



POLITECHNIKA POZNAŃSKA

Wydział Inżynierii Środowiska i Energetyki

**INSTYTUT INŻYNIERII ŚRODOWISKA I INSTALACJI
BUDOWLANYCH**

Zakład Ogrzewnictwa, Klimatyzacji i Ochrony Powietrza

Lawrence Drojetzki

**Wybór energoptymalnego systemu chłodzenia opartego na naturalnych
czynnikach chłodniczych dla lodowisk zewnętrznych zadaszonych**

**Autoreferat
Rozprawy Doktorskiej**

Promotor:

dr hab. inż. Mieczysław Porowski prof. PP

Poznań, 2023

Spis treści

1	Wprowadzenie i geneza podjęcia badań	2
2	Problem badawczy, cel i zakres pracy	3
3	Struktura rozprawy doktorskiej.....	4
4	Zagadnienie wyboru energoosybilnego systemu chłodniczego.....	5
5	Modele symulacyjne	10
5.1	Algorytm ogólny.....	10
5.2	Model obciążeń chłodniczych	11
5.3	Model systemu chłodniczego	12
5.3.1	Założenia i dane wyjściowe	12
6	Funkcja celu – wariant optymalny	13
6.1	Wyniki obliczeń, wariant optymalny, dyskusja.....	13
6.2	Analiza wrażliwości.....	16
6.3	Wariant optymalny – algorytmy sterowania.....	16
7	Walidacja wyników symulacyjnych	17
8	Podsumowanie	18
9	Bibliografia Autoreferatu	19

1 WPROWADZENIE I GENEZA PODJĘCIA BADAŃ

Prognozy organizacji pozarządowych zaangażowanych w śledzenie trendów związanych z energetyką wskazują, iż udział zapotrzebowania na energię elektryczną dla systemów chłodniczych i klimatyzacyjnych stale rośnie i w roku 2050 będzie przekraczał 10% globalnego zapotrzebowania na energię (International Energy Agency, 2020). W związku z tym, rozwój energooszczędnych systemów chłodzenia jest przedmiotem ciągłego zainteresowania w świecie nauki. W ostatnich latach nastąpił gwałtowny postęp technologiczny w dziedzinie instalacji chłodniczych, którego katalizatorem są restrykcyjne zmiany prawne w Unii Europejskiej, które narzucają stosowanie czynników chłodniczych o niskim potencjale tworzenia efektu cieplarnianego (GWP). W efekcie, odnotowuje się wzmożone zainteresowanie chłodnictwem opartym o wykorzystywanie naturalnych czynników chłodniczych.

W środowisku naukowym zorientowanym na prace badawcze w dziedzinie chłodnictwa od lat panuje silny trend związany z instalacjami nisko- i średniotemperaturowymi w kontekście obiektów komercyjnych. Przedmiotem badań są różne konfiguracje i kolejne ulepszenia systemów chłodniczych obsługujących lodówki i zamrażarki w marketach, jak również instalacje obejmujące zintegrowaną obsługę grzewczo-chłodzącą dla całego budynku. Inną kategorią obiektów o wysokim zapotrzebowaniu na chłód, które powszechnie występują w krajobrazie europejskim, szczególnie w klimacie umiarkowanym i chłodniejszym, są lodowiska. W zakresie tych obiektów liczba publikacji jest znacząco niższa niż w przypadku marketów.

W ramach lodowisk wyróżnia się trzy główne typy obiektów. Pierwszym są rekreacyjne lodowiska niezadaszone na otwartym powietrzu. Kolejno wskazuje się pełnowymiarowe lodowiska zewnętrzne zadaszone. Najbardziej zaawansowanymi obiektami są kryte hale lodowe. W przypadku pierwszych dwóch rodzajów mamy do czynienia z obiektami wyposażonych w mobilne lub stacjonarne systemy chłodnicze. W przypadku ostatnich – hal lodowych – oprócz instalacji chłodniczych wymagane są zaawansowane systemy obróbki powietrza zapewniające utrzymanie odpowiedniej temperatury oraz wilgotności poprzez ogrzewanie, chłodzenie, nawilżanie i osuszanie powietrza w hali w zależności od chwilowego zapotrzebowania i warunków zewnętrznych oraz przygotowanie ciepłej wody użytkowej.

W Polsce, wg danych ministerialnych (Stankiewicz, Ludwig, 2023), zlokalizowanych jest 96 lodowisk zadaszonych i hal lodowych z czego 35 obiektów jest oficjalnie zatwierdzonych przez Międzynarodową Organizację Hokeja na lodzie (IIHF). Dla porównania, w innych krajach europejskich lista zarejestrowanych przez IIHF lodowisk hokejowych wynosi 399 w Szwecji, 373 w Finlandii, 219 w Niemczech. Najwięcej lodowisk znajduje się w Kanadzie – 7860 zarejestrowanych obiektów, następnie w Rosji (6736), kolejno w Stanach Zjednoczonych (2055) oraz w Chinach (1187) (Steiss et al., 2022).

Najczęściej spotykane są lodowiska hokejowe lub zbliżone do nich. Standard północnoamerykański wymaga, aby płyta lodowiska miała wymiary 25,9 m na 61 m, z zaokrągleniami o promieniu 8,5 m – powierzchnia 1517,9 m².

W zależności od przeznaczenia płyty lodowej zmienia się pożądana temperatura lodu i na ogół wynosi między -7°C a -2°C, przy czym zastosowania sportowe wymagają utrzymywania parametrów z dolnej granicy wskazanego przedziału. Dla osiągnięcia powyższych założeń zazwyczaj stosuje się temperatury chłodziwa między 3 a 6°C niższe.

Lodowiska otwarte, zewnętrzne, posiadają sezonowy, rekreacyjny charakter. Ich zapotrzebowanie na chłodzenie jest silnie zmienne w zależności od nasłonecznienia bądź opadów atmosferycznych i mieści się na ogół w zakresie 200÷450 W/m² (Przydróżny et al., 2010). Lodowiska zewnętrzne zadaszone, to obiekty, w których płyta lodowiska nie znajduje się w zamkniętym budynku, tylko zlokalizowana jest na świeżym powietrzu, ale została przykryta dachem, aby zabezpieczyć ją przed opadami atmosferycznymi oraz bezpośrednim nasłonecznieniem. Średnie zapotrzebowanie na moc chłodniczą dla obiektów zadaszonych wynosi na ogół 200÷250 W/m². Zwyczajowo takie obiekty nie posiadają widowni ani rozbudowanego zaplecza, a co za tym idzie, znaczącego zapotrzebowania na ciepło.

Systemy chłodnicze lodowisk to charakterystyczne, podobne do siebie instalacje niezależnie od miejsca występowania. Dzieje się tak za sprawą ustandaryzowania parametrów technologicznych samych płyt lodowiska ze względu na wymagania określonych dziedzin sportu.

Wyróżnia się dwie główne składowe instalacje zaopatrzenia w chłód dla lodowiska: instalację wytworzenia chłodu – źródło - oraz instalację dystrybucji chłodu. Zwyczajowo, płyta lodowiska chłodzona jest poprzez cyrkulację chłodziwa w sieci przewodów zatopionych w betonowej płycie pod warstwą lodu. Chłodziwem w zdecydowanej większości instalacji są solanki lub wodne roztwory glikoli. Występują również obiekty z cyrkulacją ciekłego czynnika chłodniczego o bezpośrednim odparowaniu. Jako czynnik chłodniczy w instalacji wytworzenia chłodu wykorzystuje się najczęściej R22, R404a, R507 oraz R717 (ASHRAE, 2018) – dotyczy to instalacji w ujęciu globalnym. W krajach europejskich zakazane jest wykorzystywanie czynnika R22 ze względu na niedopuszczalny współczynnik $ODP > 0$, który wskazuje na właściwości niszczące warstwę ozonową. R404a oraz R507 natomiast charakteryzują się wysokimi współczynnikami GWP odpowiednio 3922 oraz 3985, stąd również są one ograniczane przez wzgląd na politykę emisyjną. W nowych instalacjach rekomenduje się stosowanie bardziej ekologicznych czynników chłodniczych, takich jak R744, R717, R290, R134a, R513A oraz R1234yf (Rogstam et al., 2023), przy czym główny nacisk kładzie się na stosowanie czynników chłodniczych naturalnych, a zwłaszcza R717 i R744 (Garry et al., 2022).

2 PROBLEM BADAWCZY, CEL I ZAKRES PRACY

W rozprawie szczegółowo przeanalizowano aktualny stan wiedzy w zakresie instalacji chłodniczych dla lodowisk oraz innych obiektów, które charakteryzuje zapotrzebowanie na chłód nisko- lub średnotemperaturowy. Na podstawie dokonanego przeglądu można stwierdzić, iż zagadnienie energoptymalnych instalacji HVACR dla lodowisk choć szeroko opisywane w tekstach technicznych o charakterze inżynierskim lub popularnonaukowym nie wykazuje satysfakcjonującej reprezentacji w tekstach o naturze badawczo-naukowej w literaturze branżowej. Przywołane przykłady stanowią głównie raporty organizacji rządowych, pozarządowych bądź firm skupionych wokół projektowania lub wykonawstwa systemów HVACR dla szeroko rozumianych lodowisk. W literaturze opisywane są istniejące realizacje energooszczędnych systemów dla hal lodowych i posiadają one charakter audytowy. Brakuje natomiast prac badawczych symulacyjnych porównujących różne systemy dla tego samego obiektu. Autor nie dotarł do ani jednego opracowania, w którym dla tych samych warunków porównano by różne opcje wykonania systemu chłodniczego dla lodowiska i odpowiedziano by na pytanie, który system charakteryzuje najniższe zapotrzebowanie na energię i jakie są różnice pomiędzy instalacją energoptymalną a innymi wariantami. Dodatkowo należy rozróżnić opracowania, które dotyczą lodowisk zewnętrznych zadaszonych a hal lodowych, ze względu na to, iż w przypadku hal lodowych rozpatrywane są zintegrowane systemy zaopatrzenia w chłód i ciepło jednocześnie. W związku z tym, wymagają one stosowania algorytmów sterowania, które optymalizują działanie systemu pod kątem zaspokajania potrzeb grzewczych i chłodniczych symultanicznie. Lodowiska zadaszone zewnętrzne praktycznie nie wykazują zapotrzebowania na ciepło, w związku z czym nie ma konieczności rozważania w ich przypadku rozbudowanych systemów odzysku ciepła, a sterowanie działaniem instalacji odbywa się w funkcji minimalizacji zapotrzebowania na energię dla celu chłodzenia.

Na podstawie przeprowadzonych badań i analiz identyfikuje się **problem badawczy**, którym jest **brak kompleksowej metody wyznaczania energoptymalnych struktur systemów chłodniczych opartej na funkcji użytkowej, warunkach ograniczających i funkcji celu w aplikacji dla lodowisk, w tym również lodowisk zewnętrznych zadaszonych**.

W konsekwencji, mając na uwadze dodatkowo aspekt ekologiczny zastosowania naturalnych czynników chłodniczych, **celem badawczym** rozprawy jest:

Opracowanie procedury optymalizacyjnej wyznaczania energoptymalnego systemu chłodzenia opartego na naturalnych czynnikach chłodniczych, dla lodowisk zewnętrznych zadaszonych z wykorzystaniem analizy systemowej i metod symulacyjnych jako narzędzi badawczych.

Cele utilitytarne rozprawy obejmują:

- **Wyznaczenie energoptymalnych struktur systemów chłodniczych dla lodowisk spełniających obecne wymagania środowiskowe ($GWP < 2500$ – wykorzystujące w konsekwencji naturalne czynniki chłodnicze),**

- **Określenie wskaźnikowego zapotrzebowania na energię w zależności od wyboru określonego systemu,**
- **Opracowanie rekomendacji w tym zakresie dla obiektów nowo budowanych oraz modernizowanych.**

Tezy rozprawy, będące przedmiotem udowodnienia można sformułować następująco:

- **Narzędziem w wyznaczaniu energoosybilnych systemów chłodzenia lodowisk zewnętrznych zadaszonych jest strategia wykorzystująca analizę systemową i przegląd zupełny rozwiązań dopuszczalnych, oparta na funkcji użytkowej jako punkcie wejścia, warunkach ograniczających oraz funkcji celu, którą jest minimum zapotrzebowania na energię,**
- **Systemy chłodzenia z dwutlenkiem węgla jako czynnikiem chłodniczym są rozwiązaniami energoosybilnymi dla lodowisk zewnętrznych zadaszonych.**

3 STRUKTURA ROZPRAWY DOKTORSKIEJ

Rozprawa składa się z dziewięciu rozdziałów, wliczając wprowadzenie oraz podsumowanie. Kolejno przedstawiono bibliografię oraz załączniki do pracy. Łącznie, praca doktorska liczy 100 stron. Merytorycznie, rozprawę można podzielić na trzy części.

Pierwsza część opracowania stanowi wprowadzenie do tematyki pracy. Obejmuje ona rozdziały 1÷3. W tej części przedstawiono motywację podjęcia tematu oraz przegląd aktualnego stanu wiedzy, dotyczącej instalacji chłodniczych dla lodowisk i innych, podobnych obiektów. Scharakteryzowano poszczególne grupy czynników chłodniczych wykorzystywanych dla instalacji chłodniczych lodowisk. Ze szczególną uwagą omówiono wiodące naturalne czynniki chłodnicze – amoniak i dwutlenek węgla – opisując najczęściej występujące struktury systemów z tymi czynnikami. Następnie zdefiniowano problem badawczy oraz cel i zakres pracy doktorskiej.

Druga część pracy przedstawia rozwiązanie zagadnienia wyboru energoosybilnego systemu chłodniczego dla lodowisk zewnętrznych zadaszonych. Na część drugą składają się rozdziały czwarty, piąty i szósty. W rozdziale czwartym przedstawiono metodologię ogólną rozwiązywania zagadnienia wyboru energoosybilnego systemu chłodniczego. W kolejnym rozdziale przeprowadzono wybór energoosybilnego systemu chłodniczego dla lodowiska zewnętrznego zadaszonego zlokalizowanego w klimacie umiarkowanym, w ramach którego wyznaczono 22 możliwe warianty struktury systemu chłodniczego. W kolejnym kroku, po uwzględnieniu warunków ograniczających, wyłoniono 7 dopuszczalnych struktur systemu chłodniczego, które zostały poddane dalszej analizie z wykorzystaniem modeli symulacyjnych. Rozdział szósty opisuje modele symulacyjne, którymi posłużył się autor celem wyznaczenia rocznego zapotrzebowania na chłód dla płyty lodowiska oraz rocznego zapotrzebowania na energię elektryczną dla dopuszczalnych systemów chłodniczych.

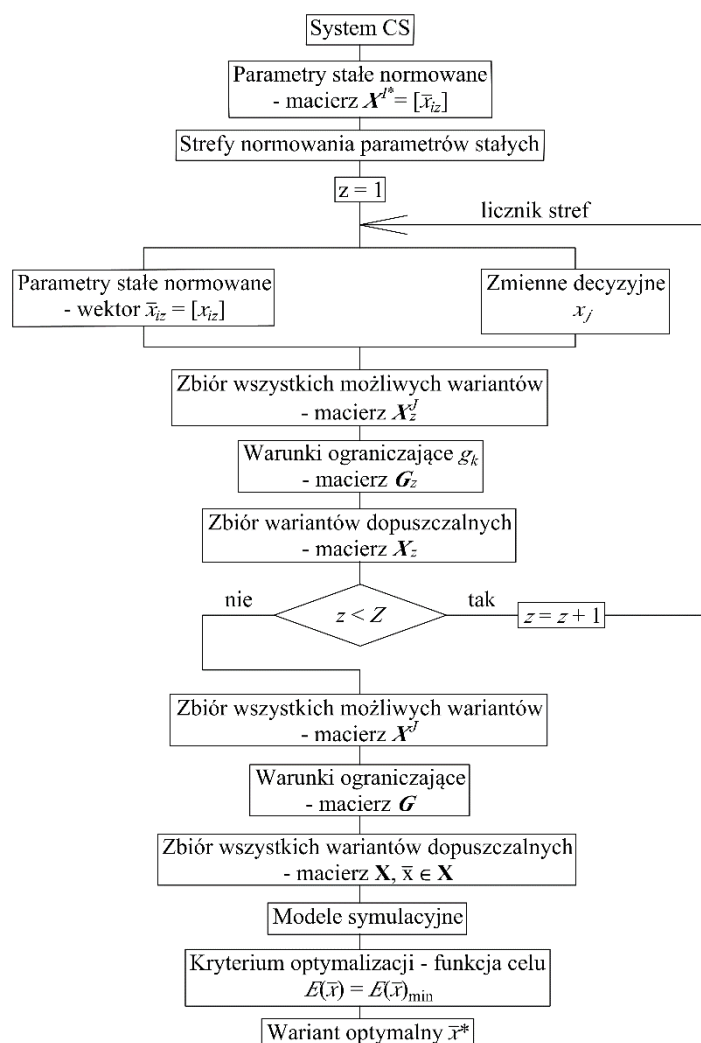
W trzeciej części pracy, na którą składają się rozdziały 7 i 8 następuje omówienie rezultatów obliczeń uzyskanych przez autora. Przedstawiono analizę zapotrzebowania na energię elektryczną w ciągu roku oraz przeanalizowano funkcję zmienności COP w zależności od temperatury zewnętrznej dla dopuszczalnych wariantów systemu chłodniczego. Wykonano również analizę wrażliwości, w której badano wpływ temperatury lodu na wybór energoosybilnego systemu chłodniczego. Następnie przeprowadzono walidację wyników symulacyjnych w oparciu o dostępne narzędzia symulacyjne oraz dane literaturowe.

W dziewiątym rozdziale przedstawiono podsumowanie rozprawy doktorskiej, w którym sformułowano wnioski ogólne oraz szczegółowe. Wykazano, iż założone cele rozprawy zostały zrealizowane a tezy pracy potwierdzone. Wyłoniono strukturę energoosybilnego systemu chłodniczego dla lodowisk zewnętrznych zadaszonych oraz wskazano rekomendacje w zakresie instalacji chłodniczych dla nowych oraz modernizowanych obiektów lodowisk.

Na końcu pracy przedstawiono bibliografię liczącą 57 pozycji oraz załączniki.

4 ZAGADNIENIE WYBORU ENERGOOPTYMALNEGO SYSTEMU CHŁODNICZEGO

W prezentowanych dotychczas w literaturze rozwiązaniach zagadnień optymalizacyjnych systemów chłodniczych i klimatyzacyjnych punktem wyjścia było zdefiniowanie zbioru wariantów dopuszczalnych realizujących funkcję użytkową w sposób uznaniowy. Dla tych systemów wyznaczano funkcję celu - minimum zapotrzebowania na energię. Procedura wyznaczania zbioru wariantów dopuszczalnych nie była określona. Istniało zatem ryzyko nieświadomego pominięcia pewnych wariantów, które mogły okazać się bardziej odpowiednimi dla danego zastosowania.



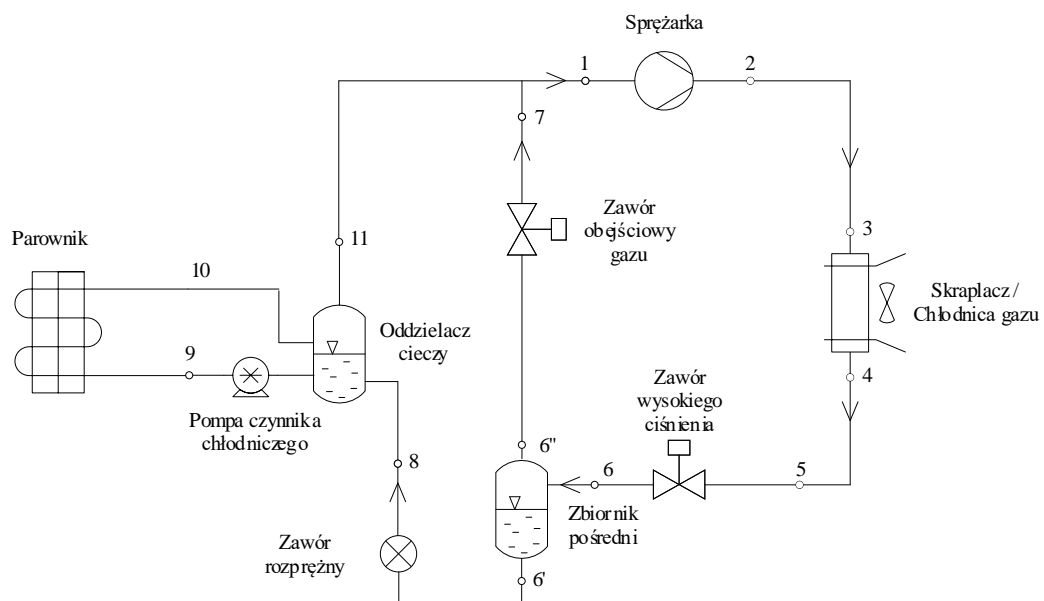
Rys. 1 Algorytm ogólny metody wyboru energoptymalnego systemu chłodniczego

Autor w rozprawie wykorzystuje metodologię, w której punktem wyjścia jest funkcja użytkowa, opisywana przy wykorzystaniu zakresu normowanych parametrów stałych. Dla normowania każdego z tych parametrów stałych z osobna, a następnie dla wszystkich parametrów stałych razem, tworzy się zbiór możliwych wariantów struktury systemu chłodniczego, który powstaje z kombinacji zmiennych decyzyjnych. W kolejnym kroku, na zbiór wszystkich możliwych wariantów nakłada się z góry zdefiniowane warunki ograniczające i otrzymuje się zbiór wariantów dopuszczalnych systemu chłodniczego. Całość procedury optymalizacyjnej na tym etapie opisuje się za pomocą rachunku macierzowego, a systemy chłodnicze za pomocą wektorów, których współrzędnymi są parametry stałe i zmienne decyzyjne. Algorytm ogólny opisywanej metodologii zobrazowano na Rys. 1.

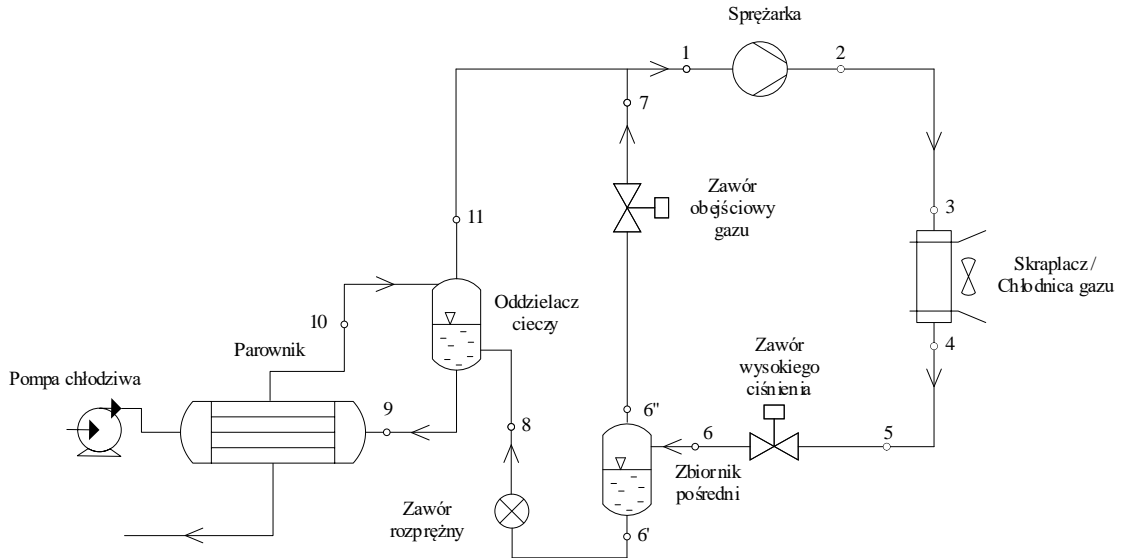
Analizując kolejne zmienne decyzyjne w tabeli tych zmiennych i dokonując ich akceptacji lub eliminacji, uzyskuje się gwarancję, iż nie zostanie pominięty nieświadomie żaden możliwy wariant

Tab. 2 Warianty dopuszczalne systemu chłodniczego - \bar{x}_{n^g}

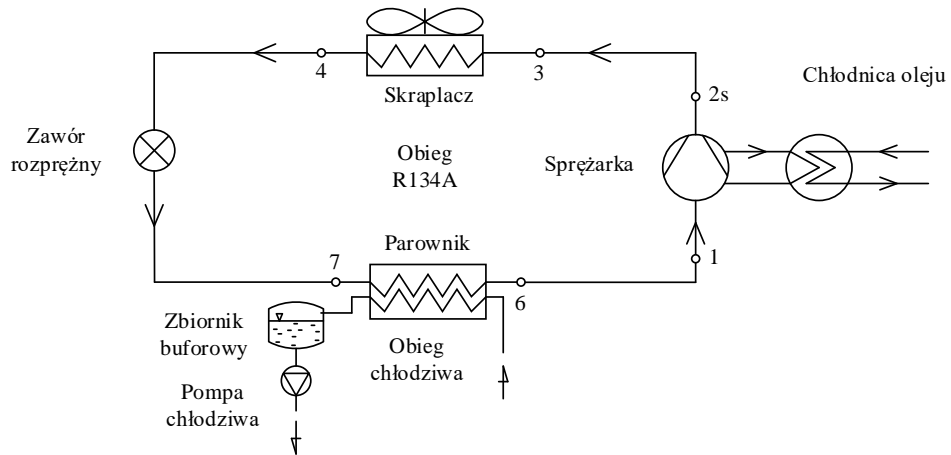
n ^g	\bar{x}_{n^g} – interpretacja
1	System o bezpośrednim odparowaniu czynnika chłodniczego, zmienny przepływ czynnika chłodniczego, jeden stopień sprężania, jeden poziom temperatury odbiorników chłodu, z dochłodzeniem czynnika chłodniczego, EEV, eżektorami cieczowymi i parownikiem zasilanym pompowo; czynnik chłodniczy - CO ₂ , agregat sprężarkowo-skrapłający z zewnętrzną chłodnicą gazu; regulacja ilościowa - zawory dwudrogowe, chłodziwo - ciekły dwutlenek węgla w obiegu pompowym; nośnik energii - energia elektryczna
2	System pośredni z wykorzystaniem chłodziwa, zmienny przepływ czynnika chłodniczego, jeden stopień sprężania, jeden poziom temperatury odbiorników chłodu, z dochłodzeniem czynnika chłodniczego, EEV, eżektorami cieczowymi i parownikiem zalanym; czynnik chłodniczy - CO ₂ , agregat sprężarkowo-skrapłający z zewnętrzną chłodnicą gazu; regulacja ilościowa - zawory dwudrogowe, chłodziwo - inne ciecze niezamarzające (woda amoniakalna 30%); nośnik energii - energia elektryczna
3	System pośredni z wykorzystaniem chłodziwa, zmienny przepływ czynnika chłodniczego, jeden stopień sprężania, jeden poziom temperatury odbiorników chłodu, z dochłodzeniem czynnika chłodniczego, EEV i parownikiem suchym; czynnik chłodniczy - R134A, agregat sprężarkowo-skrapłający, skraplacz powietrzny zintegrowany z agregatem; regulacja ilościowa - zawory dwudrogowe, chłodziwo - glikol etylenowy 35%; nośnik energii - energia elektryczna
4	Jak n ^g = 3, tylko z parownikiem zalanym oraz chłodziwo - inne ciecze niezamarzające (woda amoniakalna 30%);
5	System pośredni z wykorzystaniem chłodziwa, zmienny przepływ czynnika chłodniczego, jeden stopień sprężania, jeden poziom temperatury odbiorników chłodu, z dochłodzeniem czynnika chłodniczego, EEV i parownikiem zalanym; czynnik chłodniczy - R134A, agregat sprężarkowo-skrapłający, skraplacz powietrzny zintegrowany z agregatem; regulacja ilościowa - zawory dwudrogowe, chłodziwo - ciekły dwutlenek węgla w obiegu pompowym; nośnik energii - energia elektryczna
6	System pośredni z wykorzystaniem chłodziwa, zmienny przepływ czynnika chłodniczego, jeden stopień sprężania, jeden poziom temperatury odbiorników chłodu, z dochłodzeniem czynnika chłodniczego, EEV i parownikiem zalanym; czynnik chłodniczy - amoniak, agregat sprężarkowo-skrapłający, skraplacz powietrzny rozdzielony; regulacja ilościowa - zawory dwudrogowe, chłodziwo - ciekły dwutlenek węgla w obiegu pompowym; nośnik energii - energia elektryczna
7	System pośredni z wykorzystaniem chłodziwa, zmienny przepływ czynnika chłodniczego, jeden stopień sprężania, jeden poziom temperatury odbiorników chłodu, z dochłodzeniem czynnika chłodniczego, EEV i parownikiem zalanym; czynnik chłodniczy - amoniak, agregat sprężarkowo-skrapłający, skraplacz powietrzny rozdzielony; regulacja ilościowa - zawory dwudrogowe, chłodziwo - inne ciecze niezamarzające (woda amoniakalna 30%); nośnik energii - energia elektryczna



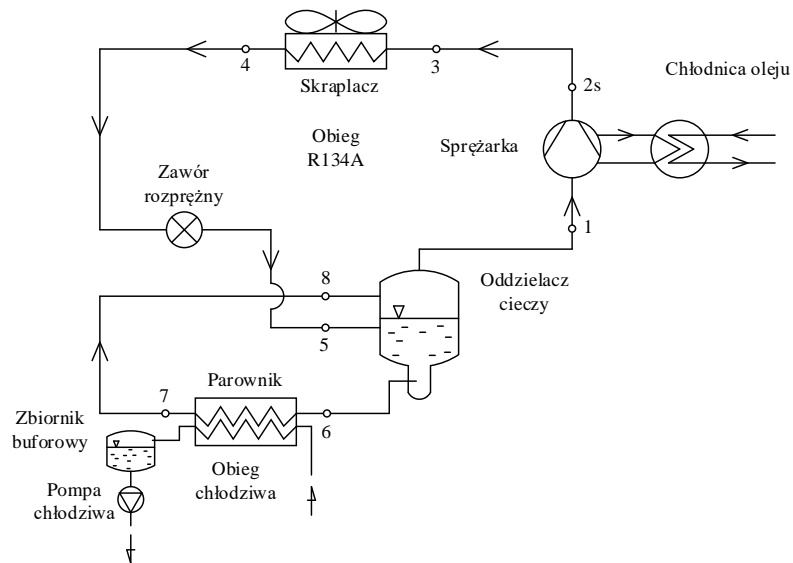
Rys. 2 Schemat dopuszczalnego systemu chłodzenia, $n^g = 1$.



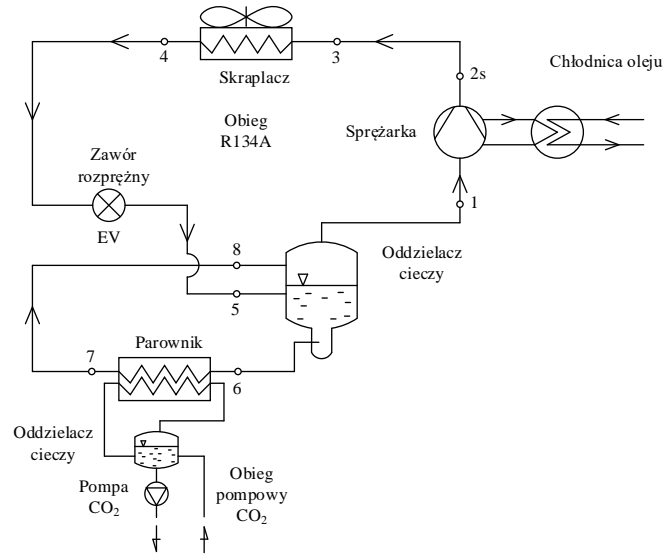
Rys. 3 Schemat dopuszczalnego systemu chłodzenia, $n^s = 2$



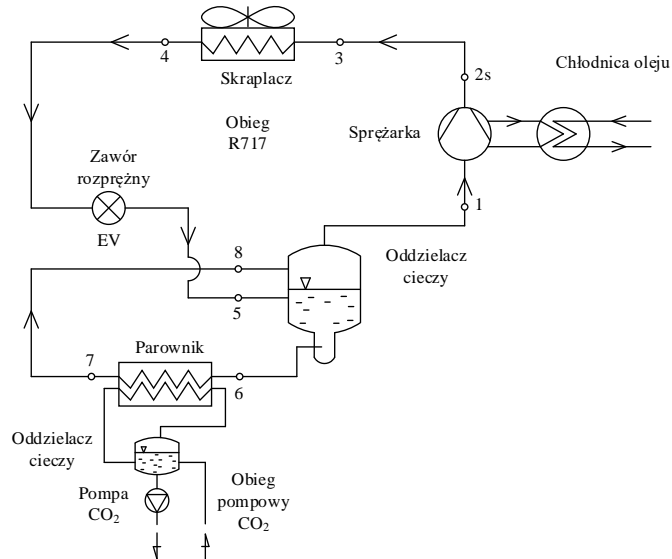
Rys. 4 Schemat dopuszczalnego systemu chłodzenia, $n^s = 3$



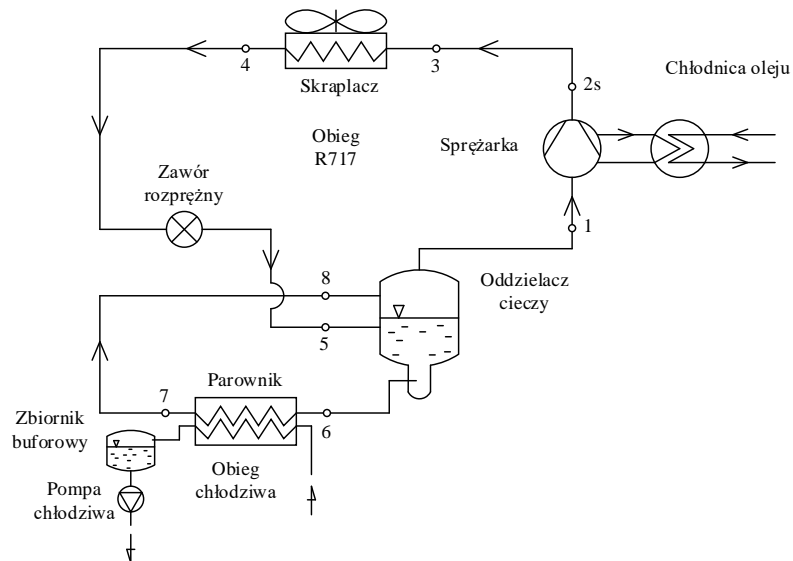
Rys. 5 Schemat dopuszczalnego systemu chłodzenia, $n^s = 4$.



Rys. 6 Schemat dopuszczalnego systemu chłodzenia, $n^g = 5$



Rys. 7 Schemat dopuszczalnego systemu chłodzenia, $n^g = 6$.

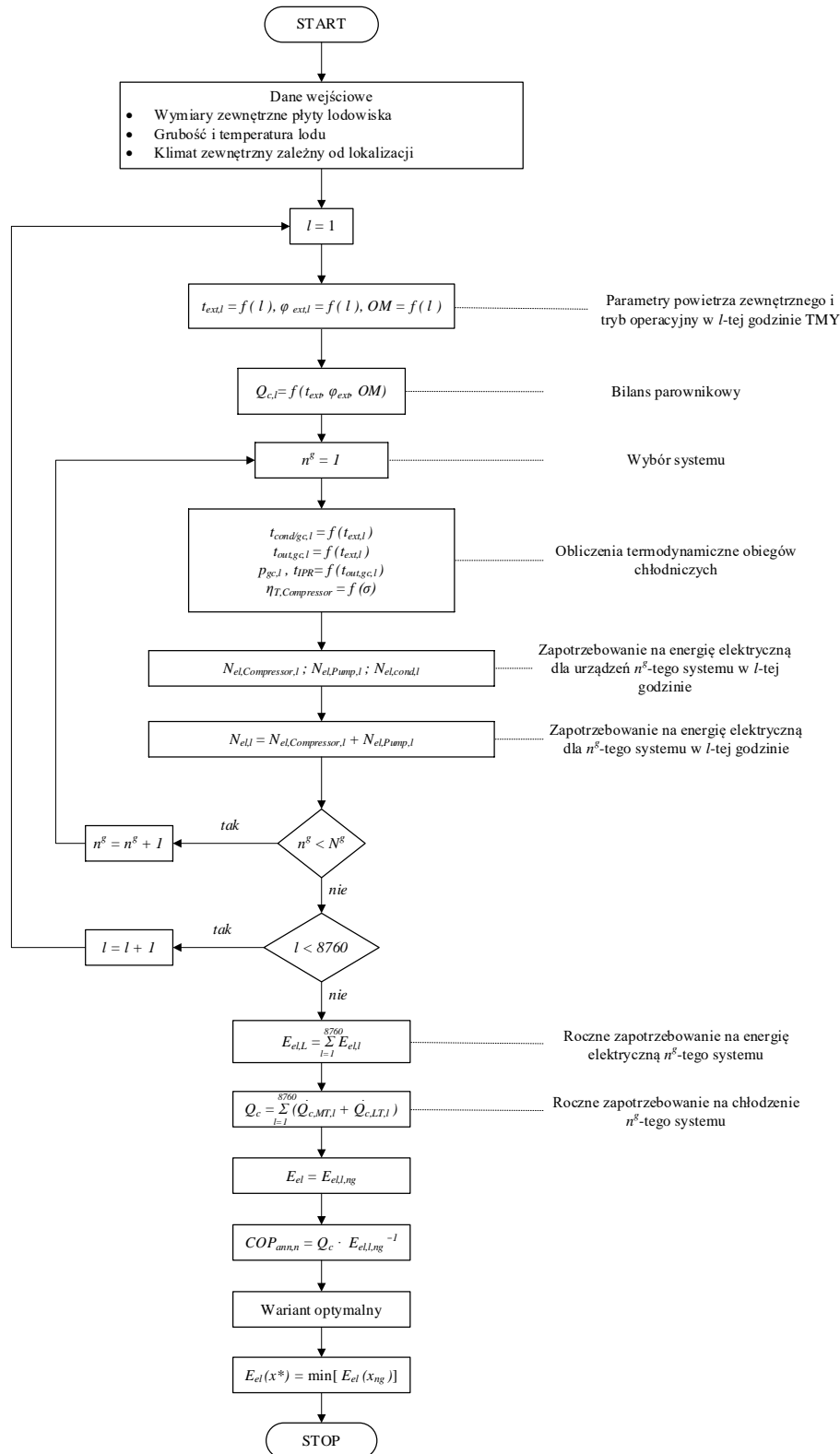


Rys. 8 Schemat dopuszczalnego systemu chłodzenia, $n^g = 7$.

5 MODELE SYMULACYJNE

5.1 Algorytm ogólny

Algorytm wyboru energooptimalnego systemu chłodniczego przedstawiony na Rys. 9 polega na wyznaczeniu zapotrzebowania na energię dla każdego z ($N_g=7$) analizowanych systemów chłodniczych dla każdej godziny w roku porównawczym (metoda przeglądu zupełnego wariantów dopuszczalnych).



Rys. 9 Algorytm wyboru energooptimalnego systemu chłodniczego

Na podstawie modelu obciążeń chłodniczych w algorytmie implementuje się obciążenie chłodnicze parownika dla każdej l -tej godziny roku z osobna, a dalsza analiza odbywa się w godzinowych przedziałach quasi-ustalonych. Bilans parownikowy dalej służy do określenia strumienia masowego czynnika chłodniczego w układzie chłodniczym oraz strumienia objętości chłodziwa. Sprawność pomp została założona jako constans, toteż na podstawie zmiennego strumienia oraz stałej wysokości podnoszenia i sprawności wyznacza się chwilową moc pomp obiegowych. Na podstawie temperatury zewnętrznej wyznacza się odpowiednio dla każdego z systemów ciśnienie skraplania oraz inne, zmienne parametry obiegów chłodniczych zgodnie z Tab. 3, a dalej spręż sprężarki. W odniesieniu do sprężu sprężarki ustalana jest chwilowa sprawność sprężarki z zastosowaniem wzorów aproksymacyjnych opisanych w Pracy Doktorskiej. Znajac sprawność oraz strumień masy czynnika chłodniczego wylicza się moc sprężarek w danej godzinie. Po zsumowaniu z mocą pomp obiegowych otrzymuje się godzinowe zapotrzebowanie na moc elektryczną. Wspomniana operacja jest zapętłona dla każdej godziny w roku. Na koniec sumuje się godzinowe zapotrzebowanie na moc elektryczną i uzyskuje roczne zapotrzebowanie. Wariant o najniższym rocznym zapotrzebowaniu na energię (najwyższym średniorocznym COP) uznawany jest za optymalny.

5.2 Model obciążeń chłodniczych

Jako obiekt referencyjny wybrano lodowisko o standardowych wymiarach, tj. 25,9 m szerokości na 61 m długości o zaokrąglonych bokach (promień gięcia 8,5 m). Powierzchnia tafli lodu wynosi 1517,88 m². Temperaturę lodu przyjęto zgodnie z warunkami wymaganymi dla rozgrywek hokejowych wynoszącą -6°C, a grubość lodu równą 32 mm. Założono również, iż lodowisko nie będzie posiadać ścian zewnętrznych, a jedynie będzie przykryte dachem o lekkiej konstrukcji stalowej celem zabezpieczenia tafli przed bezpośrednim promieniowaniem słonecznym oraz opadami atmosferycznymi.

Symulacja obciążeń chłodniczych jest wykonywana dla klimatu kontynentalnego wilgotnego z gorącym latem (*Dfa* wg klasyfikacji Köppen– Geiger (Beck et al., 2018)), reprezentowanego przez miasto Poznań. Dane klimatyczne wykorzystane w symulacji pochodzą z zasobów rządowych – wykorzystano *Typowe lata meteorologiczne i statystyczne dane klimatyczne do obliczeń energetycznych budynków*.

Założono, iż lodowisko będzie czynne w okresie, w którym średnie dobowe temperatury zewnętrzne wynoszą mniej niż 10°C. Jako punkt rozpoczęcia przygotowania płyty przyjęto dzień 12.10, godz. 00:00. Tafla lodowa z temperaturą wymaganą -6°C powinna zostać utworzona w ciągu co najmniej 48 h. Czas trwania sezonu określono do dnia 31.03, co skutkuje 171 dniami operacji. W tym czasie, układ chłodniczy funkcjonuje nieprzerwanie dla zachowania zadanej temperatury lodu.

Bilans obciążeń jest wykonywany zgodnie z zaleceniami ASHRAE (ASHRAE, 2018). Z krokiem godzinowym wyznaczone są zyski ciepła od konwekcji (Q_{cv}), gruntu (Q_{gr}), promieniowania (Q_r) oraz odnawiania powierzchni lodu gorącą wodą (Q_f). Poszczególne składowe zsumowane ze sobą dają całkowite zyski ciepła oznaczone jako Q_g . Szczegółowo metodę wyznaczania obciążeń opisano w rozprawie.

Na podstawie opisanego algorytmu wyznaczania obciążeń chłodniczych uzyskano moc parownika dla każdej godziny w roku. Temperatura zewnętrzna w okresie sezonu zmieniała się od -15,6°C do 17,9°C ze średnią 1,0°C.

Sumaryczne zapotrzebowanie na chłód w ciągu sezonu chłodniczego wyniosło 666,61 MWh, co stanowi 3898 kWh/dobę. W odniesieniu do powierzchni, zapotrzebowanie na chłód można określić jako 439,4 kWh/(m²) oraz 2,57 kWh/(m²·dobę).

Maksymalne obciążenie zyskami ciepła wynosiło 572 kW, minimalne - 111 kW, a średnia ukształtowała się na poziomie 161 kW. Temperatura lodu zmieniała się od -13,5°C do -1,0°C a średnia wynosiła - 6,1°C. Na podstawie analizy występujących obciążeń zyskami ciepła i pojemności cieplnej lodu stwierdzono, iż mimo że w niektórych sytuacjach, zyski ciepła przekraczają nawet 550 kW, maksymalna moc chłodnicza równa 350 kW pozwala zapobiec rozmarznięciu płyty lodowej i jest wystarczająca dla rozpatrywanego obiektu.

5.3 Model systemu chłodniczego

5.3.1 Założenia i dane wyjściowe

Model symulacyjny zapotrzebowania na energię dla systemu chłodzenia wyróżnia dwie zmienne. Pierwsza jest niezależna i są to parametry klimatu zewnętrznego (temperatura i wilgotność), które wpływają na bilans parownikowy, jak również na przemiany termodynamiczne czynnika chłodniczego po stronie wysokiego ciśnienia. Drugą zmienną jest tryb operacyjny, a w szczególności częstotliwość odnawiania powierzchni. Ta zmienna jest zależna od założeń i wpływa na bilans parownikowy.

Obliczenia obiegów termodynamicznych wykonano w oparciu podstawowe fizyczne zależności w stanie ustalonym dla każdej godziny w roku. Własności fizyczne czynników chłodniczych i chłodziw wyznaczono z wykorzystaniem biblioteki typu open-source - Coolprop (Bell et al., 2014). Sprawności sprężarek ustalono jako zmienne w zależności od sprężu, tj. ilorazu ciśnienia skraplania i ssania. Autor wyznaczył równania aproksymacyjne sprawności sprężarek na podstawie parametrów pracy konkretnych typów sprężarek dla ściśle określonych i zadanych z góry parametrów obiegu termodynamicznego z wykorzystaniem oprogramowania renomowanych producentów Bitzer i Dorin (Bitzer GMBH, 2022; Dorin S.p.A., 2022) z rozróżnieniem sprawności izentropowych oraz całkowitych. Równania aproksymacyjne wraz z wykresami przedstawiono w Rozprawie.

Obliczenia przemian termodynamicznych dokonano na podstawie założeń opisanych w Tab. 3.

Tab. 3 Założenia dla poszczególnych elementów symulowanych systemów chłodniczych

System	Elementy układu chłodniczego
	Parowniki
$n_g=1$	$t_o = -9^{\circ}\text{C}$ $\Delta t_{sa} = 1^{\circ}\text{C}, \Delta t_s = 0^{\circ}\text{C}$
$n_g=\{2, 7\}$	$t_o = -14^{\circ}\text{C}$ $\Delta t_{sa} = 1^{\circ}\text{C}, \Delta t_s = 0^{\circ}\text{C}$
$n_g=3$	$t_o = -17^{\circ}\text{C}$ $\Delta t_{sa} = 5^{\circ}\text{C}, \Delta t_s = 5^{\circ}\text{C}$
$n_g=4$	$t_o = -14^{\circ}\text{C}$ $\Delta t_{sa} = 2^{\circ}\text{C}, \Delta t_s = 0^{\circ}\text{C}$
$n_g=5$	$t_o = -11.8^{\circ}\text{C}$ $\Delta t_{sa} = 2^{\circ}\text{C}, \Delta t_s = 0^{\circ}\text{C}$
$n_g=6$	$t_o = -11.8^{\circ}\text{C}$ $\Delta t_{sa} = 1^{\circ}\text{C}, \Delta t_s = 0^{\circ}\text{C}$
	Chłodziwo
$n_g=\{1, 5, 6\}$	$t_z = -9^{\circ}\text{C}$ $X_z = 0, X_p = 0.5$
$n_g=\{2, 3, 4, 7\}$	$t_z = -12^{\circ}\text{C}$ $t_p = -9^{\circ}\text{C}$
	Skraplacz / chłodnica gazu
$n_g=1a$ $n_g=2a$	Parametry pracy skraplacza / chłodnicy gazu – Classic Booster (Gullo et al., 2016): $t_{ext} \leq -2^{\circ}\text{C}, t_{cond} = 10^{\circ}\text{C}, t_{out,cond} = 8^{\circ}\text{C},$ $-2 < t_{ext} \leq 10^{\circ}\text{C}, t_{cond} = t_{ext} + 12^{\circ}\text{C}, t_{out,cond} = t_{cond} - 2^{\circ}\text{C},$ $10 < t_{ext} \leq 24^{\circ}\text{C}, p_{gc/cond} = 0.6429 \cdot t_{ext} + 13.571, t_{out,gc/cond} = 0.6429 \cdot t_{ext} + 13.571$

System	Elementy układu chłodniczego
$n_g=1b$ $n_g=2b$	Parametry pracy skraplacza / chłodnicy gazu – Improved Booster (Gullo et al., 2016): $t_{ext} \leq 4^\circ C, t_{cond} = 9^\circ C, t_{out,cond} = 7^\circ C,$ $4 < t_{ext} \leq 17^\circ C, t_{cond} = t_{ext} + 5^\circ C, t_{out,cond} = t_{ext} + 3^\circ C,$ $17 < t_{ext} \leq 27^\circ C, t_{out,gc/cond} + 26.763 \text{ bar}, t_{out,gc/cond} = 0.9 \cdot t_{ext} + 4.7^\circ C,$
$n_g=3 \div 5$	$t_{cond} = t_{ext} + 10^\circ C, t_{cond,min} = 20^\circ C, \Delta t_d = 5^\circ C$
$n_g=6 \div 7$	$t_{cond} = t_{ext} + 10^\circ C, t_{cond,min} = 15^\circ C, \Delta t_d = 5^\circ C$
	Pozostałe parametry
$n_g=1, 2$	Temperatura w zbiorniku wysokiego ciśnienia $t_{IPR} = 0.0019 \cdot t_{out,gc}^2 + 0.1531 \cdot t_{out,gc} - 2.0833$
	Obiegi pompowe
$n_g=\{1, 5, 6\}$	ciekły CO ₂ $\Delta p = 300 \text{ kPa} = \text{const}$
$n_g=3$	glikol etylenowy 35% $\Delta p = 250 \text{ kPa} = \text{const}$
$n_g=\{2, 4, 7\}$	woda amoniakalna 30% $\Delta p = 150 \text{ kPa} = \text{const}$

Na podstawie obliczeń stwierdzono, iż z pośród chłodziw nadających się do instalacji o pośrednim odparowaniu (IX) najkorzystniejszym jest woda amoniakalna 30%, która w porównaniu z powszechnie stosowanym w systemach klimatyzacyjnych glikolem etylenowym 35% charakteryzuje się nieznacznie mniejszym przepływem (1,5%) oraz znacząco niższymi spadkami ciśnienia (43%) przy tych samych parametrach konstrukcyjnych instalacji. W związku z tym, w dalszej analizie przyjmuje się stosowanie wody amoniakalnej 30% jako chłodziwa pośredniczącego w instalacjach $n_g = \{2, 4, 7\}$.

6 FUNKCJA CELU – WARIANT OPTYMALNY

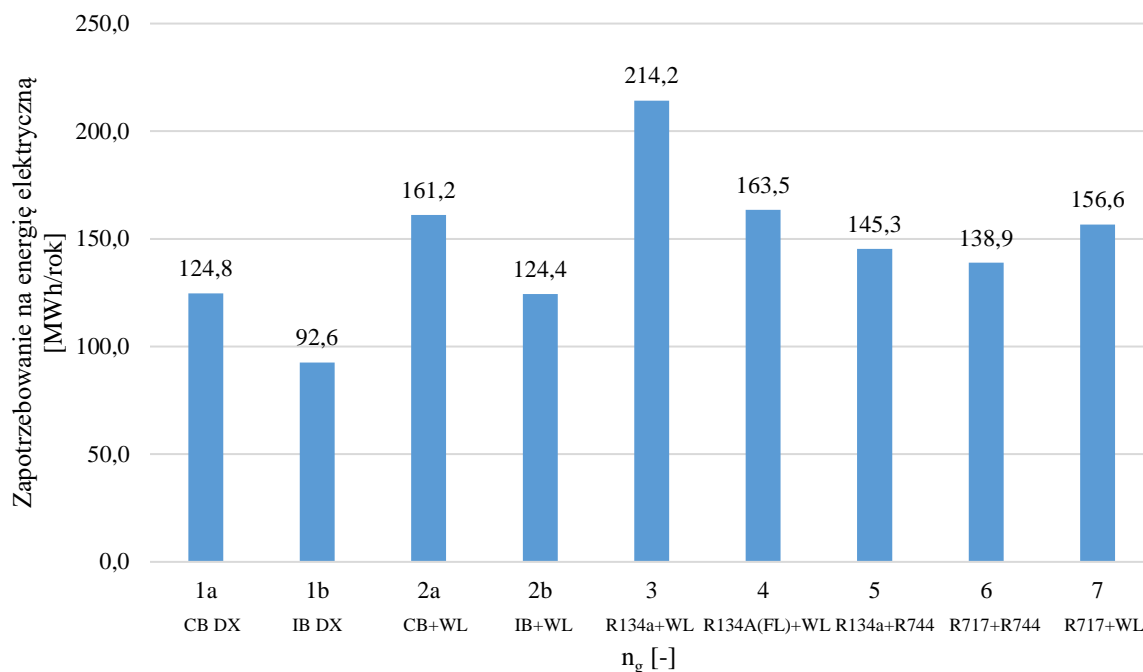
6.1 Wyniki obliczeń, wariant optymalny, dyskusja

W ramach analizy działania systemów $n_g=1 \div 7$ przeprowadzono dwie symulacje. Pierwsza z nich obejmowała symulację zapotrzebowania na energię dla poszczególnych systemów w trakcie roku użytkowania i uwzględniała zarówno zmienność sprawności wytwarzania chłodu, jak również zmienny profil obciążeń chłodniczych. Druga polegała na analizie zmienności sprawności systemów w funkcji zmiany temperatury zewnętrznej od $-5^\circ C$ do $+20^\circ C$, tj. dla parametrów w których obiekty tego typu operują najczęściej. Rezultaty pierwszej analizy przedstawiono w Tab. 4 oraz na Rys. 10.

Tab. 4 Główne wyniki obliczeń dla zapotrzebowania na energię

L.p.	n_g	Typ	COP _{średnie}	$\sum N_{el}$
-	-	-	-	MWh/rok
1	1a	CB DX	5.34	124.8
2	1b	IB DX	7.20	92.6
3	2a	CB+WL	4.14	161.2
4	2b	IB+WL	5.36	124.4
5	3	R134a + WL*	3.11	214.2
6	4	R134a (FL) + WL	4.08	163.5
7	5	R134a + R744	4.59	145.3
8	6	R717 + R744	4.80	138.9
9	7	R717 + WL	4.26	156.6

*wariant referencyjny



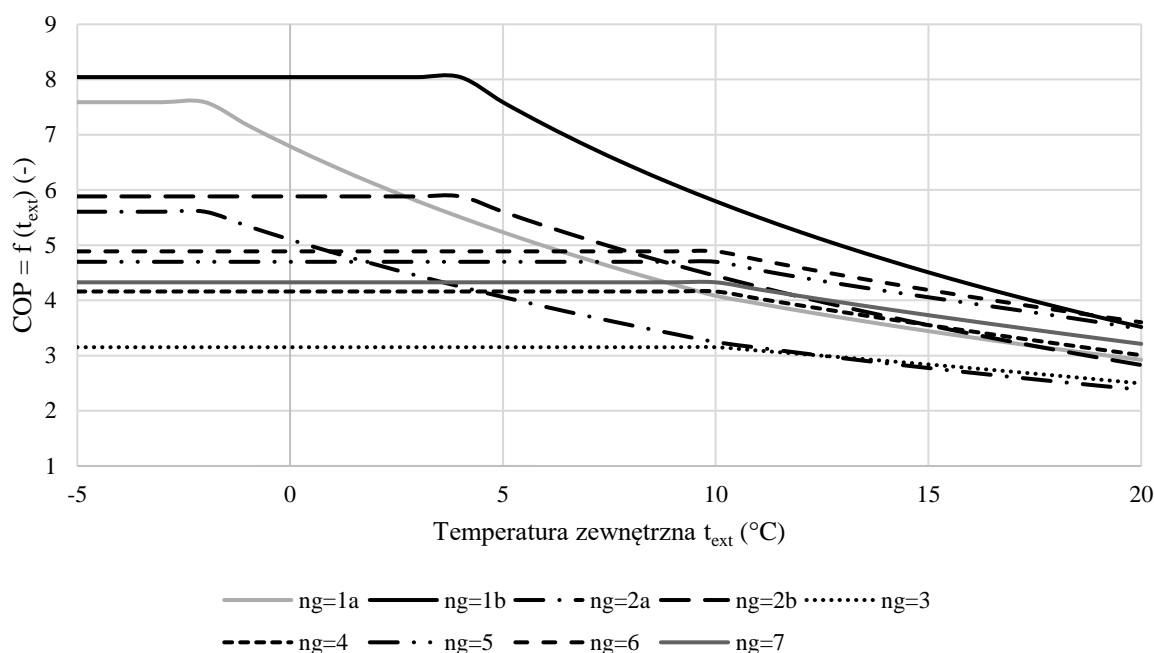
Rys. 10 Zapotrzebowanie na energię elektryczną do zasilenia pomp, sprężarek i skraplaczy obiegów chłodniczych w ciągu roku

Na podstawie przeprowadzonych obliczeń symulacyjnych dla sezonu chłodniczego sformułowano następujące najważniejsze wnioski:

1. Roczne zapotrzebowanie na energię elektryczną podlega znaczącej zmienności w zależności od systemu, który zostanie zastosowany. Najefektywniejszy pod względem energetycznym system, tj. usprawniony CO₂ DX ($n_g=1b$) wykazywał zapotrzebowanie na energię równe 92,6 MWh/rok (541 kWh/dobę), tj. o 57% niższe od 214,2 MWh/rok (1253 kWh/dobę), których wymagał bazowy wariant oparty o stosowanie chillera z R134A IX ($n_g=3$).
2. Systemy o bezpośrednim odparowaniu przewyższają sprawności instalacje z obiegami pośrednimi. Zapotrzebowanie na energię dla systemów z CO₂ w wersji DX w porównaniu do IX było mniejsze o odpowiednio 22,6% i 25,6% dla klasycznego i usprawnionego systemu. Systemy z R134a ($n_g=3$ vs. $n_g=4$) oraz amoniakalne ($n_g=6$ vs $n_g=7$) w wersji DX uzyskały zapotrzebowanie mniejsze o 11,5% niż IX w obu przypadkach.
3. Spośród systemów IX ($n_g=2, 3, 4, 7$) najbardziej efektywnym energetycznie był system $n_g=2b$, tj. usprawniony system z CO₂ z wodą amoniakalną. Zapotrzebowanie na energię tego systemu wyniosło 124,4 MWh/rok (727 kWh/dobę) i było o 42% mniejsze niż referencyjnego $n_g=3$. Kolejny uplasował się system $n_g=7$, tj. system amoniakalny pośredni z wynikiem 156,6 MWh/rok (916 kWh/d) – wynik o 27% niższy niż referencyjny. Dalej znalazł się klasyczny system z CO₂ z wodą amoniakalną ($n_g=2a$) wykazując zapotrzebowanie równe 161,2 MWh/rok (25% mniej niż referencyjny – 942 kWh/d). System $n_g=4$ – R134A z wodą amoniakalną i parownikami zalany – wygenerował 24% oszczędności energii w skali roku – 163,5 MWh/rok (956 kWh/d).
4. W przypadku stosowania CO₂ w obiegach pompowych najrozsądniejszym pod względem energetycznym jest układ w całości oparty o dwutlenek węgla. Zarówno klasyczny, jak i usprawniony system CO₂ w wersji DX ($n_g=1b$) był efektywniejszy niż układy z R134a lub amoniakiem i CO₂ w obiegach pompowych. W porównaniu do $n_g=1a$, pozostałe warianty $n_g=1b, 5$ oraz 6 wykazały zapotrzebowanie na energię wyższe o odpowiednio 35%, 57% i 51%. Natomiast $n_g=4$ i 7 w porównaniu do $n_g=1b$ wymagają nakładów większych o odpowiednio 16% i 12%. System amoniakalny z CO₂ zużywa rocznie o 4% energii mniej od systemu z R134A.

- Wykorzystanie zaawansowanych algorytmów sterowania pracą sprężarek obniża ciśnienia przeciętne ciśnienie w skraplaczu / chłodnicy gazu. W podwariantach „A” wynosiło ono 49,65 bar, a w przypadku wersji usprawnionej „B” było równe 44,79 bar. W wersji standardowej, wymagany spręż sprężarek wynosił średnio 1,82 lub 2,11 (odpowiednio – DX i IX) i był wyższy o 10,9% niż w wersji usprawnionej. Warianty zoptymalizowane (B) dla $n_g=1$ i 2 wykazały zapotrzebowanie na poziomie odpowiednio 73% i 75% zapotrzebowania na energię elektryczną dla działania sprężarek ich odpowiedników klasycznych (A).
- Zastosowanie obiegów pompowych z płynnym CO₂ lub wodą amoniakalną zmniejsza zapotrzebowanie na moc elektryczną do napędu pomp o odpowiednio 79% lub 41% w skali roku w stosunku do układu z glikolem etylenowym 35%.

Kolejna część analizy polegała na symulacji zmienności efektywności energetycznej rozważanych systemów w zakresie temperatur zewnętrznych od -5°C do 20°C.



Rys. 11 Zmienność COP symulowanych systemów chłodniczych względem temperatury zewnętrznej

Na podstawie przeprowadzonych obliczeń, zaprezentowanych na Rys. 11, można wysunąć następujące wnioski:

- W zależności od temperatury zewnętrznej różne systemy wykazują najwyższe COP, przy czym system $n_g=1b$, tj. usprawniony system CO₂ DX jest najefektywniejszy w temperaturach zewnętrznych niższych od 19°C. Dopiero powyżej tej granicy prym przejmuje system $n_g=6$, tj. system amoniakalny z płynnym CO₂. Wraz ze wzrostem temperatury zewnętrznej spadają współczynniki COP wszystkich systemów, ale również zmniejszają się względne różnice między systemami.
- Najwyższe COP osiągnięte w ramach symulacji wynosi 8,04 dla systemu $n_g=1b$ i przewyższa ono maksymalne możliwości wariantu bazowego – COP = 3,15 - ($n_g=3$) o 155%. Najbliżej plasuje się klasyczny system ($n_g=1a$) z wynikiem 5,5% niższym – COP = 7,59. Dalej zajmują miejsce systemy IX z CO₂, które z wynikami COP = 5,88 i 5,61 są mniej sprawne o odpowiednio 27% ($n_g=2b$) i 30% ($n_g=2a$). Systemy amoniakalne wykazują maksymalne COP równe 4,89 ($n_g=6$) lub 4,33 ($n_g=7$), co jest wynikiem niższym od optymalnego o 39% i 47%. Systemy z R134A ($n_g=4$ i 5) osiągają COP równe 4,16 i 4,70, co daje rezultaty o 48% i 42% niższe niż wariant optymalny.

3. Spośród systemów wykorzystujących chłodziwa pośrednie, tj. $n_g = \{2, 3, 4, 7\}$ w niskich temperaturach najkorzystniejszy jest usprawniony system CO₂ $n_g=2b$, a dalej nieznacznie przed klasycznym systemem z CO₂ - $n_g=2a$. System amoniakalny pośredni zaczyna przewyższać sprawnością $n_g=2b$ przy 4°C temperatury zewnętrznej, a $n_g=1$ ulega systemowi amoniakalnemu powyżej 11°C. Różnica względna między $n_g=2b$ a $n_g=7$ przy -5°C wynosi 36% na korzyść systemu z CO₂, natomiast przy 20°C jest równa 12% na niekorzyść. System bazowy, jest najmniej efektywny poniżej 13°C. Powyżej tej temperatury na ostatnim miejscu plasuje się klasyczny system z CO₂ w konfiguracji IX ($n_g=2a$).

6.2 Analiza wrażliwości

W ramach pracy doktorskiej rozważono również wpływ temperatury lodu na zmienność obciążeń chłodniczych oraz wybór energoosybilnego systemu chłodniczego. Wykonano symulację dla bazowej temperatury równej -6°C oraz dwóch dodatkowych wariantów – temperatury lodu równej -4°C lub -8°C. Z przeprowadzonej analizy wrażliwości wynika, iż:

1. Zmiana wymaganej temperatury lodu w sposób znaczący wpływa na zmianę rocznego zapotrzebowania na chłód. W przypadku temperatury -4°C zapotrzebowanie jest niższe od wariantu bazowego o 22,4%, natomiast obniżając temperaturę lodu do -8°C zwiększa się zapotrzebowanie o 22,1%. Różnica względna pomiędzy zapotrzebowaniem na chłodzenie między płytą lodową o temperaturze -8°C a -4°C wynosi 57,4% w odniesieniu do tej drugiej.
2. Zarówno dla wariantu temperatury lodu równej -4°C, jak również w przypadku -8°C wariant 1b jest najkorzystniejszy energetycznie, natomiast w przypadku temperatur -4°C i -6°C drugą i trzecią lokatę zajmują odpowiednio systemy 2b i 1a, zaś przy -8°C wariant 1a wyprzedza 2b w kontekście sprawności.
3. Obniżając temperaturę lodu, zmniejsza się różnica w sprawności między wariantem bazowym ($n_g=3$), a pozostałymi wariantami. Wraz ze wzrostem temperatury lodu rośnie przewaga najefektywniejszego systemu $n_g=1b$ nad pozostałymi. Zapotrzebowanie na energię dla pozostałych systemów jest wyższe względnie o około 5% dla systemów IX oraz 3% w przypadku opcji DX. Podczas obniżania temperatury lodu, obserwujemy przeciwne zjawisko.
4. Odpowiedni wybór i utrzymanie zadanej temperatury lodu w sposób znaczący wpływa na roczne zapotrzebowanie na energię. Podniesienie temperatury lodu z -6°C do -4°C generuje między 25% a 29% oszczędności w skali roku. Natomiast obniżenie temperatury lodu o 2°C do -8°C skutkuje wzrostem zapotrzebowania na energię między 27% a 34% względem wariantu bazowego.

6.3 Wariant optymalny – algorytmy sterowania

W związku z obiecującymi wynikami ograniczania zapotrzebowania na energię przy podnoszeniu temperatury lodu określono również oszczędności energii możliwe do uzyskania w przypadku zastosowania strategii zmiennej temperatury lodu w ciągu doby – wyższej w okresach nieużytkowania lodowiska. Analizie poddano warianty optymalne DX i IX, tj. instalacje $n_g=1b$ i $n_g=2b$. Założono, iż w okresie nocnym, temperatura lodu będzie wynosiła -4°C, natomiast od godziny 6 do 22 – -6°C. Wyniki obliczeń zebrano w Tab. 5.

Tab. 5 Wyniki zapotrzebowania na chłód i energię dla optymalnych systemów chłodniczych z uwzględnieniem zmiennej temperatury lodu

L.p.	Typ	n_g	Q_{ch}	COP_{avg}	$\sum P_{el,avg}$
-	-	-	MWh/s	-	MWh/season
1	IB DX $T_i=-6^\circ C$	1b	666.61	7.20	92.6
2	IB DX T_i zmienne	1b	628.39	7.29	86.2
3	IB+WL $T_i=-6^\circ C$	2b	666.61	5.36	122.0
4	IB DX T_i zmienne	2b	628.39	5.42	116.0

Wypunktowano następujące wnioski:

1. Ograniczono roczne zapotrzebowanie na chłód z 666,61 MWh/sezon do 628,39 MWh/sezon, tj. o 38,22 MWh mniej. Dobowy wskaźnik zapotrzebowania na chłodzenie spadł z 2,57 do 2,42 kWh/(d·m²). W ujęciu względnym, redukcja wynosi 5,8% rocznie.
2. Zarówno dla n_g=1b, jak i n_g=2b wprowadzenie algorytmu sterowania zmienną temperaturą lodu prowadzi do uzyskania 7% oszczędności energii elektrycznej względem opcji ze stałą temperaturą lodu przez całą dobę. Średnie COP systemów wzrosło w przypadku n_g=1b z 7,20 (bazowe) do 7,29 po uwzględnieniu sterowania temperaturą lodu. W przypadku wariantu n_g=2b poprawa sprawności nastąpiła z poziomu 5,36 (bazowe COP) do 5,42.
3. Odnosząc uzyskane wyniki do wariantu n_g=3 – klasycznego systemu z chillerem na R134a i obiegiem pośrednim z glikolem etylenowym oraz bez implementacji algorytmów sterowania temperaturą lodu, którego zapotrzebowanie na energię wynosiło 214,2 MWh/sezon poprzez zastosowanie energoosybilnej struktury systemu chłodniczego i wdrożenie sterowania temperaturą lodu uzyskuje się redukcję zapotrzebowania na energię elektryczną aż o 59,7% i 45,8% względem odpowiednio wariantu n_g=1b i 2b.

7 WALIDACJA WYNIKÓW SYMULACYJNYCH

Opracowany w ramach dysertacji autorski model obliczeniowy został zwalidowany w sposób obliczeniowy. W pierwszym kroku porównano wyniki uzyskiwane przez autora w części głównej analizy z wynikami dla tych samych danych wejściowych uzyskanymi w programie Pack Calculation Pro (PCP) – komercyjnym narzędziu symulacyjnym dla systemów chłodniczych i klimatyzacyjnych. W tym zakresie uzyskano zbieżność wyników globalnych ±5%, która jest satysfakcjonująca. Natomiast względne różnice między wariantem bazowym a pozostałymi wariantami dla obliczeń w programie PCP i w analizie własnej pokrywają się z dokładnością ±2%.

Wyniki symulacji w programie zestawiono z wynikami uzyskanymi przez autora.

Tab. 6 Zestawienie rezultatów analizy własnej i symulacji w programie Pack Calculation Pro

L.p.	n _g	Pack Calculation Pro					Analiza własna				
		P _{el,tot}	dP _{el,tot}	P _{el,comp}	P _{el,fan}	P _{el,pump}	P _{el,tot}	dP _{el,tot}	P _{el,comp}	P _{el,fan}	P _{el,pump}
-	-	MWh/s	%	MWh/s	MWh/s	MWh/s	MWh/s	%	kWh	MWh/s	kWh
1	1a	125.0	-43%	118.37	2.32	4.27	124.8	-42%	118.16	2.32	4.27
2	1b	95.7	-56%	89.40	2.03	4.27	92.6	-57%	86.27	2.03	4.27
3	2a	164.7	-25%	149.86	2.63	12.23	161.2	-25%	146.28	2.63	12.23
4	2b	130.7	-40%	116.07	2.35	12.23	124.4	-42%	109.81	2.35	12.23
5	3	219.5	0%	196.48	2.21	20.82	214.2	0%	191.18	2.21	20.81
6	4	165.7	-24%	150.71	2.80	12.23	163.5	-24%	148.51	2.80	12.23
7	5	145.6	-34%	138.33	3.00	4.27	145.3	-32%	138.05	3.00	4.27
8	6	139.5	-36%	133.16	2.12	4.27	139.5	-35%	132.55	2.71	4.27
9	7	157.4	-28%	143.04	2.11	12.23	157.4	-27%	142.30	2.89	12.23

W kolejnym kroku porównano wyniki obliczeń generowane przez model autora z wynikami symulacyjnymi innych autorów dla podobnych obiektów – hal lodowych w Kanadzie. Dla tego celu dostosowano dane wejściowe do modelu autora. Uzyskano zadowalające podobieństwo rezultatów zapotrzebowania na energię dla sprężarek i pomp z wynikami opisanymi w raporcie. Przy założeniu wyrównania sprawności sprężarek dla instalacji 1a, 2a i 7 uzyskano różnice względne między wariantami 1a a 2a oraz między 1a a 7 zgodne z przedstawionymi w raporcie wynikami różnicy między systemami CO₂ DX i IX oraz między DX CO₂ a amoniakalnym z dokładnością ±2% obierając wariant CO₂ DX za bazowy. W przypadku przyjęcia układu z R134a jako podstawę do porównań – różnice w zapotrzebowaniu na energię dla sprężarek i pomp wahały się w granicach ±5% z wyjątkiem instalacji amoniakalnej, gdzie różnica wynosiła 10%. Należy podkreślić, że analiza porównawcza dotyczyła zbliżonych, a nie tożsamy pod względem struktury instalacji chłodniczych, stąd mogły występować istotne różnice w wynikach.

8 PODSUMOWANIE

Najważniejsze oryginalne osiągnięcia Autora opisane w Rozprawie można sformułować następująco:

- usystematyzowano podejście do problemu wyboru dopuszczalnych struktur systemów chłodniczych i przedstawiono aplikację dla lodowisk zewnętrznych zadaszonych z wykorzystaniem naturalnych czynników chłodniczych,
- opracowano metodę wyznaczania energoptymalnych struktur systemów chłodzenia lodowisk zewnętrznych zadaszonych bazującą na analizie systemowej i metodach symulacyjnych jako narzędziach badawczych,
- wykonano symulacje obciążeń chłodniczych i zapotrzebowania na energię elektryczną w oparciu o autorski model obliczeniowy, który został pozytywnie zwalidowany,
- wyznaczono energoptymalne struktury systemu chłodniczego, zarówno w ujęciu jakościowym, jak i ilościowym,
- określono wskaźnikowe zapotrzebowanie na energię w zależności od wyboru określonego systemu – waha się ono między 504 kWh/d (wariant optymalny) a 1253 kWh/dobę (wariant bazowy),
- potwierdzono postawioną tezę, iż systemy chłodnicze wykorzystujące CO₂ jako czynnik chłodniczy są energoptymalne dla aplikacji lodowisk zewnętrznych zadaszonych w warunkach klimatu umiarkowanego i chłodniejszych, zarówno w wariantach o bezpośrednim odparowaniu, jak i w przypadku konieczności stosowania chłodziw pośredniczących, co jest istotną informacją dla obiektów nowych i modernizacji istniejących instalacji,
- wykazano iż oprócz odpowiedniego wyboru struktury systemu chłodniczego, istotnym aspektem są elementy sterowania parametrami pracy instalacji, gdyż stosowanie zoptymalizowanych algorytmów sterowania ciśnieniem skraplania może zapewnić oszczędności energii sięgające 35% rocznie, a uwzględnienie zmiennych temperatur lodu w trakcie doby może prowadzić do dodatkowych 7% oszczędności w skali roku, co również jest istotną wskazówką dla projektantów nowych instalacji i operatorów istniejących obiektów.

Dysertacja Autora stanowi istotne wsparcie dla projektantów instalacji chłodniczych w obiektach nowobudowanych, jak również modernizowanych, gdyż zarówno w sposób jakościowy, jak i ilościowy pokazuje różnice w zapotrzebowaniu na energię między poszczególnymi systemami, które są obecnie dostępne na rynku. Należy podkreślić, iż energoptymalny system chłodniczy z dwutlenkiem węgla, o bezpośrednim odparowaniu ($n_g=1b$) z uwzględnieniem zmiennej temperatury lodu wykazał aż 60% redukcję zapotrzebowania na energię względem bazowego rozwiązania, które jest powszechnie stosowane w obiektach w Polsce i umożliwił ograniczenie zapotrzebowania na energię dla pomp i sprężarek do około 500 kWh/dobę. Uzyskane w pracy wyniki stanowią istotne uzupełnienie stanu wiedzy w zakresie instalacji chłodniczych dla lodowisk.

9 BIBLIOGRAFIA AUTOREFERATU

- ASHRAE, 2018. 2018 ASHRAE Handbook: Refrigeration, Ashrae. ASHRAE, Atlanta.
- Beck, H.E., Zimmermann, N.E., McVicar, T.R., Vergopolan, N., Berg, A., Wood, E.F., 2018. Present and future Köppen-Geiger climate classification maps at 1-km resolution. *Sci. Data* 5. <https://doi.org/10.1038/sdata.2018.214>
- Bell, I.H., Wronski, J., Quoilin, S., Lemort, V., 2014. Pure and pseudo-pure fluid thermophysical property evaluation and the open-source thermophysical property library coolprop. *Ind. Eng. Chem. Res.* 53, 2498–2508. <https://doi.org/10.1021/ie4033999>
- Bitzer GMBH, 2022. Bitzer Selection Software [WWW Document]. URL <https://www.bitzer.de/websoftware/>
- Dorin S.p.A., 2022. Refrigeration Compressor Types Software [WWW Document]. URL <https://www.dorin.com/en/Software>
- Garry, M., Hilbrecht, R., Munao, S., Trevisan, T., Stausholm, T., Hamstra, M., 2022. North American Guide To Natural Refrigerants in Ice Arenas. New York.
- Gullo, P., Elmegaard, B., Cortella, G., 2016. Energy and environmental performance assessment of R744 booster supermarket refrigeration systems operating in warm climates. *Int. J. Refrig.* 64, 61–79. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.12.016>
- International Energy Agency, 2020. Cooling emissions and policy Synthesis report: Benefits of cooling efficiency and the Kigali Amendment. Paris.
- Porowski, M., 2019. The optimization method of HVAC system from a holistic perspective according to energy criterion. *Energy Convers. Manag.* 181, 621–644. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.11.069>
- Przydróżny, E., Sompoliński, M., Szczęśniak, S., Zając, A., 2010. Zapotrzebowanie mocy chłodniczej lodowiska otwartego. *INSTAL* 12, 15–18.
- Rogstam, J., Pomerancevs, J., Grönqvist, C., Bolteau, S., Hao, Y., 2023. IIHF Guide To Sustainable Ice Arenas. Zurich.
- Stankiewicz, M., Ludwig, R., 2023. Obiekty sportów zimowych w Polsce. Warszawa.
- Steiss, A., Merk, M., Boyko, D., Candrian, A., Kruegel, E., Mull, 2022. 2021/2022 IIHF Season Summary. Zurich.