

Zagadnienie zastosowania układów pośrednich z dwutlenkiem węgla w obiegach chłodniczych

Application of indirect circulation loops with carbon dioxide in refrigeration cycles

MATEUSZ PAWŁOWSKI

DOI 10.36119/15.2022.5.5

W pracy dokonano przeglądu pośrednich instalacji chłodniczych z pętlą cyrkulacyjną z dwutlenkiem węgla jako czynnikiem roboczym. Omówiono rozwiązanie techniczne polegające na sprzężeniu propanowego agregatu sprężarkowego z dwufazową pętlą CO₂. Przedstawiono ramową propozycję obliczania oporów przepływu występujących w instalacji na podstawie sporządzonych map przepływów dwufazowych w kanałach poziomych i pionowych. Głównym przedmiotem obliczeń było określenie odpowiedniej wysokości słupa cieczy, umożliwiającej prawidłową pracę instalacji. Artykuł stanowi wstęp do podejmowanych aktualnie prac rozwojowych nad innowacyjnymi rozwiązaniami pośrednich układów chłodniczych dla chłodnictwa handlowego.

Słowa kluczowe: pętla cyrkulacyjna, dwutlenek węgla, pośrednie układy chłodnicze, opory przepływu, przepływy dwufazowe

The paper provides with a review of indirect cooling systems with a circulation loop with carbon dioxide as a working fluid. A technical solution was also proposed, consisting in coupling a propane compressor cooling system unit with a two-phase CO₂ loop. A general calculation approach was presented for the flow resistance occurring in the installation because of the prepared maps of two-phase flow patterns in the horizontal and vertical channels. The focus of the calculations was to determine the appropriate height of the liquid column to enable proper operation of the system. The paper is an introduction to the currently undertaken development works on innovative solutions of indirect refrigeration systems for commercial refrigeration.

Keywords: circulation loop, carbon dioxide, indirect cooling systems, flow resistance, two-phase flows

Wstęp

Aplikacja chłodniczych urządzeń komercyjnych i przemysłowych wykorzystujących naturalne czynniki chłodnicze, takie jak dwutlenek węgla, wiąże się z koniecznością minimalizacji ich użycia w obiegu. Korzystnym rozwiązaniem technologicznym jest wówczas zastosowanie pętli cyrkulacyjnej w układach pośrednich, które można sklasyfikować jako pętlę z obiegiem wymuszonym lub naturalnym, które stanowią obecnie doskonale rozwijającą się gałąź techniki chłodniczej. Wymuszanie obiegu odbywa się za pomocą sprężarek lub pomp. Rozwiązanie to znajduje zastosowanie w instalacjach chłodniczych w supermarketach lub w instalacjach kolektorów słonecznych [1-2]. Naturalna pętla cyrkulacyjna realizuje przepływ płynu wtórnego, dzięki gradientowi gęstości faz, wywołanego wskutek różnicy ciśnień. Otrzymuje się to dzięki dobraniu odpowiedniej wysokości usytuowania parownika względem skraplacza w pętli.

Określenie odpowiedniej wysokości jest kluczowym aspektem dla prac badawczych i rozwojowych. Wówczas siła wyporu realizuje obieg bez konieczności stosowania dodatkowych urządzeń, dzięki czemu układ staje się atrakcyjniejszy, bardziej niezawodny i generuje korzyści w zakresie cen, konserwacji i zastosowań technicznych w porównaniu z pętlami z obiegiem z wymuszoną cyrkulacją czynnika roboczego. Ze względu na prostą budowę i pasywną pracę takie rozwiązania znajdują zastosowania między innymi w instalacjach z kolektorami słonecznymi [3], procesach geotermalnych [4], do chłodzenia urządzeń elektronicznych [5], lub gruntowych pompach ciepła [6].

W tych układach dzięki swoim właściwościom termofizycznym z powodzeniem może być stosowany dwutlenek węgla. W dzisiejszych czasach staje się on jednym z atrakcyjniejszych czynników chłodniczych. Wyróżnia go przede wszystkim zerowy wskaźnik ODP i znikomy GWP, niepalność oraz wysokie ciepło parowa-

nia. Jest czynnikiem neutralnym dla środowiska, więc nie jest konieczne jego odzyskiwanie, w trakcie procesów serwisowych.

W zależności od zastosowania i konstrukcji pętli cyrkulacyjne mogą pracować z przepływem jednofazowym lub dwufazowym. Najwięcej badań przeprowadzono na układach jednofazowych z dwutlenkiem węgla w stanie ciekłym, które są mniej złożonymi urządzeniami i znajdują swoje zastosowanie między innymi w kolektorach słonecznych lub układach klimatyzacyjnych [3,7]. Przepływy dwufazowe charakteryzują się większą niestabilnością podczas procesów wrzenia i kondensacji, z uwagi na znacznie większe fluktuacje parametrów, w porównaniu z przepływami jednofazowymi [8]. Z badań wynika, iż bardzo istotne jest utrzymanie odpowiedniej, zaprojektowanej temperatury płynu oraz dobranie odpowiedniej średnicy przewodów w instalacji. Badania numeryczne i eksperymentalne potwierdzają, że dwutlenek węgla jako płyn roboczy uzyskuje nawet dziesięciokrotnie większy

mgr inż. Mateusz Pawłowski <https://orcid.org/0000-0003-3313-1261> – Katedra Techniki Ciepłej, Wydział Mechaniczny, Politechnika Białostocka. Adres do korespondencji/ Corresponding author: m.pawlowski@pb.edu.pl

współczynnik przenikania ciepła, w porównaniu z innymi czynnikami [9].

Urządzenia elektroniczne wraz z rozwojem technologii mają coraz większą moc, a zarazem stają się bardziej kompaktowe. Wówczas chłodzenie powietrzem staje się niewystarczalne. Zatem opracowywane są nowoczesne rozwiązania, a jednym z nich jest chłodzenie z wykorzystaniem naturalnej pętli cyrkulacyjnej, czyli przy użyciu termosyfonu. Przykładem mogą być komputery, w których wentylatory pracują niekiedy bardzo głośno, a chłodzenie nie jest efektywne. Zastosowana pętla cyrkulacyjna zajmuje wówczas tyle miejsca co wentylator, a znacznie przyczynia się do poprawy jakości chłodzenia. Wykorzystanie dwutlenku węgla jest przyjazne dla środowiska, jak również bezpieczne, z uwagi na potrzebną niewielką ilość czynnika.

W literaturze dostępne są opracowania dwufazowej pętli termosyfonowej służącej do chłodzenia komputerów [5]. Autorzy zaproponowali kompaktowy układ prostokątnej pętli znajdującej się w obudowie urządzenia, która umożliwia chłodzenie procesora oraz karty graficznej, a więc lokalne rozpraszanie dużych strumieni ciepła z wykorzystaniem gradientu gęstości wywołanego różnicą temperatur ogrzewania i chłodzenia. W tym celu przedstawili jednowymiarowy model przepływu dwufazowego i wymiany ciepła przeprowadzając badania numeryczne w stanie ustalonym, które wykazały, że współczynnik wnikania ciepła α wzrasta wraz ze wzrostem strumienia ciepła zarówno podczas procesu wrzenia jak i kondensacji. Rozwiązanie może być wykorzystywane również w innych zastosowaniach, takich jak diody termiczne, których zadaniem jest przekazywanie ciepła w jednym kierunku i blokowanie przepływu w kierunku przeciwnym [10]. Ze względu na niską temperaturę krytyczną dwutlenek węgla może być stosowany w takich rozwiązaniach, gdy temperatura robocza w pętli cyrkulacyjnej nie przekracza 31,1°C. Istotnym aspektem jest również określenie odpowiedniej wysokości oraz średnicy cieczowej rury termosyfonu, aby urządzenie działało poprawnie. Badacze Tong Z. i Zang G. [11] wykonali badania dla różnych średnic wewnętrznych rur wynoszących kolejno 6, 9 i 12 mm oraz dla zmiennego obciążenia cieplnego pętli cyrkulacyjnej w zakresie 650-5400 W. Zapewnienie wysokiej wydajności wymiany ciepła oraz uzyskanie bezpiecznej pracy urządzenia jest możliwe jedynie podczas stabilnej pracy układu, a więc bez występowania przegrzania lub przechłodzenia pracy pętli. Maksymalna zdol-

ność wymiany ciepła zwiększa się wraz ze zwiększeniem średnicy rur, natomiast należy pamiętać, iż w sytuacji, gdy obciążenie cieplne będzie niewielkie, to wówczas średnice rur muszą być mniejsze, aby utrzymać stabilną pracę.

Kumar i Gopal [12] wykonali badania porównawcze różnych czynników chłodniczych w obiegach z konwekcją naturalną i wykazali, że obiegi wykorzystujące CO₂ miały najmniejsze różnice temperatur między wymiennikami zarówno po stronie cieczowej jak i parowej i charakteryzowały się największą wydajnością. W kolejnych badaniach Kumar i Khalid [13] skupili się na możliwościach wykorzystania dwutlenku węgla w pętlach cyrkulacyjnych w domowych chłodziarko-zamrażarkach. Przedstawili układ modelowy składający się z gorącego i zimnego wymiennika ciepła umożliwiający przenoszenie części ciepła z komory chłodziarki do komory zamrażarki. Wówczas urządzenie wykorzystuje różne powietrze do cyrkulacji w poszczególnych kabinach. Układ charakteryzuje się wysoką stabilnością, dzięki wysokiej przewodności i dużej objętościowej pojemności dwutlenku węgla, a także bezpieczeństwem z uwagi na niewielką ilość czynnika potrzebną do aplikacji domowych.

Również przeprowadzono badania samoregulacji pętli cyrkulacyjnej z dwoma parownikami CO₂ [14]. Taki układ może być przeznaczony do chłodzenia w centrach danych oraz układach klimatyzacji. Podczas aplikacji dwóch lub większej liczby parowników istotne okazuje się być ich równomierne obciążenie. W przypadku dużych różnic, bardzo trudno jest uzyskać stabilną pracę układu, a więc konieczna jest minimalizacja różnic mocy poszczególnych parowników. Wówczas chłodzenie może okazać się wystarczająco wydajne i układ staje się atrakcyjny.

Naturalna pętla cyrkulacyjna z dwutlenkiem węgla może mieć szeroki wachlarz zastosowań praktycznych w obiegach chłodniczych, zarówno w małej, jak i zdecydowanie większej skali. W niniejszym artykule przedstawiono propozycję układu modelowego, który może znaleźć swoje zastosowanie w supermarketach, gdzie potrzeby produkcji chłodu są bardzo wysokie, a wymagania co do stosowanych czynników chłodniczych stają się coraz bardziej rygorystyczne.

Propozycja analizy obliczeniowej pętli cyrkulacyjnej

Praca pętli grawitacyjnej z przemianą fazową stanowi dotychczas lukę badaw-

czą, ponieważ badania opisane w dostępnej literaturze dotyczą głównie zagadnień, w których ciepło jest odbierane od źródła o temperaturze wyższej niż otoczenie, do którego to ciepło jest oddawane. W sytuacji, kiedy temperatura źródła jest niższa od temperatury otoczenia oraz wymagane jest stosowanie dodatkowego sprzężonego układu chłodniczego liczba informacji jest ograniczona. Problemem badawczym w zagadnieniach związanych z pracą dwufazowej pętli cyrkulacyjnej jest utrzymanie stabilnej pracy układu. Uzależnione jest to od szeregu parametrów termodynamicznych, geometrycznych i cieplno-przepływowych, zarówno samego medium roboczego, jak i układu, w którym ten czynnik pracuje. Przepływ dwufazowy ciecz-gaz może przyjmować różne struktury, a więc określony osiowy lub promieniowy rozkład koncentracji obu faz, w zależności od ilości płynu i gazu, a zmiany te mogą również zachodzić w zależności od długości przewodu [8].

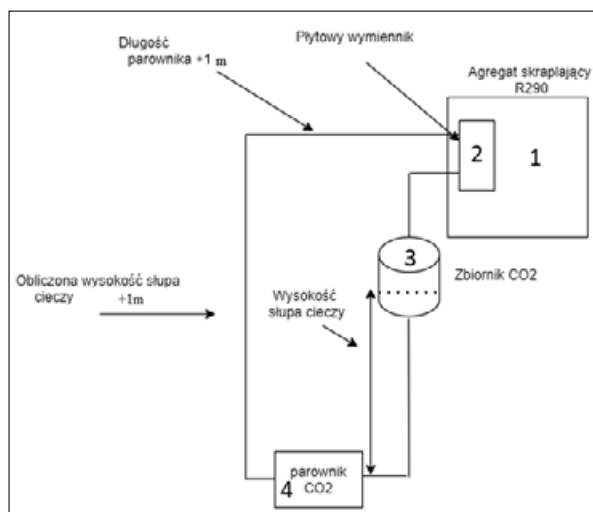
Do wykonania eksperymentalnej analizy pracy pętli cyrkulacyjnej z dwutlenkiem węgla z przemianą fazową zaproponowano rozwiązanie techniczne przedstawione na rys. 1. W skład instalacji wchodzi sprężarkowy propanowy agregat chłodniczy oraz sprzężona z nim dwufazowa pętla grawitacyjna CO₂. Decydujący wpływ na realizację takiego obiegu ma określenie wysokości słupa cieczy skroplonego CO₂, a więc pomiędzy górnym poziomem cieczy w zbiorniku a najwyższym punktem parownika. Ciśnienie hydrostatyczne musi być wystarczające do pokonania oporów przepływu w instalacji i uzyskania grawitacyjnego krążenia czynnika roboczego, wskutek różnicy gęstości faz. Wówczas spełniony musi zostać poniższy warunek:

$$\rho_L g \Delta h > \Delta p_g + \Sigma \Delta p_l + \Sigma \Delta p_m + \Delta p_p \quad [\text{Pa}] \quad (1)$$

gdzie:

- ρ_L – gęstość fazy ciekłej [kg/m³];
- g – przyspieszenie ziemskie [m/s²];
- Δh – wysokość słupa cieczy [m];
- $\Sigma \Delta p_l$ – suma strat ciśnienia na długości w pętli (z wyjątkiem parownika) [Pa];
- $\Sigma \Delta p_m$ – suma miejscowych strat ciśnienia w pętli [Pa];
- Δp_p – straty ciśnienia w parowniku [Pa];
- Δp_g – ciśnienie wywierane przez słup gazu zawarty w pionowej części przewodu gazowego [Pa]

Dodatkowym zagadnieniem rozpatrywanym w trakcie badań będzie brak zaworu rozprężnego w pętli cyrkulacyjnej.



Rys. 1. Schemat ideowy analizowanego pośredniego układu chłodniczego z pętlą cyrkulacyjną: 1 – agregat chłodniczy propanowy (R290); 2 – wymiennik płytowy pełniący rolę parownika w obiegu propanowym, natomiast skraplacza w pętli cyrkulacyjnej CO₂; 3 – zbiornik CO₂; 4 – parownik obiegu CO₂.
Fig. 1. Schematic diagram of the analyzed indirect cooling system with a circulating loop: 1 – propane chiller (R290); 2 – plate heat exchanger as evaporator in the propane cycle and condenser in the CO₂ circulation loop; 3 – CO₂ container; 4 – CO₂ evaporator

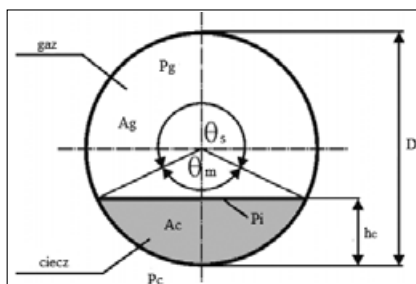
Zostanie wówczas zbadana eksperymentalnie możliwość samoregulacji zaproponowanego układu badawczego. Niewątpliwą zaletą takiego rozwiązania jest zmniejszenie kosztów inwestycyjnych i eksploatacyjnych ponieważ nie ma konieczności wymuszania pracy obiegu za pomocą sprężarki oraz konieczności regulacji zaworem rozprężnym.

Dwufazowa mieszanina gaz-ciecz przyjmuje różne struktury w przepływie, które mają zasadniczy wpływ na zjawiska przenoszenia masy, pędu i energii. Dlatego też został sformułowany model obliczeniowy w oprogramowaniu Mathcad [25], pozwalający przedstawić mapę przepływu CO₂, określającą strukturę przepływu kanałowego dla poszczególnych wartości stopnia suchości, która w późniejszym etapie będzie mogła zostać skorelowana z badaniami doświadczalnymi. Do określenia przepływów ustalono niezbędne założenia, które zostały pokazane w tabeli 1.

Tabela 1. Przyjęte parametry techniczne dla analizy struktur przepływu w analizowanej pętli cyrkulacyjnej CO₂
Table 1. Assumed technical parameters for the analysis of flow structures in the analyzed CO₂ circulation loop

Parametr	Założenia
Wydajność chłodnicza parownika CO ₂	$Q_o = 4200 \text{ W}$
Temperatura parowania CO ₂	$T_o = -10^\circ\text{C}$
Ciepłota parowania CO ₂	$p_o = 26,49 \text{ bar}$
Jednostkowa wydajność chłodnicza	$q_o = 258,6 \text{ kJ/kg}$
Strumień masy czynnika roboczego	$m = 0,016 \text{ kg/s}$
Średnica wewnętrzna przewodów	$D = 0,008 \text{ m}$
Przepływ masowy odniesiony do powierzchni przekroju kanału	$G = 323,11 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$

W pierwszej kolejności określono stopień wypełnienia fazą parową ε , czyli stosunek powierzchni przekroju wewnętrznego części kanału wypełnionej fazą parową, do całkowitej powierzchni wewnętrznej



Rys. 2. Schemat przekroju kanału w przepływie dwufazowym [15]: D – średnica wewnętrzna kanału; h_c – wysokość wypełnienia kanału cieczą; P_i – stosunek długości interfejsu cieczy do wysokości wypełnienia w kanale; A_c – obszar fazy ciekłej; P_c – obwód rury zwilżony przez cieczę; A_g – obszar fazy gazowej; P_g – obwód rury w kontakcie z fazą gazową; θ_m – kąt mokry obwodu rury; θ_s – kąt suchy obwodu rury
Fig. 2. Schematic of channel section in two-phase flow [15]: D – internal channel diameter; h_c – height of filling the channel with liquid; P_i – the ratio of the length of the fluid interface to the fill height in the channel; A_c – liquid phase area; P_c – perimeter of tube wetted by liquid; A_g – gas phase area; P_g – pipe circuit in contact with the gas phase; θ_m – wet angle of the tube perimeter; θ_s – dry angle of the tube perimeter

przekroju kanału w zależności od stopnia suchości x czynnika roboczego. Rysunek 2 przedstawia schemat przekroju kanału w przepływie dwufazowym z naniesionymi parametrami geometrycznymi.

Stopień wypełnienia kanału fazą gazową ε wyznaczono z zależności zaproponowanej przez Thome'a i El Hajal'a [16]. Właściwości fizyczne dwutlenku węgla zostały pozyskane z oprogramowania CollProp [26]:

$$\varepsilon = \frac{x}{p_g} \cdot \left[\left[1 + 0,12(1-x) \right] \left(\frac{x}{p_g} + \frac{1-x}{p_c} \right) + \frac{1,18(1-x)[g\sigma(p_c - p_g)]^{0,25}}{G p_c^{0,5}} \right]^{-1} \quad (2)$$

gdzie:

x – stopień suchości czynnika roboczego [-];

ρ_g – gęstość fazy gazowej [kg/m^3];

ρ_c – gęstość fazy ciekłej [kg/m^3];

G – przepływ masowy odniesiony do powierzchni przekroju kanału [$\text{kg/m}^2 \cdot \text{s}$];

g – przyspieszenie ziemskie [m/s^2];

σ – napięcie powierzchniowe

Następnie wyznaczono parametry geometryczne na podstawie analizy map struktur przepływu dwufazowego Chenga i in. [15].

Kolejno przystąpiono do wyznaczania granic poszczególnych struktur przepływu mieszaniny dwufazowej CO₂ kształtowanych przez siły zewnętrzne jak również międzyfazowe. Na podstawie zależności zaproponowanej przez Cheng i inni [17] wyznaczono stopień suchości czynnika roboczego, przy którym następuje zmiana struktury przepływu z intermitentnej na pierścieniową w wyniku dużej różnicy prędkości obu faz, skutkującej dużą siłą bezwładności fazy gazowej:

$$x_{IP} = \left[1,8^{0,875} \left(\frac{\rho_g}{\rho_c} \right)^{-1,75} \left(\frac{\mu_c}{\mu_g} \right)^{-\frac{1}{7}} + 1 \right]^{-1} \quad (3)$$

gdzie:

μ_c – lepkość dynamiczna cieczy [$\text{Pa} \cdot \text{s}$],

μ_g – lepkość dynamiczna gazu [$\text{Pa} \cdot \text{s}$].

Granice przejściową pomiędzy przepływem falowym a intermitentnym lub pierścieniowym wyznaczono na podstawie zależności przedstawionej przez Kattan i inni [18]:

$$G_{fal} = \left\{ \frac{16 A_g^3 g D p_c \rho_g}{x^2 \pi^2 [1 - (2h_c - 1)^2]^{\frac{1}{2}}} \left[\frac{\pi^2}{25 h_c^2} \left(\frac{Fr_c}{We_c} \right) + 1 \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (4)$$

Zmianę struktury przepływu ze stratyfikowanej na stratyfikowano-falową obliczono na podstawie zależności Kattan i inni [18]:

$$G_{strat} = \left[\frac{226,3^2 A_c A_g^2 \rho_g (\rho_c - \rho_g) \mu_c g}{x^2 (1-x) \pi^3} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (5)$$

Wojtan i inni [19] przedstawili trzy kryteria, na podstawie których można różnic granicę struktury stratyfikowano-falowej, która może zmienić się na przepływ typu „ślug” lub charakteryzować się strukturą mieszaną obu z powyższych:

1. Jeśli strumień masowy odniesiony do powierzchni przekroju kanału G jest większy niż G_{fal} dla stopnia suchości x_{jp} to wówczas oznacza granicę przejścia na strukturę przepływu typu „slug”;

2. Jeśli strumień masowy odniesiony do powierzchni przekroju kanału G_{strat} jest mniejszy od G oraz mniejszy od G_{fal} oraz stopień suchości x jest mniejszy od stopnia suchości x_{jp} to wówczas struktura przepływu jest mieszana;

3. Jeśli stopień suchości x jest większy lub równy x_{jp} to następuje przejście struktury przepływu w stratyfikowano-falową.

Wojtan i inni [19] przedstawili również kryterium na wyznaczenie przejścia struktury przepływu z pierścieniowej na osuszającą, w której zachodzi zjawisko wysychania filmu cieczowego na ścianie rurociągu. W pierwszej kolejności należy wyznaczyć krytyczny strumień ciepła, przy którym następuje zmiana mechanizmu wymiany ciepła, a następnie można przejść do wyznaczania granicy:

$$q_{kryt} = 0,131 \rho_g^{0,5} h_d [q \sigma (\rho_c - \rho_v)]^{0,25} \quad (6)$$

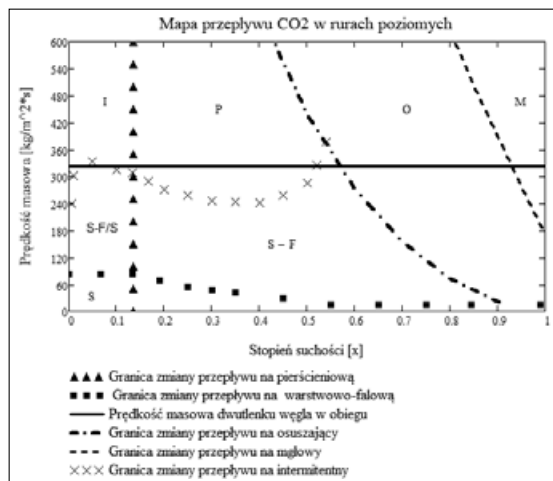
$$G_o = \left\{ \frac{1}{236} \left[\ln \left(\frac{0,58}{x} \right) + 0,52 \right] \left(\frac{D}{\rho_c \sigma} \right)^{-0,17} \left[\frac{1}{g D \rho_g (\rho_c - \rho_g)} \right]^{-0,17} \left(\frac{\rho_g}{\rho_c} \right)^{-0,25} \left(\frac{q}{q_{kryt}} \right)^{-0,27} \right\}^{1,471} \quad (7)$$

Ostatnim kryterium pozostało wyznaczenie granicy struktury przepływu z osuszającego na mgłowy, w którym zanika faza cieczowa mieszaniny roboczej:

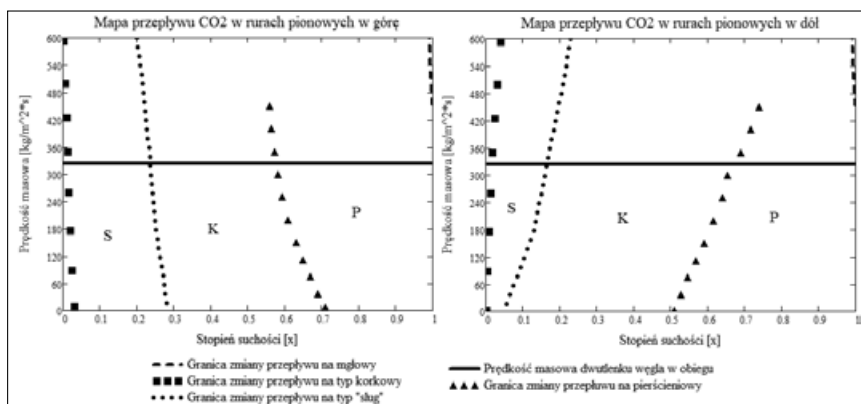
$$G_m = \left\{ \frac{1}{0,502} \left[\ln \left(\frac{0,61}{x} \right) + 0,57 \right] \left(\frac{D}{\rho_c \sigma} \right)^{-0,16} \left[\frac{1}{g D \rho_g (\rho_c - \rho_g)} \right]^{-0,15} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0,09} \left(\frac{q}{q_{kryt}} \right)^{-0,72} \right\}^{1,613} \quad (8)$$

Zastosowanie powyższych korelacji umożliwiło samodzielne opracowanie mapy przepływu dwufazowego dla kanałów poziomych, która została przedstawiona na rys. 3. Poszczególne granice zostały obliczone dla zmiennych wartości stopnia suchości dwufazowej mieszaniny CO_2 .

Rys. 3. Mapa przepływu dwufazowego w rurach poziomych dla CO_2 : I – obszar intermittentny; S-F/S – obszar przepływu stratyfikowano-falowego i typu „slug”; S – obszar stratyfikowany; P – obszar pierścieniowej struktury przepływu; S-F – obszar przepływu stratyfikowano-falowego; O – obszar przepływu osuszającego; M – obszar przepływu mgłowego



W celu wyznaczenia map przepływów dla kanałów pionowych w górę i w dół obliczono liczbę Reynoldsa Re dla cieczy i gazu oraz stosunek gęstości gazu do cieczy, a także posłużono się dodatkowo zależnościami na wyznaczenie stopni suchości granic poszczególnych struktur przepływu zaproponowanymi przez Schmid i inni [20]. Na podstawie tych rekomendacji opracowano mapę przepływu przedstawioną na rys. 4.



Rys. 4. Mapy przepływu dwufazowego w rurach pionowych dla CO_2 : S – obszar struktury przepływu typu „slug”; K – obszar struktury przepływu korkowego; P – obszar struktury przepływu pierścieniowej

W zaproponowanej koncepcji obliczeniowej widoczne są zasadnicze różnice w przepływie poziomym oraz pionowym. W kanałach pionowych cyrkulacja jest zdecydowanie bardziej burzliwa już od mniejszych wartości stopnia suchości dwutlenku węgla. Oznacza to, iż różnić się będą w nich również opory przepływu mieszaniny dwufazowej czynnika roboczego w poszczególnych kanałach. Niezbędne jest wówczas wyznaczenie strat liniowych i miejscowych w całym systemie. Obliczenia oporów umożliwiają rozkład poszczególnych struktur przepływu również w parowniku oraz wyznaczenie optymalnej długości jego węzownicy. Dokład-

na analiza strat ciśnienia, które zachodzą podczas procesu parowania są znaczące w odniesieniu do całkowitych oporów przepływu i można je wyznaczyć według następującego wzoru:

$$\Delta p_{total} = \Delta p_a + \Delta p_f [Pa] \quad (9)$$

gdzie:

Δp_a – suma strat ciśnienia wskutek różnicy pędu [Pa];

Δp_f – suma strat ciśnienia w poszczególnych strukturach przepływu [Pa].

Spadek ciśnienia wskutek różnicy pędu jest zależny od stopnia suchości x na wlocie i wylocie z parownika oraz współczynnika wypełnienia fazą gazową ε , a więc można go wyznaczyć dla poszczególnych struktur przepływu mieszaniny przez parownik:

$$\Delta p_a = G^2 \left[\left[\frac{(1-x_2)^2}{\rho_c (1-\varepsilon_2)} + \frac{x_2^2}{\rho_g \varepsilon^2} \right] - \left[\frac{(1-x_1)^2}{\rho_c (1-\varepsilon_1)} + \frac{x_1^2}{\rho_g \varepsilon_1} \right] \right] \quad (10)$$

gdzie:

- x_1 – stopień suchości czynnika na wlocie do parownika,
- x_2 – stopień suchości czynnika na wylocie z parownika,
- ε_1 – współczynnik wypełnienia kanału fazą gazową na wlocie do parownika,
- ε_2 – współczynnik wypełnienia kanału fazą gazową na wylocie z parownika.

W celu obliczenia powierzchni wymiany ciepła parownika określono średni współczynnik wnikania ciepła α dla każdej ze struktur przepływu występującej w wymienniku wyznaczając współczynnik dla cieczy, gazu oraz granicy zmiany struktury przepływu.

Współczynnik wnikania fazy ciekłej zależy od: liczby Reynoldsa Re , Prandtla Pr , współczynnika przewodzenia ciepła λ oraz średnicy wewnętrznej rurociągu D :

$$Pr = \frac{C_p \mu}{\lambda} \quad (11)$$

gdzie:

C_p – ciepło właściwe fazy ciekłej przy stałym ciśnieniu [J/kg · K]

$$\alpha_c = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \frac{\lambda}{D} \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad (12)$$

Współczynnik wnikania ciepła w zależności od stopnia suchości wyznaczany dla poszczególnych granic struktur przepływu [17]. Dodatkowo niezbędne było wyznaczenie ciśnienia zredukowanego, a więc stosunku ciśnienia parowania do ciśnienia krytycznego CO_2 :

$$p_{red} = \frac{p_o}{p_{kryt}} \quad (13)$$

$$\alpha_x = \alpha_c \left[(1-x)^{0,8} + \frac{3,8x^{0,76}(1-x)^{0,04}}{Pr^{0,38}} \right] \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad (14)$$

Średni współczynnik wnikania ciepła dla poszczególnych struktur przepływu wyznaczono uśredniając trzy wyniki współczynnika wnikania w zależności od stopnia suchości:

$$\alpha_{sr} = \frac{\alpha_{x1} + \alpha_{x2} + \alpha_{x3}}{3} \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad (15)$$

Następnie obliczono temperaturę wewnętrzną ścianki parownika:

$$T_{wew} = \frac{\frac{\lambda_{rur}}{\delta} T_{zew} + \alpha_{sr} T_o}{\frac{\lambda_{rur}}{\delta} + \alpha_{sr}} [K] \quad (16)$$

gdzie:

- λ_{rur} – współczynnik przewodzenia ciepła materiału rurociągu [W/m·K],
- δ – grubość rur [m],
- T_{zew} – temperatura zewnętrzna ściany parownika [K],
- T_o – temperatura parowania [K].

Ostatecznie wyznaczono powierzchnie wymiany ciepła H oraz długości węzownicy parownika L dla poszczególnych struktur przepływu w następujący sposób:

$$H = \frac{Q_o}{\alpha_{sr} (T_{wew} - T_o)} [m^2] \quad (17)$$

$$L = \frac{H}{\pi D} [m] \quad (18)$$

W dalszym etapie przystąpiono do wyznaczenia oporów tarcia przepływu dla poszczególnych struktur. Rozpoczęto od przepływu pierścieniowego korzystając z korelacji Moreno Quibe'n i Thoma [21], która uwzględnia współczynnik tarcia Fanninga f_{an} dla wybranej struktury przepływu:

$$f_{an,p} = 3,128 Re_g^{-0,454} We_c^{-0,0308} \quad (19)$$

Uśredniona suma strat ciśnienia od tarcia w dwufazowym przepływie pierścieniowym wyznaczona na początku i końcu występowania struktury pierścieniowej:

$$\Delta p_{pp} = 4 f_{an} \frac{L_p \rho_g u_g^2}{D} [Pa] \quad (20)$$

gdzie:

u_g – prędkość fazy gazowej w zależności od stopnia suchości [m/s]

$$u_g = \frac{Gx}{\rho_g \varepsilon} \left[\frac{m}{s} \right] \quad (21)$$

Do obliczeń strat ciśnienia w przepływie intermitentnym posłużono się jednakową zależnością jak w przypadku przepływu pierścieniowego. Zmienia się jednak sposób wyznaczenia współczynnika tarcia Fanninga dla podanej struktury obliczony zgodnie z zależnością [22]:

$$f_{an,i} = 0,079 Re_c^{-0,25} \quad (22)$$

Następnie wyznaczono współczynnik tarcia Fanninga dla struktury mgłowej zgodnie z korelacją [21], a straty ciśnienia zostały obliczone tak samo jak w poprzednich strukturach przepływu:

$$f_{an,m} = \frac{91,2}{Re_m^{0,832}} \quad (23)$$

Dla osuszającej struktury przepływu wyznaczono średnie współczynniki wnika-

nia ciepła α dla dwóch granicznych wartości stopnia suchości, tj. przy zmianie struktury z intermitentnej na osuszającą oraz przy zmianie struktury osuszającej na mgłową. Korzystając z korelacji [21] wyznaczono średnią wartość spadku ciśnienia od tarcia:

$$\Delta p_d = \Delta p_{id} - \frac{x_{sr} - x_{id}}{x_{dm} - x_{id}} (\Delta p_{id} - \Delta p_{dm}) [Pa] \quad (24)$$

Obliczenie sumarycznych strat oporów przepływu w pętli cyrkulacyjnej jest niezbędne do określenia i zaprojektowania odpowiedniej wysokości przewodu cieczowego w zaproponowanym układzie badawczym. Istotnym parametrem jest również zmiana gęstości czynnika roboczego, wynikająca ze zmiany parametrów skraplania i parowania. Taka zmiana wpłynie również znacząco na wymaganą wysokość słupa cieczy. Model obliczeniowy umożliwia zatem inicjację planowanych badań eksperymentalnych i zrozumienie wpływu poszczególnych parametrów na zmianę wymaganej wysokości. Na straty ciśnienia przepływu jednofazowego w przewodach cieczowym i gazowym składają się straty miejscowe ζ oraz straty liniowe Δp_{lin} . W pierwszej kolejności wyznaczono straty w rurociągu cieczowym korzystając z zależności Darcy'ego-Weisbacha [8]. Współczynnik strat ciśnienia na długości λ_l jest funkcją liczby Reynoldsa Re oraz chropowatości względnej e :

$$\lambda_l = f(Re, e) \quad (25)$$

Do wyznaczenia chropowatości względnej wykorzystano zależność, do której konieczna jest znajomość chropowatości bezwzględnej k materiału rurociągu. Wykorzystano w tym celu normę dla rur miedzianych [23]:

$$e = \frac{k}{D} \quad (26)$$

Lepkość kinematyczna cieczy:

$$\eta_g = \frac{\mu_c}{\rho_c} \left[\frac{m^2}{s} \right] \quad (27)$$

Prędkość cieczy w przepływie:

$$u_c = \frac{4m_{CO_2}}{\pi D^2 \rho_c} \left[\frac{m}{s} \right] \quad (28)$$

Liczba Reynoldsa cieczy:

$$Re_l = \frac{u_c D}{\eta_g} \quad (29)$$

Obliczenie współczynnika strat ciśnienia na długości przewodu cieczowego:

$$\lambda_l = \left[-2 \log \left(\frac{5,74}{Re_c^{0,9}} + \frac{e}{3,7} \right) \right]^{-2} \quad (30)$$

Współczynnik strat miejscowych przy zmianie kąta przepływu o 90°:

$$\zeta = \left[0,131 + 1,847 \left(\frac{r}{R} \right)^{3,5} \right] \frac{\varphi}{90} \quad (31)$$

gdzie:

r – promień kanału [m],
 R – promień gięcia kanału [m],
 φ – kąt gięcia kanału [°].

Korzystając z zależności Darcy'ego-Weisbacha [8] wyznaczono straty na długości przewodu cieczowego:

$$\Delta p_{lin} = \lambda_l \frac{L_c}{D} \frac{\rho_l u_l^2}{2} \quad [Pa] \quad (32)$$

gdzie:

L_c – długość przewodu cieczowego [m].

Następnie wyznaczono straty miejscowe:

$$\Delta p_m = n \zeta \frac{\rho_l u_l^2}{2} \quad [Pa] \quad (33)$$

gdzie:

n – liczba zgięć przewodu cieczowego [-].

W kolejnym etapie przystąpiono do obliczeń strat w przepływie w rurociągu gazowym, które mają zdecydowanie większy wpływ na sumaryczną wielkość strat od tarcia w układzie z uwagi na większą prędkość i turbulencje. Do wyznaczenia wartości wykorzystano jednakowe zależności jak w przypadku przepływu cieczowego. Dodatkowo obliczono straty wywołane siłą ciężenia wywieraną przez gaz w pionowym rurociągu:

$$\Delta p_g = \rho_g g \Delta h \quad [Pa] \quad (34)$$

gdzie:

Δh – wysokość słupa cieczy [m].

Modelowa pętla cyrkulacyjna CO₂ dla propanowego układu chłodniczego

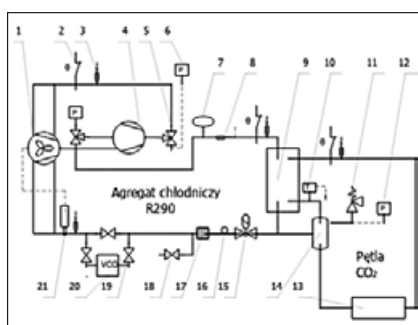
Rysunek 5 przedstawia rozwiązanie techniczne pośredniego układu chłodniczego z dwufazową pętlą cyrkulacyjną będącą przedmiotem niniejszej analizy. Układ został zbudowany w laboratorium Katedry Techniki Ciepłej Politechniki Białostockiej celem realizacji badań eksperymentalnych pozwalających na weryfikację obliczeń analitycznych.

Określenie wysokości słupa cieczy jest kluczowym zagadnieniem warunkującym możliwość poprawnej pracy dwufazowej

pętli z dwutlenkiem węgla sprężonej ze sprężarkowym agregatem propanowym. Istotne jest więc odpowiednie określenie oporów przepływu w układzie. Wysokość musi być optymalna, ponieważ zbyt niska uniemożliwi pracę układu, natomiast zbyt wysoka znacząco zwiększy opory cieplne prowadząc do destabilizacji pętli [24].

Tabela 2. Obliczone opory przepływu w układzie
 Table 2. Calculated flow resistance in the system

Całkowita strata ciśnienia w parowniku	$\Delta p_{total} = 10402 \text{ [Pa]}$
Całkowita strata ciśnienia w rurociągu cieczowym	$\Delta p_c = 582 \text{ [Pa]}$
Całkowita strata ciśnienia w rurociągu gazowym	$\Delta p_g = 23765 \text{ [Pa]}$
Suma strat ciśnienia w obiegu	$\Sigma \Delta p_{strat} = 34749 \text{ [Pa]}$



Rys.5. Schemat pośredniego układu chłodniczego z pętlą cyrkulacyjną: 1 – skraplacz z wentylatorem; 2 – czujnik ciśnienia; 3 – czujnik temperatury; 4 – sprężarka; 5 – zawór trójdrogowy; 6 – presostat kapsułkowy; 7 – przetwornik ciśnienia; 8 – czujnik indukcyjny; 9 – wymiennik płytowy; 10 – czujnik temperatury CO₂; 11 – zawór bezpieczeństwa; 12 – presostat ciśnienia; 13 – parownik CO₂; 14 – zbiornik CO₂; 15 – elektroniczny zawór rozprężny; 16 – wskaźnik zawilgocenia; 17 – filtr-odwadniacz; 18 – zawór ładowania czynnika R290; 19 – zawór odcinający; 20 – oscylator napięcia; 21 – regulator prędkości obrotowej wentylatora

Fig.5. Schematic of the indirect cooling system with circulation loop: 1 – condenser with fan; 2 – pressure sensor; 3 – temperature sensor; 4 – compressor; 5 – three-way valve; 6 – capsule pressure switch; 7 – pressure transmitter; 8 – induction sensor; 9 – pressure switch; 10 – temperature CO₂ sensor; 11 – safety valve; 12 – pressure control; 13 – CO₂ evaporator; 14 – CO₂ container; 15 – electronic expansion valve; 16 – moisture content; 17 – dehydrator; 18 – medium R290 charge valve; 19 – cut off valve; 20 – voltage oscillator; 21 – fan speed controller

Następnie obliczono ciśnienie wywierane przez słup cieczy:

$$\rho_g g \Delta h \quad [Pa] \quad (35)$$

Zgodnie z warunkiem (1), aby układ działał poprawnie to wówczas:

$$\rho_g g \Delta h > \Sigma \Delta p_{strat} \quad [Pa]$$

Dla zaprezentowanych założeń i zastosowanej metody obliczeń – wymagana

wysokość słupa cieczy wynosi 3,9 m. Jest to wartość akceptowalna z punktu widzenia aplikacji tego typu układów.

Zaprezentowane obliczenia zostaną poddane walidacji eksperymentalnej, co będzie stanowić następny etap prac badawczych. Kluczową kwestią niezbędną do realizacji tych badań jest określenie możliwości regulacyjnych takiej pętli, zwłaszcza w warunkach różnych obciążeń cieplnych oraz jej współpracy z układem chłodniczym sprężarkowym.

Podsumowanie

W artykule przedstawiono przegląd dostępnych instalacji wykorzystujących pętle cyrkulacyjne z dwutlenkiem węgla jako czynnikiem roboczym, w pośrednich układach chłodniczych. Można zauważyć, że takie instalacje znajdują coraz szersze zastosowanie oraz są stałym obiektem badań przez naukowców. Jednak największą wartość badań w literaturze dotyczących obiegów z przepływem jednofazowym, które są mniej złożonymi rozwiązaniami technologicznymi. Zaproponowano zatem rozwiązanie techniczne polegające na sprzężeniu propanowego agregatu chłodniczego z dwufazową, naturalną pętlą cyrkulacyjną z dwutlenkiem węgla. Obiekt badań poddano analizie obliczeniowej w celu wyznaczenia poszczególnych struktur przepływu w zależności od kierunku grawitacyjnego krążenia mieszaniny gaz-ciecz oraz wykonania map przepływu dwufazowego. Następnie zostały wykonane obliczenia strat ciśnienia w obiegu zarówno dla przepływu dwufazowego jak i jednofazowego. W ten sposób uzyskano odpowiedź na pytanie jaka wysokość słupa cieczy jest potrzebna, aby układ był w stanie pokonać opory przepływu i mogła nastąpić cyrkulacyjna praca pętli. Określenie odpowiedniej wysokości jest zależne od zadanych obciążeń w instalacji, na które z kolei mają wpływ właściwości termodynamiczne zastosowanego czynnika roboczego oraz przeznaczenie danej instalacji. Zmiana parametrów skraplania, parowania lub wielkość instalacji, znacząco wpływają na zmianę wymaganej wysokości.

Otrzymane wyniki obliczeń zostaną wykorzystane w badaniach eksperymentalnych, dzięki którym będzie można dokonać znacznie szerszej analizy i ocenić możliwości samoregulacyjne instalacji. Omawiane układy mogą być perspektywicznym rozwiązaniem między innymi dla pośrednich systemów chłodniczych w supermarketach, gdzie decydujące znaczenie mają niskie koszty inwestycyjne oraz eksploatacyjne możliwe do uzyskania

dzięki samoczynnej pracy obiegu oraz zastosowania naturalnego czynnika chłodniczego jakim jest dwutlenek węgla.

Podziękowania

Pracę zrealizowano przy wsparciu ze środków na badania w ramach pracy statutowej WZ/WM-IIM/1/2020 realizowanej w Instytucie Inżynierii Mechanicznej Politechniki Białostockiej.

BIBLIOGRAFIA

- [1] Javerschek O., Zastosowanie CO₂ w supermarketach, Chłodnictwo i Klimatyzacja, 2009, Vol. 8, s. 30-37
- [2] Zhang T., Experimental Study on a Forced-Circulation Loop Thermosiphon Solar Water Heating System, International Journal of Photoenergy, 2018, Vol. 4, s. 1-12
- [3] Yamaguchi H., Sawada N., Suzuki H., Ueda H., Zhang X.R., Preliminary study on a solar water heater using supercritical carbon dioxide as working fluid, Journal of Solar Energy Engineering, 2010, Vol.132
- [4] Amaya A., Scherer J., Muir J., Patel M., Higgins B., GreenFire Energy Closed-Loop Geothermal Demonstration using Supercritical Carbon Dioxide as Working Fluid, Workshop on Geothermal Reservoir Engineering, Stanford University, 2020
- [5] Bieliński H., Mikieliewicz J., Computer cooling using a two phase minichannel thermosiphon loop heated from horizontal and vertical sides and cooled from vertical side, Archives of Thermodynamics, Poland, 2010, Vol.31, s. 51-59
- [6] Ochsner K., Carbon dioxide heat pipe in conjunction with a ground source heat pump (GSHP), Applied Thermal Engineering, 2008, Vol.28, s. 2077-2082
- [7] Sadhu S., Ramgopal M., Bhattacharyya S., Experimental Studies on air-cooled natural circulation loop based on supercritical carbon dioxide – Part A: Steady state operation, Applied Thermal Engineering, 2018, Vol.133, s. 809-818
- [8] Skiepkó T., Kompaktowe rekuperatory ciepła i regeneratory, Wydawnictwo Maszyny Przepływowe IMP PAN Gdańsk, 2012, tom 32
- [9] Thippeswamy L.R., Kumar Y.A., Heat transfer enhancement using CO₂ in a natural circulation loop, Scientific Reports, 2020
- [10] Bieliński H., Mikieliewicz J., New solutions of thermal diode with natural laminar circulation, Archives of Thermodynamics, Gdańsk, 2001, Vol.22, s. 89-106
- [11] Tong Z., Zang G., Effect of the diameter of riser and downcomer on an CO₂ thermosiphon loop used in data center, Applied Thermal Engineering, 2021, Vol. 182
- [12] Kumar K.K., Gopal M.R., Carbon dioxide as a secondary fluid in natural circulation loop, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering, 2009
- [13] Kumar A., Khalid M.S., CO₂ Based Natural Circulation Loops for Domestic Refrigerators, Saudi Journal of Engineering and Technology, India, 2019
- [14] Tong Z., Liu X-H., Jiang Y., Experimental study of the self-regulating performance of an R744 two-phase thermosiphon loop, Applied Energy, 2017, Vol.186, s. 1-12
- [15] Cheng L., Ribatski G., Quiben J.M., Thome J.R., New prediction methods for CO₂ evaporation inside tubes: Part I – A two-phase flow pattern map and a flow pattern based phenomenological model for two-phase flow frictional pressure drops, International Journal of Heat and Mass Transfer, 2008, Vol. 51, s. 111-124
- [16] Thome J.R., El Hajal J., Two-phase flow pattern map for evaporation in horizontal tubes: Latest version, in first International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, Kruger Park, South Africa, 2002, s. 182-188
- [17] Cheng L., Ribatski R., Wojtan L., Thome J.R., New flow boiling heat transfer model and flow pattern map for carbon dioxide evaporating inside tubes, International Journal of Heat and Mass Transfer, 2006, Vol.49, s. 4082-4094
- [18] Kattan N., Thome J.R., Favrat D., Flow boiling in horizontal tubes. Part 1: Development of a diabatic two-phase flow pattern map, Journal of Heat Transfer, 1998, Vol. 120, s. 140-147
- [19] Wojtan L., Ursenbacher T., Thome J.R., Investigation of flow boiling in horizontal tubes: Part I – A new diabatic two-phase flow pattern map, International Journal of Heat and Mass Transfer, 2005, Vol.48, s. 2955-2969
- [20] Schmid D., Verlaet B., Petagna P., Revellin R., Schiffmann J., Flow pattern observations and flow pattern map for adiabatic two-phase flow of carbon dioxide in vertical upward and downward direction, Experimental Thermal and Fluid Science 2022, Vol.131
- [21] Moreno Quibe'n J., Thome J.R., Flow pattern based two-phase frictional pressure drop model for horizontal tubes. Part I: Diabatic and adiabatic experimental study, International Journal of Heat Fluid Flow, 2007
- [22] Park C.Y., Hrnjak P.S., CO₂ and R410A flow boiling heat transfer, pressure drop, and flow pattern at low temperatures in a horizontal smooth tube, International Journal of Refrigeration, 2007, Vol.30, s. 166-178
- [23] Norma dla rur miedzianych walcowanych i gładkich PN-76/M-34034
- [24] Zhang P., Yang X., Rong X., Zhang D., Simulation on the thermal performance of two-phase thermosiphon loop with large height difference, Applied Thermal Engineering, 2019, Vol.163
- [25] Mathcad 15. www.mathcad.pl/?mathcad-15.0,1
- [26] CoolProp www.coolprop.org/coolprop/wrappers/MathCAD/index.html