływów laminarnych wewnątrz rurek zosta-



Rysunek 3.19: Porównanie zmierzonej temperatury wylotowej azotu z wartościami teoretycznymi dla konfiguracji wymiennika zasilanego zimnym gazem

nie poruszone w dalszej części analizy wyników pomiarowych.

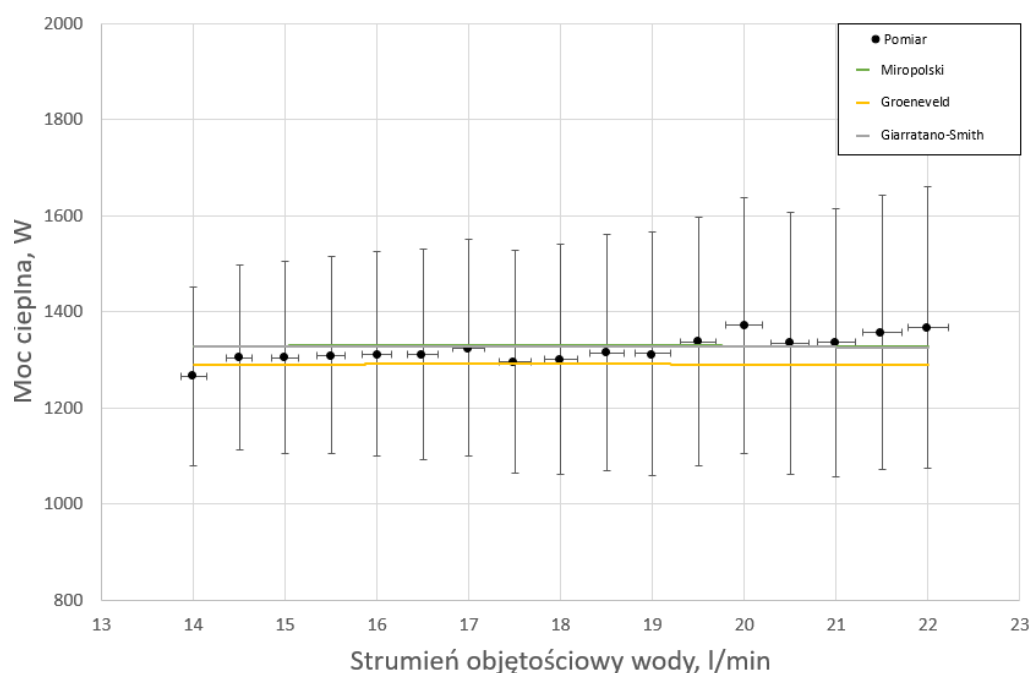
Modelowa moc cieplna wymiennika została zestawiona z wartościami pomiarowymi na Rysunku 3.20.



Rysunek 3.20: Porównanie zmierzonej mocy cieplnej wymiennika zasilanego zimnym gazem z wartościami teoretycznymi

Wnioskiem końcowym pierwszej kampanii pomiarowej jest zgodność zastosowanych modeli przenoszenia ciepła podczas jednofazowego przepływu azotu. Zastosowanie modelu 'Volker' prowadzi do uzyskania wyników zauważalnie niższych niż wyniki modeli 'Gnielinski' oraz 'Kutateladze', jednakże wszystkie trzy modele mogą zostać wykorzystane do uzyskania wyników o zadowalającej dokładności. W dalszej części pracy wykorzystano model 'Gnielinski' do modelowania wymiany ciepła w gazowym azocie, o ile nie wskazano inaczej.

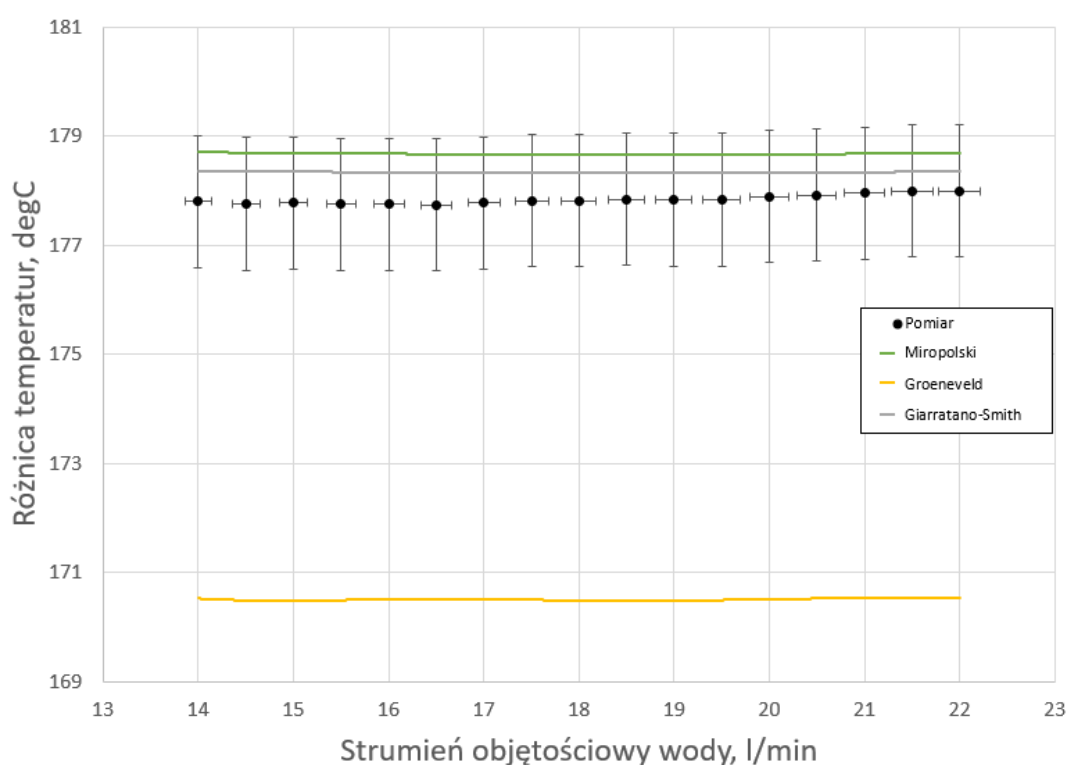
Druga kampania pomiarowa, w której eksperymentalny regazyfikator zasilany był stałym strumieniem skroplonego azotu i zmiennym strumieniem wody, wskazuje na marginalny wpływ strumienia czynnika grzewczego na wydajność wymiennika, co przedstawiono na Rysunku 3.9. Wyniki modelowe potwierdzają te wnioski i również nie sposób zauważyć wpływu zmiany przepływu wody na wydajność teoretyczną wymiennika, co przedstawiono na Rysunku 3.21. Dostarczanie tej samej mocy ciepl-



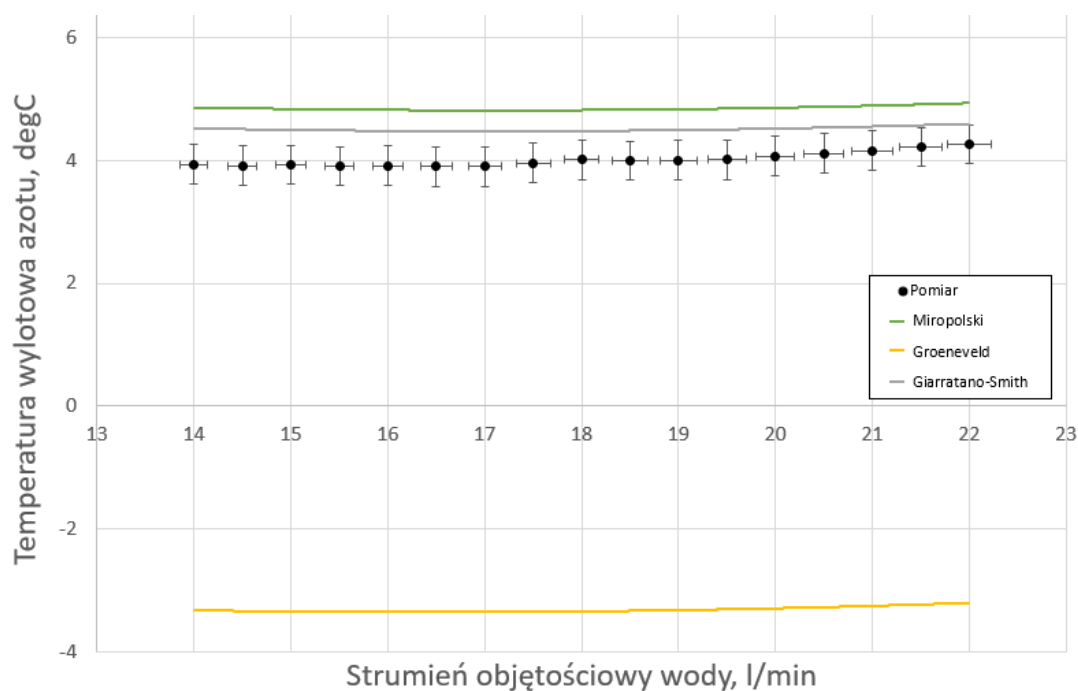
Rysunek 3.21: Porównanie zmierzonej mocy cieplnej wymiennika zasilanego stałym przepływem azotu $250 \text{ lN}/\text{min}$ i zmiennym przepływem wody

nej do azotu przy zwiększonym przepływie wody musiało skutkować obniżeniem spadku temperatury wody, co znacząco zwiększało błąd względny reprezentowany przez słupki błędów. Obliczony stopień suchości mieszaniny parowo-cieczowej nie był zależny od przepływu wody, czego należałoby się spodziewać, jednakże niepewność pomiaru tej wielkości również gwałtownie wzrosła wraz ze zwiększaniem strumienia

objętościowego wody (Rysunek 3.10). Modele teoretyczne pozwoliły na obliczenie temperatury wylotowej azotu oraz różnicy temperatur po stronie azotowej wymiennika przy zasilaniu zmiennym strumieniem wody z dużą dokładnością, co obrazują Rysunki 3.22 oraz 3.23. Model Groenevelda przewiduje wartości odbiegające od wartości modelowych Miropolskiego oraz Giarratano-Smitha, jednakże należy zauważyć, iż dla stałego przepływu azotu $250 \text{ lN}/\text{min}$, przy którym badany był wymiennik, różnica temperatur na poziomie 10°C odpowiada różnicy niespełna 50W mocy cieplnej mieszczącej się w zakresie niepewności pomiarowych.



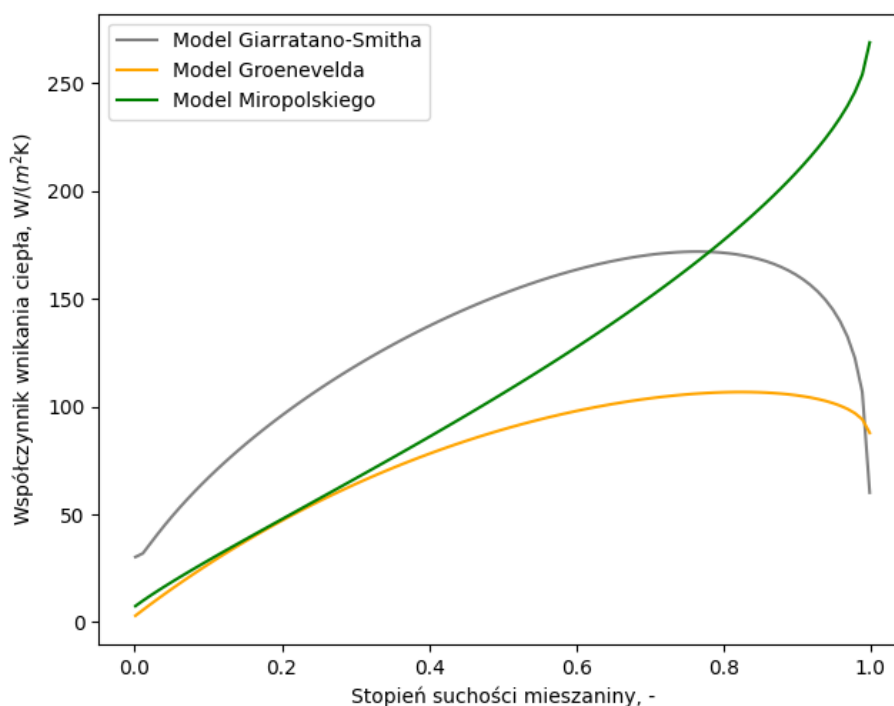
Rysunek 3.22: Porównanie zmierzonej różnicy temperatur azotu dla wymiennika zasilanego stałym przepływem azotu $250 \text{ lN}/\text{min}$ i zmiennym przepływem wody



Rysunek 3.23: Porównanie zmierzonej temperatury wylotowej azotu dla wymiennika zasilanego stałym przepływem azotu $250 \text{ lN}/\text{min}$ i zmiennym przepływem wody

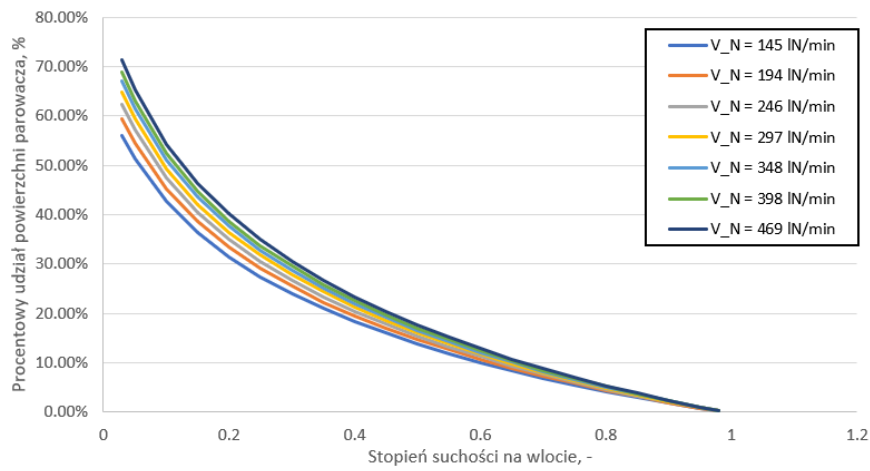
Jako wniosek końcowy drugiej kampanii pomiarowej można jednoznacznie stwierdzić niewielki wpływ strumienia objętościowego wody na wydajność cieplną wymiennika, co sugeruje znacznie wyższe współczynniki wnikania ciepła po stronie płaszczowej regazyfikatora. W celu ograniczenia wielkości niepewności pomiarowych należy prowadzić eksperyment przy niewielkim strumieniu objętościowym wody grzewczej tak, aby spadek temperatury po stronie płaszczowej był możliwie największy, co ograniczy błąd względny obliczonej wydajności wymiennika. Zaobserwowano jednak powstawanie stref martwych oraz narastanie lodu będącego skutkiem kontaktu króćca wlotowego azotu z przestrzenią płaszczową na dnie wymiennika. Z tego względu dalsze kampanie pomiarowe były prowadzone przy wysokim strumieniu objętościowym wody, dla którego wyżej wymienione zjawiska miały bardzo ograniczony charakter.

Wyniki trzeciej kampanii pomiarowej pozwalają na weryfikację zastosowanych modeli wrzenia do obliczeń zjawisk ciepło-przepływowych w regazyfikatorze kriogenicznym. Teoretyczna analiza zastosowanych modeli wrzenia pozwoliła na porównanie obliczonych różnymi metodami współczynników wnikania ciepła w zależności od strumienia azotu oraz stopnia suchości par. Przykładowe porównanie modeli wrzenia dla przepływu azotu $400 \text{ lN}/\text{min}$ zostało pokazane na Rysunku 3.24.

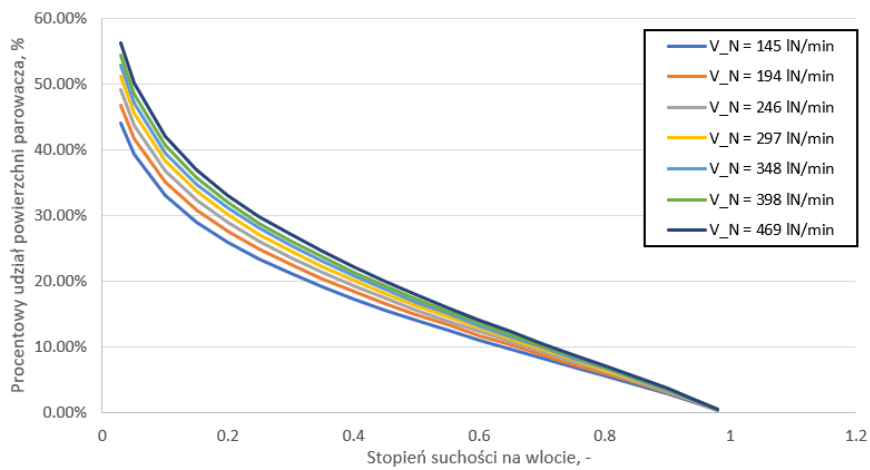


Rysunek 3.24: Porównanie modeli wrzenia dla różnych stopni suchości par i przepływu azotu $400 \text{ lN}/\text{min}$

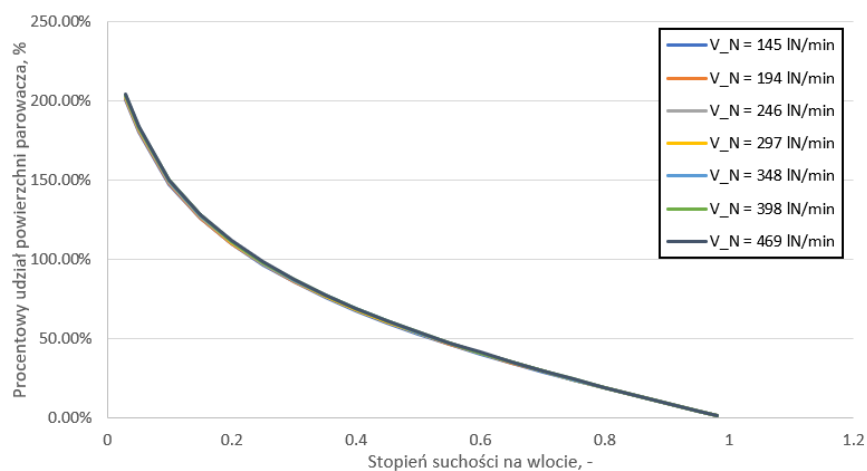
Obliczono również teoretyczną długość rurek wymaganą do pełnego odparowania przepływającego azotu, którą następnie odniesiono do całkowitej długości rurek procesowych. Teoretyczny obszar wymiennika pracujący jako parowacz w zależności od zastosowanego modelu wrzenia, strumienia azotu oraz stopnia suchości par na wlocie przedstawia Rysunek 3.25. Na podstawie przeprowadzonych obliczeń można stwierdzić, iż zgodnie z modelem Groenevelda cały wymiennik będzie pracował jako parowacz jeżeli na wlocie zostanie podany azot o stopniu suchości mniejszym niż 0.25 niezależnie od strumienia przepływającego azotu. Zgodnie z modelami Miropolskiego oraz Giarratano-Smitha nie ma takiego ograniczenia i nawet dla najwyższych strumieni azotu i cieczy nasyconej na wlocie do wymiennika możliwe będzie całkowite jej odparowanie i częściowe przegrzanie.



(a) Model Miropolskiego



(b) Model Giarratano-Smitha



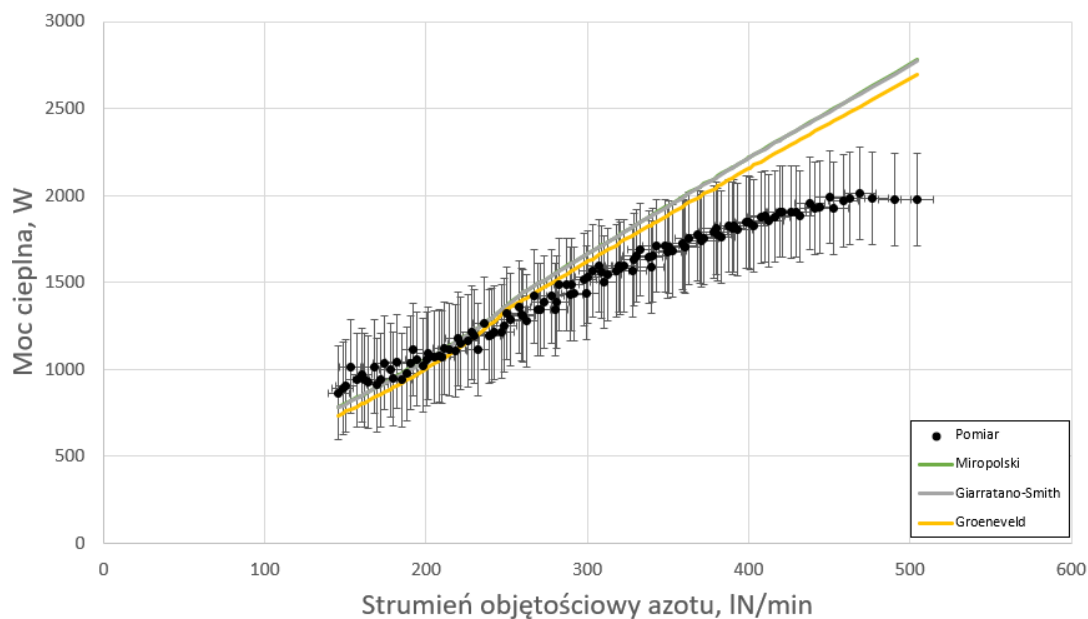
(c) Model Groenevelde

Rysunek 3.25: Obliczona wymagana względna powierzchnia wymiennika do odparowania całości azotu

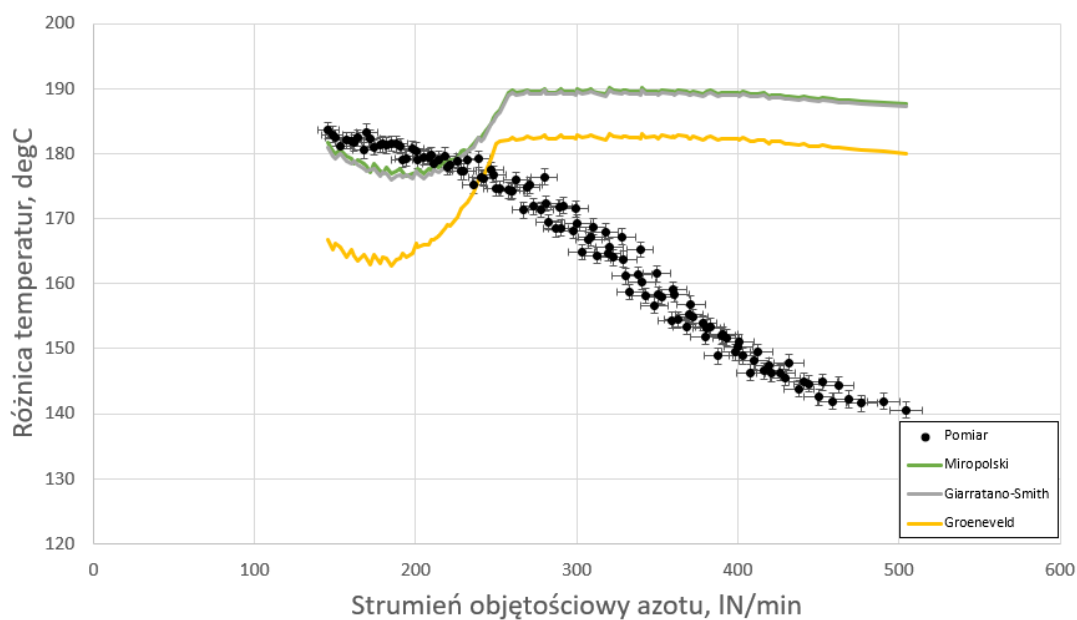
Analogicznie do poprzednich kampanii pomiarowych obliczono stopień suchości mieszaniny na wlocie do wymiennika, wyniki zostały przedstawione na Rysunku 3.14. Zakładano, iż nieuniknione straty ciepła przed wlotem do wymiennika są stałe, więc ich wpływ na stopień suchości mieszaniny będzie malał wraz ze wzrostem strumienia objętościowego azotu, tj. stopień suchości mieszaniny będzie zbliżał się do 0, a udział fazy ciekłej w mieszaninie będzie wzrastał. Obliczenia wykazują jednak utrzymywanie się stopnia suchości na stałej wartości wynoszącej średnio 0.7 niezależnie od zwiększania przepływu czynnika. Może to być spowodowane wzrostem strumienia ciepła z otoczenia ze względu na zwiększający się współczynnik przenoszenia ciepła po stronie odparowywanego azotu w węży łączącym zbiornik z wymiennikiem, wąż był izolowany piankowo i zaobserwowano szronienie wynikające z wymrażania wilgoci z powietrza na powierzchni węży dla wyższych strumieni masowych. Dodatkowo króciec wlotowy do wymiennika nie był dostatecznie izolowany. Możliwe jest również uzasadnienie braku spadku stopnia suchości par ze względu na maldystrybucję przepływu wewnątrz rurek procesowych. Wraz ze wzrostem strumienia azotu, który podawany jest wspólnie do wymiennika, możliwe jest nierównomierne obciążenie rurek procesowych co może skutkować niedostatecznym dostarczaniem ciepła ze strony wody do azotu, a właśnie utrata energii cieplnej wody jest wartością wykorzystywaną do obliczeń stopnia suchości mieszaniny wlotowej. Problem maldystrybucji zostanie opisany w dalszej części pracy.

Zmierzona moc cieplna wymiennika została zestawiona z wartościami teoretycznymi wyznaczonymi według modeli 'Miropolski', 'Giarratano-Smith' oraz 'Groeneveld' oraz z wykorzystaniem modelu 'Gnielinski' jako modelu przegrzewu par na Rysunku 3.26. Model 'Miropolski' oraz 'Giarratano-Smith' pokrywają się, jednak model 'Groeneveld' przewiduje niższe moce cieplne niż pozostałe modele podobnie do przypadku wymiennika zasilanego zmiennym strumieniem wody (Rysunek 3.21). Niezależnie od wykorzystanego modelu wrzenia widać dobrą korelację między wynikami teoretycznymi a modelowymi dla zakresu przepływu azotu 150 – 300 lN/min. Brak zgodności wielkości modelowych z eksperymentalnymi dla wyższych strumieni azotu może umacniać tezę o wystąpieniu maldystrybucji po stronie rurek procesowych.

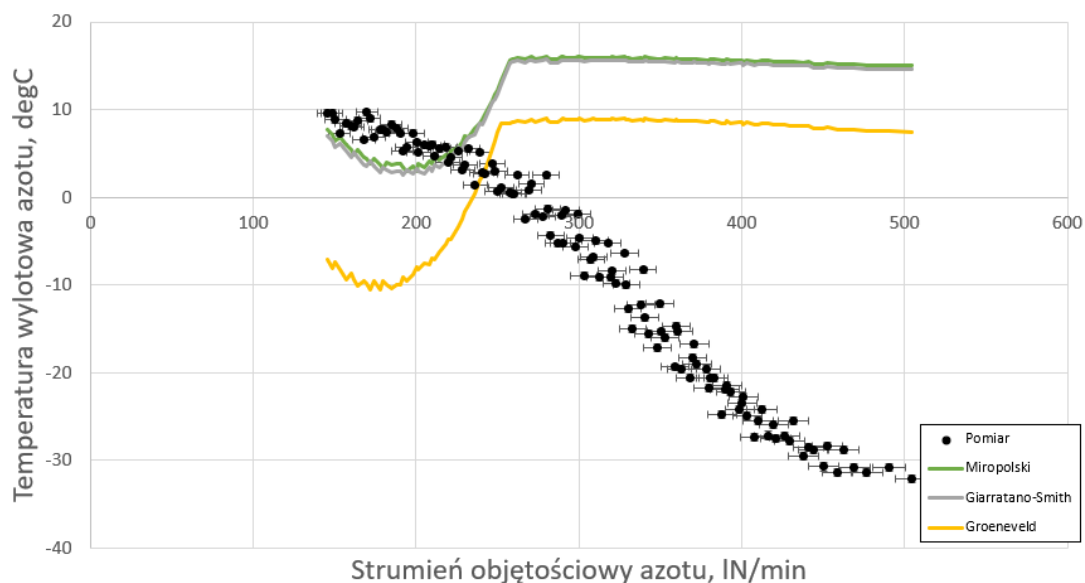
Wzrost temperatury azotu oraz temperatura wylotowa zostały przedstawione odpowiednio na Rysunku 3.27 oraz Rysunku 3.28.



Rysunek 3.26: Porównanie zmierzonej mocy cieplnej wymiennika z wartościami obliczonymi dla stałego przepływu wody 20 l/min i zmiennego przepływu azotu. Modelem wykorzystanym do obliczeń przegrzewu par był model 'Gnielinski'



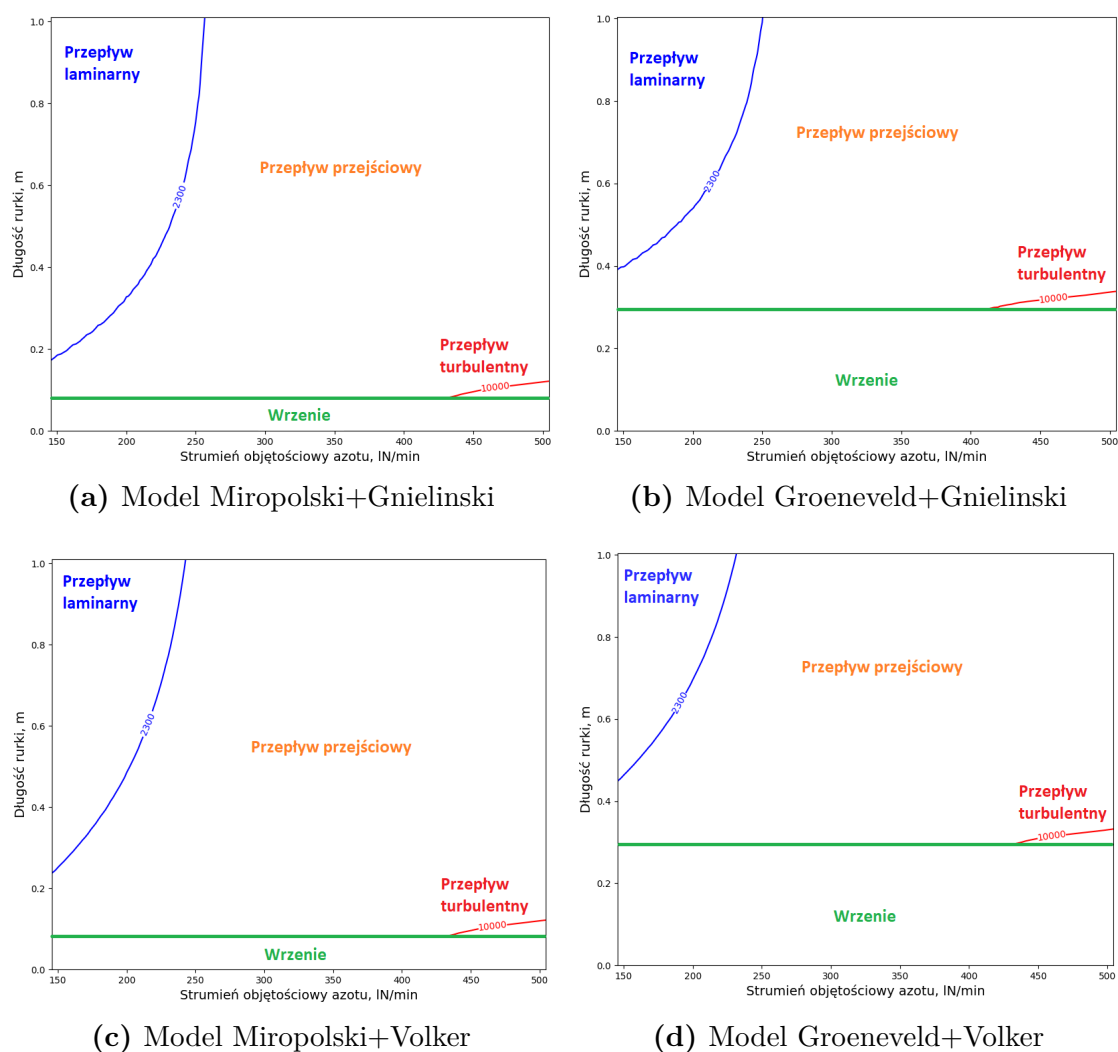
Rysunek 3.27: Porównanie zmierzonej różnicy temperatur azotu dla wymiennika zasilanego stałym przepływem wody 20 l/min i zmiennym przepływem azotu. Modelem wykorzystanym do obliczeń przegrzewu par był model 'Gnielinski'



Rysunek 3.28: Porównanie zmierzonej temperatury wylotowej azotu dla wymiennika zasilanego stałym przepływem wody 20 l/min i zmiennym przepływem azotu. Modelem wykorzystanym do obliczeń przegrzewu par był model 'Gnielinski'

Wartości modelowe wykazują spadek temperatury wylotowej azotu wraz ze zwiększaniem strumienia azotu do wartości 200 lN/min , po którym następuje stopniowy wzrost temperatury wylotowej aż do uzyskania wartości maksymalnej przy przepływie ok. 250 lN/min po której temperatura znów spada. Niewielkie przepływy azotu skutkują występowaniem przepływu laminarnego w rurkach procesowych, szczególnie w ciepłych sekcjach rurek ze względu na zwiększającą się lepkość przepływającego azotu. Wykres konturowy obszarów liczby Reynoldsa odpowiadającej przepływowi laminarnym, przejściowym i turbulentnym w zależności od strumienia regazyfikowanego czynnika został przedstawiony na Rysunku 3.29.

Wyniki zaprezentowane na Rysunku 3.29 wskazują na znaczne różnice obszaru wymiennika pracującego jako parowacz w zależności od zastosowanego modelu wrzenia, jednakże wybór modelu przegrzewu ma znikomy wpływ na obszary przepływu laminarnego, przejściowego i turbulentnego. Wyniki modelu Giarratano-Smitha są bardzo podobne do wyników Miropolskiego, więc w celu zwiększenia przejrzystości prezentowanych wyników ograniczono je tylko do dwóch modeli o znacznych różnicach, podobnie nie pokazywano wyników dla modelu przegrzewu 'Kutateladze' ze względu na niewielkie różnice z modelem 'Gnielinski'. Dla modelu Miropolskiego oraz Giarratano-Smitha parowanie następuje w 7% objętości wymiennika niezależnie od strumienia regazyfikowanego azotu. Model Groenevelda charakteryzuje się niższymi

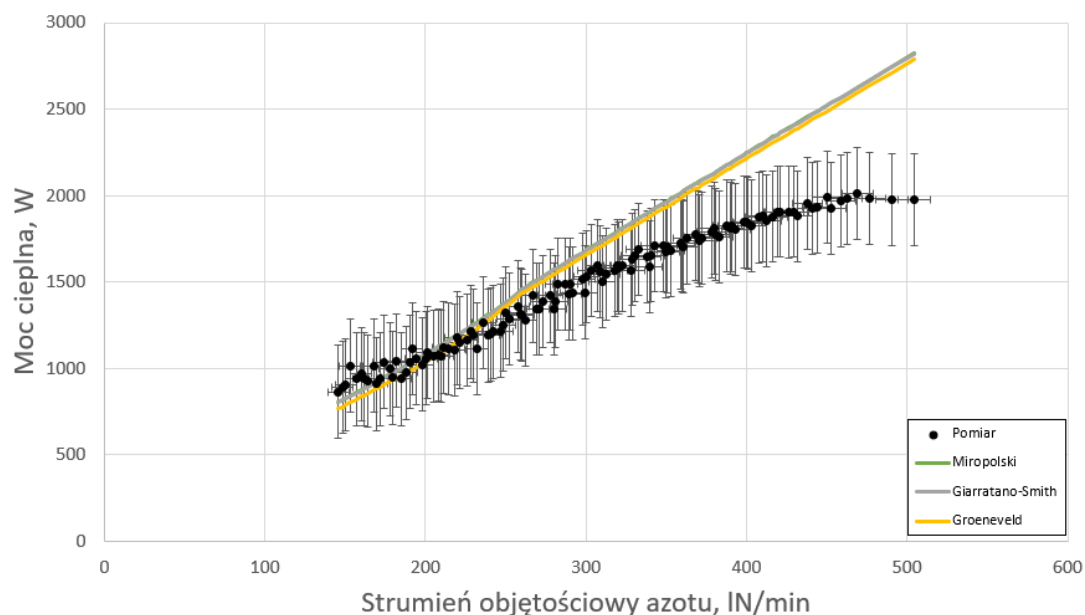


Rysunek 3.29: Liczby Reynoldsa na długości wymiennika dla różnych modeli wrzenia i przegrzewu par

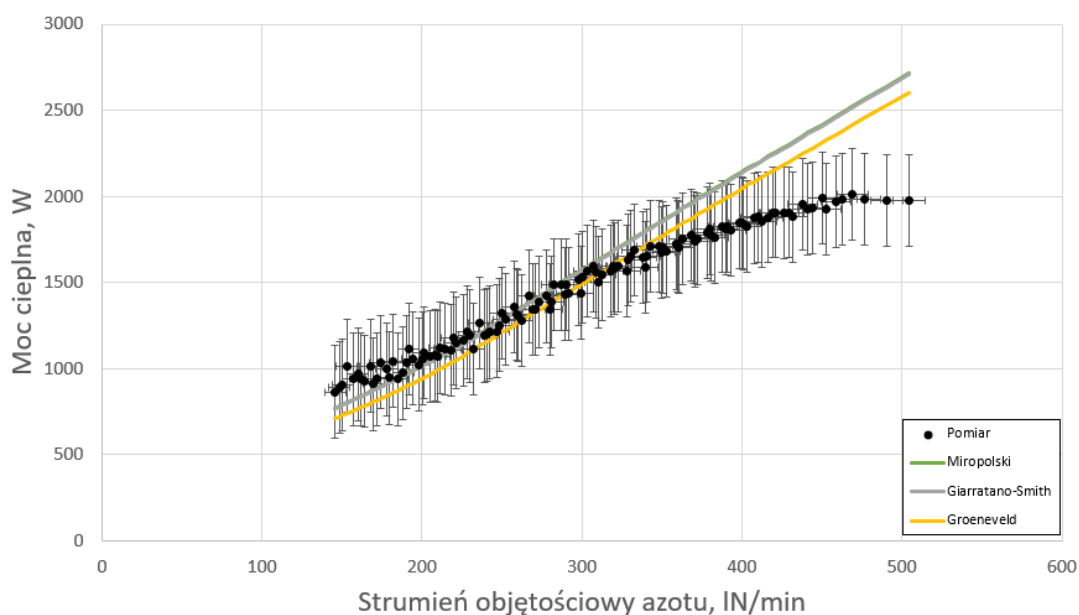
współczynnikami wnikania ciepła, co jest również uzasadnieniem niższych przewidywanych temperatur wylotowych azotu oraz niższych mocy cieplnych wymiennika. Dla tego modelu odparowanie następuje w 30% objętości wymiennika, jednakże strefy występowania przepływów laminarnych, przejściowych oraz turbulentnych są podobne. Można zauważyć, że dla przepływów azotu poniżej 250 lN/min im niższy przepływ azotu tym w większej części przegrzewacza będzie panował przepływ laminarny, który charakteryzuje się najgorszymi zdolnościami do przenoszenia ciepła ze względu na znacznie niższą liczbę Nusselta w porównaniu z przepływem przejściowym oraz turbulentnym. Wysoce uporządkowana struktura przepływu ogranicza możliwość wymiany ciepła między cząsteczkami gazu. Wraz ze spadkiem udziału przepływu laminarnego na długości rurki procesowej można zaobserwować wzrost

temperatury wylotowej azotu, ponieważ w większej części parowacza panują lepsze warunki wymiany ciepła. Po zwiększeniu przepływu azotu ponad $250 \text{ lN}/\text{min}$ pary azotu przepływają tylko w charakterze przejściowym, temperatura wylotowa azotu maleje więc wraz ze wzrostem przepływu. Przepływ turbulentny charakteryzujący się liczbą Reynoldsa przekraczającą 10000 pojawia się jedynie w początkowej strefie przegrzewacza i dla najwyższych strumieni azotu. Istotne więc jest poprawne modelowanie wymiany ciepła w przepływie przejściowym, jednakże ten obszar jest najmniej zbadany, a korelacje przejściowe są najmniej dokładne, ponieważ moment przejścia przepływu laminarnego w przejściowy i przejściowego w turbulentny nie jest stały i może zależeć od szeregu czynników. Należy również wspomnieć o założeniu projektowym, w którym zakłada się skokową zmianę charakteru pracy wymiennika z parowacza w przegrzewacz.

Z uwagi na istotność poprawnego modelowania przenoszenia ciepła w obszarze przepływu przejściowego sprawdzono wpływ zastosowanego modelu przegrzewu par na wyniki obliczonej mocy cieplnej wymiennika oraz temperatur wylotowych i wzrostu temperatury azotu podczas procesu regazyfikacji. Rysunek 3.30 przedstawia porównanie modeli wrzenia w określaniu mocy cieplnej wymiennika przy zastosowanym modelu 'Kutateladze', natomiast Rysunek 3.31 przedstawia porównanie dla układu z wykorzystaniem modelu 'Volker'.

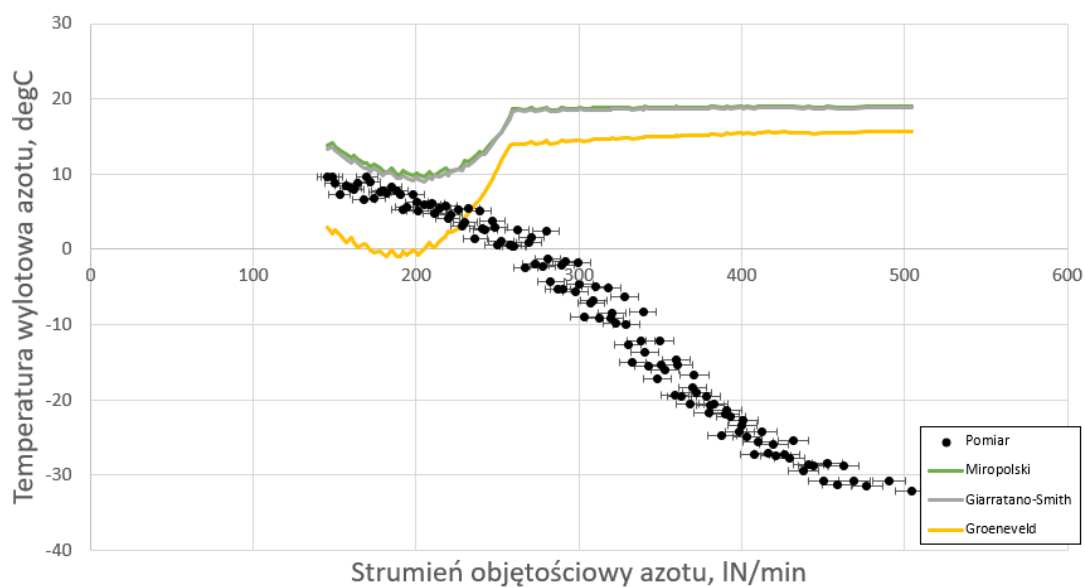


Rysunek 3.30: Porównanie zmierzonej mocy cieplnej wymiennika z wartościami obliczonymi dla stałego przepływu wody $20 \text{ l}/\text{min}$ i zmiennego przepływu azotu. Modelem wykorzystanym do obliczeń przegrzewu par był model 'Kutateladze'

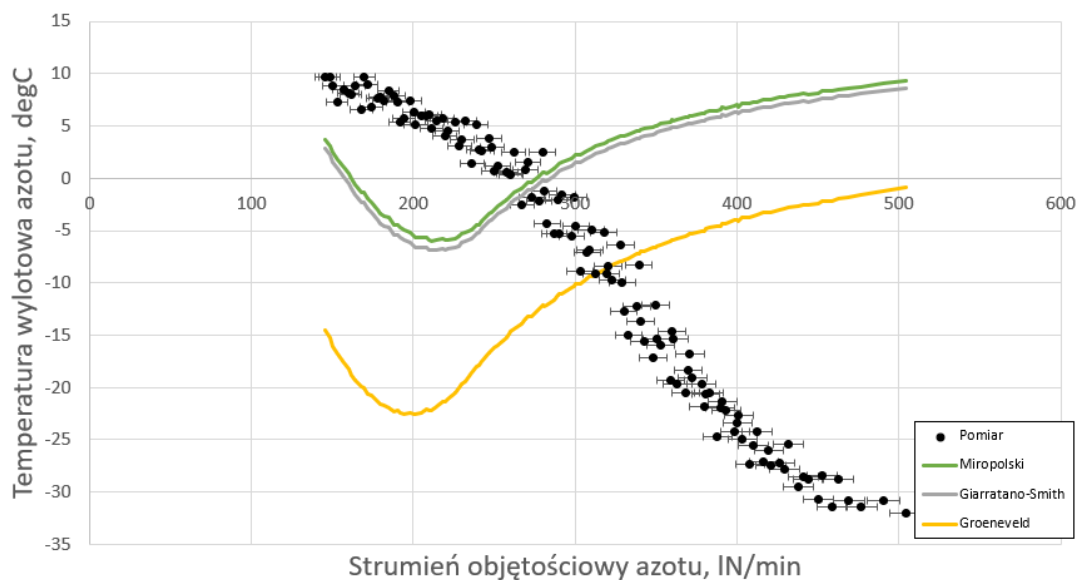


Rysunek 3.31: Porównanie zmierzonej mocy cieplnej wymiennika z wartościami obliczonymi dla stałego przepływu wody 20 l/min i zmiennego przepływu azotu. Modelem wykorzystanym do obliczeń przegrzewu par był model 'Volker'

Na podstawie porównania Rysunków 3.26, 3.30 oraz 3.31 można stwierdzić, iż zastosowanie modelu 'Volker', tj. modelu z aproksymacją liniową między liczbami Nusselta charakterystycznymi dla przepływu laminarnego i turbulentnego do obliczenia liczby Nusselta w obszarze przepływu przejściowego, charakteryzuje się największą dokładnością między modelami teoretycznymi a pomiarami dla obliczeń mocy cieplnej wymiennika, jednakże różnice nie są znaczące. Większy wpływ dobranego modelu przegrzewu par można zaobserwować na Rysunku 3.32 oraz 3.33 przedstawiającym temperaturę wylotową azotu odpowiednio dla modelu 'Kutateladze' oraz 'Volker'.

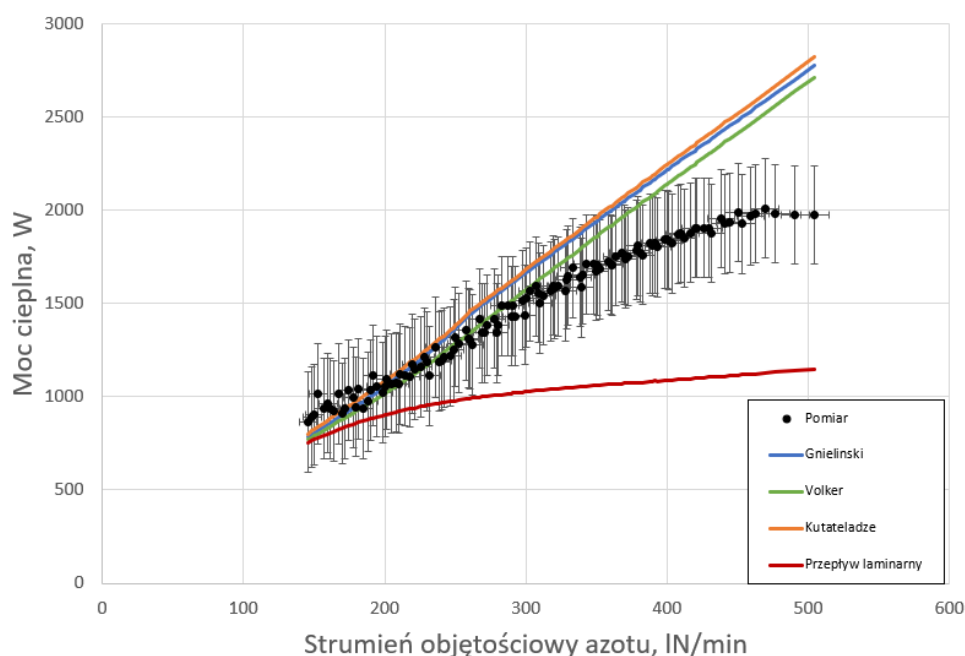


Rysunek 3.32: Porównanie zmierzonej temperatury wylotowej azotu z wartościami obliczonymi dla stałego przepływu wody 20 l/min i zmiennego przepływu azotu. Modelem wykorzystanym do obliczeń przegrzewu par był model 'Kutateladze'

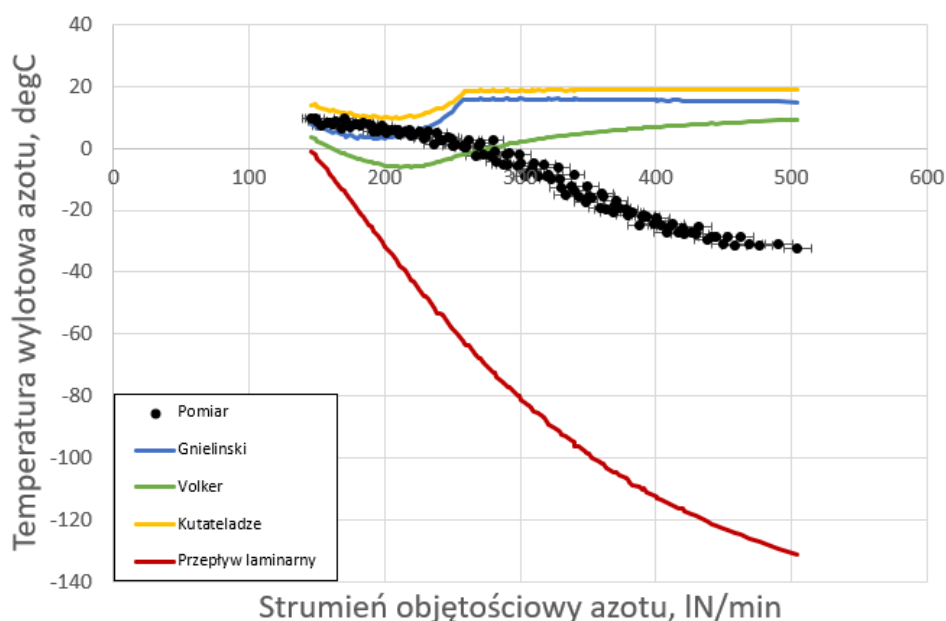


Rysunek 3.33: Porównanie zmierzonej temperatury wylotowej azotu z wartościami obliczonymi dla stałego przepływu wody 20 l/min i zmiennego przepływu azotu. Modelem wykorzystanym do obliczeń przegrzewu par był model 'Volker'

Obliczone temperatury wylotowe azotu cechują się podobnym trendem, tj. dla niskich wartości strumienia azotu temperatura wylotowa spada, jednakże wraz ze zmniejszaniem się stref laminarnych w wymienniku obliczona temperatura rośnie. Dla modelu 'Volker' nie zaobserwowano osiągnięcia maksimum temperatury wynikającej z całkowitego zaniku przepływu laminarnego wewnątrz wymiennika, co jest skutkiem zastosowania interpolacji liniowej między granicznymi wartościami liczb Nusselta $Nu_{lam,2300}$ oraz $Nu_{turb,10^4}$ zgodnie z równaniem 3.23b. Zbiorcze porównanie zastosowanych modeli przegrzewu dla modelu Miropolskiego przedstawia Rysunek 3.34 oraz 3.35.



Rysunek 3.34: Porównanie obliczonej mocy cieplnej z wartością zmierzoną dla różnych modeli przegrzewu par i modelu wrzenia Miropolskiego



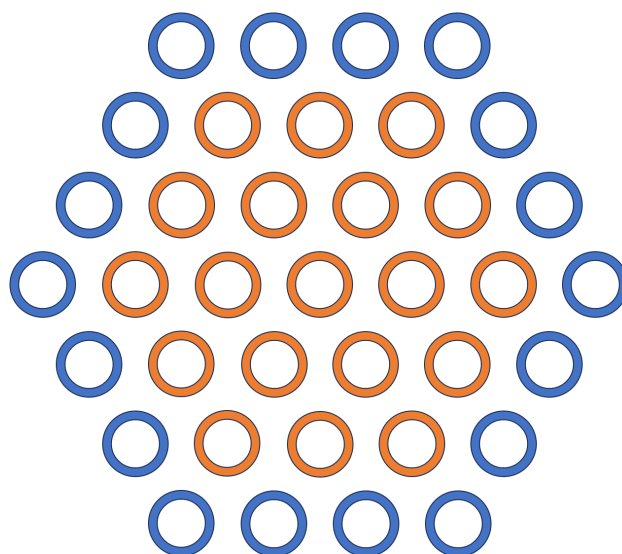
Rysunek 3.35: Porównanie temperatury wylotowej azotu z wartością zmierzoną dla różnych modeli przegrzewu par i modelu wrzenia Miropolskiego

W porównaniu dodano również modelowe wyniki dla założenia przepływu laminarnego w całym wymienniku. Wyniki pomiarów znajdują się między wynikami modeli przegrzewu par a wynikami zakładającymi przepływ laminarny, co może oznaczać, iż na wielkości wynikowe składa się część rurek obciążonych równomiernie, oraz część rurek ze zmniejszonym przepływem azotu, co skutkuje powstaniem struktur laminarnych. W celu weryfikacji tezy o nierównomiernym obciążeniu rurek podzielono wymiennik na sekcję składającą się z pierścienia zewnętrznego oraz sekcję rdzenia, co przedstawiono na Rysunku 3.36. Modelem wykorzystanym w dalszej analizie jest model Miropolskiego wraz z modelem 'Gnielinski' do przegrzewu par.

Założeniem modelu jest równomierne obciążenie rurek zewnętrznych przepływem masowym $\dot{m}_{N_2,zew}$ oraz równomierne obciążenie rurek wewnętrznych strumieniem $\dot{m}_{N_2,wew}$, przy czym zasada zachowania masy musi pozostać spełniona, tj:

$$\dot{m}_{N_2} = 18\dot{m}_{N_2,zew} + 19\dot{m}_{N_2,wew} \quad (3.37)$$

Przeprowadzono iteracyjne obliczenia, w których zmieniano strumień masowy przypadający na pojedynczą zewnętrzną rurkę w zakresie 5% – 100% średniego strumienia masowego $\left(\frac{\dot{m}_{N_2}}{37}\right)$, natomiast pozostały strumień został równomiernie rozłożony na przepływ w rurkach wewnętrznych. Celem iteracji było wyznaczenie minimum

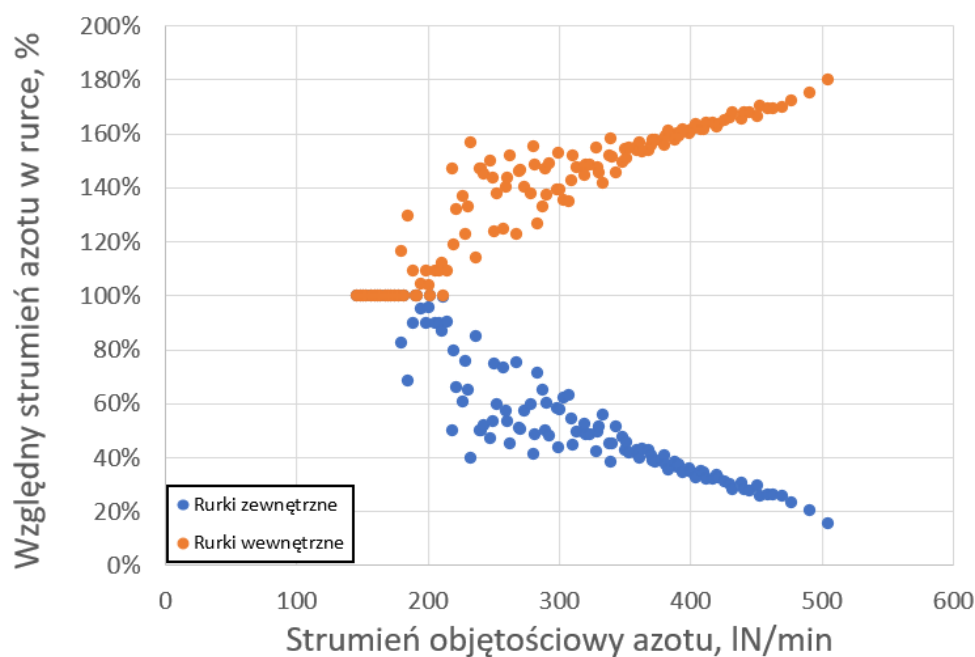


Rysunek 3.36: Podział wymiennika płaszczowo-rurowego na grupę rurek zewnętrznych (kolor niebieski) oraz wewnętrznych (kolor pomarańczowy) w celu analizy maldystrybucji

funkcji celu będącej wartością bezwzględną różnicy między sumaryczną mocą rurek zewnętrznych i wewnętrznych a mocą wyznaczoną eksperymentalnie, daną równaniem 3.38:

$$F(\dot{m}_{N2,zew}, \dot{m}_{N2,wew}) = \left| \left(18\dot{Q}_{zew}(\dot{m}_{N2,zew}) + 19\dot{Q}_{wew}(\dot{m}_{N2,wew}) \right) - \dot{Q}_{H_2O} \right| \quad (3.38)$$

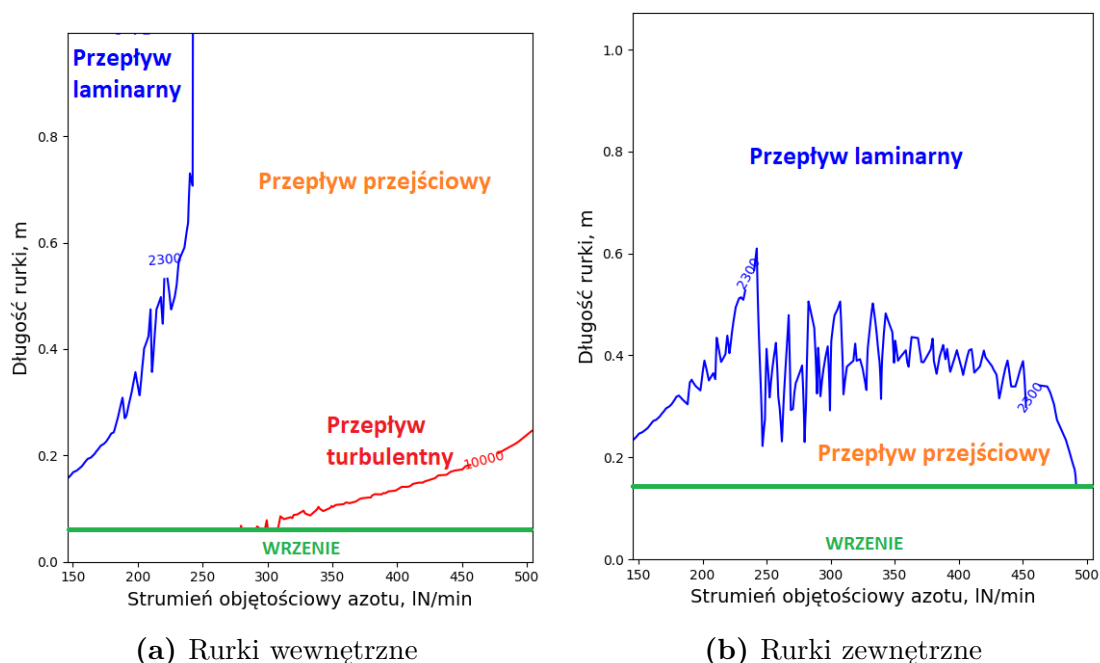
Do obliczeń iteracyjnych zastosowano dodatek Solver w arkuszu kalkulacyjnym MS Excel, punktem początkowym iteracji było założenie równomiernego rozptywu (100% przepływu średniego) a zastosowaną metodą iteracyjną była nieliniowa metoda GRG - Uogólnionego Zredukowanego Gradientu opisana w [67], która jest popularnym wyborem w rozwiązywaniu zadań optymalizacyjnych nieliniowych funkcji gładkich [68]. Algorytm oparty na metodzie GRG niesie ze sobą ryzyko uzyskania rozwiązania będącego lokalnym, nie globalnym ekstremum. Aby zniwelować to ograniczenie wykorzystano opcję 'Multistart', która rozpoczyna algorytm iteracyjny z losowych punktów mieszczących się w zadanym zakresie. Umożliwia to otrzymanie więcej niż jednego ekstremum, które następnie są między sobą porównywane. Wyniki powyższej analizy przedstawiono na Rysunku 3.37. Symetria między względnymi strumieniami azotu w rurkach wewnętrznych i zewnętrznych przedstawionymi na Rysunku 3.37 wynika z zasady zachowania masy oraz podobnej liczby rurek w obu częściach regazyfikatora, tj. 18 i 19. Należy zauważyć, iż dla przepływów azotu większych niż ok. 250 lN/min następuje nierównomierne obciążenie rurek.



Rysunek 3.37: Względny strumień masowy zasilaający rurkę

Wykresy konturowe liczb Reynoldsa sekcji wewnętrznej i zewnętrznej przedstawiono na Rysunku 3.38. Nierównomierny obszar przejścia między przepływem laminarnym a przejściowym na Rysunku 3.38b ma charakter niefizyczny i wynika z błędów obliczeń metody iteracyjnej, jednakże ogólny charakter wykresu konturowego potwierdza przypuszczenie - jeżeli maldystrybucja w wymienniku między strefą rurek zewnętrznych a wewnętrznymi występuje, wówczas rurki zewnętrzne pracują głównie w reżimie przepływu laminarnego.

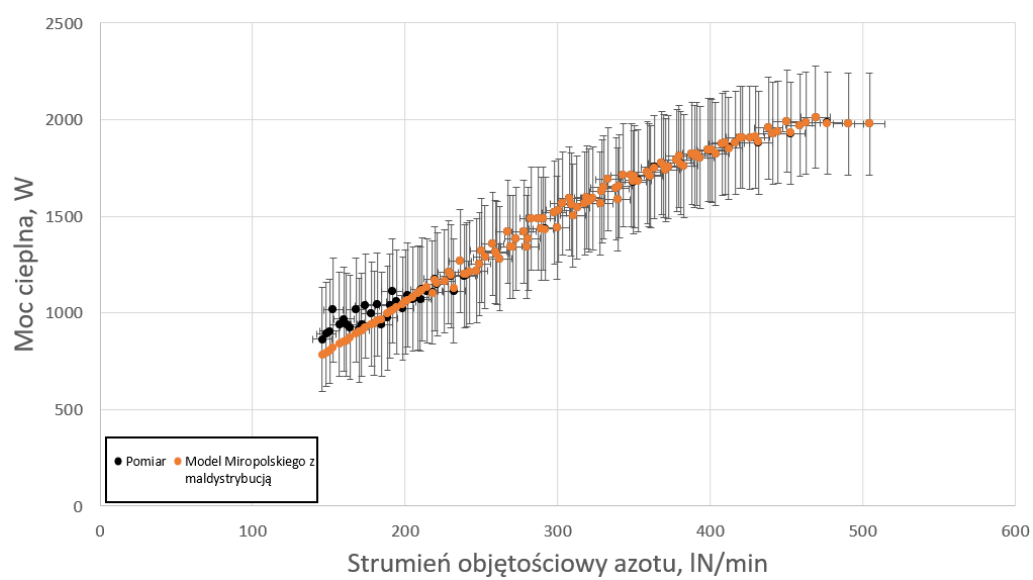
Maldystrybucja wewnątrz wymiennika sprawia, iż rurki wewnętrzne obciążone większym strumieniem masowym mają zauważalnie krótszy odcinek parowacza ze względu na intensyfikację procesu wymiany ciepła wraz ze wzrostem przepływu azotu. Jednocześnie poprzez porównanie Rysunku 3.38b z Rysunkiem 3.29a należy zauważyć na znacznie większy obszar w którym występuje przepływ turbulentny w części wewnętrznej wymiennika. Dla części zewnętrznej wydłużenie sekcji parowacza oznacza inny profil temperatury rurek w porównaniu z rurkami wewnętrznymi, dominującym reżimem przepływu w sekcji zewnętrznej jest przepływ laminarny wynikający z ograniczonego strumienia masowego azotu. Wyniki uproszczonego modelu maldystrybucji azotu będącego wynikiem współosiowego zasilania wymiennika cieczą pokrywają się z wartościami zmierzonymi, co przedstawiono na Rysunku 3.39.



Rysunek 3.38: Liczby Reynoldsa na długości wymiennika w sekcji wewnętrznej i zewnętrznej

Zaprezentowane wyniki analizy potencjalnej maldystrybucji nie są jednoznacznym dowodem na to, że różnice między wartościami modelowymi a pomiarowymi wynikają wyłącznie z powyższego zjawiska - jest to rozważanie czysto teoretyczne mające na celu wskazać możliwą przyczynę problemu.

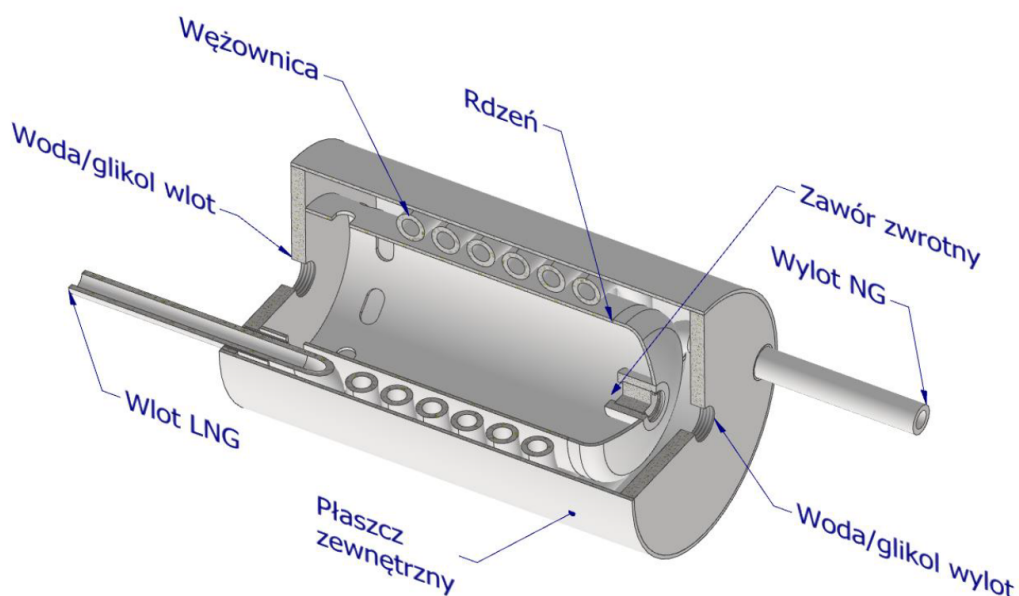
Część wyników powyższej analizy pracy regazyfikatora morskiego została przedstawiona w ramach konferencji Cryogenics 2021 - IIR International Conference, oraz opublikowana w materiałach pokonferencyjnych [69].



Rysunek 3.39: Porównanie obliczonej mocy cieplnej wymiennika z uwzględnieniem maldystrybucji z wartościami zmierzonymi

3.3 Wymiennik samochodowy

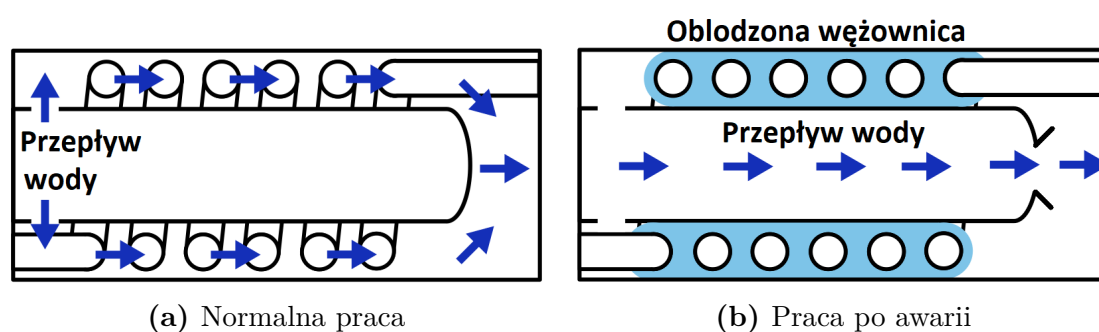
Do regazyfikacji LNG w systemie do transportu drogowego wykorzystano wymiennik węzownicowy, którego schemat przedstawiono na Rysunku 3.40.



Rysunek 3.40: Budowa regazyfikatora węzownicowego [45]

Wymienniki węzownicowe charakteryzują się większą powierzchnią cieplną przypadającą na objętość wymiennika niż wymienniki z rurkami prostymi. Jest to korzystne w zastosowaniach, gdzie dostępna objętość jest ograniczona, szczególnie w zastosowaniach mobilnych. Zaletą tego typu urządzeń jest również możliwość kompensacji naprężeń termicznych pojawiających się w węzownicy dzięki spiralnemu kształtowi rury procesowej. Kształt ten wpływa także na rzadsze występowanie niestabilności przepływu [70], co jest wynikiem powstawania wirów Deana, które zaburzają symetryczny teoretyczny profil przepływu [71]. Zastosowanie wymienników węzownicowych w kriogenice jest wciąż badane, podczas eksperymentów rurociągi w kształcie spirali wychładzały się szybciej niż rury proste, wskazano również na wpływ kąta węzownicy na osiągnięte współczynniki wnikania ciepła [72].

Zawór zwrotny umieszczony w rdzeniu wymiennika ma za zadanie zapewnienie przepływu płynu będącego źródłem ciepła w przypadku całkowitego zamrożenia objętości między płaszczem a rdzeniem. Schemat działania zaworu zwrotnego został przedstawiony na Rysunku 3.41.



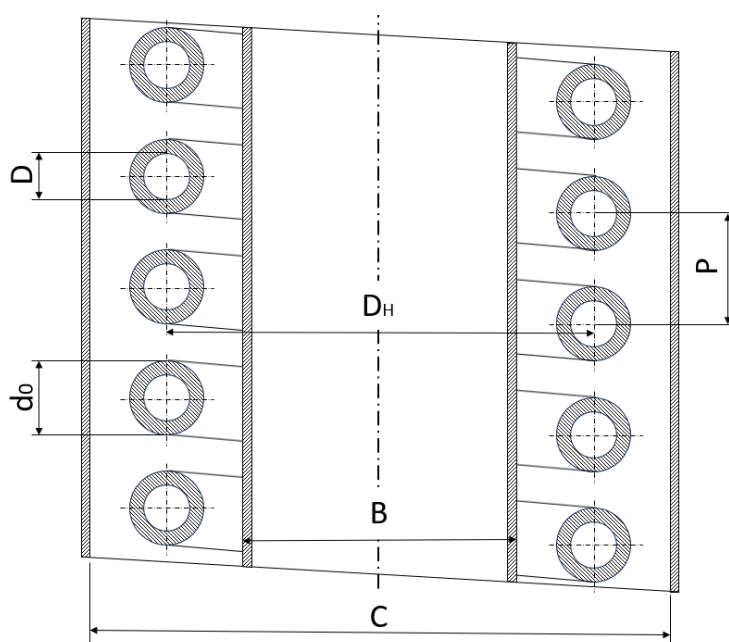
Rysunek 3.41: Zasada działania wymiennika węzownicowego z zaworem zwrotnym

Cisnienie otwarcia zaworu zwrotnego znacznie przewyższa spadek ciśnienia po stronie wodnej podczas nominalnej pracy wymiennika, więc w przypadku braku awarii cały strumień wody grzewczej omywa węzownicę. Podczas braku przepływu wody grzewczej lód na powierzchni węzownicy gwałtownie narasta. Po wznowieniu przepływu zawór zwrotny ulega otwarciu, natomiast woda omywająca wnętrze rdzenia stopniowo dostarcza ciepło do regazyfikowanego medium przez niewielką warstwę lodu, który stopniowo topnieje. Po osiągnięciu częściowego rozmrożenia przestrzeni między płaszczem a rdzeniem spadek ciśnienia przy omywaniu węzownicy obrośniętej lodem spadnie, co spowoduje zamknięcie zaworu zwrotnego i stopniowy powrót do nominalnej pracy wymiennika.

Wielkości geometryczne związane z wymiennikiem samochodowym zostały przedstawione w Tabeli 3.4, natomiast wymiary charakterystyczne wymiennika węzownicowego pokazano na Rysunku 3.42.

Tabela 3.4: Geometria wymiennika samochodowego do regazyfikacji LNG

Długość płaszcz	275mm
Wymiary płaszcz	139.7 x 2mm
Wymiary rdzenia	88.9 x 2mm
Wymiary rurki węzownicy	16 x 3mm
Długość węzownicy	2400mm
Skok węzownicy	20mm
Średnica węzownicy	113mm
Średnica hydrauliczna przepływu płaszczowego	20.95mm
Liczba zwojów	6



Rysunek 3.42: Wymiary charakterystyczne wymiennika węzowniczego

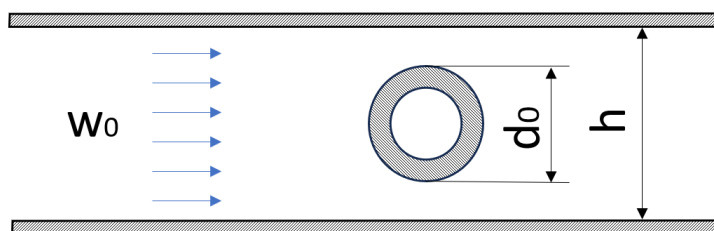
Celem badań było zaprojektowanie testowego stanowiska laboratoryjnego, przeprowadzenie badań i analiz ciepłno-przepływowych testowego regazyfikatora drogowego oraz walidacja wykorzystanych modeli wrzenia oraz wnikania ciepła jak również zbadanie odporności regazyfikatora na zamarzanie w przypadku chwilowego zaniku cyrkulacji czynnika grzewczego i sprawdzenie możliwości powrotu wymiennika do pracy nominalnej po przywróceniu przepływu wody. Przezroczysty płaszcz pozwalał na obserwację procesu narostu lodu na powierzchni węzownicy.

3.3.1 Model matematyczny wymiennika samochodowego

Do obliczeń regazyfikatora węzowniczego wykorzystano następujące modele matematyczne:

3.3.1.1 Wymiana ciepła po stronie wody

Wymiana ciepła po stronie wody opiera się na analizie opływu węzownicy w przestrzeni między płaszczem a rdzeniem. Z uwagi na większe możliwości dyskretyzacji modelu matematycznego, co zostało szerzej opisane w sekcji 3.3.4, do wyznaczenia miejscowych współczynników wnikania ciepła po stronie wodnej wykorzystano model opływu rurki w wąskim kanale [52] przedstawiony na Rysunku 3.43.



Rysunek 3.43: Przepływ wokół rurki w wąskim kanale

Długością charakterystyczną opływu walca w wąskim kanale jest:

$$l = \frac{\pi}{2} d_0 \quad (3.39)$$

Prędkość przepływu wykorzystywana w obliczeniach współczynnika wymiany ciepła obliczania jest zgodnie ze wzorem:

$$w = \frac{w_0}{1 - \frac{\pi d_0}{4h}} \quad (3.40)$$

Liczba Nusselta dla opływu rury gładkiej wyliczana jest z zależności Gnielinskiego [73] składającej się z części stałej, liczby Nusselta obliczonej dla przepływu laminarnego oraz liczby Nusselta wyznaczonej dla przepływu turbulentnego. Model ten został również wykorzystany w modelu matematycznym wymiennika płaszczowo-rurowego i opisany jest równaniami 3.2-3.4.

3.3.1.2 Przewodzenie ciepła przez ściankę rury procesowej

Przewodzenie ciepła przez ściankę rurki obliczono analogicznie do wymiennika morskiego. Przewodność cieplna jako funkcja temperatury została przedstawiona w sekcji 3.2.1.2. Z uwagi na znaczącą grubość ścianki rurki procesowej opór cieplny wyznaczony dla przegrody cylindrycznej zgodnie z równaniem 3.41:

$$R_w = \frac{\ln(r_{out}/r_{in})}{2\pi k_w l_{cell}} \quad (3.41)$$

gdzie l_{cell} określa długość analizowanego segmentu wężownicy. Dyskretyzacja modelu oraz wynikająca z niej długość pojedynczej komórki obliczeniowej została szerzej opisana w sekcji 3.3.4.

3.3.1.3 Wymiana ciepła po stronie wrzącego azotu

Współczynniki wnikania ciepła po stronie wrzącego azotu zostały obliczone zgodnie z modelami wykorzystanymi w analizie wymiennika morskiego, które zostały przedstawione w sekcji 3.2.1.3. Model Miropolskiego został również zmodyfikowany w taki sposób, by uwzględniał temperaturę ścianki wymiennika w obliczeniach termodynamicznych charakterystyk gazu. W miejsce wcześniejszych obliczeń opartych na parametrach pary nasyconej, nowa wersja modelu wykorzystuje temperaturę średnią, obliczoną jako średnią arytmetyczną temperatury nasycenia i temperatury ścianki. Modyfikacja ta reprezentowana jest przez zmianę indeksu dolnego w wyrażeniach modelu z 'v' na 'g'. Nowa wersja modelu, nazwana 'Model Miropolskiego*', jest opisana równaniem 3.42:

$$\begin{aligned}
 h_{N2, Miropolski*} &= 0.023 \frac{k_g}{D} Re_{mix}^{0.8} Pr_g^{0.4} Y \\
 Re_{mix} &= \left(\frac{GD}{\mu_g} \right) \left[x + \frac{\rho_g}{\rho_l} (1 - x) \right] \\
 Y &= 1 - 0.1 \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0.4} (1 - x)^{0.4}
 \end{aligned} \tag{3.42}$$

Do analizy dodano również model zaproponowany przez Shaha [74], który dedykowany jest podobnie jak model Groenevelda przepływowi rozproszonemu. Właściwością wyróżniającą model Shaha jest jednak brak założenia równowagi termodynamicznej między fazą ciekłą a gazową - autor modelu podnosi argument, iż dla przepływów rozproszonych temperatura gazu wewnątrz rurki może przekraczać temperaturę nasycenia mimo obecności wciąż nieodparowanych kropelek cieczy rozproszonych w gazie. Model ten uwzględnia również możliwości interakcji między kroplami a ścianką, co intensyfikuje proces wymiany ciepła i przyspiesza proces parowania. Całkowita gęstość strumienia ciepła w tym modelu opisana jest równaniem 3.43:

$$\begin{aligned}
 \dot{q}_w &= \dot{q}_c + \dot{q}_{dc} = F_{dc} h_{N2, Shah} (T_w - T_g) \\
 \frac{x_E - x_A}{x_A} h_{fg} &= \int_{T_{sat}}^{T_g} c_{p_g} dT = h_g - h_v
 \end{aligned} \tag{3.43}$$

Różnica między stopniem suchości podczas równowagi termodynamicznej x_E a rzeczywistym stopniem suchości x_A oraz inne parametry definiujące współczynnik wnikania ciepła przy wrzeniu błonowym w przepływie rozproszonym zgodnie z modelem Shaha są szczegółowo opisane w [74]. Proces obliczeń ma charakter iteracyjny i zastosowanie języka programowania Python 3.8 do utworzenia modelu matematycznego

wymiennika umożliwiło dodanie powyższego modelu do listy badanych modeli.

W celu dalszej analizy wpływu zastosowanych modeli matematycznych wykorzystano zebrane dane pomiarowe do walidacji modeli:

- Giarratano-Smitha, opisanego równaniem 3.10,
- Groenevelde, opisanego równaniem 3.16,
- Miropolskiego, opisanego równaniem 3.13,
- Miropolskiego*, opisanego równaniem 3.42,
- Shaha, opisanego równaniem 3.43.

Model Miropolskiego został opracowany na podstawie analizy eksperymentalnej wymienników wężownicowych, tak więc pominięto go w korekcie otrzymanych wyników współczynników wnikania ciepła. Wyniki pozostałych modeli, które zostały opracowane dla rurek prostych, zostały przemnożone przez współczynnik korekcyjny uwzględniający intensyfikację wymiany ciepła ze względu na wiry Deana [75]:

$$h_{N2} = h_{model} \left[1 + 3.5 \left(\frac{D}{D_H} \right) \right] \quad (3.44)$$

3.3.1.4 Wymiana ciepła po stronie przegrzewanego azotu

Wtórny przepływ we wnętrzu wężownicy wynikający z sił odśrodkowych ma stabilizujący wpływ na przepływ pierwotny, co skutkuje wyższymi liczbami Reynoldsa osiąganymi w reżimie przepływu laminarnego [52]. Równanie Schmidta [76], które pozwala na obliczenie dolnej krytycznej liczby Reynoldsa dla której nastąpi zaburzenie struktury laminarnej, dany jest jako:

$$Re_{T,D} = 2300 \left[1 + 8.6 \left(\frac{D}{D_H} \right)^{0.45} \right] \quad (3.45)$$

Dla geometrii zaprojektowanego regazyfikatora, gdzie $D = 10mm$, $D_H = 113mm$ krytyczna liczba Reynoldsa dla przepływu laminarnego obliczona zgodnie ze wzorem 3.45 wynosi $Re_L = 8943$, natomiast przepływ turbulentny nastąpi powyżej $Re_T = 2.2 \cdot 10^4$ [76]. Najniższe liczby Reynoldsa w strefie przegrzewacza występują na wylocie z wymiennika, gdzie pary mają najwyższą temperaturę co przekłada się na największą lepkość. Przy założeniu maksymalnej temperatury wylotowej 300K

minimalny strumień masowy azotu zapewniający przepływ turbulentny wynosi:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{min,T} &= \frac{Re_{kr}\mu_{N_2,G}A}{D} \\ \dot{m}_{min,T} &= 3.10 \cdot 10^{-3} \frac{kg}{s} = 148.8 \text{ lN/min}\end{aligned}\quad (3.46)$$

Obliczona wartość stanowi podstawę do ograniczenia zakresu kampanii pomiarowych do przepływów azotu powyżej 150 lN/min. Wpływ ciśnienia w zakresie 1 – 6 bar(a) na lepkość jest pomijalny, gdyż różnice wynoszą poniżej 0.4%. Rozważania odnośnie górnych i dolnych wartości liczb Reynoldsa oraz innych liczb kryterialnych w charakterystyce pracy wymienników wężownicowych zostały przedstawione w [77].

Do obliczeń współczynnika wnikania ciepła po stronie przegrzewanych par wykorzystano model Gnielinskiego z aproksymacją liniową (model na potrzeby obecnej pracy określaną jako 'Volker'), który opisany jest równaniem 3.23. Należy jednak mieć na uwadze fakt, iż dla przepływu wewnątrz wężownicy parametr liniowy γ określony przez równanie 3.26 zmienia swoją postać na:

$$\gamma = \frac{Re - Re_{T,D}}{Re_{T,G} - Re_{T,D}} \quad (3.47)$$

Występowanie przepływu wtórnego przyczynia się do wyższych oporów przepływu, współczynnik tarcia f występujący w modelu Gnielinskiego oblicza się więc zgodnie z równaniem dedykowanym przepływowi wewnątrz wężownic [78] rozwiniętym o człon $(\mu_w/\mu)^{0.27}$ zgodnie z [79]:

$$f = \left[\frac{0.3164}{Re^{0.25}} + 0.03 \left(\frac{D}{D_h} \right)^{0.5} \right] \left(\frac{\mu_w}{\mu} \right)^{0.27} \quad (3.48)$$

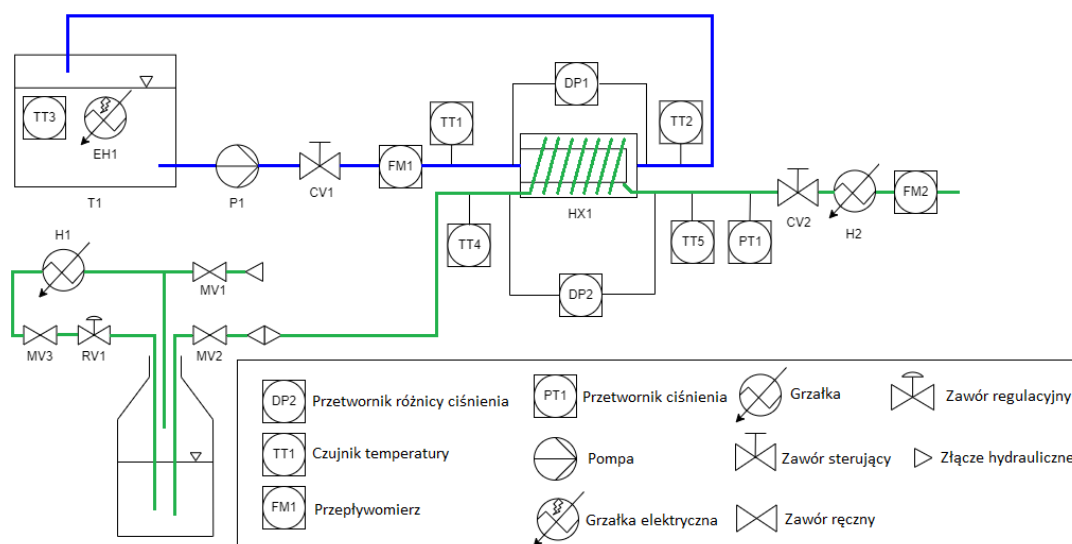
Jednocześnie liczba Nusselta dla przepływu laminarnego wewnątrz wężownicy dana jest równaniem 3.49 [80]:

$$Nu_L = 3.66 + 0.08 \left[1 + 0.8 \left(\frac{D}{D_H} \right)^{0.9} \right] Re^m Pr^{1/3} \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0.14} \quad (3.49)$$

w którym $m = 0.5 + 0.2903(D/D_H)^{0.194}$. Liczba ta oprócz stałej wartości teoretycznej 3.66 zawiera również wpływ wirów Deana na intensyfikację wymiany ciepła w przepływie laminarnym wynikającą z wpływu sił odśrodkowych zależnych od prędkości przepływającego czynnika.

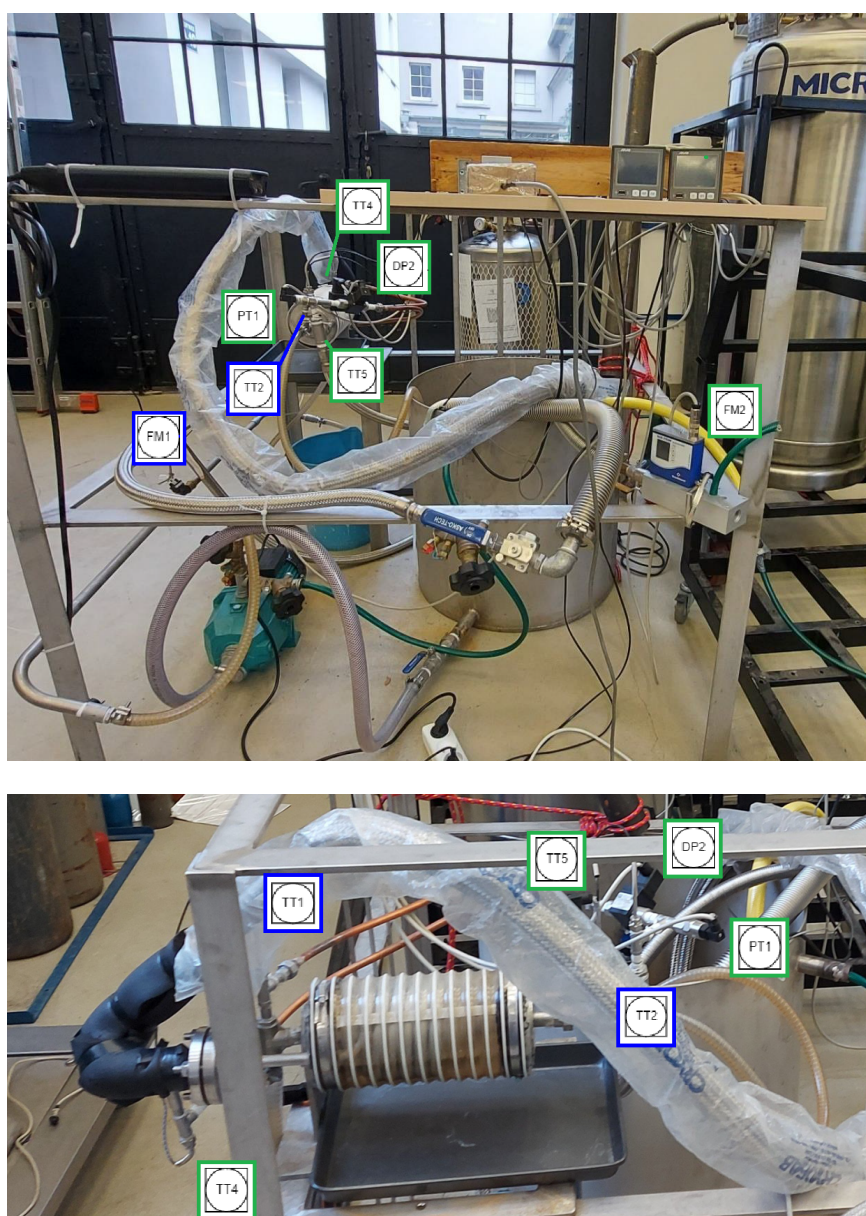
3.3.2 Stanowisko eksperymentalne

Do budowy stanowiska eksperymentalnego wymiennika samochodowego wykorzystano tę samą aparaturę pomiarową co w przypadku wymiennika morskiego, którą zestawiono w Tabeli 3.3. Schemat stanowiska oraz samo stanowisko eksperymentalne przedstawiono odpowiednio na Rysunku 3.44 oraz 3.45.



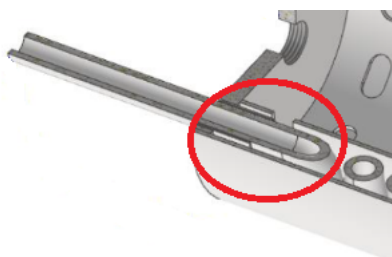
Rysunek 3.44: Schemat stanowiska laboratoryjnego do badania regazyfikacji w wymienniku węzownicowym przeznaczonym do zastosowania w transporcie samochodowym

Do stanowiska eksperymentalnego dodano możliwość dogrzania par azotu w zbiorniku wodnym ogrzewanym elektrycznie, symbolicznie oznaczonym na schemacie jako H2. Pozwala to na rozszerzenie kampanii pomiarowej o wyższe strumienie przepływowe azotu wraz z zachowaniem bezpieczeństwa pracy oraz zapewnieniem odpowiedniej temperatury na wlocie do przepływomierza azotowego oznaczonego jako FM2.



Rysunek 3.45: Stanowisko eksperymentalne z wymiennikiem węzownicowym wraz zaznaczoną instrumentacją zgodnie ze schematem przedstawionym na Rys. 3.44

Ze względu na niewielki spadek temperatury po stronie wodnej charakter przepływu wewnątrz wymiennika, tj. przepływ współ- lub przeciwprądowy, nie ma znaczenia. Jednakże w wymienniku węzownicowym istnieje ryzyko powstawania stref martwych przy dnie wymiennika, co w obecnej konfiguracji oznacza obszar przy wylocie wody grzewczej. Wybrano konfigurację współprądową, gdzie prosty fragment rurki przed węzownicą omywa wypływająca z rdzenia woda grzewcza, co pokazano na Rysunku 3.46 będącym fragmentem Rysunku 3.40.



Rysunek 3.46: Obszar wlotowy azotu oraz wody do wymiennika węzowniczego w konfiguracji współprądowej

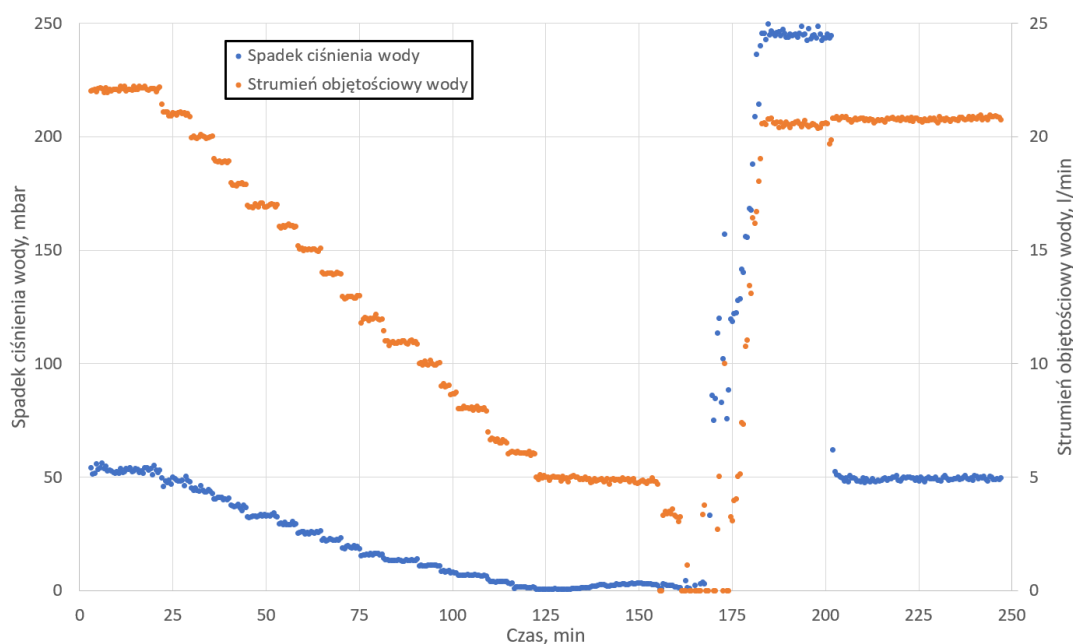
3.3.3 Wyniki eksperymentalne

W celu walidacji modeli matematycznych przeprowadzono następujące kampanie pomiarowe:

1. Pierwsza kampania pomiarowa - wymiennik pracujący jako przegrzewacz par zasilany zimnym gazowym azotem w konfiguracjach:
 - przepływ wody grzewczej 8 l/min , przepływ azotu $150 - 500 \text{ lN/min}$
 - przepływ wody grzewczej 16 l/min , przepływ azotu $150 - 500 \text{ lN/min}$
 - przepływ azotu flow 300 lN/min , przepływ wody grzewczej $5 - 15 \text{ l/min}$
 - przepływ azotu 200 lN/min , przepływ wody grzewczej $5 - 15 \text{ l/min}$
2. Druga kampania pomiarowa - wymiennik pracujący jako regazyfikator zasilany stałym przepływem skroplonego azotu równym 400 lN/min i zmiennym przepływem wody grzewczej w zakresie $5 - 20 \text{ l/min}$
3. Trzecia kampania pomiarowa - wymiennik pracujący jako regazyfikator w następujących konfiguracjach:
 - przepływ wody grzewczej 16 l/min , przepływ azotu $200 - 550 \text{ lN/min}$
 - przepływ wody grzewczej 20 l/min , przepływ azotu $200 - 550 \text{ lN/min}$

Przeprowadzono również analizę zamarzania wody na powierzchni węzownicy przy awarii cyrkulacji wody grzewczej, wyniki pomiarów przedstawiono na Rysunku 3.47.

Wraz ze zmniejszaniem przepływu wody zaobserwowano narastanie warstwy lodu, jednakże nawet przepływ wody równy 5 l/min nie skutkował całkowitym zablokowaniem przepływu wody grzewczej. Po czasie 155 minut zdecydowano o całkowitym wyłączeniu pompy wody grzewczej na minutę. Po minucie awarii udało się

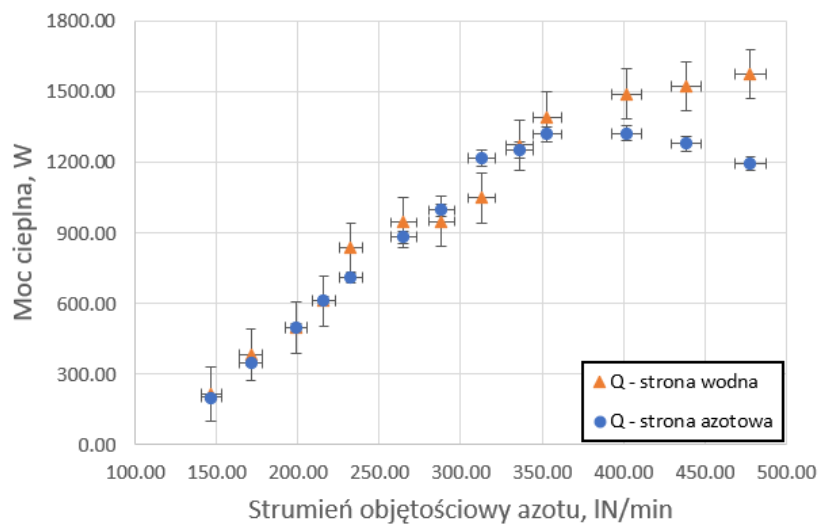


Rysunek 3.47: Analiza procesu zamrażania wody podczas awarii cyrkulacji wody grzewczej

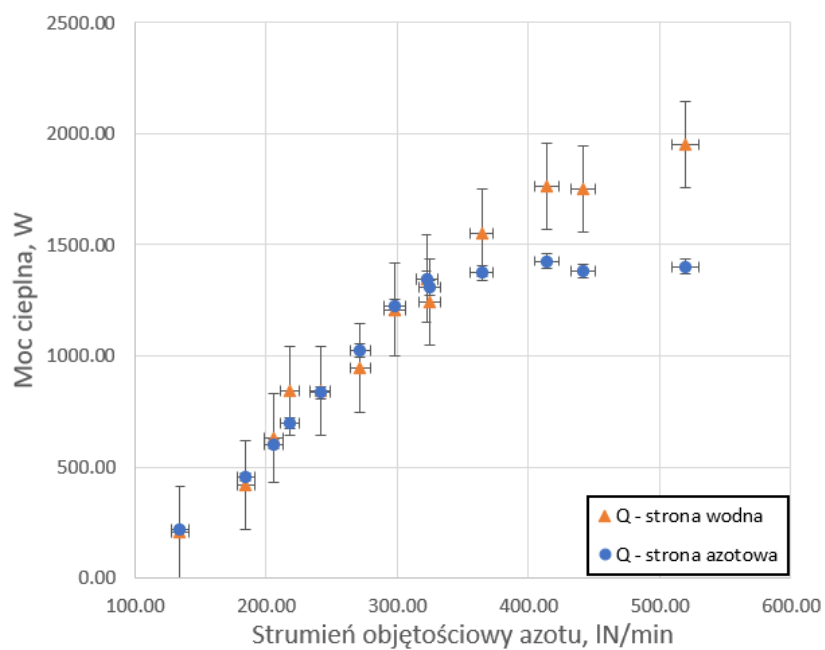
przywrócić przepływ na poziomie 3.5 l/min . Po upływie 170 minut uruchomiono ponownie stanowisko i zaobserwowano gwałtowny wzrost strumienia wody wraz ze wzrostem mierzonego spadku ciśnienia. W 184 minucie osiągnięto stabilizację spadku ciśnienia po stronie wodnej na poziomie 250 mbar , wartości równej ciśnieniu otwarcia zaworu zwrotnego w rdzeniu, natomiast przepływ wody wynosił nieznacznie ponad 20 l/min . Po 20 minutach od wznowienia pełnego przepływu wody i zmniejszenia przepływu regazyfikowanego azotu zaobserwowano gwałtowną redukcję mierzonego spadku ciśnienia po stronie wody, co oznaczało zamknięcie się zaworu zwrotnego i przywrócenie cyrkulacji wody wokół powoli rozmrażanego wymiennika ciepła.

3.3.3.1 Pierwsza kampania pomiarowa - wymiennik pracujący jako przegrzewacz par

Analogicznie do badania wymiennika morskiego, celem pierwszej kampanii pomiarowej w której wymiennik zasilany jest parami zimnego azotu jest możliwość sprawdzenia zgodności bilansu cieplnego między stroną wodną a stroną azotową dla przepływów jednofazowych. Rysunek 3.48 przedstawia wyznaczoną moc cieplną wymiennika dla dwóch obiegów przy stałym przepływie wody grzewczej, natomiast Rysunek 3.49 przedstawia bilans cieplny dla stałego przepływu azotu.

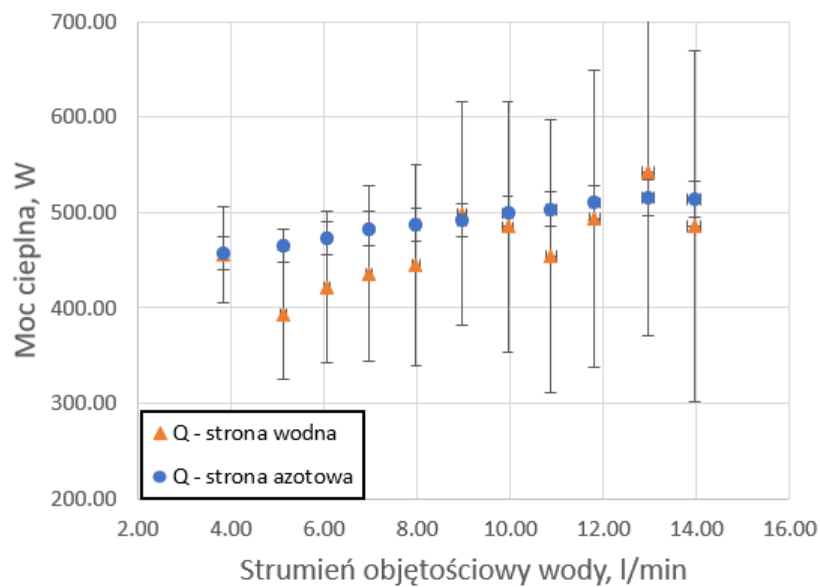


(a) Stały przepływ wody 8 l/min

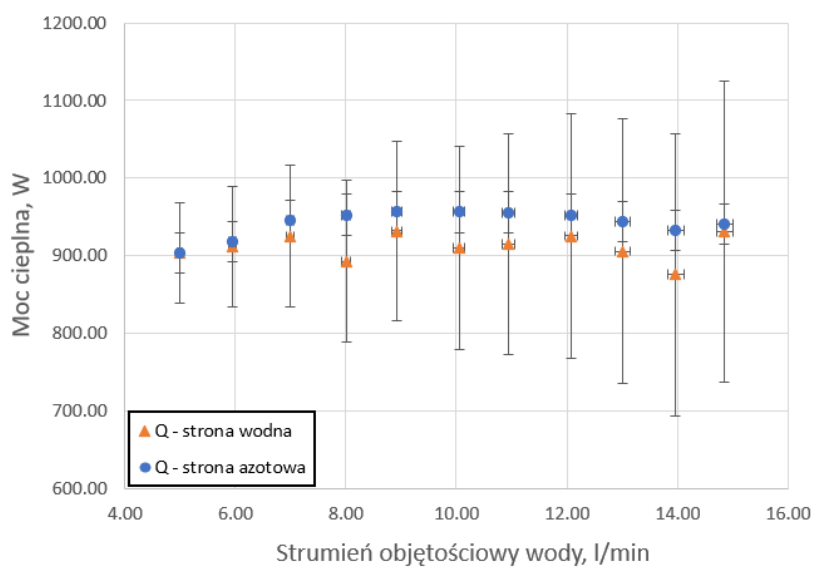


(b) Stały przepływ wody 15 l/min

Rysunek 3.48: Porównanie mocy cieplnej obliczonej dla obiegu azotowego i wodnego przy stałym przepływie wody grzewczej i zmiennym przepływie zimnych par azotu



(a) Stały przepływ azotu 200 lN/min



(b) Stały przepływ azotu 300 lN/min

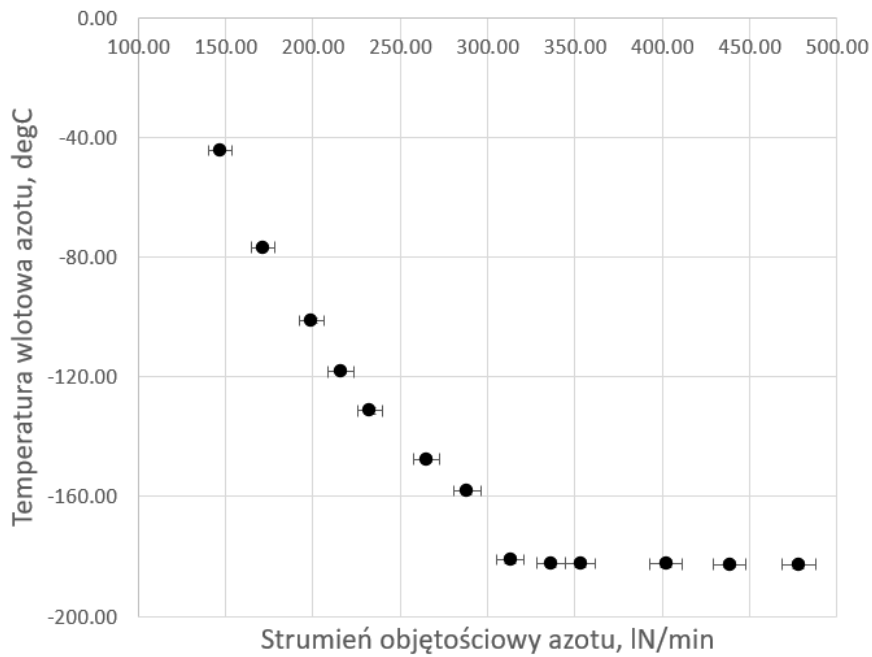
Rysunek 3.49: Porównanie mocy cieplnej obliczonej dla obiegu azotowego i wodnego przy stałym przepływie wody grzewczej i zmiennym przepływie zimnych par azotu

Na podstawie pomiarów stwierdzono zbieżność wyników zmierzonej mocy cieplnej wymiennika węzownicowego ze strony wodnej oraz azotowej. Tak jak w przypadku wymiennika morskiego moc cieplna wymiennika obliczona ze strony wodnej może zostać wykorzystana do obliczenia stopnia suchości azotu na wlocie do wymiennika.

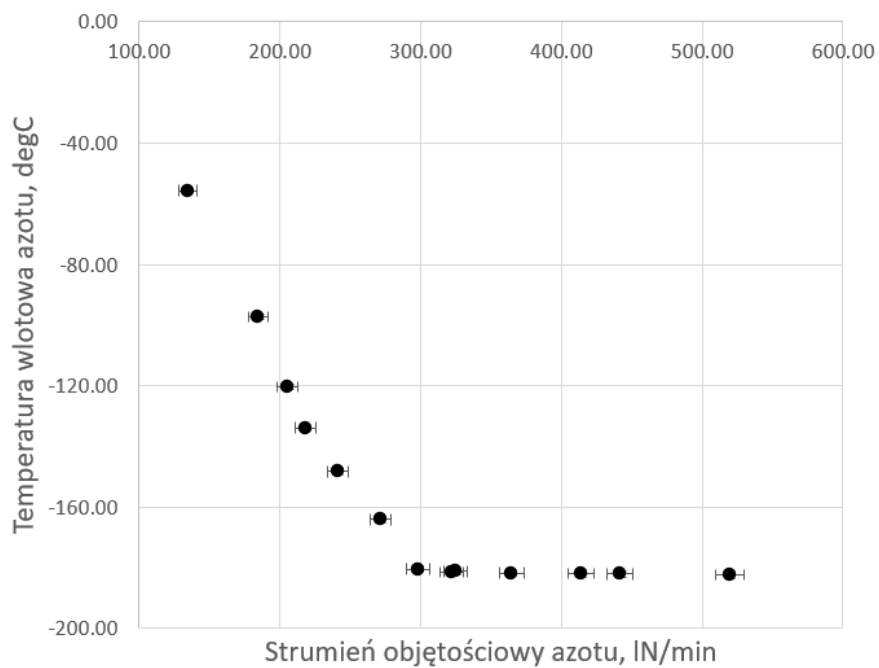
Rozbieżność między wynikami mocy cieplnej na Rysunkach 3.48a oraz 3.48b wynika z osiągnięcia stanu nasyconego na wlocie do wymiennika, co potwierdza wykres temperatury wlotowej jako funkcji przepływu objętościowego azotu przedstawiony na Rysunku 3.50. Temperatura wlotowa azotu pozostaje stała dla przepływu powyżej 300 lN/min. Obliczony stopień suchości par został przedstawiony na Rysunku 3.51.

W przypadku zmiany strumienia przepływu wody grzewczej wraz z zachowaniem stałego przepływu azotu temperatura wlotowa azotu nie ulegnie zmianie. Temperatury wylotowe azotu dla zmiennego przepływu zimnych par zostały przedstawione na Rysunku 3.52, natomiast Rysunek 3.53 przedstawia obliczoną różnicę temperatur między wylotem a wlotem do wymiennika.

Temperatura wylotowa azotu stopniowo maleje wraz ze wzrostem strumienia objętościowego azotu. Spadek temperatury po stronie azotowej wzrasta, aż do osiągnięcia maksimum dla przepływu azotu równego 300 lN/min. Po osiągnięciu stanu nasycenia na wlocie do wymiennika różnica temperatur spada, gdyż temperatura wlotowa pozostaje stała, natomiast temperatura wylotowa azotu maleje.

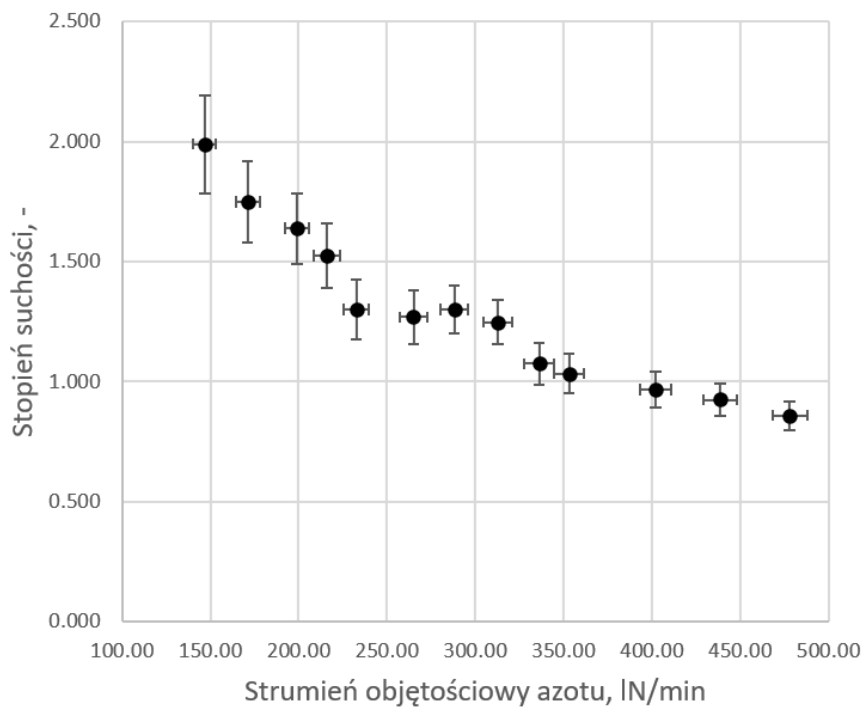


(a) Stały przepływ wody 8 l/min

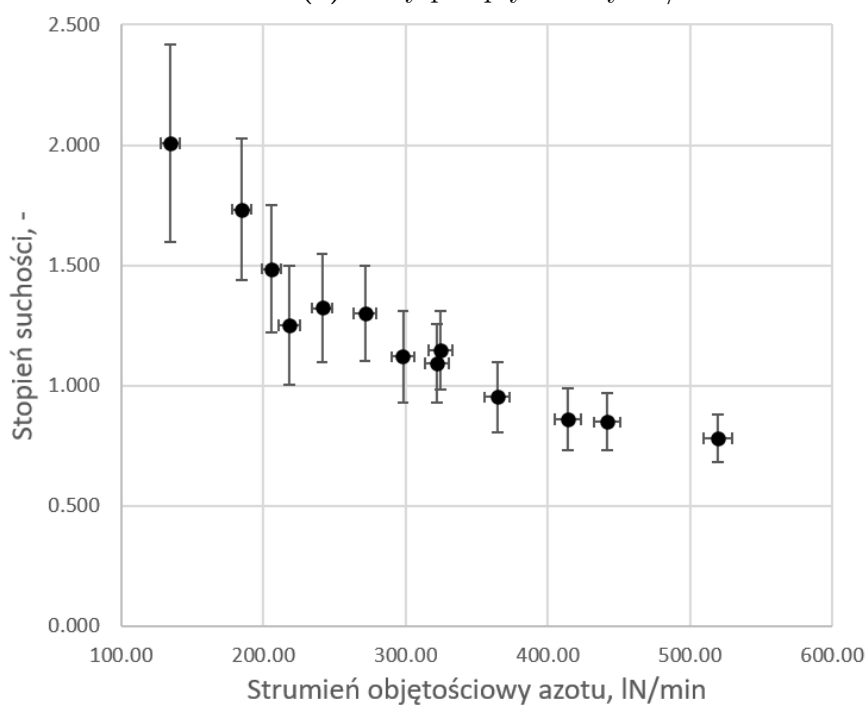


(b) Stały przepływ wody 15 l/min

Rysunek 3.50: Temperatura wlotowa zimnych par azotu przy stałym przepływie wody grzewczej i zmiennym przepływie azotu

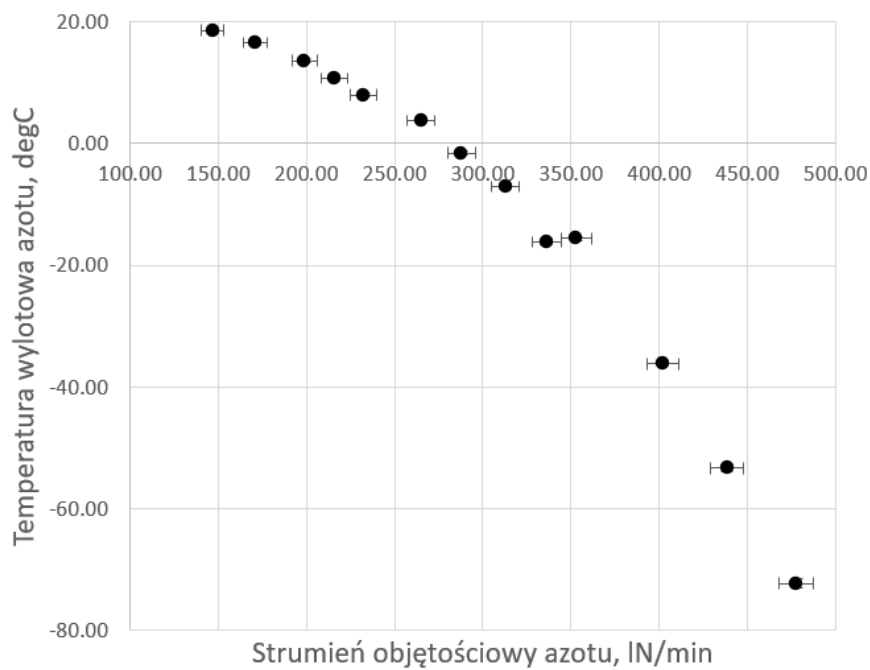


(a) Stały przepływ wody 8 l/min

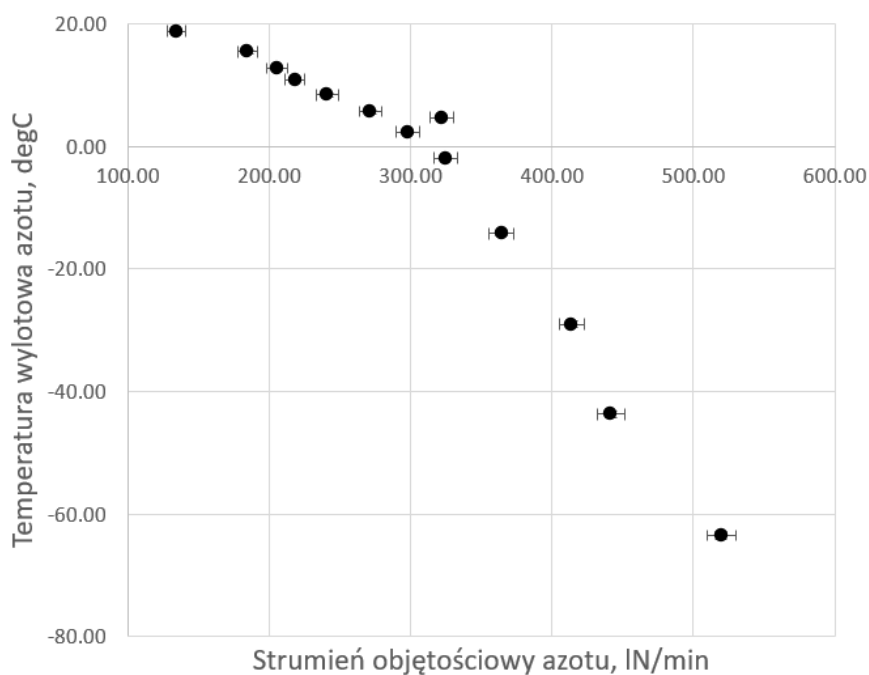


(b) Stały przepływ wody 15 l/min

Rysunek 3.51: Stopień suchości par azotu przy stałym przepływie wody grzewczej i zmiennym przepływie azotu

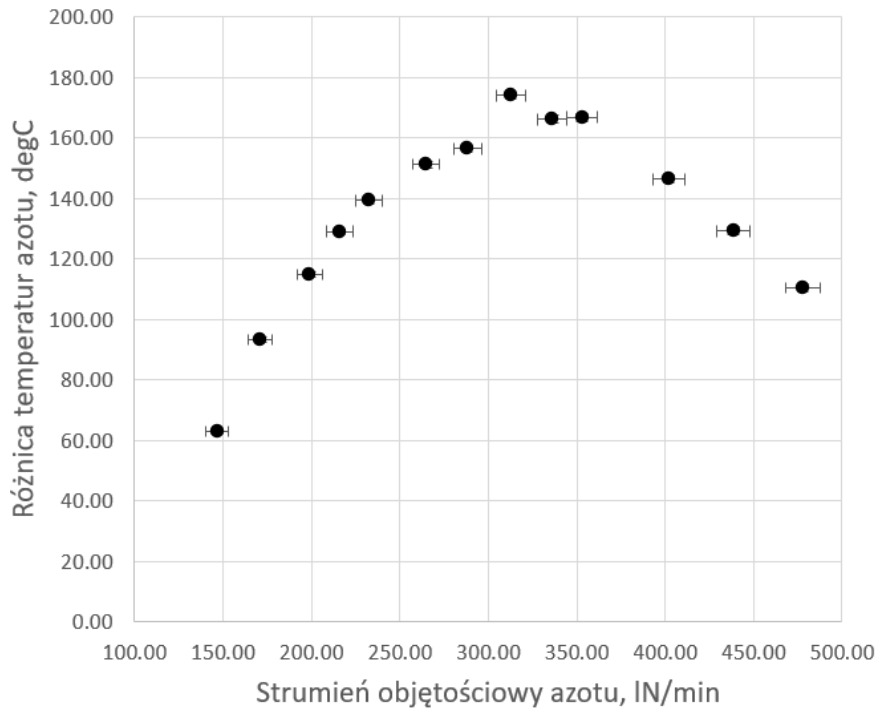


(a) Stały przepływ wody 8 l/min

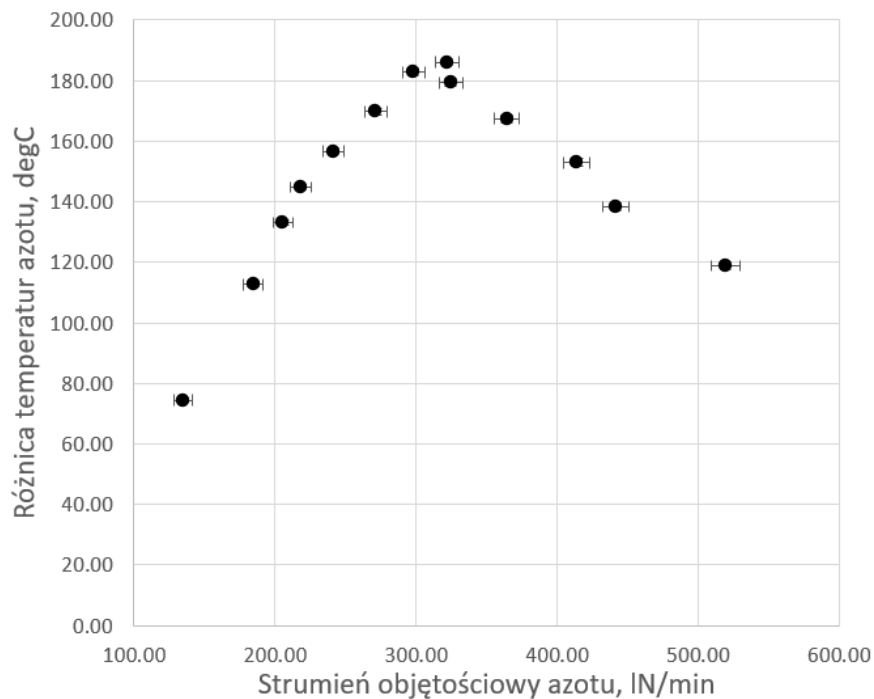


(b) Stały przepływ wody 15 l/min

Rysunek 3.52: Temperatura wylotowa zimnych par azotu przy stałym przepływie wody grzewczej i zmiennym przepływie azotu



(a) Stały przepływ wody 8 l/min

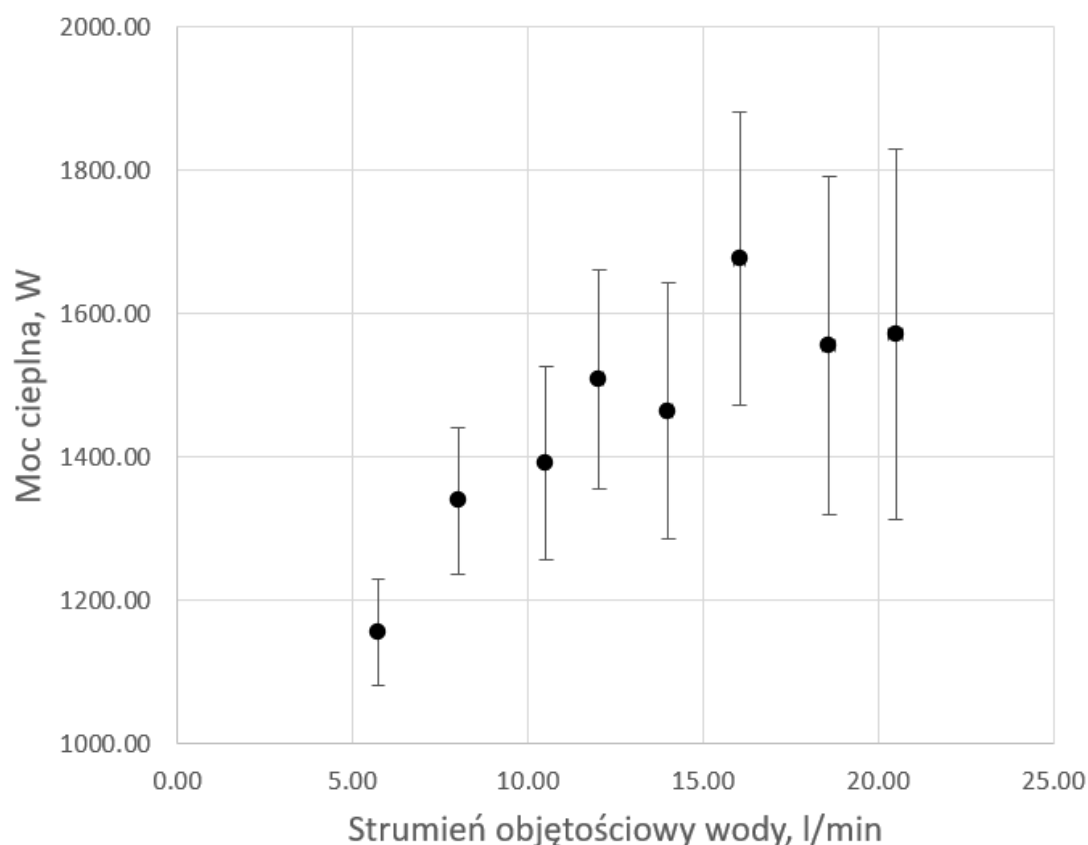


(b) Stały przepływ wody 15 l/min

Rysunek 3.53: Spadek temperatury par azotu przy stałym przepływie wody grzewczej i zmiennym przepływie azotu

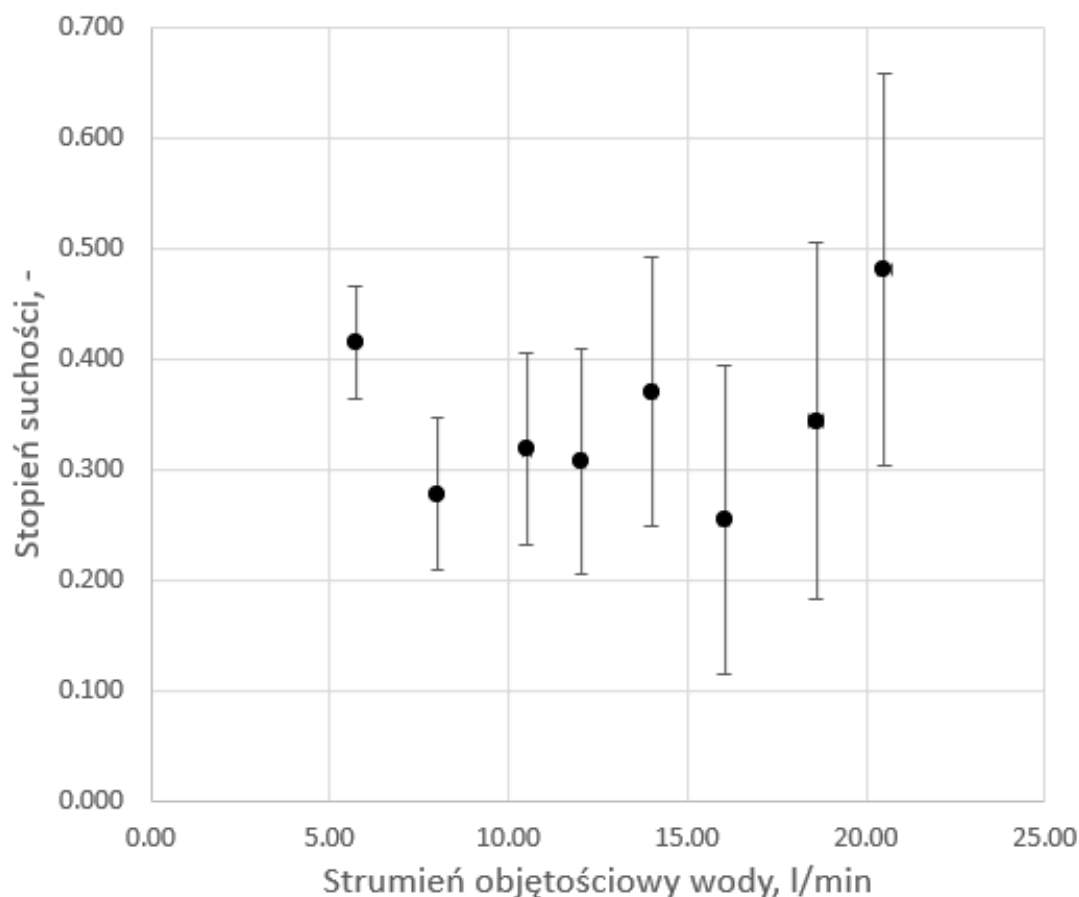
3.3.3.2 Druga kampania pomiarowa - regazyfikator pracujący ze stałym przepływem azotu

W trakcie drugiej kampanii pomiarowej wymiennik zasilany był mieszaniną parowo-cieczową o stałym strumieniu przepływu $400 \text{ lN}/\text{min}$. Przepływ wody grzewczej regulowany był w zakresie $5 - 20 \text{ l}/\text{min}$. Wyniki obliczonej mocy cieplnej zostały przedstawione na Rysunku 3.54.



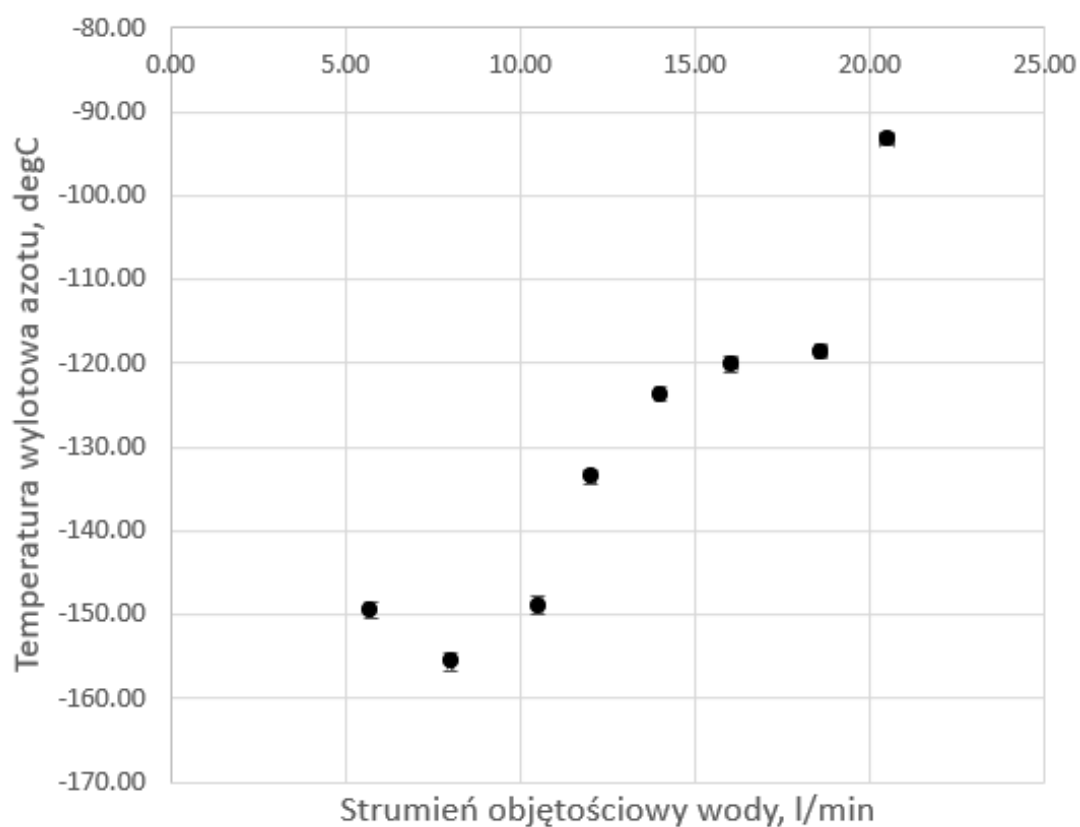
Rysunek 3.54: Moc cieplna regazyfikatora wyznaczona dla zmiennego przepływu wody i stałego przepływu azotu

Na podstawie przeprowadzonych pomiarów można zaobserwować zależność między przepływem wody a mocą cieplną wymiennika. Zwiększenie przepływu wody skutkuje zwiększeniem mocy cieplnej wymiennika, jednakże z uwagi na malejący spadek temperatury wody podczas regazyfikacji niepewność względna pomiaru mocy cieplnej znacząco wzrasta. Na podstawie obliczonej mocy cieplnej wyznaczono stopień suchości par na wlocie do wymiennika, wyniki obliczeń przedstawiono na Rysunku 3.55. Stopień suchości na wlocie nie jest wielkością zależną od przepływu wody, jednakże dla malejących przepływów wody niepewność pomiarowa wlotowego stopnia suchości maleje. Wynika to z faktu, iż zgodnie z równaniami 3.28-3.31 skła-



Rysunek 3.55: Stopień suchości azotu na wlocie do regazyfikatora dla zmiennego przepływu wody i stałego przepływu azotu

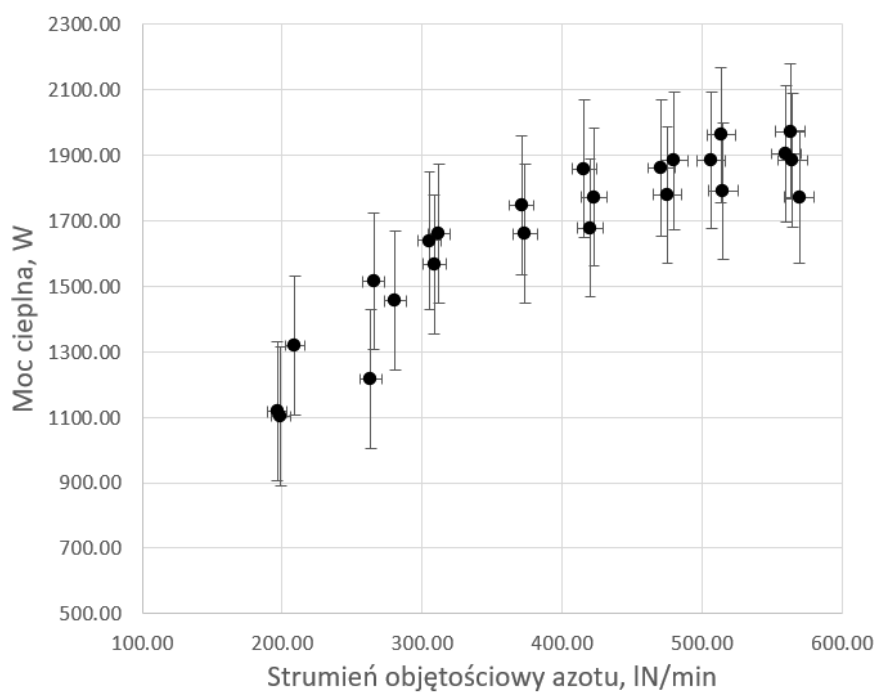
domą równania na stopień suchości wlotowych par jest spadek temperatury po stronie wodnej. Im mniejsza względna niepewność tej różnicy, tym mniejsza ostateczna niepewność obliczonego stopnia suchości zgodnie z regułą przenoszenia niepewności. Wyznaczony stopień suchości pary dla przepływu azotu $400 \text{ lN}/\text{min}$ wynosił średnio 0.35, co jest wartością dwukrotnie niższą niż stopień suchości w wymienniku morskim. Niższy stopień suchości wlotowych par umożliwia analizę procesu regazyfikacji w szerszym zakresie, gdyż jak wykazano na Rysunku 3.24 współczynniki wymiany ciepła dla różnych modeli matematycznych w znacznym stopniu zależą od stopnia suchości par. Z uwagi na zachowanie stopnia suchości par poniżej jedności w trakcie całej kampanii pomiarowej, charakter wykresu temperatury wylotowej azotu, przedstawionej na Rysunku 3.56, jest tożsamy z charakterem wykresu wzrostu temperatur azotu w trakcie procesu regazyfikacji ze względu na stałą temperaturę wlotową azotu równą temperaturze nasycenia.



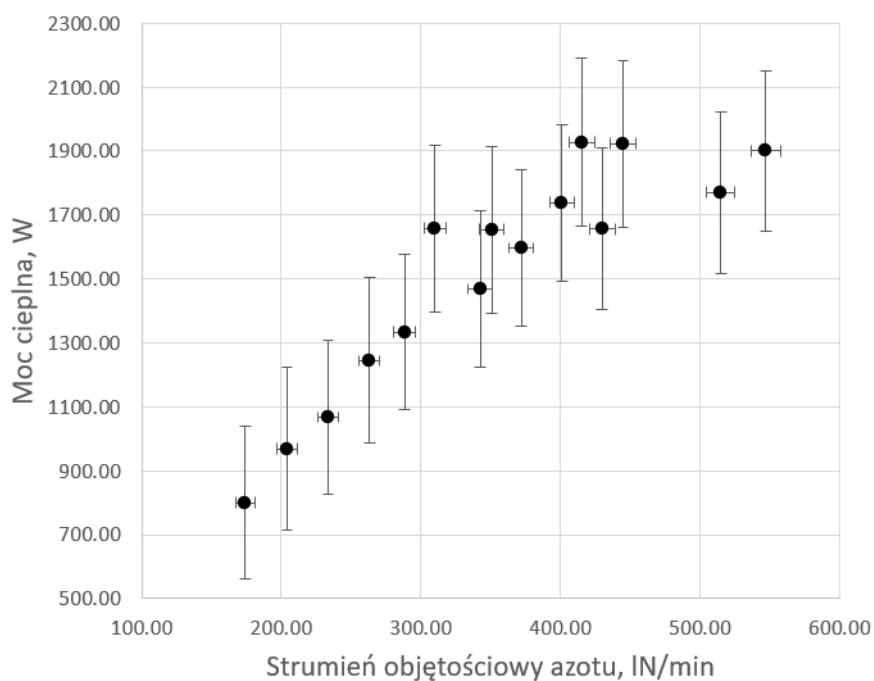
Rysunek 3.56: Temperatura wylotowa azotu dla zmiennego przepływu wody i stałego przepływu azotu

3.3.3.3 Trzecia kampania pomiarowa - regazyfikator pracujący ze stałym przepływem wody

W trzeciej kampanii pomiarowej przeprowadzono badania regazyfikacji utrzymując stały przepływ wody na poziomie 16 l/min oraz 20 l/min zmieniając przepływ azotu w zakresie od 150 lN/min do 550 lN/min dla każdej z serii. Wyniki zmierzonej mocy cieplnej wymiennika przedstawiono na Rysunku 3.57.



(a) Stały przepływ wody 16 l/min



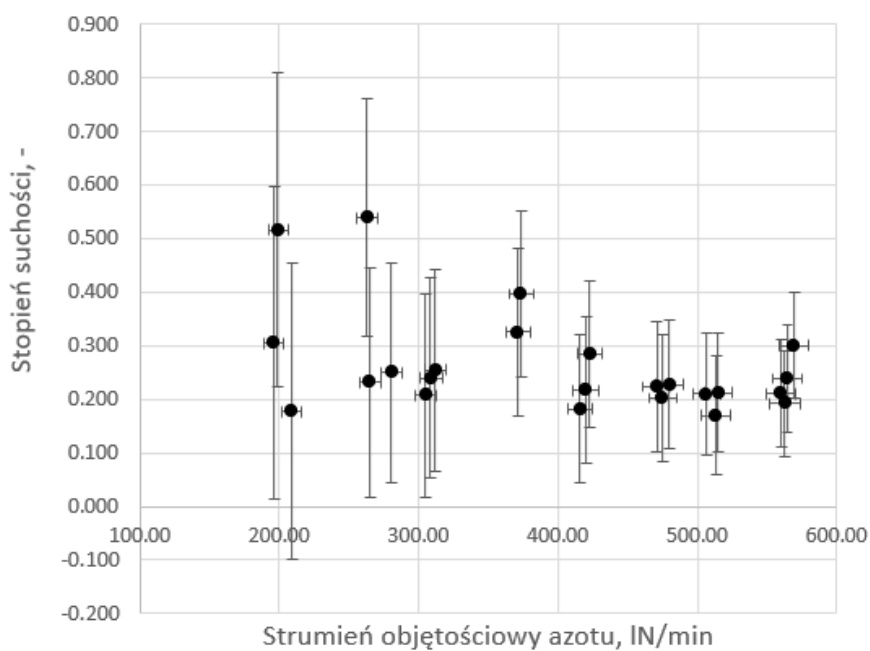
(b) Stały przepływ wody 20 l/min

Rysunek 3.57: Moc cieplna wymiennika przy stałym przepływie wody grzewczej i zmiennym przepływie azotu

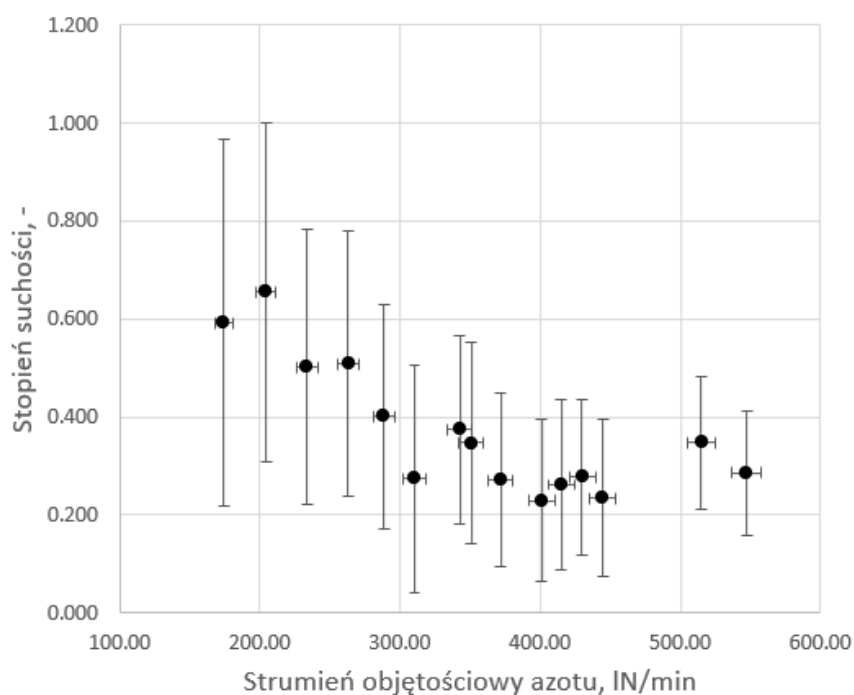
Porównując zależność mocy cieplnej wyznaczonej dla zmiennego strumienia azotu (Rys. 3.57) do mocy cieplnej przy zmiennym przepływie wody (Rys. 3.54) można zauważyć, iż zmienność strumienia azotu ma większy wpływ na zmiany mocy cieplnej regazyfikatora. Jednocześnie porównując Rysunek 3.57a i 3.57b można zauważyć, iż zwiększenie przepływu wody o 25% nie wpłynęło znacznie na zmianę mocy wymiennika przy zmiennym przepływie azotu. Jak wspomniano wcześniej mniejszy przepływ wody skutkuje niższymi niepewnościami pomiarowymi, jednakże dla przepływów wody poniżej 16 l/min i wysokich przepływów azotu pojawia się cienka warstwa lodu, szczególnie w przestrzeniach między zwojami węzownicy oraz na odcinku prostym rurki zasilającej przedstawionej na Rysunku 3.46. Grubość warstwy stabilizuje się, gdyż zgodnie z równaniem ciągłości przepływu ograniczenie przekroju powierzchni przepływu po stronie wodnej zwiększa prędkość wody, a tym samym ulega zwiększeniu współczynnik wnikania ciepła.

Stopień suchości par azotu na wlocie do wymiennika został przedstawiony na Rysunku 3.58. Dla przepływów azotu rzędu 200 lN/min stopień suchości osiąga wartości około 0.5-0.6, jednakże można zauważyć spadek stopnia suchości do wartości rzędu 0.2 wraz ze zwiększaniem przepływu azotu. Zastosowanie węża izolowanego próżniowo do zasilania wymiennika oraz lepsza izolacja konstrukcji sprawiła, iż dośpływy ciepła z otoczenia miały ograniczony wpływ na stopień suchości wlotowych par dla najwyższych strumieni objętościowych azotu w przeciwieństwie do wymiennika morskiego (Rysunek 3.14), gdzie stopień suchości par wlotowych stabilizował się na poziomie 0.7.

Wraz ze wzrostem strumienia azotu temperatura wylotowa gazu maleje, co zostało pokazane na Rysunku 3.59. Dzięki zastosowaniu dodatkowego dogrzania par przed przepływomierzem możliwe było przeprowadzenie kampanii pomiarowych nawet gdy temperatura wylotowa wynosiła niespełna 20°C ponad temperaturę nasycenia. Zbliżenie temperatury wylotowej azotu do temperatury nasycenia oznacza, iż dominującym charakterem pracy wymiennika jest praca jako parowacz, nieznaczna część wymiennika pracuje jako przegrzewacz par, co pozwala na dokładniejsze zbadanie samego procesu wrzenia.

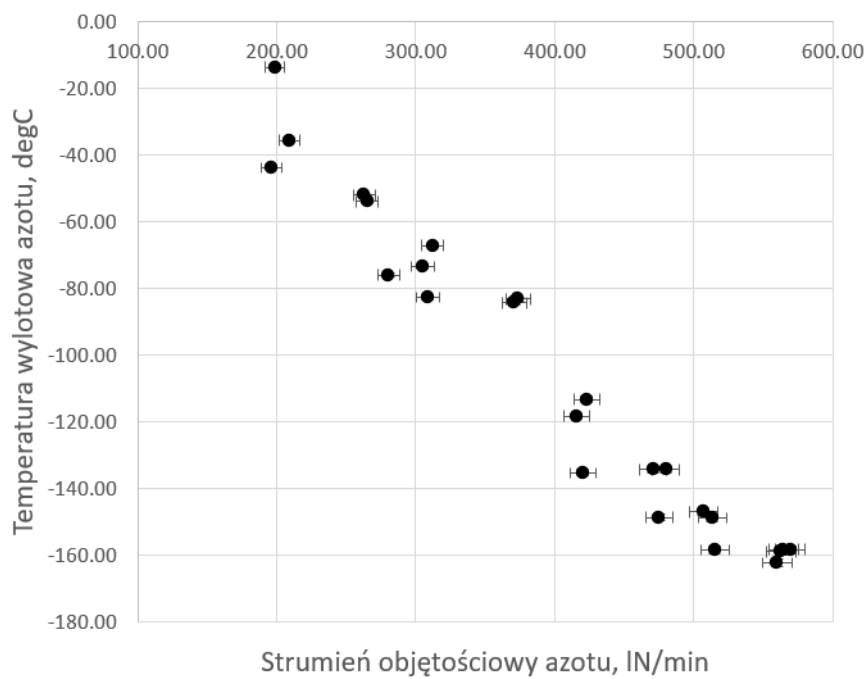


(a) Stały przepływ wody 16 l/min

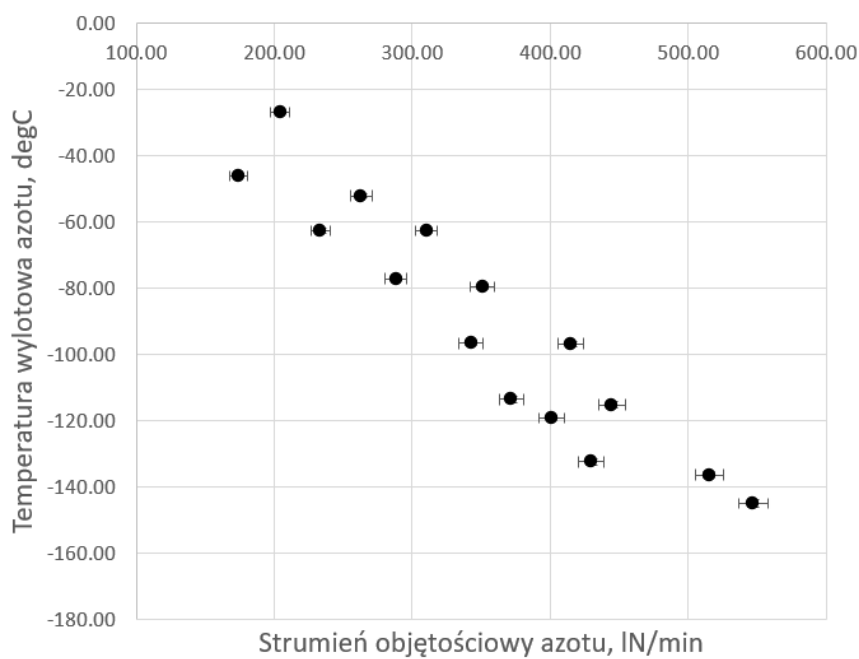


(b) Stały przepływ wody 20 l/min

Rysunek 3.58: Stopień suchości par na wejściu przy stałym przepływie wody grzewczej i zmiennym przepływie azotu



(a) Stały przepływ wody 16 l/min



(b) Stały przepływ wody 20 l/min

Rysunek 3.59: Temperatura wylotowa azotu przy stałym przepływie wody grzewczej i zmiennym przepływie azotu

3.3.4 Walidacja modeli matematycznych

Model matematyczny wymiennika został opracowany z wykorzystaniem języka Python 3.8. Zastosowanie środowiska programistycznego pozwoliło na utworzenie szybkiego i łatwego w użyciu narzędzia, które poprzez dyskretyzację objętości wymiennika pozwala na teoretyczną analizę procesów ciepłno-przepływowych zachodzących wewnątrz wymiennika. Model należy rozumieć jako macierz, w której każdy z elementów poddawany jest iteracyjnym obliczeniom na podstawie parametrów wejściowych od strony wodnej i azotowej. Schemat dyskretyzacji wymiennika został przedstawiony na Rysunku 3.60, natomiast graficzna reprezentacja pojedynczego segmentu została przedstawiona na Rysunku 3.61.

W celu łatwiejszego porównania wielkości współczynników wnikania ciepła po stronie wodnej, azotowej i przewodzenia przez ściankę rurki, model matematyczny wykorzystuje koncepcję oporu cieplnego R , gdzie $\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R}$. Odnosząc się do równania 3.20 zachodzi równość $\frac{1}{R} = UA$. Opory cieplne sumują się do oporu całkowitego R , opory cząstkowe oblicza się zgodnie z równaniami 3.50:

$$R_{H_2O} = \frac{4}{h_{H_2O}\pi(d_{ice})^2} \quad (3.50a)$$

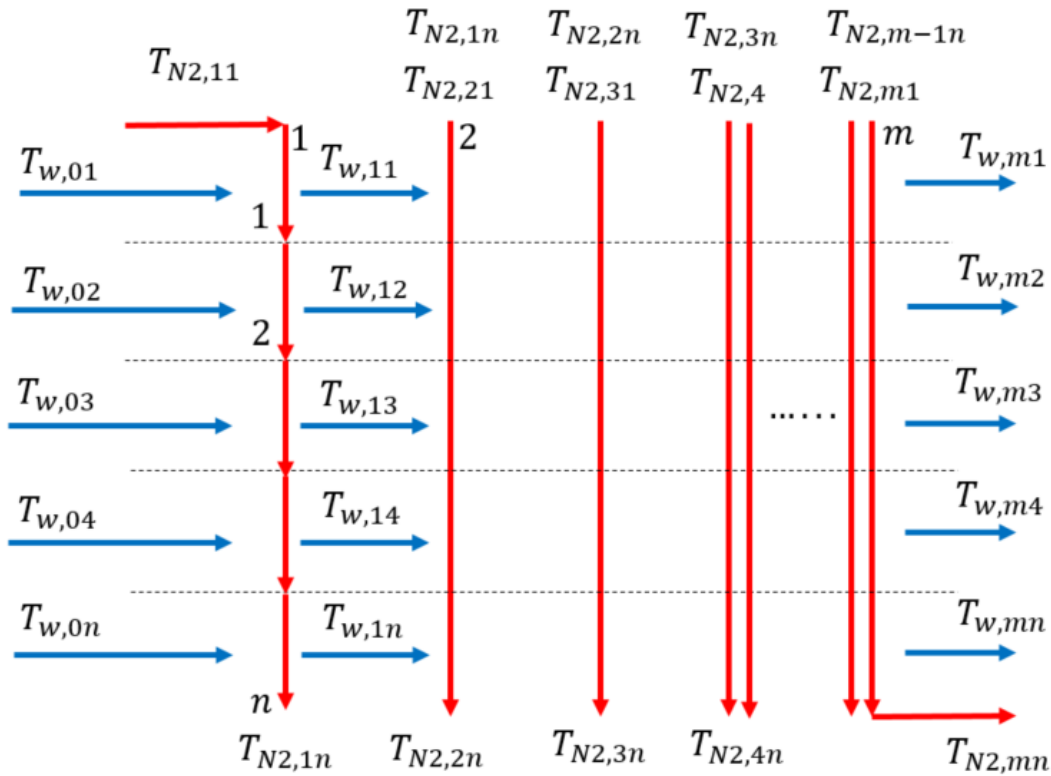
$$R_{N_2} = \frac{4}{h_{N_2}\pi D^2} \quad (3.50b)$$

$$R_w = \frac{\ln(d_0/D)}{2\pi k_w l_{cell}} \quad (3.50c)$$

$$R_{ice} = \frac{\ln(d_{ice}/d_0)}{2\pi k_{ice} l_{cell}} \quad (3.50d)$$

gdzie d_{ice} oznacza średnicę oblodzonej rurki węzownicy. Grubość warstwy lodu obliczana jest zgodnie z równaniem 3.55 przedstawionym w dalszej części pracy. W przypadku braku oblodzenia $d_{ice} = d_0$, a $R_{ice} = 0$. Całkowity opór cieplny wewnątrz komórki obliczeniowej wynosi:

$$R = R_{H_2O} + R_{N_2} + R_w + R_{ice} \quad (3.51)$$



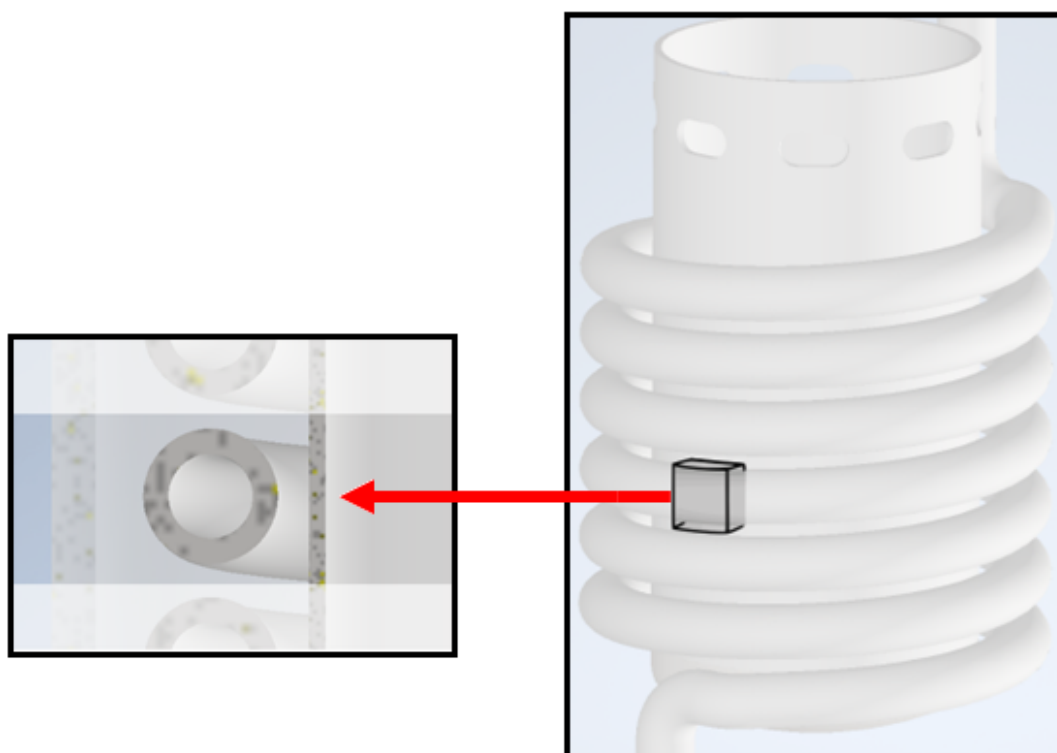
Rysunek 3.60: Schemat dyskretyzacji modelu wymiennika samochodowego

Wymiennik został podzielony na $m \times n$ elementów, gdzie m jest liczbą kolumn macierzy dyskretyzacyjnej i oznacza liczbę zwojów wężownicy, a n , będące liczbą wierszy, oznacza liczbę segmentów na którą został podzielony każdy zwoj. W obecnym modelu zgodnie z geometrią wymiennika testowego przyjęto $m = 6$, natomiast zwiększanie wartości n ponad 100 nie prowadziło do otrzymania dokładniejszych wyników obliczeń, tak więc przyjęto podział 6×100 . Długość pojedynczej komórki obliczeniowej wynosi więc:

$$l_{cell} = \frac{\pi D_H}{n} \quad (3.52)$$

Każdy z elementów modelu odczytuje parametry azotu i wody w zależności od elementów sąsiednich lub parametrów zadanych. Przykładowo, element $E_{(3,54)}$ jest 54 elementem na długości zwoju 3 i zachodzą następujące zależności parametrów wejściowych w komórce obliczeniowej:

$$\begin{aligned} h_{N2,in,(3,54)} &= h_{N2,out,(3,53)} \\ T_{H_2O,in,(3,54)} &= T_{H_2O,out,(2,54)} \end{aligned} \quad (3.53)$$



Rysunek 3.61: Przykładowa komórka obliczeniowa

Spadek ciśnienia po stronie wodnej i azotowej jest pomijany, zgodnie z opisem przedstawionym w sekcji 3.2.2, także ciśnienie wody i azotu jest znane w każdym segmencie modelu. Na podstawie entalpii wejściowej azotu, będącej entalpią wyjściową z segmentu poprzedniego w tej samej kolumnie, co odpowiada poprzedniej sekcji na tym samym zwoju wężownicy oraz ciśnienia azotu można obliczyć wszystkie wejściowe parametry termodynamiczne oraz współczynniki wnikania ciepła. Temperatura wody na wlocie do danego segmentu jest temperaturą wyjściową wody w tym samym rzędzie, lecz w poprzedniej kolumnie, co odpowiada strumieniowi wody po obmyciu poprzedniego zwoju. Analogicznie do strony azotowej, na podstawie ciśnienia i temperatury wody obliczany jest współczynnik wnikania ciepła oraz wszelkie niezbędne wielkości termodynamiczne. Przepływ masowy azotu jest stały na długości całej wężownicy, natomiast przepływ wody w danym segmencie to całkowity przepływ masowy dzielony przez liczbę wierszy, tj. liczbę segmentów na każdym ze zwojów wężownicy. Procedura iteracyjna oblicza wymianę ciepła do momentu osiągnięcia zbieżności na poziomie 0.1%. Schemat dyskretyzacji modelu został przedstawiony na Rysunku 3.62. Wstępnie zakładany strumień ciepła dany jest równaniem 3.54:

$$\dot{Q}_0 = \frac{(T_{H_2O,in} - T_{N_2,in})}{R} \quad (3.54)$$

W przypadku osiągnięcia temperatury ścianki zewnętrznej poniżej 0°C oblicza się teoretyczną grubość warstwy lodu zgodnie z równaniem 3.55:

$$\frac{\ln(r_{ice}/r_{out})}{2\pi k_{ice} l_{cell}} = \frac{0^{\circ}\text{C} - T_{w,out}}{\dot{Q}}$$

$$r_{ice} = \frac{d_0}{2} \cdot \exp\left(\frac{0^{\circ}\text{C} - T_{w,out}}{\dot{Q}} 2\pi k_{ice} l_{cell}\right) \quad (3.55)$$

$$x_{ice} = r_{ice} - d_0/2$$

Powstanie warstwy lodu ogranicza pole przepływu dla wody, co skutkuje zwiększeniem współczynnika wnikania ciepła. Obliczenia prowadzone są iteracyjnie do ustalenia równowagi termodynamicznej wewnątrz danej komórki dla określonego strumienia ciepła \dot{Q} . Warunkiem zakończenia iteracji jest spełnienie warunku: $\epsilon_{ice} < 0.01$, gdzie ϵ_{ice} jest błędem względnym obliczonej grubości warstwy lodu względem poprzedniej iteracji. Analogicznie:

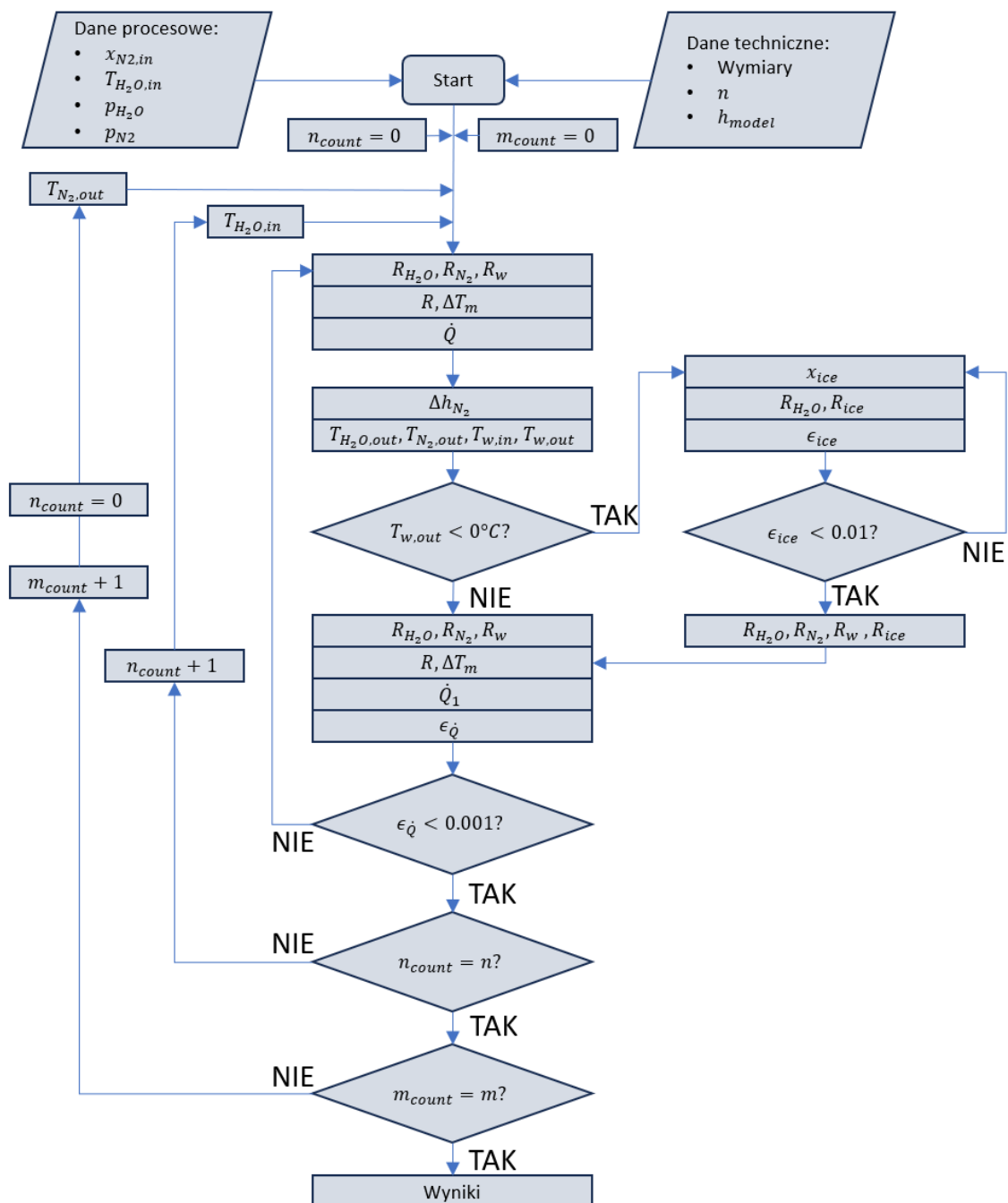
$$\epsilon_{\dot{Q}} = \left| \frac{\dot{Q}_1 - \dot{Q}}{\dot{Q}} \right| < 0.001 \quad (3.56)$$

jest warunkiem zbieżności obliczeń wewnątrz pojedynczej komórki modelu.

Dzięki zastosowaniu modelu matematycznego możliwe jest uzyskanie profilu temperatury wzdłuż węzownicy zarówno po stronie wodnej, ścianki wewnętrznej, zewnętrznej oraz azotu. Dodatkowo możliwe jest wskazanie miejsca akumulacji lodu na powierzchni zewnętrznej węzownicy w przypadku spadku temperatury ścianki po stronie wodnej poniżej temperatury zamrażania. Zaprezentowany model obliczeniowy służy do szybkiego uzyskania dokładnych wyników teoretycznych, które zostały porównane z pomiarami. W celu ograniczenia liczby analizowanych i porównywanych wykresów, wyniki modelowe porównano z następującymi kampaniami pomiarowymi:

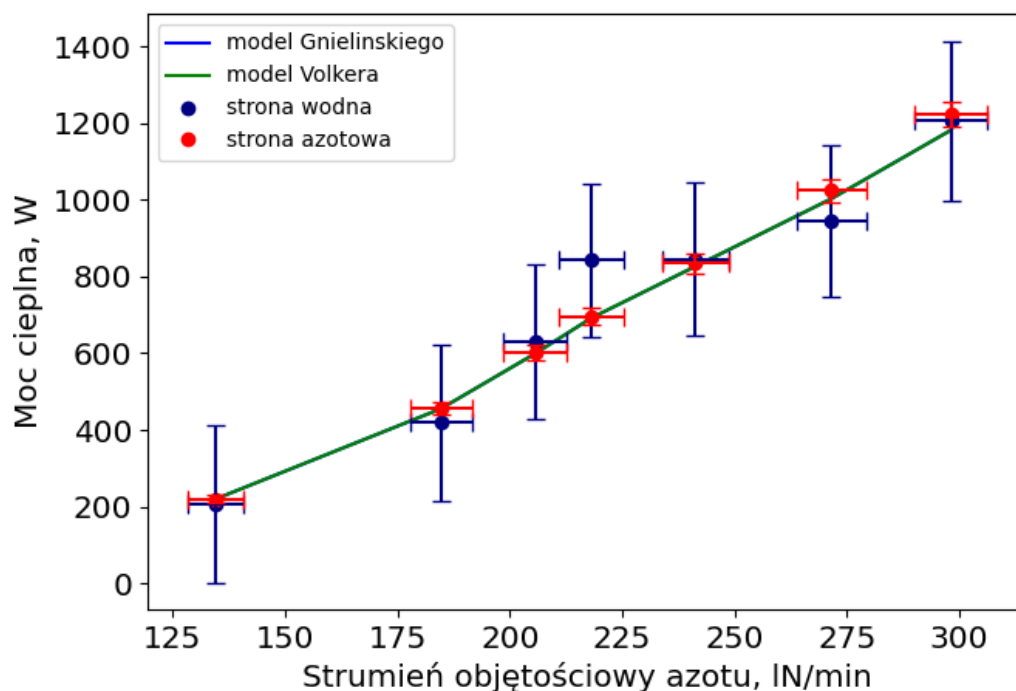
1. pierwsza kampania pomiarowa: stały przepływ wody grzewczej 16 l/min , przepływ gazowego azotu w zakresie $150 - 300 \text{ lN/min}$. Ograniczono przepływ azotu ze względu na osiągnięcie temperatury nasycenia dla przepływów przekraczających 300 lN/min (Rys. 3.50),
2. druga kampania pomiarowa: przepływ wody grzewczej w zakresie $5 - 20 \text{ l/min}$, stały przepływ skroplonego azotu 400 lN/min ,
3. trzecia kampania pomiarowa: przepływ azotu w zakresie $200 - 550 \text{ lN/min}$, stały przepływ wody grzewczej 16 l/min .

Po porównaniu wyników z modelami wrzenia zaprezentowano wyniki modelowe przedstawiające profile temperatur wewnątrz wymiennika dla wybranych wartości przepływów azotu i stałego przepływu wody 16 l/min przy zasilaniu wymiennika skroplonym azotem o stopniu suchości par wynikającym z wykresu 3.58a.



Rysunek 3.62: Algorytm modelu matematycznego wymiennika

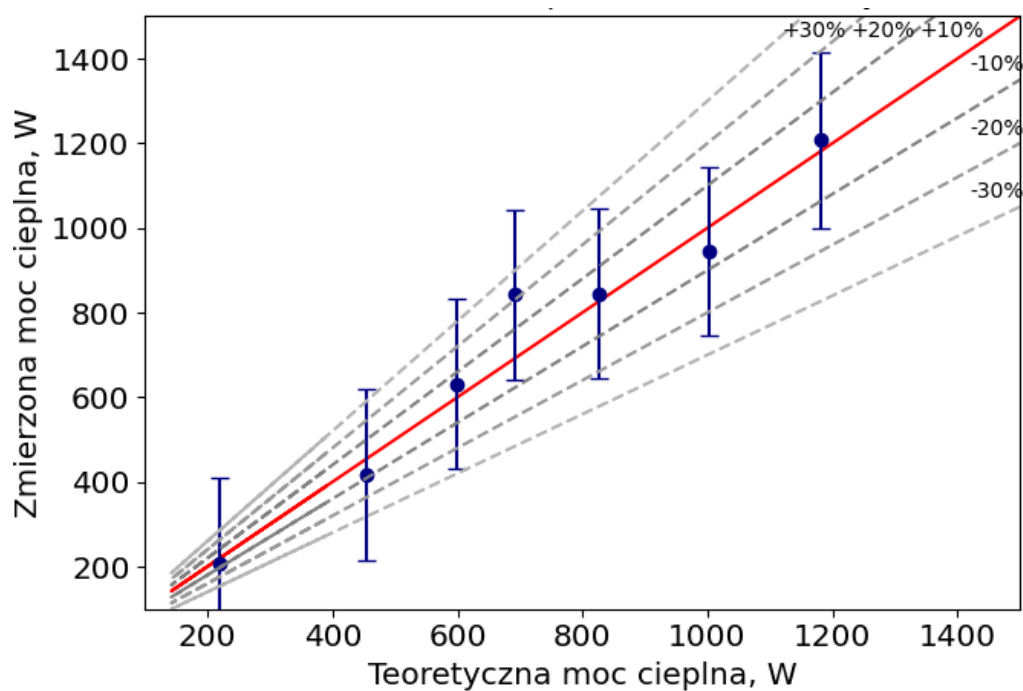
Porównanie wartości modelowych z wynikami pierwszej kampanii pomiarowej miało na celu, analogicznie do badań wymiennika morskiego, potwierdzenie zgodności zastosowanych modeli przegrzewania par, przewodzenia ciepła przez ściankę węzownicy oraz przejmowania ciepła po stronie wodnej. Zestawienie mocy cieplnej wyznaczonej teoretycznie wraz z pomiarami przedstawiono na Rysunku 3.63.



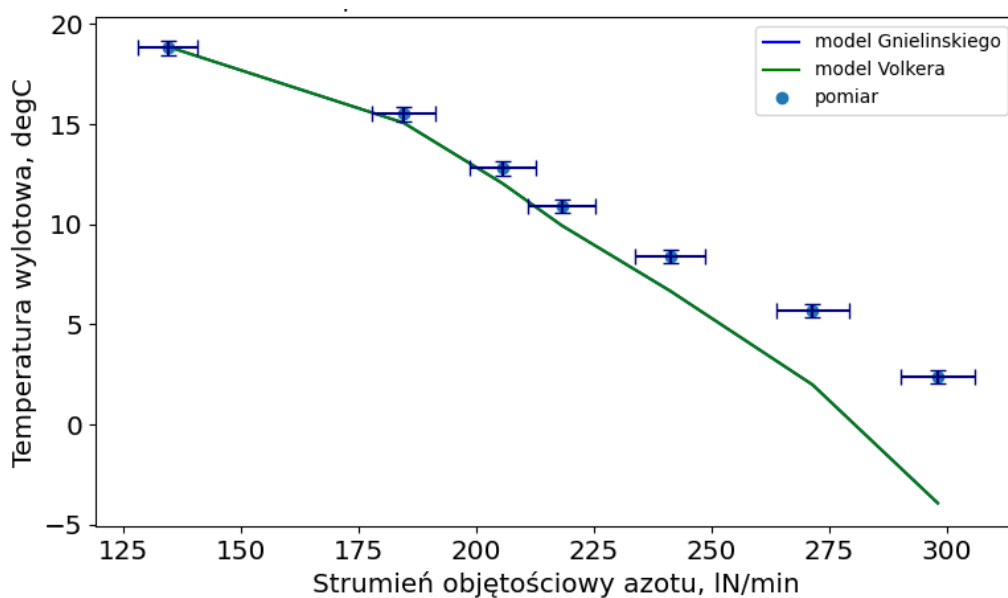
Rysunek 3.63: Porównanie obliczonej i zmierzonej mocy cieplnej wymiennika samochodowego podczas pierwszej kampanii pomiarowej

Na podstawie przedstawionych wyników można stwierdzić zgodność wyników obliczeniowych z wartościami zmierzonymi. Wyniki dla modelu 'Gnielinski' oraz 'Volker' pokrywają się, gdyż zgodnie z równaniami 3.22 i 3.23 dla reżimu turbulentnego oba modele korzystają z tych samych zależności matematycznych opisujących współczynnik wnikania ciepła po stronie przegrzewanego azotu. Większość wyników mieści się w zakresie $\pm 10\%$ co przedstawiono na Rysunku 3.64.

Zgodność modeli potwierdza również Rysunek 3.65 przedstawiający temperaturę wylotową azotu. Można zauważyć nieznaczną rozbieżność między wartościami zmierzonymi a teoretycznymi dla przepływów azotu ponad 250 lN/min, jednakże różnica 10°C temperatury wylotowej azotu dla przepływu 250 lN/min odpowiada zaledwie różnicy 50W mocy cieplnej.

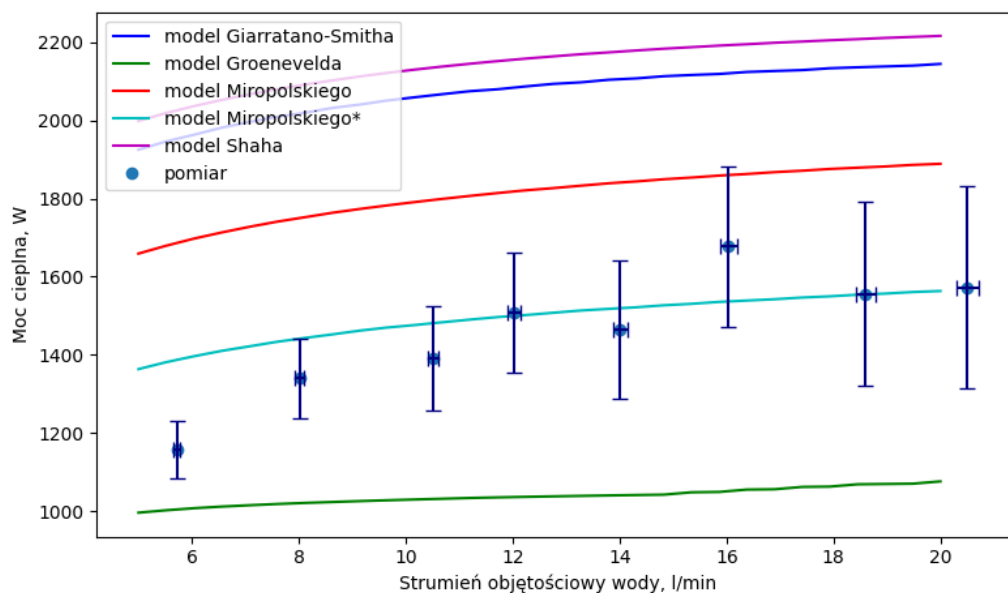


Rysunek 3.64: Wykres porównawczy wartości teoretycznych i zmierzonych temperatury wylotowej azotu



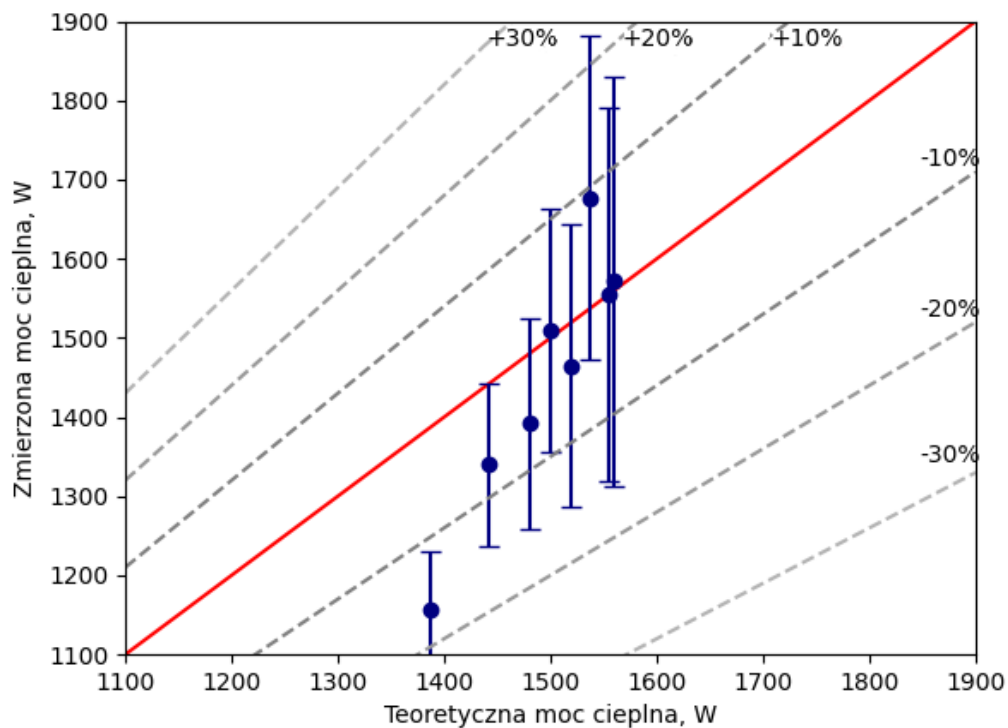
Rysunek 3.65: Porównanie obliczonej i zmierzonej temperatury wylotowej azotu podczas pierwszej kampanii pomiarowej

Porównanie obliczonej i zmierzonej mocy cieplnej w ramach drugiej kampanii pomiarowej został przedstawiony na Rysunku 3.66.

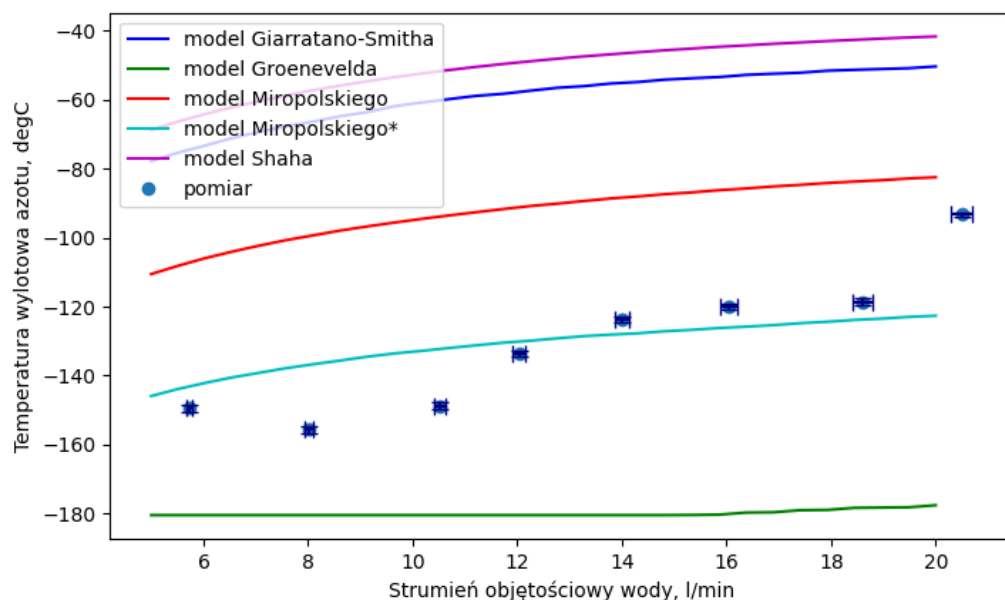


Rysunek 3.66: Porównanie obliczonej i zmierzonej mocy cieplnej wymiennika samochodowego podczas drugiej kampanii pomiarowej

Wyniki modelu Miropolskiego* wykazują największą zbieżność z wynikami eksperymentalnymi i zawierają się w większości w zakresie $\pm 10\%$, co wykazano na Rysunku 3.67. Niepewności pomiarowe zawierają się również w szerszym zakresie $\pm 20\%$. Należy zwrócić również uwagę na to, iż dla najniższych strumieni objętościowych przepływu wody widoczne było oblodzenie wężownicy, co również wpływa na warunki cieplno-przepływowe wewnątrz wymiennika. Mimo szerokiego zakresu zmienności przepływu wody moc cieplna wymiennika nie ulegała znaczącej zmianie. Model Miropolskiego* również najdokładniej przewidywał temperaturę wylotową azotu, co zostało przedstawione na Rysunku 3.68. Należy również zauważyć, iż model Groenevelda zakłada stałą temperaturę wylotową azotu w zakresie przepływów wody 5 – 16 l/min, co świadczy o pracy wymiennika wyłącznie w trybie parowacza i nie ukończeniu procesu regazyfikacji na długości całej wężownicy.

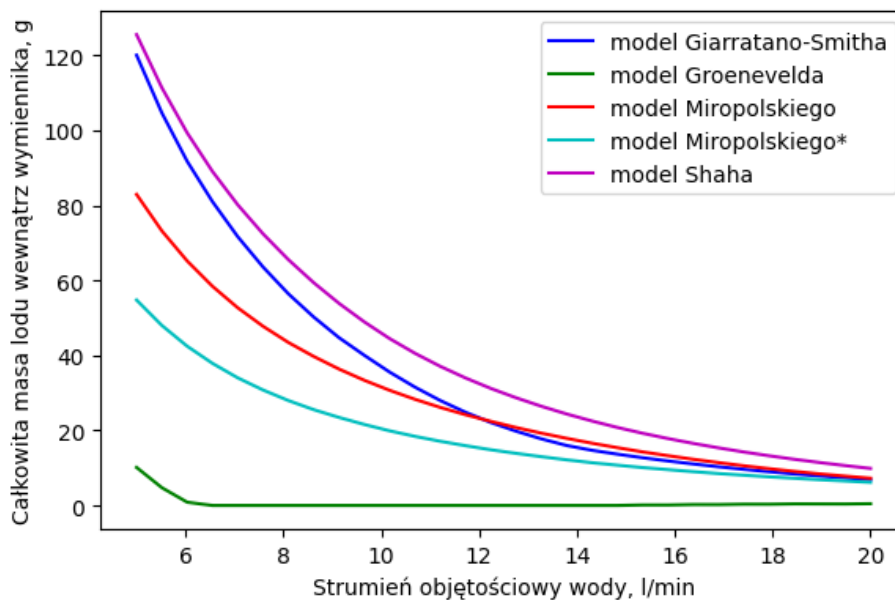


Rysunek 3.67: Wykres porównawczy wartości teoretycznych obliczonych zgodnie z modelem Miropolskiego* i zmierzonych temperatury wylotowej azotu



Rysunek 3.68: Porównanie obliczonej i zmierzonej temperatury wylotowej azotu podczas drugiej kampanii pomiarowej

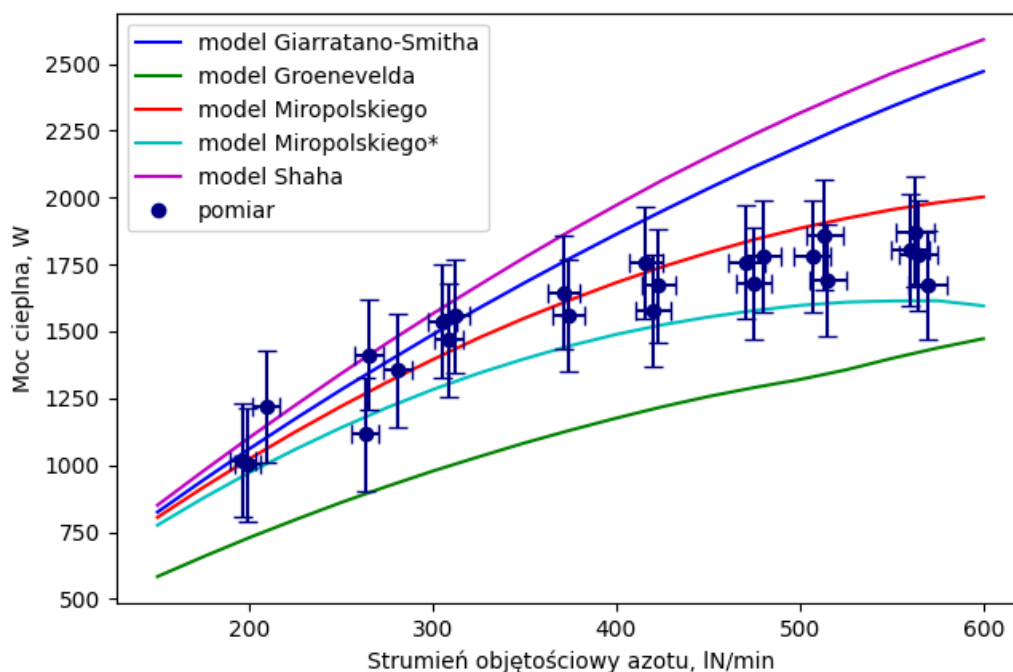
Wyznaczono również teoretyczną sumaryczną akumulację lodu na powierzchni wężownicy, którą przedstawiono na Rysunku 3.69.



Rysunek 3.69: Całkowita masa lodu na powierzchni wężownicy w drugiej kampanii pomiarowej

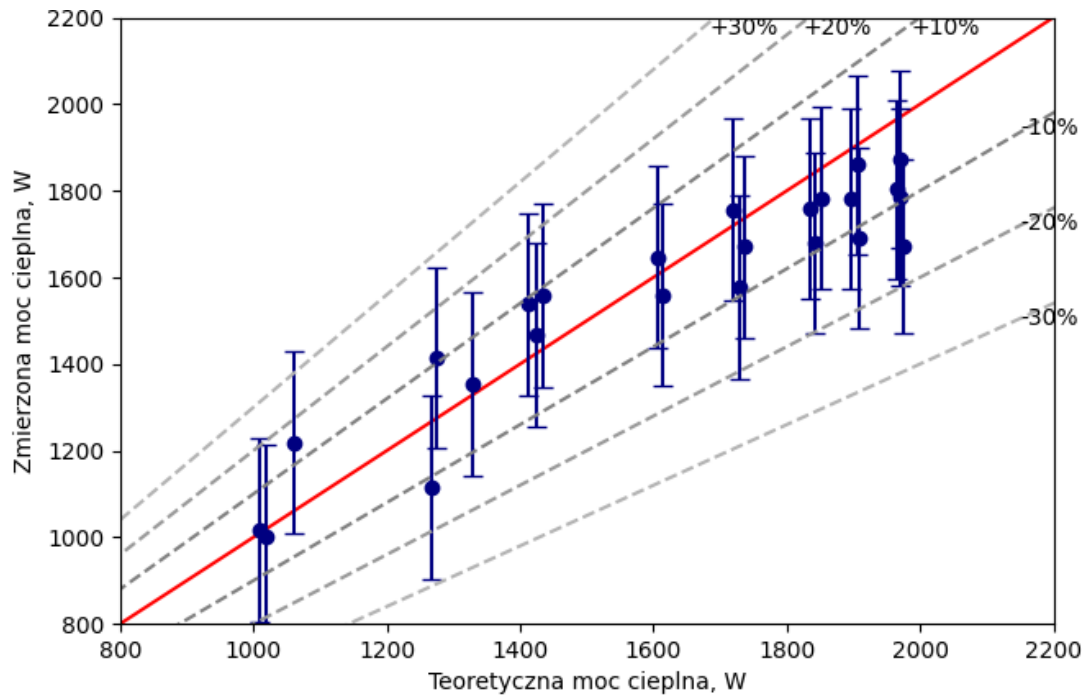
Teoretyczne współczynniki wnikania ciepła dla procesu wrzenia decydują o temperaturze zewnętrznej ścianki, także dla modeli w których regazyfikacja zachodzi najszybciej obliczona temperatura ścianki zewnętrznej również gwałtownie spada. Zastosowanie modelu Groenevelda prowadzi do otrzymania stałej temperatury wylotowej azotu w zakresie przepływów wody 5 – 16 l/min, co świadczy o pracy wymiennika wyłącznie w trybie parowacza i nie ukończeniu procesu regazyfikacji na długości całej wężownicy. Jednocześnie oznacza to najniższe współczynniki wnikania ciepła, co przekłada się na największy opór cieplny i najwyższą temperaturę ścianki zewnętrznej. Potwierdza to również przewidywana ilość lodu, gdzie według modelu Groenevelda oblodzenie nie nastąpi o ile przepływ wody nie spadnie poniżej 6 l/min. Jako że najdokładniejszy jest model Miropolskiego*, co potwierdza zestawienie wyników modelowych i pomiarów, można przewidywać, iż akumulacja lodu jest również zgodna z modelem Miropolskiego*. Oznacza to, że niezależnie od przepływu wody grzewczej wystąpi niewielkie oblodzenie wymiennika, jednak po redukcji przepływu poniżej wartości 12 l/min ilość lodu gwałtownie wzrasta. Pokrywa się to również z widocznym spadkiem mocy cieplnej wymiennika dla malejącego przepływu wody w zakresie 6 – 12 l/min widocznym na Rysunku 3.66.

Teoretyczna oraz zmierzona moc cieplna wymiennika wyznaczone podczas trzeciej kampanii pomiarowej w cyklu pomiarów dla przepływu wody 16 l/min zostały porównane na Rysunku 3.70. Dla przepływów azotu poniżej 300 lN/min wszystkie

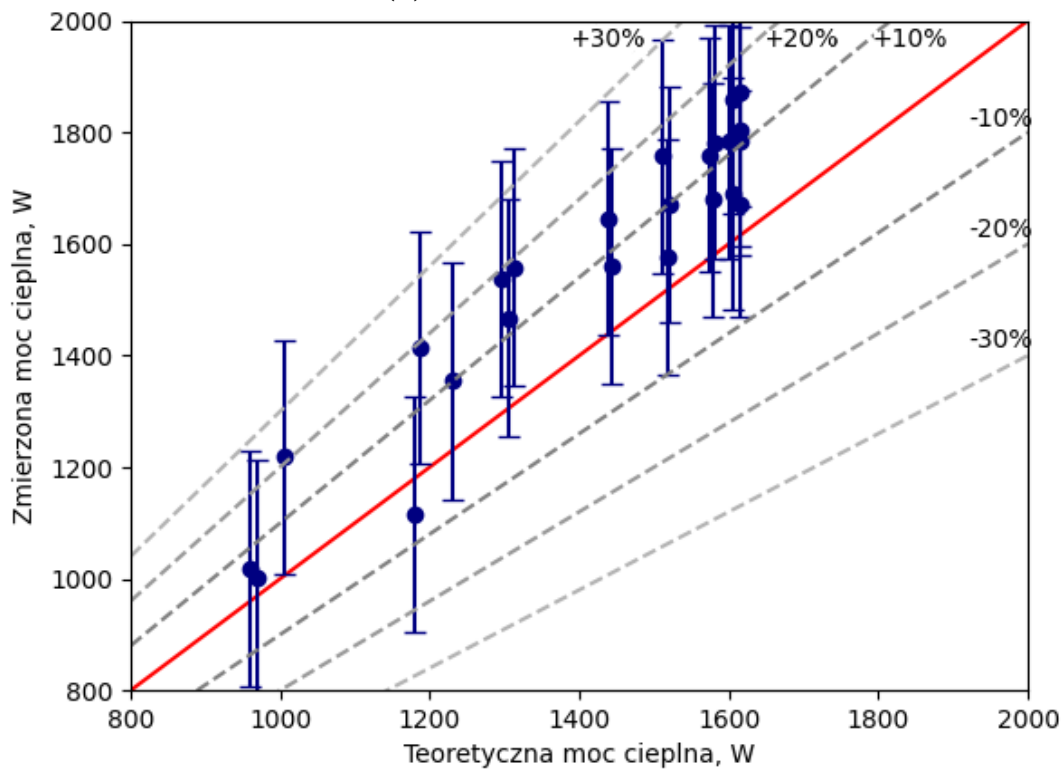


Rysunek 3.70: Porównanie obliczonej i zmierzonej mocy cieplnej wymiennika samochodowego podczas trzeciej kampanii pomiarowej

modele wrzenia prowadzą do otrzymania podobnych wyników teoretycznej mocy cieplnej wymiennika, zbliżonych do wyników pomiarowych. Zbieżność ta wynika z niewielkiej długości wymiennika przy niskich strumieniach azotu, który pracuje w trybie parowacza. Wszystkie modele wrzenia po osiągnięciu parametrów stanu pary nasyconej wykorzystują ten sam model przegrzewu par, mianowicie model 'Gnielinski', co prowadzi do zbliżonych wyników obliczonych wartości. Dla przepływów azotu ponad 300 lN/min można zauważyć, iż model Miropolskiego oraz Miropolskiego* najdokładniej pokrywają się z wynikami pomiarów. Ponadto, w modelu Miropolskiego* można zauważyć osiągnięcie maksimum mocy cieplnej dla przepływu azotu 550 lN/min . Podobny brak wzrostu mocy cieplnej wraz ze zwiększaniem przepływu azotu zaobserwowano dla wartości zmierzonych przy przepływach ponad 500 lN/min . Porównanie zbieżności wyników modeli Miropolskiego oraz Miropolskiego* z pomiarami zostało zaprezentowane na Rysunku 3.71.



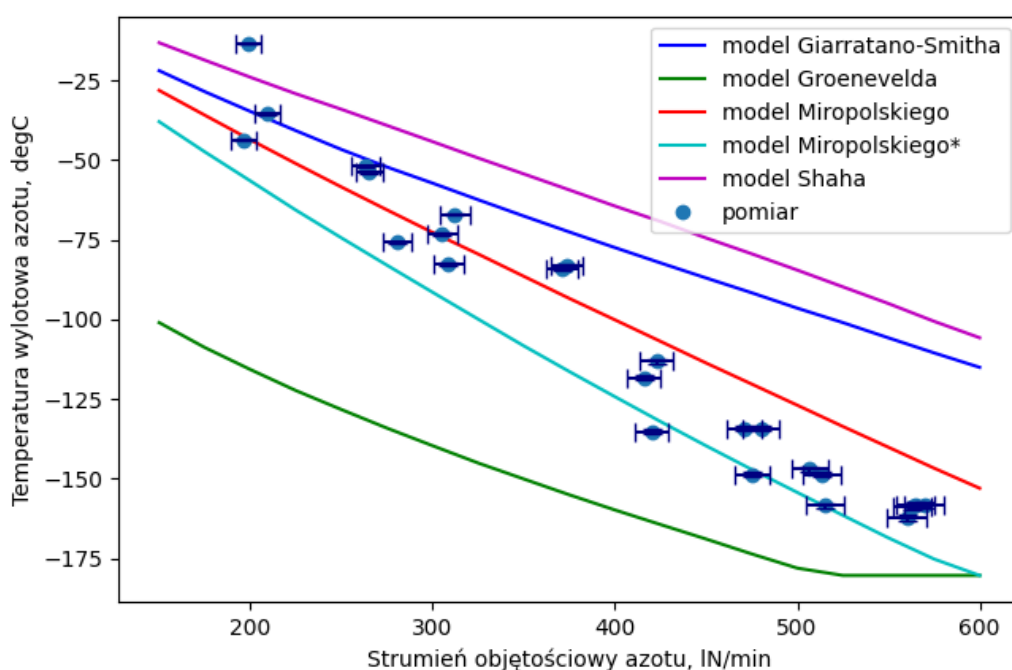
(a) Model Miropolskiego



(b) Model Miropolskiego*

Rysunek 3.71: Wykres porównawczy wartości teoretycznych i zmierzonych mocy cieplnej dla modeli Miropolskiego oraz Miropolskiego*

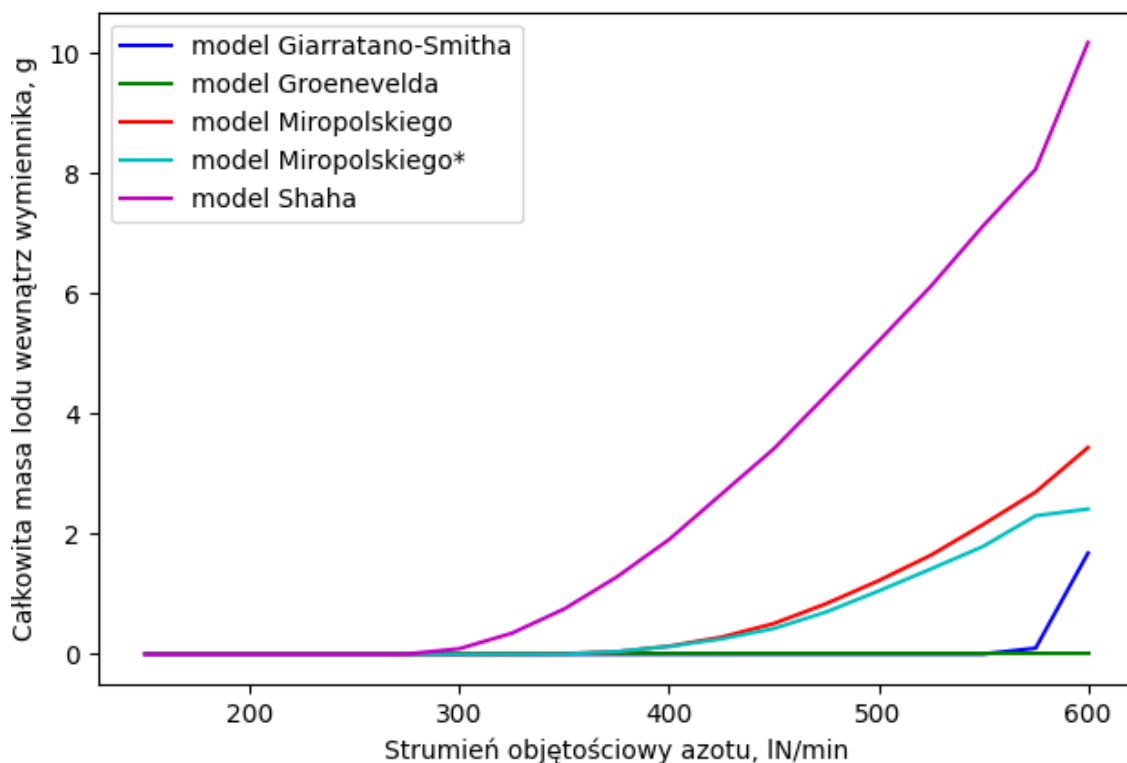
Zarówno wyniki modelu Miropolskiego jak i Miropolskiego* mieszczą się wewnątrz $\pm 20\%$ różnicy względem wyników pomiarowych, co stanowi dobrą zbieżność wyników modelowych z eksperymentalnymi, szczególnie dla zjawisk cieplno-przepływowych w których zachodzi wymiana ciepła po stronie cieczy, możliwe zamrażanie wody, przewodzenie przez ściankę rurki oraz wrzenie i przegrzew azotu. Zgodność powyższych modeli z danymi eksperymentalnymi można również zauważyć na Rysunku 3.72, na którym wykazano temperaturę wylotową azotu w zależności od strumienia objętościowego azotu.



Rysunek 3.72: Porównanie obliczonej i zmierzonej mocy cieplnej wymiennika samochodowego podczas trzeciej kampanii pomiarowej

Można zauważyć, iż dla przepływów azotu poniżej 350 lN/min klasyczny model Miropolskiego cechuje się większą dokładnością z danymi pomiarowymi, jednakże dla wyższych przepływów zmodyfikowany model Miropolskiego* przewyższa dokładnością model klasyczny. Wykres temperatury wylotowej wskazuje również na to, iż model Groenevelda przewiduje maksymalny strumień objętościowy azotu, który można w pełni odparować jako 520 lN/min , gdyż dla wyższych wartości przepływu następuje stabilizacja temperatury wylotowej par na poziomie temperatury nasycenia. Osiągnięcie temperatury przemiany fazowej widoczne jest również w wynikach modelu Miropolskiego*, jednakże zjawisko to zachodzi dla wyższego przepływu azotu, tj. dla wartości 600 lN/min .

Również w trzeciej kampanii pomiarowej przeprowadzono analizę narostu lodu na powierzchni węzownicy. Wyniki tejże analizy przedstawiono na Rysunku 3.73.



Rysunek 3.73: Całkowita masa lodu na powierzchni węzownicy w trzeciej kampanii pomiarowej

Zgodnie z oczekiwaniami wraz ze wzrostem strumienia objętościowego regazyfikowanego azotu zwiększa się również sumaryczna masa lodu wymrażana na powierzchni węzownicy. Należy zwrócić szczególną uwagę na wpływ zastosowanego modelu wrzenia na analizę zamarzania wymiennika - podobnie jak na Rysunku 3.69 z drugiej kampanii pomiarowej model Shaha przewiduje największe oblodzenie wymiennika, natomiast w modelu Groenevelda temperatura zewnętrzna ścianki nie przekracza temperatury zamarzania wody.

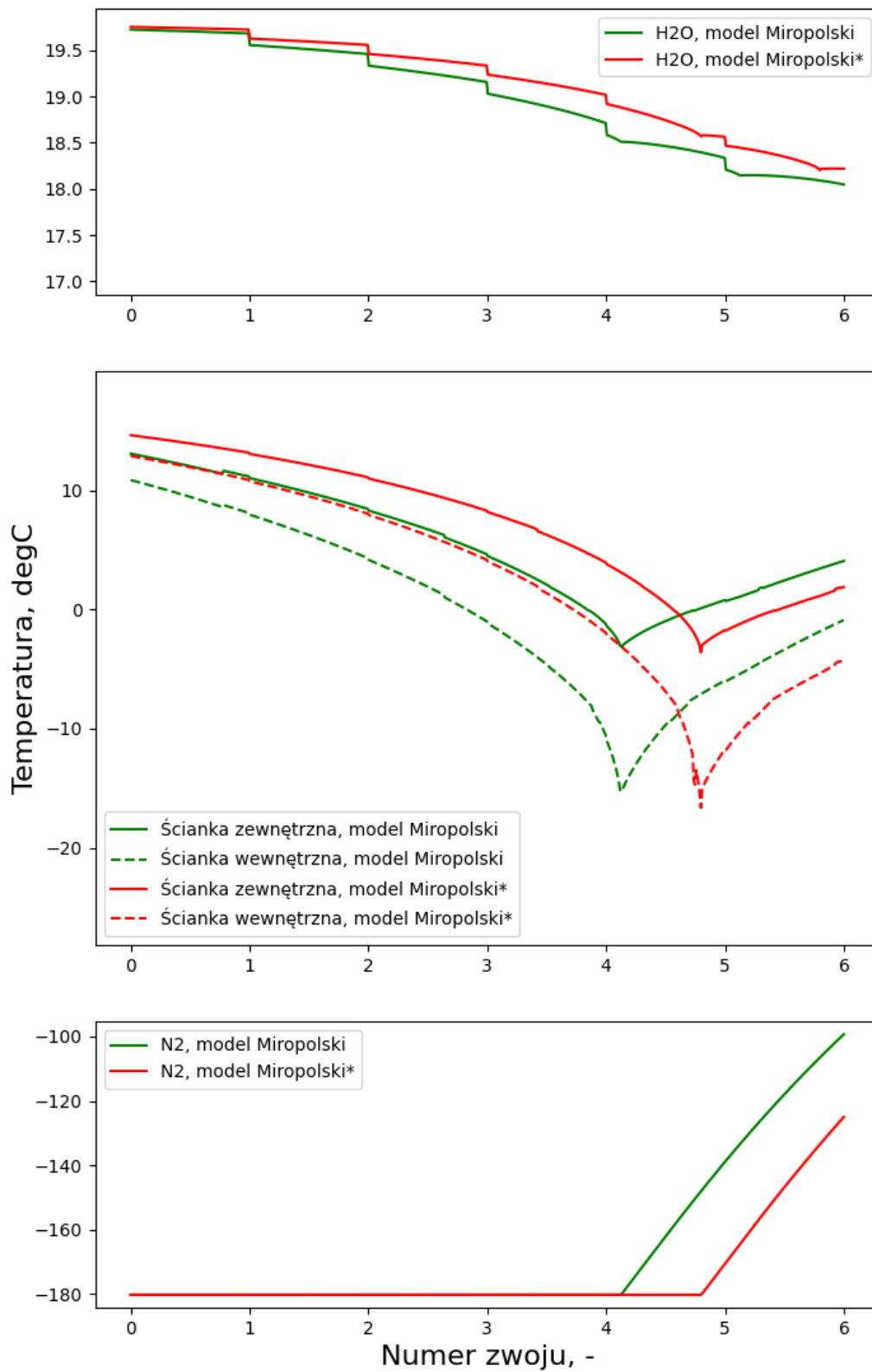
Na podstawie analizy danych pomiarowych i zestawienia ich z wynikami modeli Shaha, Giarratano-Smitha, Groenevelda, Miropolskiego oraz Miropolskiego* stwierdzono, iż model Miropolskiego w wersji klasycznej oraz zmodyfikowanej najbardziej odzwierciedlają zjawiska ciepłno-przepływowe w regazyfikatorze węzownicowym. W celu dokładniejszego przeanalizowania zjawisk wewnątrz samego wymiennika wykorzystano utworzony model matematyczny do przedstawienia profili temperatur oraz oporów cieplnych wewnątrz wymiennika w każdej z komórek obliczeniowych. W celu ograniczenia liczby wykresów przedstawiony zostanie przykładowy wynik pracy modelu matematycznego dla przepływu azotu $450 \text{ lN}/\text{min}$ oraz wody grzewczej $16 \text{ l}/\text{min}$. Wyniki porównawcze dla trzech różnych przepływów azotu zostały przedstawione w Załączniku A. Przy wybranych wartościach przepływów objętościowych zgodnie z modelami Miropolskiego oraz Miropolskiego* będzie możliwe zaobserwowanie częściowego oblodzenia węzownicy. Na kolejnych wykresach kolorem czerwonym oznaczono model Miropolskiego*, natomiast kolorem zielonym klasyczny model Miropolskiego.

Rysunek 3.74 przedstawia zestawienie temperatur wzdłuż węzownicy regazyfikatora. Obszar wykresu został podzielony na trzy sekcje, w sekcji górnej przedstawiono profil temperatury wody wylotowej z danej komórki obliczeniowej, sekcja środkowa przedstawia profil temperatury ścianki wewnętrznej i zewnętrznej, natomiast temperaturę azotu przedstawiono na najniższej sekcji.

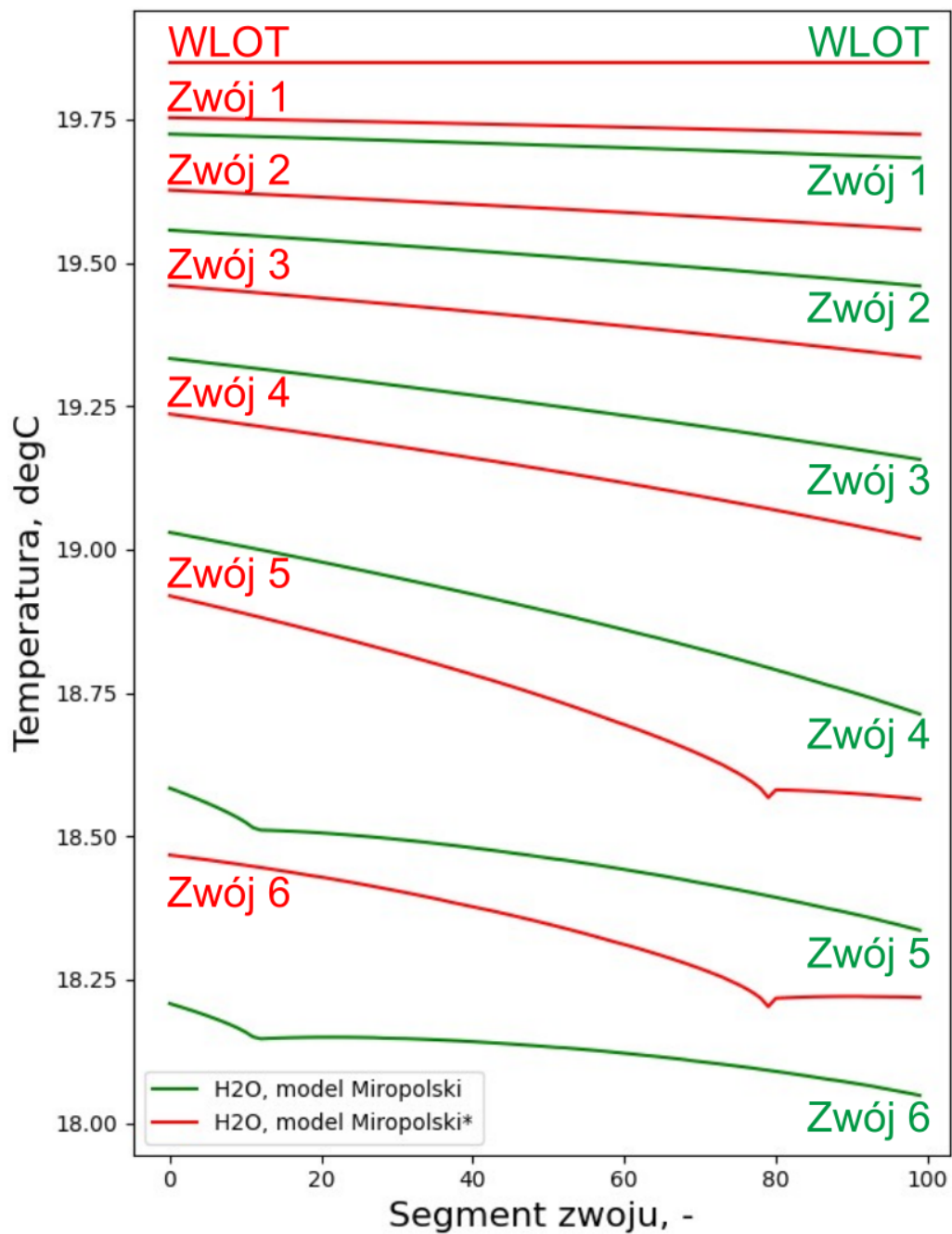
Profil temperatury wody jest nieregularny, ponieważ zgodnie z modelem dyskretyzacyjnym wymiennika, co przedstawia Rysunek 3.60, temperatura wody jest podzielona na strumienie omywające kolejne zwoje węzownicy i odnosząc się do analogii macierzy $m \times n$ zmienia się wzdłuż wiersza, nie kolumny. Z tego powodu widać skoki temperatury między kolejnymi zwojami węzownicy. W celu lepszego przedstawienia zmiany temperatury wody wylotowej po omyciu danego zwoju zebrano profile temperatur i zestawiono je pionowo, co zostało przedstawione na Rysunku 3.75. W celu odczytania spadku temperatury wody na danym zwoju należy wybrać odpowiedni segment zwoju i poruszając się równoległe do osi rzędnych odczytać temperatury na kolejnych zwojach.

Z profilu temperatury wewnętrznej i zewnętrznej ścianki można dostrzec wpływ znacznej grubości ścianki rurki węzownicy na spadek temperatury. Zmienność różnicy temperatury między ścianką wewnętrzną a zewnętrzną wynikają ze zwiększającego się strumienia ciepła przenoszonego przez ściankę rurki węzownicy wraz ze zwiększaniem stopnia suchości par mieszaniny parowo-cieczowej. Maksymalna różnica temperatur następuje w momencie całkowitego odparowania ostatnich kropeł azotu i przejściu w obszar przegrzewacza par wymiennika. Analizując sekcję węzownicy, dla której temperatura zewnętrzna ścianki jest poniżej 0°C można wskazać miejsce oblodzenia węzownicy. Można zauważyć, iż zakończenie procesu przemiany fazowej jest również momentem w którym następuje osiągnięcie minimum temperatury ścianki zewnętrznej. Oznacza to, że maksymalna grubość warstwy lodu będzie tworzyć się w miejscu ukończenia procesu regazyfikacji.

Analiza temperatury azotu w łatwy i przystępny sposób pozwala rozdzielić obszar pracy wymiennika na część parowacza i przegrzewacza. Po osiągnięciu stopnia suchości $x = 1$ temperatura azotu wzrasta, a wymiennik pracuje w trybie przegrzewacza par. Dla analizowanego przypadku odparowanie azotu zakończy się po czwartym zwoju węzownicy według modelu Miropolskiego, jednak model Miropolskiego* przewiduje proces wrzenia na większej długości wymiennika i zakończy się nieznacznie przed zwojem 5.

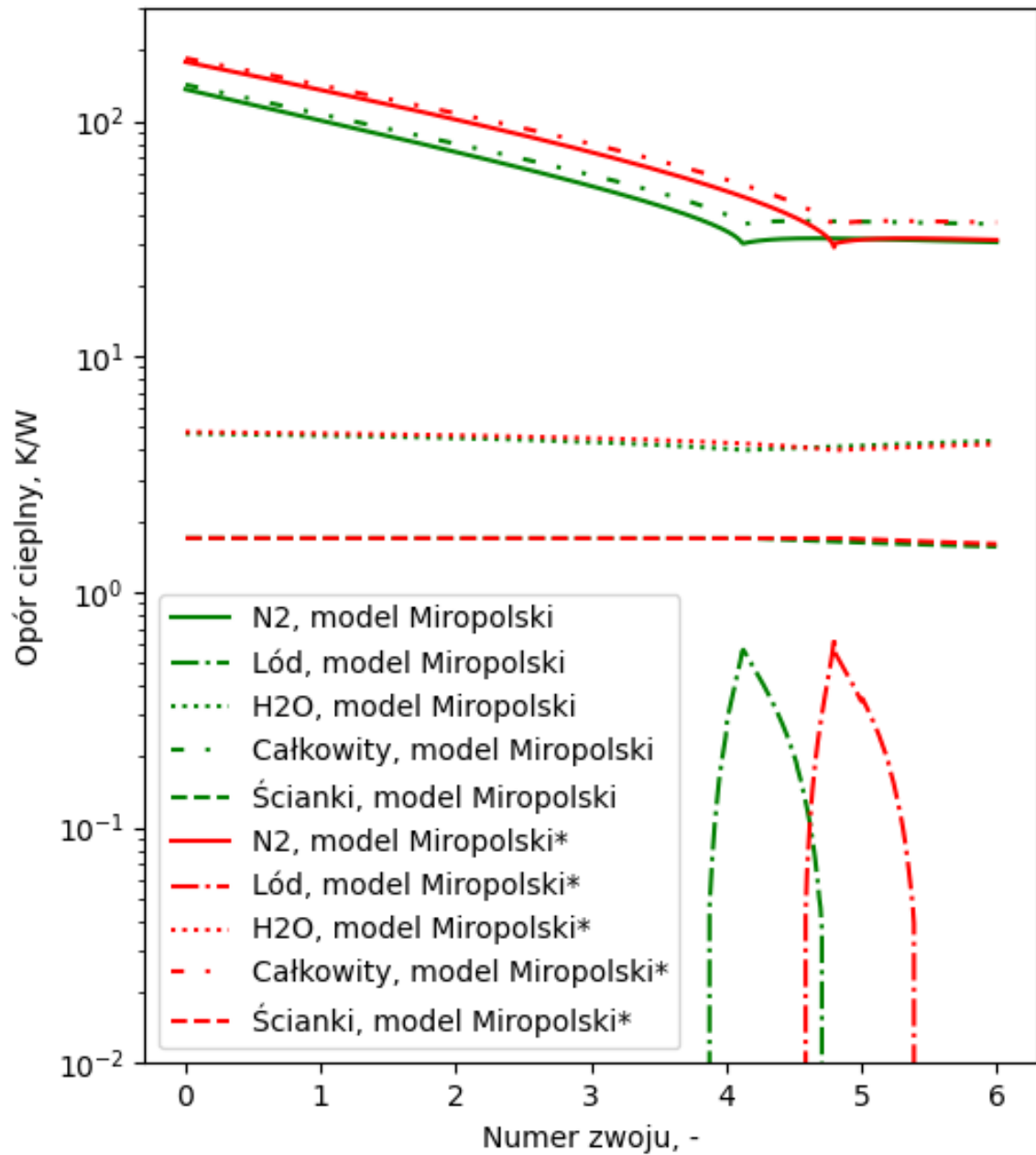


Rysunek 3.74: Profile temperatur wzdłuż wężownicy

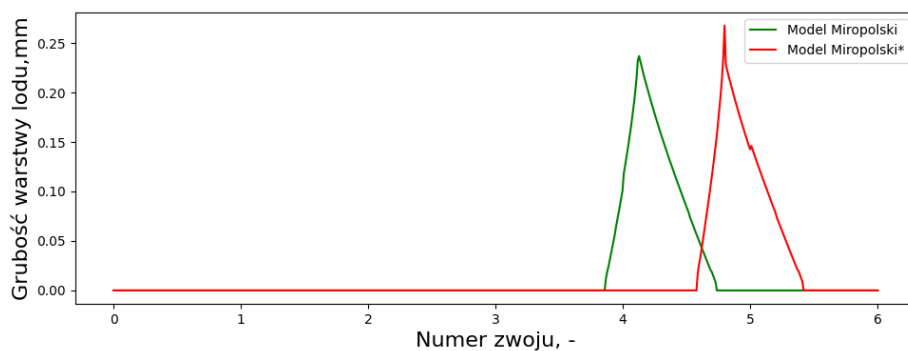
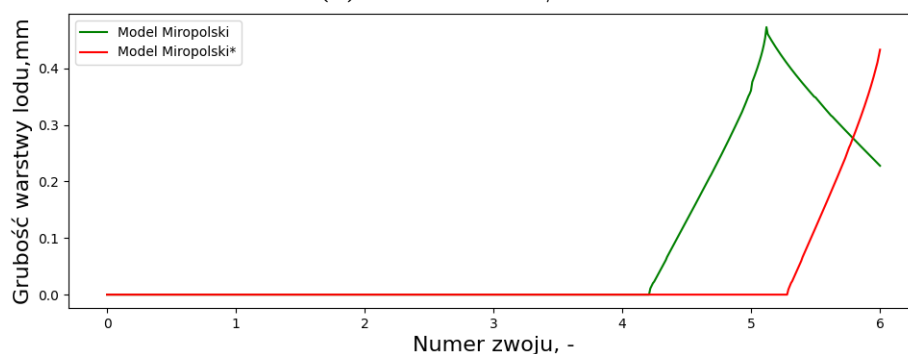
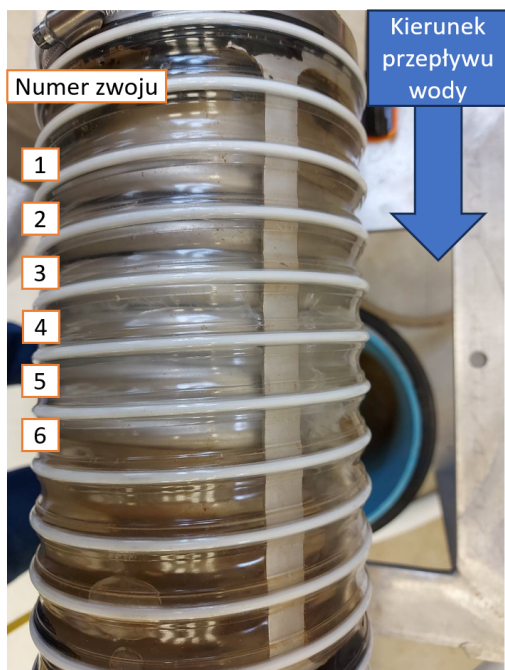
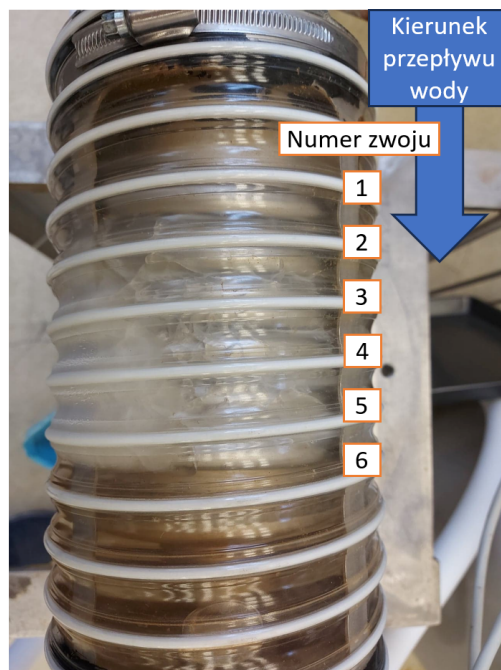


Rysunek 3.75: Profil temperatur wody wzdłuż zwojów węzownicy

Rysunek 3.76 przedstawia opory cieplne wewnątrz regazyfikatora. Opór cieplny po stronie azotu jest znacznie większy niż reszta składowych oporów wzdłuż węzownicy. Opór cieplny wrzącego azotu maleje wraz ze zwiększającym się udziałem fazy gazowej w mieszaninie, gdyż opór cieplny jest odwrotnie proporcjonalny do współczynnika przejmowania ciepła, który dla modelu Miropolskiego wzrasta wraz ze wzrostem stopnia suchości par co zostało przedstawione na Rysunku 3.24. Gdy cały ciekły azot wewnątrz wymiennika odparuje można zaobserwować osiągnięcie minimum wartości oporu cieplnego, który następnie utrzymuje stałą wartość. Mimo osiągnięcia minimum opór cieplny strony azotowej wciąż jest o rząd wielkości większy od oporu cieplnego wody czy ścianki. Porównując profil oporu cieplnego lodu z profilem temperatury ścianki zewnętrznej z Rysunku 3.74 można zauważyć, iż warstwa lodu charakteryzuje się najwyższym oporem cieplnym w sekcji z najniższą temperaturą ścianki zewnętrznej. Rysunek 3.77a potwierdza osiągnięcie maksimum grubości warstwy lodu w tym samym miejscu węzownicy, w którym temperatura ścianki zewnętrznej miała najniższą wartość. Porównując Rysunek 3.77 i Rysunek 3.78 można porównać miejsce oblodzenia węzownicy wyznaczone za pomocą modelu z rzeczywistym oblodzeniem regazyfikatora dla danego strumienia objętościowego azotu. Obserwacje formowania się warstwy lodu na końcowych zwojach węzownicy, tj. od zwoju 4 wzwyż, potwierdzają obliczenia modelowe.



Rysunek 3.76: Opory cieplne w regazyfikatorze samochodowym

(a) $V_{N_2} = 450 \text{ lN/min}$ (b) $V_{N_2} = 600 \text{ lN/min}$ **Rysunek 3.77:** Grubość teoretycznej warstwy lodu na długości wężownicy(a) $V_{N_2} = 400 \text{ lN/min}$ (b) $V_{N_2} = 600 \text{ lN/min}$ **Rysunek 3.78:** Narost lodu na powierzchni wężownicy

Rozdział 4

Podsumowanie i wnioski końcowe

4.1 Podsumowanie

W niniejszej pracy dokonano eksperymentalnych badań procesu regazyfikacji, korzystając z dwóch różnych stanowisk badawczych. Zwalidowano skuteczność zastosowanych modeli matematycznych, opisujących przenoszenie ciepła w wodzie, lodzie, rurce procesowej oraz azocie - zarówno w fazie gazowej, jak i podczas wrzenia. Zbadano wpływ termodynamicznych właściwości wrzącej cieczy na proces regazyfikacji. Dokonano również analizy możliwości wykorzystania skomplikowanego modelu matematycznego do przeprowadzania szybkich i precyzyjnych obliczeń dotyczących regazyfikatorów, co umożliwiła optymalizację konstrukcji oraz identyfikację obszarów narażonych na zamrażanie czynnika grzewczego.

4.2 Wnioski końcowe

Cel pracy został osiągnięty poprzez realizację kolejnych zadań:

1. Projekt i wyposażenie stanowisk badawczych do analizy procesu regazyfikacji cieczy kriogenicznych w wymiennikach: płaszczowo-rurowym oraz wężownicowym.
2. Identyfikację kluczowych parametrów wpływających na niepewności pomiarowe w najważniejszych parametrach pracy regazyfikatorów i doboru odpowiedniej aparatury pomiarowej w celu minimalizacji tych niepewności.
3. Przeprowadzenie wstępnych testów wymiennika płaszczowo-rurowego, identyfikacja potencjalnych problemów w modelowaniu przepływów przejściowych

oraz wskazanie ryzyka nierównomiernego rozkładu czynnika kriogenicznego w wielokanałowych przepływach.

4. Przeprowadzenie dodatkowych badań pomiarowych z wymiennikiem funkcjonującym jako przegrzewacz par, co pozwoliło zweryfikować modelowanie procesu przenoszenia ciepła po stronie przegrzewanych par, przewodzenia ciepła przez ściankę rurki oraz konwekcji po stronie czynnika grzewczego. Zgodność wyników pomiarowych z modelami matematycznymi potwierdziła adekwatność wybranych modeli do opisu analizowanych zjawisk fizycznych.
5. Potwierdzenie tezy pracy poprzez badania regazyfikatorów zasilanych skroplonym azotem. Wykazano, że opory cieplne po stronie wrzącego czynnika są znacznie wyższe od oporów cieplnych po stronie wody, lodu czy ścianki rurki procesowej. Stwierdzono również, że z malejącym stopniem suchości par na wlocie do wymiennika, różnice między modelami matematycznymi wymienników wzrastały, co podkreśla dominujący wpływ procesu wrzenia na ogólny proces regazyfikacji.
6. Analiza działania regazyfikatorów w warunkach krótkotrwałej awarii cyrkulacji wody grzewczej umożliwiła potwierdzenie efektywności zastosowania zaworu zwrotnego w konstrukcji wymiennika węzowniczego. Zawór ten zapewnia możliwość przywrócenia cyrkulacji wody grzewczej i rozmrożenia wymiennika w przypadku całkowitej blokady przepływu w przestrzeni płaszczowej.

4.3 Uwagi końcowe

Przedstawiona rozprawa koncentruje się na opracowaniu zaawansowanego modelu matematycznego dla wymienników ciepła, ze szczególnym uwzględnieniem wymiennika węzowniczego, wykorzystywanego w regazyfikatorach mobilnych stosowanych w systemach napędowych w transporcie. Złożony model obejmuje analizę procesów takich jak wrzenie, przegrzewanie par, przewodzenie ciepła, zamrażanie czynnika grzewczego oraz konwekcję. Mimo matematycznej złożoności, model generuje wyniki zgodne z danymi pomiarowymi, co potwierdza jego efektywność. Obecnie prowadzone są dalsze badania, które koncentrują się na zrozumieniu wpływu nierównomiernego rozkładu przepływu wody grzewczej w wymienniku na proces regazyfikacji i bezpieczeństwo pracy, w tym ryzyko powstawania warstw lodu na powierzchni węzownicy.

W kontekście globalnych zmian w polityce energetycznej, praca ta ma istotne znaczenie dla promowania wykorzystania skroplonego gazu ziemnego (LNG) jako czystszej alternatywy wśród paliw kopalnych. Zastosowanie LNG w systemach transportowych może znacząco przyczynić się do redukcji emisji szkodliwych substancji, stanowiąc krok w kierunku bardziej zrównoważonej przyszłości energetycznej. Optymalizacja konstrukcji regazyfikatorów, jak opisano w pracy, jest kluczowa dla efektywnego wykorzystania gazu ziemnego w transporcie, oferując jednocześnie potencjalne korzyści ekonomiczne i środowiskowe.

Spis rysunków

1.1	Porównanie kosztu transportu LNG uwzględniając koszty regazyfikacji [17]	9
1.2	Wykorzystanie paliw alternatywnych w transporcie morskim na przestrzeni ostatnich lat. Opracowane na podstawie [21–23]	10
1.3	Porównanie kompozycji floty w 2022 r. w zależności od liczby i rozmiaru statków [23]	11
1.4	Porównanie paliw alternatywnych [21]	12
1.5	Schemat działania regazyfikatora typu ORV [28]	13
1.6	Udoskonalenie konstrukcji rurki procesowej w koncepcji SuperORV [31]	14
1.7	Schemat działania regazyfikatora SCV [32]	15
1.8	Schemat działania regazyfikatora AAV [28]	16
1.9	Schemat działania regazyfikatora IFV [36]	17
3.1	Schemat wymiennika płaszczowo-rurowego z ruchomym dnem sitowym [46]	23
3.2	Rozkład orurowania w dnie sitowym w zależności od średnicy płaszcza [46]	24
3.3	Schemat stanowiska laboratoryjnego do badania regazyfikacji w wymienniku płaszczowo-rurowym przeznaczonym do zastosowania w transporcie morskim	33
3.4	Stanowisko eksperymentalne z zaznaczoną instrumentacją zgodnie ze schematem przedstawionym na Rys. 3.3	35
3.5	Obliczona moc cieplna testowego wymiennika morskiego pracującego jako przegrzewacz par dla różnych przepływów azotu oraz wody	40
3.6	Zmierzona temperatura wlotowa azotu w funkcji przepływu azotu wraz z zaznaczeniem temperatury nasycenia azotu w badanym ciśnieniu	41
3.7	Zmierzona temperatura wylotowa azotu w funkcji przepływu azotu	42
3.8	Zmierzona różnica temperatur azotu w funkcji przepływu azotu	42

3.9	Moc cieplna wymiennika morskiego obliczona dla stałego przepływu azotu i zmiennego przepływu wody	43
3.10	Obliczony stopień suchości par na wlocie do wymiennika dla stałego przepływu azotu i zmiennego przepływu wody	44
3.11	Temperatura wylotowa azotu podczas regazyfikacji ze stałym przepływem azotu i zmiennym strumieniem wody	45
3.12	Wzrost temperatury azotu podczas regazyfikacji ze stałym przepływem azotu i zmiennym strumieniem wody	45
3.13	Moc cieplna wymiennika morskiego obliczona dla stałego przepływu wody i zmiennego przepływu azotu	46
3.14	Obliczony stopień suchości par na wlocie do wymiennika dla stałego przepływu wody i zmiennego przepływu azotu	47
3.15	Temperatura wylotowa azotu podczas regazyfikacji ze stałym przepływem wody i zmiennym przepływem azotu	47
3.16	Wzrost temperatury azotu podczas regazyfikacji ze stałym przepływem wody i zmiennym przepływem azotu	48
3.17	Obliczony stopień suchości par na wlocie do wymiennika zasilanego parami zimnego azotu	49
3.18	Porównanie zmierzonej różnicy temperatur azotu z wartościami teoretycznymi dla konfiguracji wymiennika zasilanego zimnym gazem	50
3.19	Porównanie zmierzonej temperatury wylotowej azotu z wartościami teoretycznymi dla konfiguracji wymiennika zasilanego zimnym gazem	51
3.20	Porównanie zmierzonej mocy cieplnej wymiennika zasilanego zimnym gazem z wartościami teoretycznymi	51
3.21	Porównanie zmierzonej mocy cieplnej wymiennika zasilanego stałym przepływem azotu 250 <i>lN/min</i> i zmiennym przepływem wody	52
3.22	Porównanie zmierzonej różnicy temperatur azotu dla wymiennika zasilanego stałym przepływem azotu 250 <i>lN/min</i> i zmiennym przepływem wody	53
3.23	Porównanie zmierzonej temperatury wylotowej azotu dla wymiennika zasilanego stałym przepływem azotu 250 <i>lN/min</i> i zmiennym przepływem wody	54
3.24	Porównanie modeli wrzenia dla różnych stopni suchości par i przepływu azotu 400 <i>lN/min</i>	55
3.25	Obliczona wymagana względna powierzchnia wymiennika do odparowania całości azotu	56

3.26	Porównanie zmierzonej mocy cieplnej wymiennika z wartościami obliczonymi dla stałego przepływu wody 20 l/min i zmiennego przepływu azotu. Modelem wykorzystanym do obliczeń przegrzewu par był model 'Gnielinski'	58
3.27	Porównanie zmierzonej różnicy temperatur azotu dla wymiennika zasilanego stałym przepływem wody 20 l/min i zmiennym przepływem azotu. Modelem wykorzystanym do obliczeń przegrzewu par był model 'Gnielinski'	58
3.28	Porównanie zmierzonej temperatury wylotowej azotu dla wymiennika zasilanego stałym przepływem wody 20 l/min i zmiennym przepływem azotu. Modelem wykorzystanym do obliczeń przegrzewu par był model 'Gnielinski'	59
3.29	Liczby Reynoldsa na długości wymiennika dla różnych modeli wrzenia i przegrzewu par	60
3.30	Porównanie zmierzonej mocy cieplnej wymiennika z wartościami obliczonymi dla stałego przepływu wody 20 l/min i zmiennego przepływu azotu. Modelem wykorzystanym do obliczeń przegrzewu par był model 'Kutateladze'	61
3.31	Porównanie zmierzonej mocy cieplnej wymiennika z wartościami obliczonymi dla stałego przepływu wody 20 l/min i zmiennego przepływu azotu. Modelem wykorzystanym do obliczeń przegrzewu par był model 'Volker'	62
3.32	Porównanie zmierzonej temperatury wylotowej azotu z wartościami obliczonymi dla stałego przepływu wody 20 l/min i zmiennego przepływu azotu. Modelem wykorzystanym do obliczeń przegrzewu par był model 'Kutateladze'	63
3.33	Porównanie zmierzonej temperatury wylotowej azotu z wartościami obliczonymi dla stałego przepływu wody 20 l/min i zmiennego przepływu azotu. Modelem wykorzystanym do obliczeń przegrzewu par był model 'Volker'	63
3.34	Porównanie obliczonej mocy cieplnej z wartością zmierzoną dla różnych modeli przegrzewu par i modelu wrzenia Miropolskiego	64
3.35	Porównanie temperatury wylotowej azotu z wartością zmierzoną dla różnych modeli przegrzewu par i modelu wrzenia Miropolskiego	65

3.36	Podział wymiennika płaszczowo-rurowego na grupę rurek zewnętrznych (kolor niebieski) oraz wewnętrznych (kolor pomarańczowy) w celu analizy maldystrybucji	66
3.37	Względny strumień masowy zasilający rurkę	67
3.38	Liczby Reynoldsa na długości wymiennika w sekcji wewnętrznej i zewnętrznej	68
3.39	Porównanie obliczonej mocy cieplnej wymiennika z uwzględnieniem maldystrybucji z wartościami zmierzonymi	69
3.40	Budowa regazyfikatora węzownicowego [45]	70
3.41	Zasada działania wymiennika węzownicowego z zaworem zwrotnym	71
3.42	Wymiary charakterystyczne wymiennika węzownicowego	72
3.43	Przepływ wokół rurki w wąskim kanale	73
3.44	Schemat stanowiska laboratoryjnego do badania regazyfikacji w wymienniku węzownicowym przeznaczonym do zastosowania w transporcie samochodowym	77
3.45	Stanowisko eksperymentalne z wymiennikiem węzownicowym wraz zaznaczoną instrumentacją zgodnie ze schematem przedstawionym na Rys. 3.44	78
3.46	Obszar wlotowy azotu oraz wody do wymiennika węzownicowego w konfiguracji współprądowej	79
3.47	Analiza procesu zamarzania wody podczas awarii cyrkulacji wody grzewczej	80
3.48	Porównanie mocy cieplnej obliczonej dla obiegu azotowego i wodnego przy stałym przepływie wody grzewczej i zmiennym przepływie zimnych par azotu	81
3.49	Porównanie mocy cieplnej obliczonej dla obiegu azotowego i wodnego przy stałym przepływie wody grzewczej i zmiennym przepływie zimnych par azotu	82
3.50	Temperatura wlotowa zimnych par azotu przy stałym przepływie wody grzewczej i zmiennym przepływie azotu	84
3.51	Stopień suchości par azotu przy stałym przepływie wody grzewczej i zmiennym przepływie azotu	85
3.52	Temperatura wylotowa zimnych par azotu przy stałym przepływie wody grzewczej i zmiennym przepływie azotu	86
3.53	Spadek temperatury par azotu przy stałym przepływie wody grzewczej i zmiennym przepływie azotu	87

3.54	Moc cieplna regazyfikatora wyznaczona dla zmiennego przepływu wody i stałego przepływu azotu	88
3.55	Stopień suchości azotu na wlocie do regazyfikatora dla zmiennego przepływu wody i stałego przepływu azotu	89
3.56	Temperatura wylotowa azotu dla zmiennego przepływu wody i stałego przepływu azotu	90
3.57	Moc cieplna wymiennika przy stałym przepływie wody grzewczej i zmiennym przepływie azotu	91
3.58	Stopień suchości par na wejściu przy stałym przepływie wody grzewczej i zmiennym przepływie azotu	93
3.59	Temperatura wylotowa azotu przy stałym przepływie wody grzewczej i zmiennym przepływie azotu	94
3.60	Schemat dyskretyzacji modelu wymiennika samochodowego	96
3.61	Przykładowa komórka obliczeniowa	97
3.62	Algorytm modelu matematycznego wymiennika	99
3.63	Porównanie obliczonej i zmierzonej mocy cieplnej wymiennika samochodowego podczas pierwszej kampanii pomiarowej	100
3.64	Wykres porównawczy wartości teoretycznych i zmierzonych temperatury wylotowej azotu	101
3.65	Porównanie obliczonej i zmierzonej temperatury wylotowej azotu podczas pierwszej kampanii pomiarowej	101
3.66	Porównanie obliczonej i zmierzonej mocy cieplnej wymiennika samochodowego podczas drugiej kampanii pomiarowej	102
3.67	Wykres porównawczy wartości teoretycznych obliczonych zgodnie z modelem Miropolskiego* i zmierzonych temperatury wylotowej azotu	103
3.68	Porównanie obliczonej i zmierzonej temperatury wylotowej azotu podczas drugiej kampanii pomiarowej	103
3.69	Całkowita masa lodu na powierzchni węzownicy w drugiej kampanii pomiarowej	104
3.70	Porównanie obliczonej i zmierzonej mocy cieplnej wymiennika samochodowego podczas trzeciej kampanii pomiarowej	105
3.71	Wykres porównawczy wartości teoretycznych i zmierzonych mocy cieplnej dla modeli Miropolskiego oraz Miropolskiego*	106
3.72	Porównanie obliczonej i zmierzonej mocy cieplnej wymiennika samochodowego podczas trzeciej kampanii pomiarowej	107

3.73 Całkowita masa lodu na powierzchni węzownicy w trzeciej kampanii pomiarowej	108
3.74 Profile temperatur wzdłuż węzownicy	111
3.75 Profil temperatur wody wzdłuż zwojów węzownicy	112
3.76 Opory cieplne w regazyfikatorze samochodowym	114
3.77 Grubość teoretycznej warstwy lodu na długości węzownicy	115
3.78 Narost lodu na powierzchni węzownicy	115

Spis tabel

3.1	Geometria testowego wymiennika morskiego	24
3.2	Współczynniki wykorzystane w równaniu na przewodność stali	27
3.3	Instrumentacja stanowiska badawczego z wymiennikiem płaszczowo- rurowym	34
3.4	Geometria wymiennika samochodowego do regazyfikacji LNG	71

Bibliografia

- [1] Dziennik Urzędowy Unii Europejskiej L 282/4. Porozumienie paryskie, 2016.
- [2] Komisja Europejska et al. The European Green Deal, 2019.
- [3] Smil, V. *Natural gas: fuel for the 21st century*. John Wiley & Sons, 2015.
- [4] European Investment Bank. EIB energy lending policy - Supporting the energy transformation, 2019.
- [5] IEA. Poland 2022 Energy Policy Review, 2022.
- [6] Moskwik, K., Nowakowski, R., Pinkas, A., Sienkiewicz, M., Sroka, P., and Węgrzyn, A. Gaz ziemny w procesie transformacji energetycznej w Polsce, 2020.
- [7] Ministerstwo Klimatu i Środowiska. Polityka energetyczna Polski do 2040 r., 2021.
- [8] Gaz-System. GAZ-SYSTEM uruchamia procedurę Open Season dla Terminalu FSRU 2. www.gaz-system.pl/pl/dla-mediow/komunikaty-prasowe/2023/lipiec/14-07-2023-gaz-system-uruchamia-procedure-open-season-dla-terminalu-fsru-2.html, 2023.
- [9] Role of natural gas in climate-neutral Europe - Position paper of Bulgaria, Czechia, Greece, Hungary, Lithuania, Poland, Romania, Slovakia, 2020.
- [10] Energetyka24. Ważny europejski polityk: Potrzebujemy inwestycji w LNG, aby zmniejszyć zależność od Rosji. energetyka24.com/gaz/wazny-europejski-polityk-potrzebujemy-inwestycji-w-lng-aby-zmniejszyc-zaleznosc-od-rosji, 2021.
- [11] euractiv.pl. Timmermans: Gaz odegra „pewną rolę” w transformacji energetycznej. www.euractiv.pl/section/energia-i-srodowisko/news/timmermans-gaz-odegra-pewna-role-w-transformacji-energetycznej/, 2021.

-
- [12] Gürsan, C. and de Gooyert, V. The systemic impact of a transition fuel: Does natural gas help or hinder the energy transition? *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 138:110552, 2021.
- [13] Unruh, G. C. Understanding carbon lock-in. *Energy Policy*, 28(12):817–830, 2000.
- [14] Safari, A., Das, N., Langhelle, O., Roy, J., and Assadi, M. Natural gas: A transition fuel for sustainable energy system transformation? *Energy Science & Engineering*, 7(4):1075–1094, 2019.
- [15] Lambert, L. A., Tayah, J., Lee-Schmid, C., Abdalla, M., Abdallah, I., Ali, A. H. M., Esmail, S., and Ahmed, W. The EU’s natural gas Cold War and diversification challenges. *Energy Strategy Reviews*, 43:100934, 2022.
- [16] Komisja Europejska et al. REPowerEU Plan, 2022.
- [17] Mokhatab, S., Mak, J. Y., Valappil, J. V., and Wood, D. A. *Handbook of Liquefied Natural Gas*. Gulf Professional Publishing, 2014.
- [18] IEA (2022), World Energy Outlook 2022. <https://www.iea.org/reports/world-energy-outlook-2022>, 2022. IEA, Paris. Dostęp: 05.05.2023.
- [19] Shell. LNG outlook, 2023.
- [20] The Oxford Institute for Energy Studies. A review of prospects for natural gas as a fuel in road transport, 2019.
- [21] DNV-GL. Maritime Forecast 2050 - Energy Transition Outlook, 2019.
- [22] DNV. Maritime Forecast 2050 - Energy Transition Outlook, 2021.
- [23] DNV. Maritime Forecast 2050 - Energy Transition Outlook, 2022.
- [24] MEPC 80/WP.12. 2023 IMO strategy on reduction of GHG emissions from ships, 2023.
- [25] IEA. Gas 2020. <https://www.iea.org/reports/gas-2020>.
- [26] Han Hao, Zongwei Liu, Fuquan Zhao, and Weiqi Li. Natural gas as vehicle fuel in china: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 62:521–533, 2016.

- [27] Chorowski, M., Duda, P., Polinski, J., and Skrzypacz, J. LNG systems for natural gas propelled ships. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 101(1):012089, nov 2015.
- [28] Wang, Z. and Cai, W., Han, F. and Ji, Y., Li, W., and Sunden, B. Feasibility study on a novel heat exchanger network for cryogenic liquid regasification with cooling capacity recovery: Theoretical and experimental assessments. *Teplotoenergetika*, 10(5):49–52, 1963.
- [29] Laciak, M. Techniczne i technologiczne problemy eksploatacji terminali rozładunkowych LNG. *Wiertnictwo Nafta Gaz*, 2011.
- [30] Pan, J., Li, R., Lv, T., Wu, G., and Deng, Z. Thermal performance calculation and analysis of heat transfer tube in super open rack vaporizer. *Applied Thermal Engineering*, 93, 2016.
- [31] Yamazaki, K., Shimokawatoko, T., Yamasaki, Y., Takata, M., Shikai, K., and Kurose, K. Development of a new type of open rack lng vaporizer. In *International Conference on LNG, 12th, B*, pages 2–10, 1998.
- [32] Qi, C. and Wang, W., Wang, B., Kuang, Y., and Xu, J. Performance analysis of submerged combustion vaporizer. *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, 31:313–319, 2016.
- [33] GAZ-SYSTEM. Zdolności techniczne terminalu LNG. <https://www.gaz-system.pl/pl/terminal-lng/terminal-lng-dane-techniczne.html>, 2023.
- [34] Han, C. L., Ren, J. J., Wang, Y. Q., Dong, W. P., and Bi, M. S. Experimental investigation on fluid flow and heat transfer characteristics of a submerged combustion vaporizer. *Applied Thermal Engineering*, 113:529–536, 2017.
- [35] Liu, S. and Jiao, W., Ren, L., Wang, H., and Zhang, P. Dynamic heat transfer analysis of liquefied natural gas ambient air vaporizer under frost conditions. *Applied Thermal Engineering*, 110:999–1006, 2017.
- [36] Han, H., Yan, Y., Wang, S., and Li, Y. X. Thermal design optimization analysis of an intermediate fluid vaporizer for liquefied natural gas. *Applied Thermal Engineering*, 129:329–337, 2018.
- [37] Pu, L. and Qu, Z., Bai, Y., Qi, D., Song, K., and Yi, P. Thermal performance analysis of intermediate fluid vaporizer for liquefied natural gas. *Applied Thermal Engineering*, 65(1):564–574, 2014.

- [38] Brenk, A., Malecha, Z., and Rogala, Z. Theoretical and numerical analysis of freezing risk during LNG evaporation process. *Energies*, 12(8), 2019.
- [39] Brenk, A., Kielar, J., Malecha, Z., and Rogala, Z. The effect of geometrical modifications to a shell and tube heat exchanger on performance and freezing risk during lng regasification. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 161, 2020.
- [40] Morawska-Kochman, M. and Malecha, Z. M. and Zub, K., Kielar, J., Dudek, K., Nelke, K., and Zatonski, T. Physical conditions prevailing in the nasal and maxillary sinus cavities based on numerical simulation. *Medicina*, 59, 2023.
- [41] Płuszka, P., Malecha, Z., Lewandowski, D., and Surma, K. Numerical investigation of working fluid properties impacting performance of magnetocaloric cooling device. *Applied Thermal Engineering*, 218, 2023.
- [42] Machaj, K., Kupecki, J., Niemczyk, A., Malecha, Z., Brouwer, J., and Porwisiak, D. Numerical analysis of the relation between the porosity of the fuel electrode support and functional layer, and performance of solid oxide fuel cells using computational fluid dynamics. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2023.
- [43] Bestion, D. The difficult challenge of a two-phase CFD modelling for all flow regimes. *Nuclear Engineering and Design*, 279:116–125, 2014.
- [44] Poliński, J., Dziewiecki, M., and Kopczyński, A. Obliczenia geometrii wymiennika ciepła do regazyfikacji LNG dla systemu morskiego, po zmianie wydajności systemu. Technical report, Politechnika Wrocławska, Wydział Mechaniczno-Energetyczny, 07 2019.
- [45] Kielar, J. Projekt wymiennika ciepła o swobodnym przepływie do regazyfikacji LNG w systemie samochodowym. Technical report, Politechnika Wrocławska, Wydział Mechaniczno-Energetyczny, 03 2020.
- [46] Poliński, J., Dziewiecki, M., and Kopczyński, A. Prace koncepcyjne nad prototypowym wymiennikiem ciepła oraz stanowiskiem testowym. Technical report, Politechnika Wrocławska, Wydział Mechaniczno-Energetyczny, 01 2018.
- [47] Liao, Y., Cai, Q., He, S., Wang, M., Xiao, H., Gong, Z., Wang, C., Jia, Z., Feng, T., and Qiu, S. Study on three-dimensional numerical simulation of shell

- and tube heat exchanger of the surface ship under marine conditions. *Nuclear Engineering and Technology*, 55(4):1233–1243, 2023.
- [48] Popov, D., Fikiin, K., Stankov, B., Alvarez, G., Youbi-Idrissi, M., Damas, A., Evans, J., and Brown, T. Cryogenic heat exchangers for process cooling and renewable energy storage: A review. *Applied Thermal Engineering*, 153:275–290, 2019.
- [49] Kaleru, A., Venkatesh, S., and Kumar, N. Numerical and experimental study of a shell and tube heat exchanger for different baffles. *Heat Transfer*, 52(3):2186–2206, 2023.
- [50] Xu, L., Huang, Z., Tang, B., and Li, J. Numerical simulation of the flow and phase change characteristics of ice particles-seawater two-phase flow in heat exchanger of polar ship. *2017 4th International Conference on Transportation Information and Safety, ICTIS 2017 - Proceedings*, page 468 – 474, 2017.
- [51] Zalewski, W. and Niezgoda-Żelazko, B. *Chłodnicze i klimatyzacyjne wymienniki ciepła*. Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, 2012.
- [52] VDI heat atlas. 2. ed., Jul 2010.
- [53] Mann, D. LNG materials and fluids: a user’s manual of property data in graphic format. *National Bureau of Standards, Cryogenics Division*, 1977.
- [54] Giarratano, P. J. and Smith, R. V. Comparative study of forced convection boiling heat transfer correlations for cryogenic fluids. In K. D. Timmerhaus, editor, *Advances in Cryogenic Engineering*, pages 492–506, Boston, MA, 1966. Springer US.
- [55] Miropolski, Z. L. Heat transfer in film boiling of a steam-water mixture in steam generating tubes. *Teploenergetika*, 10(5):49–52, 1963.
- [56] Groeneveld, D. C. and Freund, G. A. Post-dryout heat transfer at reactor operating conditions. *AECL-4513*, 06 1973.
- [57] Asencio, A. Hartwig, J., Darr, S. Assessment of existing two phase heat transfer coefficient and critical heat flux correlations for cryogenic flow boiling in pipe quenching experiments. *Advances in Heat Transfer*, 1970.
- [58] Shah, M. M. *Post-CHF Heat Transfer in Flow Boiling*, chapter 7, pages 247–277. John Wiley & Sons, Ltd, 2021.

-
- [59] Afshin, J. G. Cengel, Y. A. *Heat and Mass Transfer: Fundamentals and Applications*. McGraw-Hill Professional, 5th edition, 2014.
- [60] Kostowski, E. *Przepływ ciepła*. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, 2006.
- [61] McAdams, W. H. *Heat Transmission*. McGraw-Hill, 2nd edition, 1942.
- [62] Gnielinski, V. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. In *Int. Chem. Eng*, volume 16, pages 359–368, 1976.
- [63] Petukhov, B. S. Heat transfer and friction in turbulent pipe flow with variable physical properties. *Advances in Heat Transfer*, 1970.
- [64] Konakov, P. K. A new correlation for the friction coefficient in smooth tubes. *Berichte der Akademie der Wissenschaften der UdSSR*, 1946.
- [65] Bell, I. H., Wronski, J., Quoilin, S., and Lemort, V. Pure and pseudo-pure fluid thermophysical property evaluation and the open-source thermophysical property library CoolProp. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, 53(6):2498–2508, 2014.
- [66] Brenk, A., Rogala, Z., and Malecha, Z. Analysis of freezing risk during LNG evaporation process. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 755(1):012114, mar 2020.
- [67] Lasdon, L. S., Waren, A. D., Jain, A., and Ratner, M. Design and testing of a generalized reduced gradient code for nonlinear programming. *ACM Trans. Math. Softw.*, 4(1), mar 1978.
- [68] S. C. Chapra. *Numerical methods for engineers*. Mcgraw-hill, 2010.
- [69] Chorowski, M., Stanclik, M., and Kielar, J. Analysis of the freezing mechanism in LNG regasification heat exchangers used in mobile applications. *The 16th Cryogenics 2021*, 2021.
- [70] Zhu, H., Li, Z., Yang, X., Zhu, G., Tu, J., and Jiang, S. Flow regime identification for upward two-phase flow in helically coiled tubes. *Chemical Engineering Journal*, 308:606–618, 2017.
- [71] Patankar, S. V., Pratap, V. S., and Spalding, D. B. Prediction of laminar flow and heat transfer in helically coiled pipes. *Journal of Fluid Mechanics*, 62(3):539–551, 1974.

- [72] Mohammed, J., Bindu, S. S., Mohizin, A., and Reby Roy, K. E. Experimental investigation on heat transfer characteristics in cryogenic chilldown of a helically coiled tube. *Sādhanā*, 46, 2021.
- [73] Gnielinski, V. Berechnung mittlerer warme- und stoffübergangskoeffizienten an laminar und turbulent überstromten einzelkörpern mit hilfe einer einheitlichen gleichung. *Forsch -Ing Wes.*, 1975.
- [74] Shah, M. M. and Siddiqui, M. A. A general correlation for heat transfer during dispersed-flow film boiling in tubes. *Heat Transfer Engineering*, 21(4):18–32, 2000.
- [75] Patil, R. K., Shende, B. W., and Ghosh, P. K. Designing a helical-coil heat exchanger. *Ind. Eng, Chem. Process. Des. Dev.*, 1982.
- [76] Schmidt, E. F. Wärmeübergang und druckverlust in rohrschlangen. *Chem. Ing. Techn.*, 1967.
- [77] Smusz, R. and Wilk, J. Liczby kryterialne w charakterystyce węzownicowego wymiennika ciepła. *Zeszyty Naukowe Politechniki Rzeszowskiej*, 299, 2019.
- [78] Mishra, P. and Gupta, S. N. Momentum transfer in curved pipes. i. newtonian fluids. *Ind. Eng, Chem. Process. Des. Dev.*, 1979.
- [79] Gnielinski, V. Correlations for pressure drop in helically coiled tubes. *Int. Chem. Eng.*, 1986.
- [80] Gnielinski, V. Heat transfer and pressure drop in helically coiled tubes. In *Proc 8th Int Heat Transfer Conf*, 1986.

Dodatek A

Dodatkowe wyniki modelowe dla regazyfikatora wężownicowego

