



Szkoła Główna Gospodarstwa Wiejskiego
w Warszawie

Instytut Inżynierii Mechanicznej

Anna Choma

Hybrydowa sprężarkowa pompa ciepła napełniona czynnikami chłodniczym R290

Rozprawa doktorska

Doctoral thesis

Rozprawa doktorska wykonana pod kierunkiem
dra hab. inż. Pawła Obstawskiego, prof. SGGW

Katedra Podstaw Inżynierii i Energetyki

Warszawa rok 2026

**Oświadczenie promotora rozprawy doktorskiej
przygotowanej przez doktoranta Szkoły Doktorskiej SGGW**

Oświadczam, że **rozprawa doktorska autorstwa Anny Chomy została przygotowana pod moim kierunkiem na podstawie badań realizowanych w ramach kształcenia w Szkole Doktorskiej SGGW** i stwierdzam, że spełnia warunki do przedstawienia jej w postępowaniu o nadanie stopnia naukowego doktora.

Data: 12.01.2026

Czytelny podpis promotora



**Oświadczenie autora rozprawy doktorskiej
będącego doktorantem Szkoły Doktorskiej SGGW**

Świadom/a odpowiedzialności prawnej, w tym odpowiedzialności karnej za złożenie fałszywego oświadczenia, oświadczam, że **niniejsza rozprawa doktorska została przygotowana przeze mnie samodzielnie na podstawie badań realizowanych w ramach kształcenia w Szkole Doktorskiej SGGW** i nie zawiera treści uzyskanych w sposób niezgodny z obowiązującymi przepisami prawa, w szczególności z ustawą z dnia 4 lutego 1994 r. o prawie autorskim i prawach pokrewnych (tj. z dnia 28 października 2022 r., Dz.U. z 2022 r. poz. 2509 ze zm.)

Oświadczam, że przedstawiona rozprawa nie była wcześniej podstawą żadnej procedury związanej z uzyskaniem stopnia naukowego doktora.

Oświadczam ponadto, że niniejsza wersja rozprawy jest identyczna z załączoną wersją elektroniczną.

Przyjmuję do wiadomości, że rozprawa doktorska poddana zostanie procedurze antyplagiatowej.

Data: 12.01.2026

Czytelny podpis autora rozprawy



Spis treści

Streszczenie	7
Summary	8
Wykaz stosowanych skrótów i nazw własnych	9
1 Wstęp	11
2 Obciążenie cieplne budynków w kontekście Rozporządzeń i Dyrektyw Parlamentu Europejskiego i Rady (UE)	14
2.1 Warunki Techniczne 2021 zgodnie z Dyrektywą Parlamentu Europejskiego i Rady 2010/31/UE	14
3 Budowa i zasada działania sprężarkowej pompy ciepła	21
3.1 Klasyfikacja sprężarkowych pomp ciepła jako źródeł ciepła według Rozporządzenia Parlamentu Europejskiego i Rady (UE) 2017/1369	33
4 Klasyfikacja czynników chłodniczych w aspekcie Rozporządzeń UE	36
4.1 Analiza limitów stopnia napełnienia urządzeń palnymi czynnikami chłodniczymi w kontekście obowiązujących norm oraz dyrektyw Unii Europejskiej	46
4.2 Propan (R290) jako alternatywa dla syntetycznych czynników chłodniczych ...	49
4.3 Mikrokanałowe wymienniki ciepła	51
4.4 Badania eksploatacyjne sprężarkowych pomp ciepła typu powietrze – woda i powietrze - powietrze	53
5 Budowa i zasada działania systemów wentylacyjnych	56
5.1 Rodzaje i podział systemów wentylacji	56
5.2 Wentylacja mechaniczna	59
6 Cel i zakres pracy	65
7 Metodyka badań	68
8 Opis budynku referencyjnego	70
8.1 Porównanie układów ogrzewania i wentylacji dla lokalu referencyjnego	73
9 Projekt hybrydowej sprężarkowej pompy ciepła współpracującej z systemem wentylacji mechanicznej	78
9.1 Założenia konstrukcyjne hybrydowej pompy ciepła	78
9.2 Analiza parametrów eksploatacyjnych rekuperatora	78
9.3 Zasada działania hybrydowej sprężarkowej pompy ciepła umożliwiającej pokrycie obciążenia cieplnego budynku z tytułu centralnego ogrzewania	85

9.4	Zasada działania hybrydowej sprężarkowej pompy ciepła umożliwiającej pokrycie obciążenia cieplnego budynku z tytułu centralnego ogrzewania i przygotowania ciepłej wody użytkowej	96
10	Badania symulacyjne wydajności chłodniczej wybranych konstrukcji wymienników ciepła	112
10.1	Analiza porównawcza parametrów pracy lamelowego wymiennika ciepła przy napełnieniu czynnikiem R410a i R290	112
10.1.1	Wpływ materiału lameli na moc wymiennika ciepła	114
10.1.2	Analiza porównawcza mocy wymiennika lamelowego napełnionego czynnikiem R410a i R290.....	118
10.1.3	Porównanie wydajności wymiennika napełnionego czynnikiem chłodniczym R290 przy zredukowanej powierzchni wymiany ciepła z parametrami wymiennika wzorcowego napełnionego czynnikiem chłodniczym R410a	121
10.1.4	Porównanie wydajności wzorcowego wymiennika lamelowego napełnionego czynnikiem chłodniczym R290 z wymiennikiem o zredukowanej powierzchni wymiany ciepła napełnionego czynnikiem chłodniczym R290.....	123
10.2	Analiza parametrów pracy mikrokanałowego wymiennika ciepła napełnionego czynnikiem R290.....	123
10.2.1	Wpływ kształtu mikrokanałów na moc wymiennika ciepła.....	126
10.3	Analiza parametrów pracy grzebieniowego wymiennika ciepła napełnionego czynnikiem R290.....	133
10.3.1	Wpływ prędkości powietrza wentylacyjnego na moc chłodniczą wymiennika pracującego jako parownik.....	137
10.3.2	Wpływ prędkości powietrza wentylacyjnego na moc chłodniczą wymiennika pracującego jako skraplacz.....	141
10.4	Konstrukcja układu chłodniczego.....	145
11	Analiza wydajności chłodniczej wymiennika w badaniach laboratoryjnych	151
11.1	Opis stanowiska badawczego	151
11.2	Konstrukcja hybrydowej pompy ciepła	155
11.3	Wyniki badań eksploatacyjnych jednostki pilotażowej.....	163
12	Wizualizacja zaprojektowanego hybrydowego urządzenia	171
13	Podsumowanie i wnioski.....	173
14	Załączniki.....	177
15	Bibliografia	291

Streszczenie

W pracy przedstawiono projekt i analizę parametrów konstrukcyjnych wymiennika ciepła. Innowacją opracowanego wymiennika jest zainstalowanie parownika i skraplacza w kanale wentylacji mechanicznej pojedynczego lokalu mieszkalnego budynku wielorodzinnego. Funkcją zaprojektowanego wymiennika jest odzysk ciepła odpadowego z wentylacji mechanicznej, a następnie wykorzystanie go jako dolnego źródła ciepła dla sprężarkowej pompy ciepła zasilającej instalację centralnego ogrzewania i przygotowania ciepłej wody użytkowej w lokalu. Rozwiązanie umożliwia stabilizację temperatury dolnego źródła pompy ciepła oraz redukcję napełnienia układu chłodniczego czynnikiem chłodniczym.

Realizacja celu głównego wymagała realizacji celów cząstkowych:

- opracowania modelu geometrycznego wymiennika charakteryzującego się określoną (niezbędną) wydajnością przy minimalizacji jego napełnienia czynnikiem chłodniczym z uwagi na jego palność;
- analizy parametrów konstrukcyjnych wymiennika (materiał, powierzchnia wymiany ciepła, geometria przekroju poprzecznego mikrokanalów);
- analizy wydajności wymiennika w funkcji przepływu masowego czynnika chłodniczego, prędkości powietrza i strumienia objętościowego powietrza wentylacyjnego;
- porównania wyników teoretycznych z badaniami na rzeczywistym układzie.

Słowa kluczowe: mikrokanałowy wymiennik ciepła, parownik, skraplacz, pompa ciepła, odzysk ciepła

Summary

The paper presents the design and analysis of structural parameters of a heat exchanger. The innovation of the developed heat exchanger lies in the installation of the evaporator and condenser within the mechanical ventilation duct of a single residential unit in a multi-family building. The function of the designed heat exchanger is to recover waste heat from mechanical ventilation and subsequently use it as the low-temperature heat source for a compressor heat pump, which supplies the central heating system and domestic hot water in the unit. This solution enables the stabilization of the heat pump's low-temperature source and reduction of the filling of the cooling system with refrigerant.

In order to achieve the main objective several sub-objectives were fulfilled:

- developing a geometric model of the heat exchanger characterized by a specified (necessary) efficiency while minimizing its refrigerant charge due to the refrigerant's flammability;
- analyzing the structural parameters of the heat exchanger (material, heat exchange surface area, cross-sectional geometry of the microchannels);
- evaluating the heat exchanger's performance as a function of the refrigerant mass flow rate, air velocity and ventilation air volumetric flow rate;
- comparing theoretical results with tests conducted on a real system.

Keywords: microchannel heat exchanger, evaporator, condenser, heat pump, heat recovery

Wykaz stosowanych skrótów i nazw własnych

A – powierzchnia [m^2],

A_{env} – powierzchnia wymiany ciepła z otoczeniem [m^2],

C – stosunek pojemności cieplnych, wartość bezwymiarowa,

c_p - ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu $\left[\frac{J}{kg \cdot K}\right]$,

c_v - ciepło właściwe przy stałej objętości $\left[\frac{J}{kg \cdot K}\right]$,

d - średnica [mm],

g - grubość [mm],

h – długość [mm],

I – entalpia $\left[\frac{J}{kg}\right]$,

K_{env} – współczynnik przenikania ciepła do otoczenia $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$,

m - masa [kg],

\dot{m} - przepływ masowy $\left[\frac{kg}{s}\right]$,

N – współczynnik, liczba jednostek przenikania ciepła, wartość bezwymiarowa

max – maksimum,

min – minimum,

p – ciśnienie [bar],

Q – wymiana ciepła [W],

\dot{Q}_{env} – straty ciepła do otoczenia [W],

R - opór cieplny $\left[\frac{m \cdot K}{W}\right]$,

r - promień [mm],

S - straty [%],

T - temperatura [$^{\circ}C$],

T_{TM} – średnia temperatura powierzchni wymiennika [K],

T_{env} – temperatura otoczenia [K].

t - czas [s],

U – współczynnik przenikania ciepła $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$,

UA – całkowita przewodność cieplna $\left[\frac{W}{K}\right]$,

V - objętość [dm^3].

Δ - różnica,

ε - współczynnik efektywności cieplnej (COP), efektywność wymiany ciepła,

λ - współczynnik przewodności cieplnej $\left[\frac{W}{m \cdot kg}\right]$,

ρ - gęstość $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$,

η_I – sprawność odzysku energii (entalpii),

η_T – sprawność temperaturowa,

BMS - z języka angielskiego: Building Management System - system zarządzania budynkiem,

CO - centralne ogrzewanie,

COP - z języka angielskiego: Coefficient of Performance - współczynnik efektywności cieplnej,

COW - centralne ogrzewanie i ogrzewanie ciepłej wody,

CWU - ciepła woda użytkowa,

GWP – z języka angielskiego: Global Warming Potential, współczynnik globalnego ocieplenia,

HVAC – z języka angielskiego: Heating, Ventilation, Air Conditioning - ogrzewanie, wentylacja i klimatyzacja,

NTU – z języka angielskiego: Number of Transfer Units - metoda wyznaczania liczby jednostek przenikania ciepła,

ODP – z języka angielskiego: Ozone Depletion Potential – współczynnik zubożenia ozonu,

PC - pompa ciepła,

PORT PC - Polska Organizacja Rozwoju Technologii Pomp Ciepła,

ppm – z języka angielskiego: parts per million – liczba części na million,

\dot{Q} – rzeczywista wymiana ciepła [W],

SCOP - z języka angielskiego: Seasonal Coefficient of Performance - sezonowy współczynnik efektywności energetycznej,

SKR – skraplacz,

SP – sprężarka,

W – wymiennik.

1 Wstęp

Od pierwszego stycznia 2021 roku obowiązują nowe warunki techniczne (WT2021) [1], które wprowadzają restrykcyjne wymagania dotyczące wartości współczynników przenikania ciepła dla przegród budowlanych oraz wartości nieodnawialnego nośnika energii zużywanego do pokrycia zapotrzebowania na ciepło do centralnego ogrzewania (CO) i przygotowania ciepłej wody użytkowej (CWU). Nowe wymagania szczególnie trudno jest spełnić w przypadku budynków wielorodzinnych, dla których wartość współczynnika EP określającego ilość nieodnawialnego nośnika energii zużytego do pokrycia obciążenia cieplnego budynku z tytułu CO i CWU wynosi < 65 [kWh/m²·rok]. Dotychczas w budynkach wielorodzinnych, niepodłączonych do zawodowej sieci ciepłowniczej jako źródło ciepła powszechnie stosowane były kondensacyjne kotły gazowe. Ze względu na wartość współczynnika EP określonego Rozporządzeniem Ministra Infrastruktury w sprawie warunków technicznych, jakim powinny odpowiadać budynki i ich usytuowanie na poziomie ≤ 65 [kWh/m²·rok] takie rozwiązanie nie spełni WT2021 [1]. Restrykcyjne prawo krajowe jest konsekwencją proekologicznej polityki Unii Europejskiej. W grudniu 2019 roku, Komisja Europejska przedstawiła pakiet inicjatyw politycznych nazywanych Europejskim Zielonym Ładem (European Green Deal), których celem jest osiągnięcie neutralności klimatycznej do 2050 roku. Jednym z głównych kierunków transformacji energetycznej jest ograniczenie zużycia kopalnych nośników energii i zastąpienie ich odnawialnymi nośnikami energii, co ma na celu redukcję emisji CO₂. Dekarbonizacja dotyczy zarówno wszelkich gałęzi przemysłu oraz ciepłownictwa indywidualnego jak i zawodowego. Wszystkie państwa członkowskie Unii Europejskiej są zobowiązane do zmiany przepisów krajowych w ten sposób, aby powstające i modernizowane budynki spełniały minimalne normy efektywności energetycznej. Głównym celem Unii Europejskiej, dążącym do osiągnięcia neutralności klimatycznej, jest ograniczenie emisji gazów cieplarnianych i wzrost znaczenia Odnawialnych Źródeł Energii [2, 3].

Polityka energetyczna Unii Europejskiej ukierunkowana jest na wytwarzanie energii elektrycznej z odnawialnych nośników energii. Z tego też względu źródła ciepła zasilane kopalnymi nośnikami energii powinny być zastąpione m.in. sprężarkowymi pompami ciepła [4]. Dekarbonizacja sektora ciepłownictwa indywidualnego, jak i zawodowego bazująca na sprężarkowych pompach ciepła jest problematyczna ze względu na Rozporządzenie Parlamentu Europejskiego i Rady (UE) nr 2024/573 w sprawie

fluorowanych gazów cieplarnianych, które weszło w życie w marcu 2024 roku. Polska jako kraj członkowski UE zobowiązana jest do wycofywania i zastępowania urządzeń chłodniczych, w tym pomp ciepła napełnianych syntetycznymi czynnikami chłodniczymi, urządzeniami, które napełnione są naturalnymi czynnikami chłodniczymi. Jednym z naturalnych czynników chłodniczych, który ma zastąpić część syntetycznych czynników chłodniczych stosowanych w sprężarkowych pompach ciepła jest propan (R290), który charakteryzuje się niskim współczynnikiem GWP i zerową wartością współczynnika ODP [5]. Stosowanie naturalnych czynników chłodniczych wiąże się z pewnymi konsekwencjami, gdyż naturalne czynniki chłodnicze są substancjami lekko palnymi zaliczanymi do grupy A2L lub palnymi zaliczanymi do grupy A3. Norma PN-EN 378:2017-1 „Chłodnictwo i pompy ciepła – Wymagania bezpieczeństwa i ochrony środowiska” wprowadza również ograniczenia związane z masą naturalnego czynnika chłodniczego w układzie (masa czynnika <150 g), co w przypadku większości sprężarkowych pomp ciepła uniemożliwia ich montaż wewnątrz budynku [6]. Z tego też względu transformacja energetyczna odbywająca się w sektorze budownictwa indywidualnego bazuje na sprężarkowych pompach ciepła typu monoblok, charakteryzujących się tym, że układ chłodniczy jest hermetyczny i znajduje się na zewnątrz budynku.

W nowobudowanych budynkach wielorodzinnych ze względu na rygorystyczne wartości współczynników przenikania ciepła przez przegrody budowlane oraz ich elementy, określone normą PN-EN 12831 „Charakterystyka energetyczna budynków - Metoda obliczania projektowego obciążenia cieplnego” [7] (co w znaczący sposób wpływa na szczelność budynku) oraz rygorystyczną wartość współczynnika EP, zastosowanie wentylacji grawitacyjnej jest niemożliwe. Brak wymiany powietrza przez infiltrację zmusza do zastąpienia wentylacji grawitacyjnej wentylacją mechaniczną z odzyskiem ciepła. Mając na uwadze sprawność rekuperatorów, której wartość średnia wynosi 70 %, do pokrycia obciążenia cieplnego budynku z tytułu CO przez urządzenie grzewcze pozostaje 30 %. Ze względu na niskie projektowe obciążenie cieplne budynków w myśl obowiązujących WT2021, moc grzewcza urządzenia niezbędna do pokrycia brakujących 30 % jest niewielka – rzędu kilku kilowatów. Zważywszy na fakt, iż w celu zapewnienia określonych warunków higienicznych wynikających z konieczności wymiany powietrza oraz ze względu na konieczność pokrycia 30 % obciążenia cieplnego budynku z dodatkowego źródła ciepła, które dotychczas stanowiły grzałki elektryczne, korzystnym byłoby, zastąpienie ich sprężarkową pompą ciepła, tworząc hybrydową

centralę wentylacyjną. Zakłada się, że dolnym źródłem ciepła dla pompy ciepła byłoby powietrze wywiewane z rekuperatora, natomiast górnym źródłem ciepła powietrze nawiewane do budynku. Takie rozwiązanie, charakteryzujące się kompaktową budową mogłoby być stosowane jako źródło ciepła w pojedynczym lokalu mieszkalnym w budynku wielorodzinnym i umożliwiłoby zastąpienie wodnej instalacji CO instalacją nadmuchową, co w rezultacie zredukowałoby koszty inwestycyjne budynku. Opracowanie konstrukcji hybrydowej pompy ciepła wiąże się z koniecznością rozwiązania kilku problemów naukowych, konstrukcyjnych i eksploatacyjnych. Głównym problemem konstrukcyjnym, a zarazem naukowym jest redukcja masy czynnika chłodniczego, co stanowi wyzwanie m.in. opracowania konstrukcji wymienników ciepła.

Niniejsza rozprawa doktorska stanowi oryginalne rozwiązanie problemu naukowego, jakim jest redukcja masy palnego czynnika chłodniczego R290 (propan) w układzie chłodniczym przy jednoczesnym zwiększeniu jego wydajności. Celem rozprawy jest zaprojektowanie, wykonanie i przetestowanie kompaktowej, hybrydowej pompy ciepła z czynnikiem chłodniczym R290, integrującej funkcje wentylacyjne i grzewcze, przy jednoczesnej minimalizacji masy czynnika chłodniczego oraz zachowaniu wysokiej wydajności chłodniczej układu. Stanowi to odpowiedź na aktualne zapotrzebowanie rynku techniki grzewczej.

2 Obciążenie cieplne budynków w kontekście Rozporządzeń i Dyrektyw Parlamentu Europejskiego i Rady (UE)

Zapewnienie komfortu cieplnego oraz warunków higienicznych użytkownikom budynków jedno- i wielorodzinnych oraz obiektów użyteczności publicznej wiąże się z koniecznością pokrycia obciążenia cieplnego budynku wynikającego z zapotrzebowania na centralne ogrzewanie (CO), przygotowanie ciepłej wody użytkowej (CWU) oraz zapewnienia odpowiedniej wymiany powietrza. Do realizacji tych celów stosowane są urządzenia grzewcze zasilane zarówno odnawialnymi, jak i nieodnawialnymi nośnikami energii. W związku z polityką klimatyczną Unii Europejskiej, ujętą m.in. w Europejskim Zielonym Ładzie oraz rozporządzeniach i dyrektywach energetycznych, w tym dyrektywie 2010/31/UE (EPBD) oraz Rozporządzeniu (UE) 2024/573, dąży się do stopniowego wycofywania urządzeń zasilanych paliwami kopalnymi na rzecz rozwiązań wykorzystujących odnawialne źródła energii (OZE), w tym przede wszystkim pomp ciepła. Zgodnie z wymaganiami określonymi w dyrektywach i rozporządzeniach UE, budynki nowo wznoszone oraz poddawane istotnej modernizacji muszą spełniać rygorystyczne normy w zakresie efektywności energetycznej.

2.1 Warunki Techniczne 2021 zgodnie z Dyrektywą Parlamentu Europejskiego i Rady 2010/31/UE

Zgodnie z Rozporządzeniem Ministra Infrastruktury z dnia 12 kwietnia 2002 r. z późniejszymi zmianami w sprawie warunków technicznych, jakim powinny odpowiadać budynki i ich usytuowanie [1], od początku 2021 roku obowiązują nowe wymagania w zakresie warunków odbioru budynków. Zmianom uległy między innymi maksymalne wartości współczynników przenikania ciepła przez przegrody (Tab. 2.1) oraz wartości współczynnika EP określającego nakłady energii pierwotnej na potrzeby pokrycia obciążenia cieplnego budynku z tytułu centralnego ogrzewania (CO) i przygotowania ciepłej wody użytkowej (CWU). Do 31 grudnia 2020 roku maksymalna wartość współczynnika EP w przypadku budynku mieszkalnego wielorodzinnego wynosiła 85 kWh/(m²·rok). Obecnie wymagana wartość współczynnika EP w przypadku budynku mieszkalnego wielorodzinnego to 65 kWh/(m²·rok). Widać, że nastąpiło znaczne zaostrenie wymagań dotyczących obciążenia cieplnego budynków z tytułu centralnego ogrzewania i przygotowania ciepłej wody użytkowej, mające na celu

redukcję śladu węglowego. Zaostrzenie wymagań nastąpiło nie tylko w odniesieniu do budynków mieszkalnych, ale i budynków użyteczności publicznej, gospodarczych, magazynowych oraz produkcyjnych (Tab. 2.1).

Nowe wytyczne mają znaczny wpływ na wiele aspektów budowy, wykończenia budynków i doboru źródeł ciepła oraz konstrukcji instalacji CO i CWU oraz wentylacji. Z przeprowadzonych analiz wynika, że w praktyce bardzo trudno jest spełnić obowiązujące WT2021 bazując nawet na odnawialnych źródła energii. Im powierzchnia użytkowa budynku jest mniejsza, tym instalacja CO przygotowania CWU powinna bazować na większej liczbie OZE, co oznacza konieczność tworzenia hybrydowych systemów zasilania (HSZ). W rezultacie koszt inwestycji rośnie. Wyjątkiem jest zastosowanie kotła zasilanego biomasą. W takim przypadku WT2021 zawsze będą spełnione. Nowe wymagania dotyczą również budynków istniejących, rozbudowywanych lub modernizowanych po 31 grudnia 2020 roku. Obowiązujące WT2021 dotyczą również budynków zaprojektowanych i nieoddanych do użytkowania do 31 grudnia 2020 roku [1].

Tab. 2.1. Częstkowe wartości wskaźnika EP na potrzeby ogrzewania, wentylacji i przygotowania ciepłej wody EP_{H+W} [kWh/(m²·rok)] [1]

Lp.	Rodzaj budynku	Częstkowe wartości wskaźnika EP na potrzeby ogrzewania, wentylacji i przygotowania ciepłej wody EP_{H+W} [kWh/(m ² ·rok)]	
		od 1 stycznia 2017 r.	od 31 grudnia 2020 r.*)
1	2	3	
1	Budynek mieszkalny:		
	a) jednorodzinny	95	70
	b) wielorodzinny	85	65
2	Budynek zamieszkania zbiorowego	85	75
3	Budynek użyteczności publicznej:		
	a) opieki zdrowotnej	290	190
	b) pozostałe	60	45
4	Budynek gospodarczy, magazynowy i produkcyjny	90	70

*) Od 1 stycznia 2019 r. – w przypadku budynku zajmowanego przez organ wymiaru sprawiedliwości, prokuraturę lub organ administracji publicznej i będącego jego własnością.

W kontekście zagadnień efektywności energetycznej budynków, istotne znaczenie mają trzy współczynniki: EU (energia użytkowa), EP (energia pierwotna) oraz EK

(energia końcowa). Współczynniki te są kluczowymi parametrami w ocenie charakterystyki energetycznej budynku, a ich obliczanie oraz interpretacja znajdują uregulowanie w Rozporządzeniu Ministra Infrastruktury i Rozwoju z dnia 3 czerwca 2014 r. w sprawie metodologii obliczania charakterystyki energetycznej budynku i lokalu mieszkalnego lub części budynku stanowiącej samodzielną całość techniczno-użytkową oraz sposobu sporządzania i wzorów świadectw charakterystyki energetycznej wraz z późniejszymi zmianami [8]. Każdy z tych wskaźników odnosi się do innego etapu łańcucha przetwarzania i wykorzystania energii, począwszy od zapotrzebowania wynikającego z warunków użytkowych, aż po rzeczywisty wpływ budynku na środowisko w kontekście zużycia zasobów pierwotnych.

Współczynnik EU (energia użytkowa), oznacza ilość energii niezbędnej do pokrycia potrzeb cieplnych budynku, takich jak ogrzewanie, chłodzenie oraz przygotowanie ciepłej wody użytkowej, przy założeniu idealnych warunków dostarczania energii bez strat przesyłu czy przetwarzania. Jest to wartość teoretyczna, która obrazuje rzeczywiste potrzeby energetyczne wynikające z charakterystyki fizycznej obiektu, jego usytuowania, geometrii, izolacyjności przegród zewnętrznych oraz jakości systemów wentylacyjnych. Współczynnik EK (energia końcowa) reprezentuje ilość energii dostarczonej do budynku w celu zaspokojenia zapotrzebowania określonego przez EU, z uwzględnieniem sprawności systemów technicznych, takich jak kotły, pompy ciepła, systemy wentylacyjne czy urządzenia do przygotowania ciepłej wody użytkowej. Energia końcowa jest miarą rzeczywistego zużycia energii przez użytkowników budynku i odzwierciedla efektywność energetyczną zastosowanych instalacji. Najbardziej kompleksowym wskaźnikiem jest EP (energia pierwotna), który uwzględnia nie tylko zużycie energii końcowej, ale także efektywność całego łańcucha energetycznego, od pozyskania surowca pierwotnego, przez jego przetworzenie, transport, aż po dostarczenie energii końcowej do odbiorcy. Energia pierwotna jest istotna z punktu widzenia polityki klimatyczno-energetycznej, ponieważ pozwala ocenić, w jakim stopniu eksploatacja budynku wpływa na zużycie zasobów naturalnych i emisję gazów cieplarnianych. Wartość EP zależy w dużej mierze od rodzaju źródeł energii – odnawialne źródła (OZE) mają niższy współczynnik nakładu nieodnawialnej energii pierwotnej, co pozytywnie wpływa na końcowy bilans energetyczny budynku. W nowelizacji rozporządzenia z 2015 r. określono stosowne współczynniki nakładu nieodnawialnej energii pierwotnej (tzw. współczynniki „wi”), które służą do przeliczenia energii końcowej na energię pierwotną,

w zależności od rodzaju nośnika energii (np. gaz, węgiel, energia elektryczna, biomasa, energia słoneczna) [8].

Zgodnie z wymogami zawartymi w rozporządzeniu [8], dla każdego budynku lub jego części należy sporządzić świadectwo charakterystyki energetycznej, w którym obowiązkowo podaje się wartość wskaźnika EP, będącego podstawowym kryterium oceny efektywności energetycznej. Jego wartość jest porównywana z wymaganiami określonymi w przepisach techniczno-budowlanych, w szczególności w kontekście spełniania warunków technicznych obowiązujących od 2021 roku (WT2021).

Rozporządzenie Ministra Infrastruktury z dnia 12 kwietnia 2002 r. z późniejszymi zmianami w sprawie warunków technicznych, jakim powinny odpowiadać budynki i ich usytuowanie oraz Rozporządzenie Ministra Infrastruktury i Rozwoju z dnia 3 czerwca 2014 r. z późniejszymi zmianami są konsekwencją Dyrektywy 2002/91/WE w zakresie energooszczędnego budownictwa, która zapoczątkowała promowanie takiego budownictwa, a jej kontynuacją jest Dyrektywa Parlamentu Europejskiego i Rady 2010/31/UE z dnia 19 maja 2010 roku. Wszystkie państwa członkowskie Unii Europejskiej zostały zobowiązane do zmiany przepisów krajowych w ten sposób, aby powstające i modernizowane budynki spełniały normy charakterystyki energetycznej, co ma na celu osiągnięcie stanu zerowego zużycia energii elektrycznej [9, 3].

Dyrektywy KE są konsekwencją postanowień protokołu z Kioto z 1997 roku, który jest międzynarodowym traktatem uzupełniającym Ramową Konwencję Narodów Zjednoczonych w sprawie zmian klimatu. Kraje, które zdecydowały się na ratyfikację zobowiązały się do redukcji do 2012 roku, o co najmniej 5 % (w porównaniu do roku odniesienia 1990) emisji gazów cieplarnianych [10]. Unia Europejska zobowiązała się przedłużyć swoje zobowiązania wynikające z Traktatu do roku 2020. Dodatkowo w grudniu 2008 roku został przyjęty przez Parlament Europejski pakiet energetyczno-klimatyczny (zwany potocznie pakietem „3x20”) zawierający założenia przeciwdziałaniu zmianom klimatycznym, bardziej ambitne niż te zawarte w protokole z Kioto. Państwa członkowskie zgodziły się ostatecznie na ograniczenie o 20 % emisji gazów cieplarnianych, wzrost o 20 % efektywności energetycznej, a także osiągnięcie 20 % udziału energii produkowanej z odnawialnych źródeł energii do roku 2020 [11]. W czerwcu 2021 roku nastąpiło przyjęcie w Unii Europejskiej Prawa Klimatycznego, zgodnie, z którym Unia Europejska zobowiązana jest między innymi do redukcji emisji gazów cieplarnianych do 2030 roku o 55% w stosunku do roku 1990 oraz osiągnięcia neutralności klimatycznej do 2050 roku [12].

Osiągnięcie założonych celów klimatycznych nie jest możliwe bez zwiększenia efektywności energetycznej. Według 40. Krajowego planu na rzecz klimatu na lata 2021-2030 [13] w 2018 r. kryterium systemu efektywnego energetycznie spełniało tylko ok. 20 % spośród krajowych systemów ciepłowniczych lub chłodniczych, które dostarczały ok. 85 % ogólnego wolumenu ciepła systemowego w kraju. Pokrycie potrzeb ciepłych powinno odbywać się przede wszystkim poprzez wykorzystanie ciepła sieciowego, a jeśli nie jest to możliwe, należy dążyć do wykorzystania źródeł indywidualnych o możliwie najniższej emisyjności. Jako cel na 2040 rok wyznaczono, aby potrzeby ciepłe wszystkich gospodarstw domowych były pokrywane przez ciepło sieciowe oraz przez zero- lub niskoemisyjne źródła ciepła [14].

A. Alsabry i inni [15] zaprezentowali kompleksową analizę energetyczną, środowiskową oraz ekonomiczną budynków wielorodzinnych zlokalizowanych w 59 lokalizacjach Polski, reprezentujących zróżnicowane warunki klimatyczne. Badaniem objęto warianty zróżnicowane pod względem klasy energetycznej przegród zewnętrznych (klasy A i B) oraz rodzaju wentylacji (grawitacyjna, mechaniczna, mechaniczna z odzyskiem ciepła). Ocena obejmowała wskaźniki zapotrzebowania na energię użytkową na ogrzewanie (EUH), końcowe i pierwotne nieodnawialne zużycie energii (EK, EP), emisję CO₂ na m² oraz koszty cyklu życia źródła ciepła (LCC). Zastosowano pompę ciepła typu glikol - woda zasilaną energią z instalacji fotowoltaicznej (22,5 kWp). Wyniki badań wskazują, że zmniejszenie strat ciepła dzięki dobrej izolacyjności przegród znacznie redukuje energię użytkową na ogrzewanie, a wentylacja mechaniczna z odzyskiem ciepła pozwala uzyskać najniższe wartości wskaźnika EP, zbliżając się do poziomów wymaganych przez WT2021. Warianty o lepszej izolacyjności i mechanicznej wentylacji charakteryzują się najniższą emisją CO₂ i korzystnym bilansem LCC mimo wyższych kosztów początkowych. Autorzy rekomendują projektowanie budynków o wysokiej izolacyjności termicznej i stosowanie systemu wentylacji mechanicznej.

J. Kwiatkowski i inni [16] przedstawili metodykę oraz wyniki badań mających na celu wyznaczenie granic klas efektywności energetycznej dla budynków wielorodzinnych w Polsce. Badania opierały się na analizie zapotrzebowania na energię do ogrzewania (EUH) dla 180 wariantów obliczeniowych czterech typowych budynków wielorodzinnych, różniących się m.in. kształtem, rodzajem wentylacji, standardem izolacyjności cieplnej przegród, udziałem powierzchni okien oraz lokalizacją klimatyczną. Do obliczeń wykorzystano metodę miesięczną według normy EN ISO 52016-1. Głównym wskaźnikiem analizowanym był EUH, rozumiany, jako

zapotrzebowanie na energię końcową do celów grzewczych. Badania dowiodły, że najsilniejszy wpływ na wartość wskaźnika EUH ma rodzaj systemu wentylacyjnego, a najkorzystniejsze jest zastosowanie wentylacji mechanicznej z odzyskiem ciepła. Powierzchnia okien miała marginalny wpływ na EUH, dzięki kompensacji między stratami a zyskami ciepła. Średnia wartość EUH wyniosła 65,91 kWh/(m²·rok), a granice klas efektywności energetycznej ustalono wg normy EN ISO 52003-1. Przykładowo, klasa A odpowiadała EUH ≤ 45 kWh/(m²·rok), a klasa B do 65 kWh/(m²·rok). Badania potwierdzają wyniki przytoczonych wcześniej prac [15], wskazując, że spełnienie wymagań przepisów WT2021 w zakresie charakterystyki energetycznej budynków wielorodzinnych jest możliwe jedynie poprzez zastosowanie dwóch komplementarnych rozwiązań: wysokiej jakości izolacji cieplnej przegród budowlanych, prowadzącej do minimalizacji strat przez przenikanie oraz systemu wentylacji mechanicznej z odzyskiem ciepła, jako elementu ograniczającego straty wentylacyjne.

E. Zaborowska [17] idzie o krok dalej i podejmuje zagadnienie charakterystyki energetycznej budynków mieszkalnych wielorodzinnych porównując wpływ różnych źródeł ciepła na wskaźnik EP. W artykule przeanalizowano również wpływ rodzaju zastosowanego systemu wentylacyjnego oraz szczelności budynku. Modele obliczeniowe obejmowały różne warianty budynków: od konstrukcji spełniających jedynie wymogi WT2014, przez WT2017, aż po WT2021. Autorka wykazała, że spełnienie wymagań WT2021 w budynkach wielorodzinnych staje się możliwe jedynie przy równoczesnym wdrożeniu wentylacji mechanicznej z odzyskiem ciepła oraz zastosowaniu źródła ciepła o niskim wskaźniku zapotrzebowania na nieodnawialną energię pierwotną, jakim są sprężarkowe pompy ciepła. Przy stałym zapotrzebowaniu na energię użytkową (EU), różnice w osiąganym wskaźniku EP wynikają wyłącznie z efektywności systemu grzewczego i wentylacyjnego, co stawia technologię pomp ciepła w połączeniu z wentylacją mechaniczną, jako jedyne rozwiązanie zgodne z WT2021.

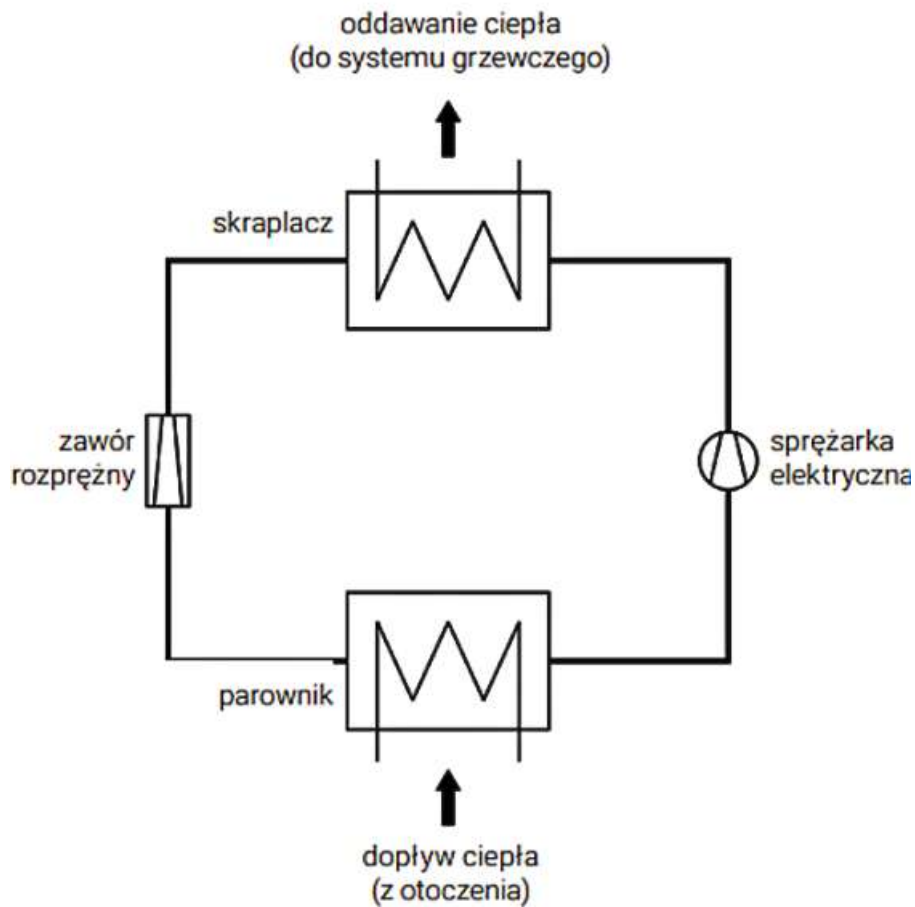
Przytoczone badania dowodzą, że kluczowym warunkiem osiągnięcia zgodności z wymaganiami WT2021 przez nowobudowane budynki wielorodzinne jest zastosowanie jednocześnie wysokiej izolacyjności przegród budowlanych, wentylacji mechanicznej z odzyskiem ciepła oraz pomp ciepła. Wysoka izolacyjność cieplna jest niezbędna do ograniczenia strat przez przenikanie, lecz jednocześnie prowadzi do zwiększenia szczelności budynku, co z kolei wymusza konieczność stosowania wentylacji mechanicznej w celu zapewnienia odpowiedniego poziomu higienicznej wymiany powietrza. W warunkach polskiego klimatu umiarkowanego, tylko

zastosowanie pomp ciepła o niskim współczynniku nakładu energii pierwotnej pozwala na realne obniżenie wskaźnika EP do poziomu akceptowanego przez WT2021. Współwystępowanie tych trzech rozwiązań należy uznać za warunek konieczny projektowania nowoczesnych budynków wielorodzinnych zgodnych z obowiązującymi standardami efektywności energetycznej i jakości środowiska wewnętrznego.

Podsumowując wyniki badań, należy stwierdzić, że koniecznym staje się opracowanie hybrydowego urządzenia grzewczego, bazującego na współpracy sprężarkowej pompy ciepła z rekuperatorem, dedykowanego do pokrycia obciążenia cieplnego budynku z tytułu CO i przygotowania CWU w indywidualnym lokalu mieszkalnym w budynku wielorodzinnym.

3 Budowa i zasada działania sprężarkowej pompy ciepła

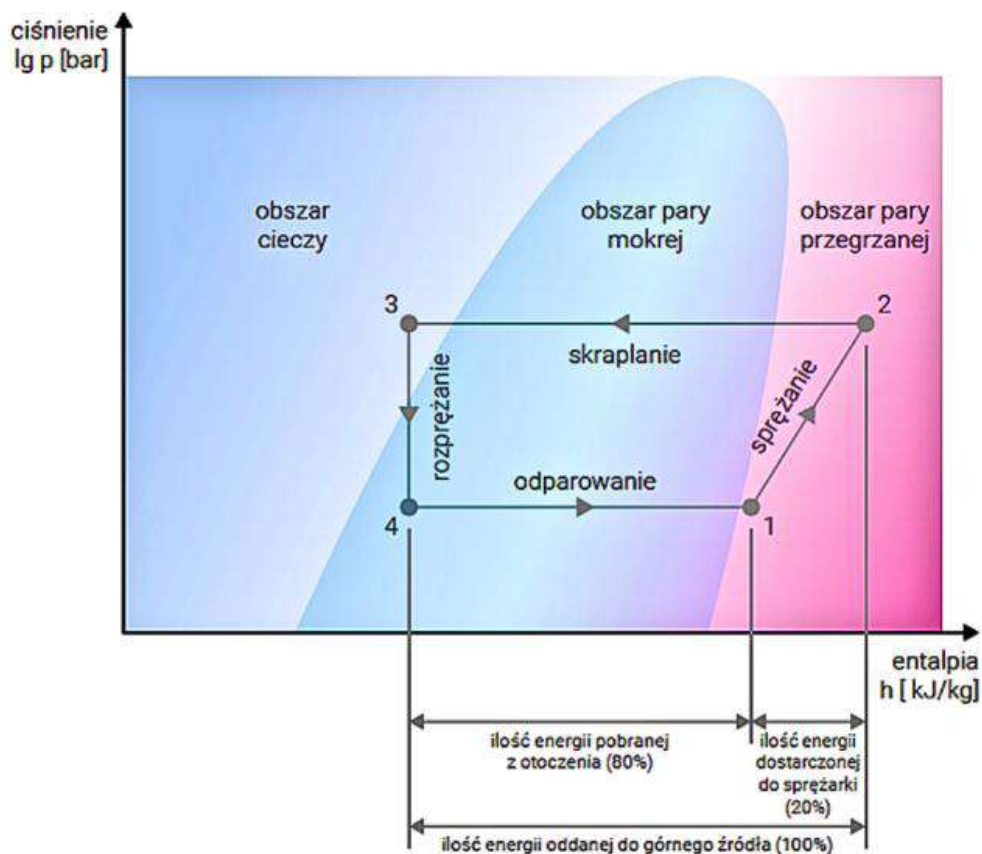
Sprężarkowa pompa ciepła jest urządzeniem chłodniczym zaadaptowanym na cele grzewcze. Zbudowana jest z czterech podstawowych elementów: sprężarki, dwóch wymienników ciepła (parownika i skraplacza) oraz zaworu rozprężnego połączonych ze sobą rurami miedzianymi i stanowiącymi zamknięty, szczelny układ termodynamiczny, w których krąży czynnik chłodniczy (Rys. 3.1) [18, 19].



Rys. 3.1. Schemat działania sprężarkowej pompy ciepła [20]

Dodatkowymi elementami znajdującymi się w układzie chłodniczym są: zawory serwisowe (typu Schradera), filtry, odolejacze, regulatory, czujniki pomiaru temperatury i ciśnienia czynnika chłodniczego, presostat niskiego i presostat wysokiego ciśnienia, wziernik, ekonomizer, zawór czterodrogowy. Zasada działania sprężarkowej pompy ciepła bazuje na realizacji lewobieżnego obiegu termodynamicznego (obieg Lindego). Odwzorowanie obiegu Lindego przedstawiono na wykresie p-h (p-ciśnienie, h-entalpia czynnika chłodniczego) (Rys. 3.2) [21, 22]. Wykres składa się z trzech obszarów: cieczy, czyli czynnika chłodniczego w postaci ciekłej, pary przegrzanej, czyli czynnika

chłodniczego w postaci gazowej oraz pary mokrej, czyli mieszaninie czynnika chłodniczego w postaci ciekłej i gazowej. Charakterystyczną krzywą na wykresie jest tzw. krzywa nasycenia. Oddziela ona obszar, w którym może zajść przemiana fazowa czynnika chłodniczego (pod krzywą) od obszaru, w którym następuje jedynie grzanie lub chłodzenie czynnika, bez zmiany jego fazy (poza obszarem krzywej – w obszarze cieczy i pary przegrzanej) [20]. Czynniki chłodnicze o niskim ciśnieniu i niskiej temperaturze w postaci pary nasyconej mokrej trafiają do parownika. W parowniku następuje jego odparowanie (przemiana 4 – 1) dzięki ciepłu dostarczonemu przez dolne źródło ciepła pompy ciepła. Jest to przemiana izobaryczna (przy stałym ciśnieniu). Następnie czynnik chłodniczy w postaci pary przegrzanej trafia do sprężarki, w której następuje jego sprężanie. Istotne jest, aby sprężarka nie zassała cieczy, dlatego w sprężarkowych pompach ciepła realizowane jest przegrzanie, w celu całkowitego odparowania czynnika. Wynosi ono między 5 a 8 K. Sprężanie czynnika w sprężarce następuje dzięki energii elektrycznej pobieranej przez sprężarkę i jest przemianą adiabatyczną oraz izentropową (przemiana 1 – 2), a dzięki niej następuje wzrost ciśnienia i temperatury czynnika chłodniczego. Następnie w skraplaczu następuje skroplenie czynnika termodynamicznego (przemiana 2 – 3), dzięki czemu następuje oddanie ciepła do górnego źródła ciepła pompy ciepła. Jest to przemiana izobaryczna. Istotne jest, aby czynnik w możliwie jak największym stopniu oddał ciepło do górnego źródła ciepła (powietrza lub wody – zależności od rodzaju pompy ciepła), dlatego w sprężarkowych pompach ciepła realizowane jest dochłodzenie. Wynosi ono 3 K. Następnie czynnik chłodniczy w postaci cieczy trafia do zaworu rozprężnego, w którym następuje jego rozprężenie (przemiana 3 - 4). Jest to przemiana izentalpowa. Ostatecznie czynnik ponownie trafia do parownika w postaci pary nasyconej mokrej, w którym ponownie następuje jego odparowanie [20, 23, 24, 25, 26].



Rys. 3.2. Lewobieżny obieg chłodniczy – Lindego [20]

Kluczowym parametrem eksploatacyjnym pompy ciepła jest moc grzewcza oraz pobór energii elektrycznej przez sprężarkę, a parametrem w ocenie jakościowej urządzenia współczynnik efektywności energetycznej (COP), obliczany, jako stosunek mocy grzewczej do mocy zużytej do napędu sprężarki. [27, 28]. Niniejsze parametry są wyznaczane zgodnie z normą PN-EN 14511. Osiągana wydajność sprężarkowej pompy ciepła w danym punkcie pracy oraz masa czynnika chłodniczego w układzie w znacznej mierze zależy od konstrukcji oraz powierzchni wymiany ciepła parownika i skraplacza. W parowniku następuje proces zmiany skupienia czynnika chłodniczego z ciekłego na gazowy w wyniku pobrania energii z dolnego źródła ciepła. W zależności od typu pompy ciepła parownik może mieć konstrukcję płytowego, lamelowego lub mikrokanałowego wymiennika ciepła (Rys. 3.3) [29, 30, 31, 32]. W skraplaczu następuje zmiana stanu skupienia czynnika z gazowego na ciekły, a towarzyszy temu oddanie ciepła do górnego źródła ciepła pompy ciepła. Skraplacz również może mieć różne konstrukcje, w zależności od konstrukcji pompy ciepła [33, 34, 35, 36].



Rys. 3.3. Mikrokanałowy wymiennik ciepła [materiały własne]

Drugim istotnym elementem konstrukcyjnym pompy ciepła jest sprężarka. Sprężarki chłodnicze można podzielić ze względu na zasadę działania na sprężarki przepływowe i wyporowe. W sprężarkach przepływowych sprężony gaz wypływa ze sprężarki w sposób ciągły i opierają się one na działaniu ruchomych elementów wirnika oraz nieruchomych elementów kierownicy. Elementy te powodują przyrost ciśnienia gazu poprzez zamianę jego energii kinetycznej na energię potencjalną. Zwiększenie ciśnienia statycznego gazu nie jest tu skutkiem zmniejszenia objętości komory roboczej, ale wynika z działania siły odśrodkowej oraz z przepływu gazu o dużej prędkości przez dyfuzor. Sprężarki przepływowe dzieli się na promieniowe i osiowe. W sprężarkach wyporowych czynnik chłodniczy sprężany jest w zamkniętej przestrzeni drogą zmiany jej objętości. Sprężarki wyporowe dzieli się na tłokowe, spiralne i rotacyjne. W stosowanych obecnie konstrukcjach sprężarkowych pomp ciepła najczęściej stosowane są hermetyczne sprężarki rotacyjne (Rys. 3.4) oraz typu spiralnego, tzw. scroll (Rys. 3.5). Sprężarki rotacyjne charakteryzują się wysoką sprawnością wynoszącą około 93 % oraz długim czasem życia, wynoszącym 10-15 lat [37, 38, 39].



Rys. 3.4. Sprężarka rotacyjna [40]

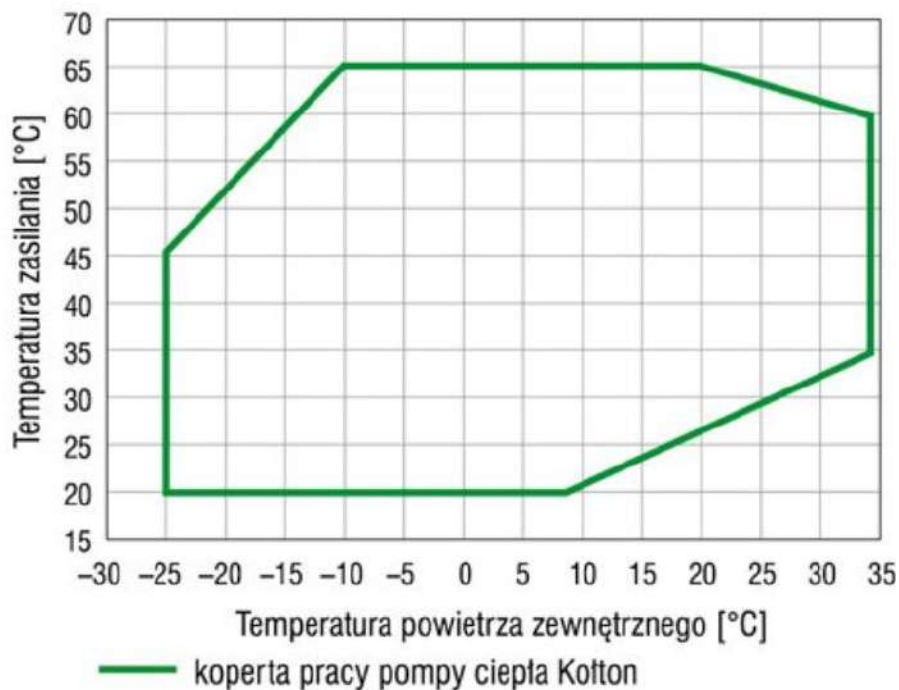


Rys. 3.5. Sprężarka typu scroll [materiały własne]

Istotnym elementem konstrukcyjnym, w znaczący sposób wpływającym na osiągnięte w danym punkcie pracy wydajności sprężarkowej pompy ciepła jest zawór rozprężny. Jest to element dławiący, umożliwiający rozprężenie czynnika chłodniczego

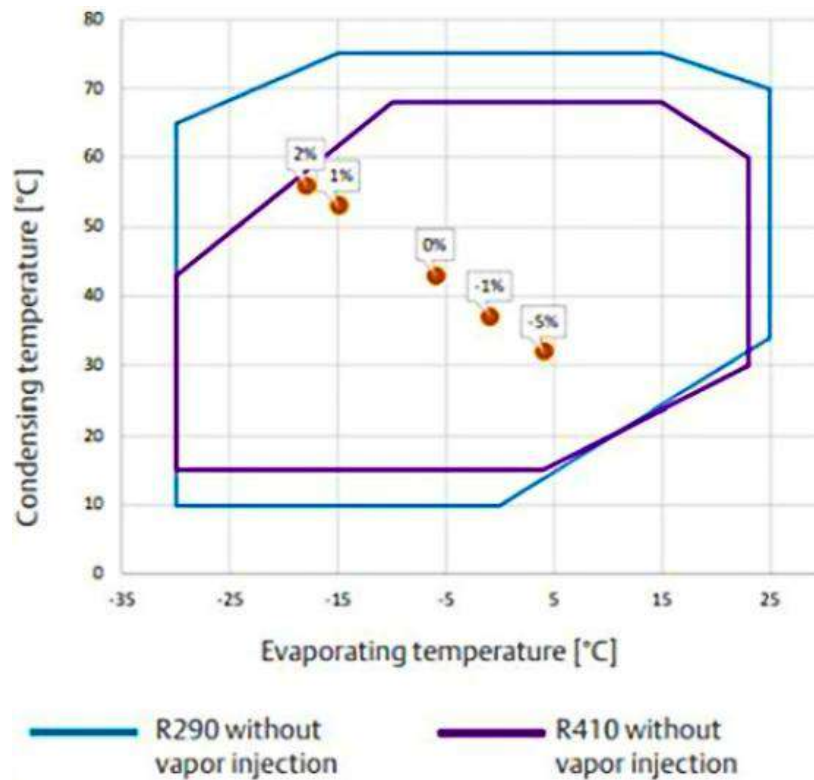
(zmniejszenie jego ciśnienia). Zawór rozprężny reguluje ilość czynnika chłodniczego, który wpływa do parownika. Zawory rozprężne mogą być: ręczne, termostacyjne, elektroniczne lub silnikowe. Dla zaworów termostacyjnych sygnałem do zmiany położenia jest zmiana ciśnienia w kapilarze, natomiast dla zaworów elektronicznych oraz silnikowych sygnał ten pochodzi od przetworników ciśnienia i czujników temperatury [41, 42].

Od doboru omówionych komponentów składowych oraz czynnika chłodniczego zależy tzw. koperta pracy pompy ciepła (Rys. 3.6) [43, 44]. Koperta pracy określa możliwe punkty pracy urządzenia w odniesieniu do temperatury dolnego i górnego źródła. Koperta pracy sporządzana jest indywidualnie dla każdego urządzenia (Rys. 3.7).



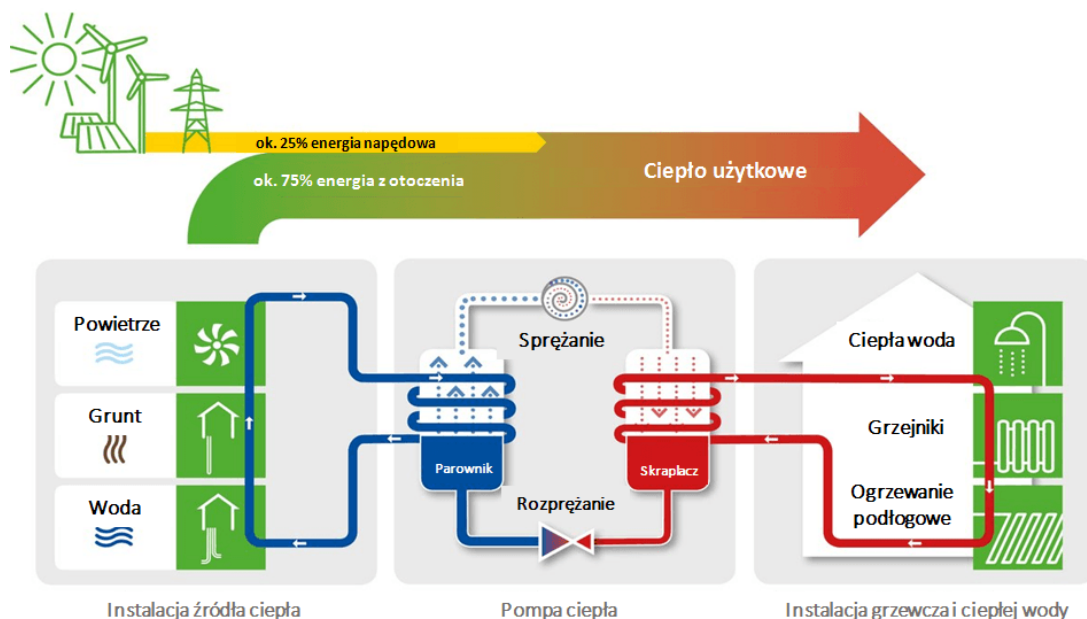
Rys. 3.6. Koperta pracy pompy ciepła firmy Kolton napełnionej czynnikiem R290

[45]



Rys. 3.7. Porównanie kopert pracy urządzenia z czynnikiem R290 oraz R410a [46]

Pompy ciepła można sklasyfikować pod względem różnych kryteriów. Najbardziej praktycznym jest jednak podział pomp ciepła ze względu na dolne i górne źródło ciepła. Najczęściej jako źródło ciepła w instalacjach CO i CWU stosowane są sprężarkowe pompy ciepła pracujące w układzie solanka (woda) – woda, potocznie nazywane gruntowymi pompami ciepła oraz pompy pracujące w układzie powietrze – woda, potocznie nazywanymi powietrznymi pompami ciepła (Rys. 3.8) [14, 47, 48, 49].



Rys. 3.8. Podział pomp ciepła [14]

Gruntowa pompa ciepła pobiera energię z gruntu, który stanowi jej dolne źródło ciepła (Rys. 3.9), z tego też względu konieczne jest wykonanie gruntowego poziomego bądź pionowego wymiennika ciepła. Poziomy wymiennik ciepła to system rur polietylenowych, ułożonych na głębokości 1,5 – 2 m pod powierzchnią terenu. Wymiennik pionowy to natomiast system rur polietylenowych, wpuszczanych w odwiert najczęściej na głębokość sięgającą 100 m (stosuje się również głębsze odwierty) [20, 50, 51]. W obu przypadkach w wymienniku jako medium pośredniczące między ciepłem pobieranym z gruntu, a przekazywanym do parownika stosowana jest tzw. solanka, czyli płyn będący mieszaniną wody i glikolu etylenowego.



Rys. 3.9. Gruntowa pompa ciepła firmy Galmet [20]

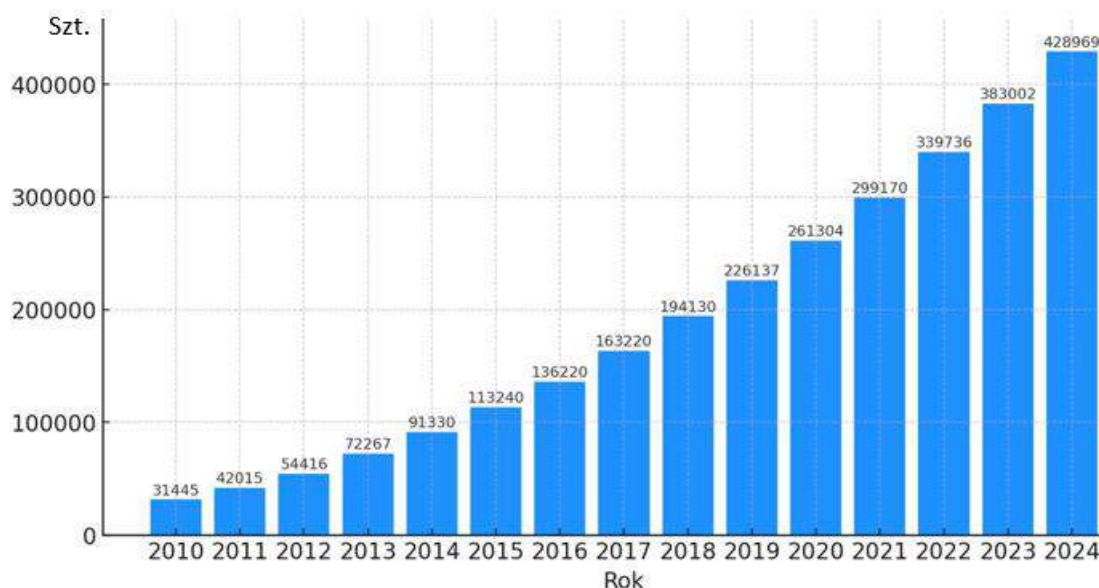
W przypadku wodnych pomp ciepła jako dolne źródło ciepła wykorzystywane są wody gruntowe, którymi mogą być wody powierzchniowe (np. staw lub jezioro) lub studnie głębinowe (czerpalna i chłonna) [20]. Wodne pompy ciepła osiągają wyższą wartość współczynnika COP niż pompy gruntowe i powietrzne, gdyż woda gruntowa, która stanowi dolne źródło ciepła ma temperaturę dodatnią. Wadą takiego rozwiązania jest konieczność zapewnienia odpowiedniej czystości wody oraz korozja elementów instalacji znajdujących się w wodzie, gdyż zwiększa to koszt eksploatacji urządzenia. Jak wynika z [14] wodne pompy ciepła stanowią niewielką część zainstalowanych pomp ciepła w Polsce [52].

Powietrzne pompy ciepła są pompami najbardziej rozpowszechnionymi w Polsce - około 95 % sprzedawanych pomp ciepła stanowią urządzenia, których dolne źródło ciepła stanowi energia zawarta w powietrzu atmosferycznym (Rys. 3.10) [14]. Pozyskanie ciepła z powietrza jest najprostsze, gdyż pozyskuje się je bezpośrednio. Jego wadą jest natomiast jego niekoherentność. Temperatura powietrza jest zmienna w trakcie roku, co bezpośrednio wpływa na moc grzewczą pompy ciepła [6]. Powietrzne pompy ciepła (z wyjątkiem pomp typu monoblok) nie są pompami hermetycznymi, w przeciwieństwie do pomp gruntowych (solankowych) i wodnych. Zbudowane są z jednostki zewnętrznej i wewnętrznej, które są ze sobą połączone za pomocą rur miedzianych stanowiących tzw. ścieżkę chłodniczą [53, 54].



Rys. 3.10. Powietrzna pompa ciepła firmy Galmet [20]

Pompy ciepła są jedną z kluczowych technologii na drodze do osiągnięcia neutralności klimatycznej zarówno w kraju, jak i w całej Europie. Szacuje się, że w Unii Europejskiej pracuje blisko 42 mln pomp ciepła. 40,1 mln przypada na urządzenia powietrzne, a 1,8 mln – na pompy ciepła gruntowe. W Polsce liczba ta wyniosła około 261 tysięcy w 2020 roku i stale rośnie. Dla porównania – w roku 2014 liczba pracujących pomp ciepła w Polsce wynosiła zaledwie około 91 tysięcy sztuk (Rys. 3.11) [14, 55].



Rys. 3.11. Suma pracujących w Polsce pomp ciepła do centralnego ogrzewania i CWU (sztuki) [14, 55]

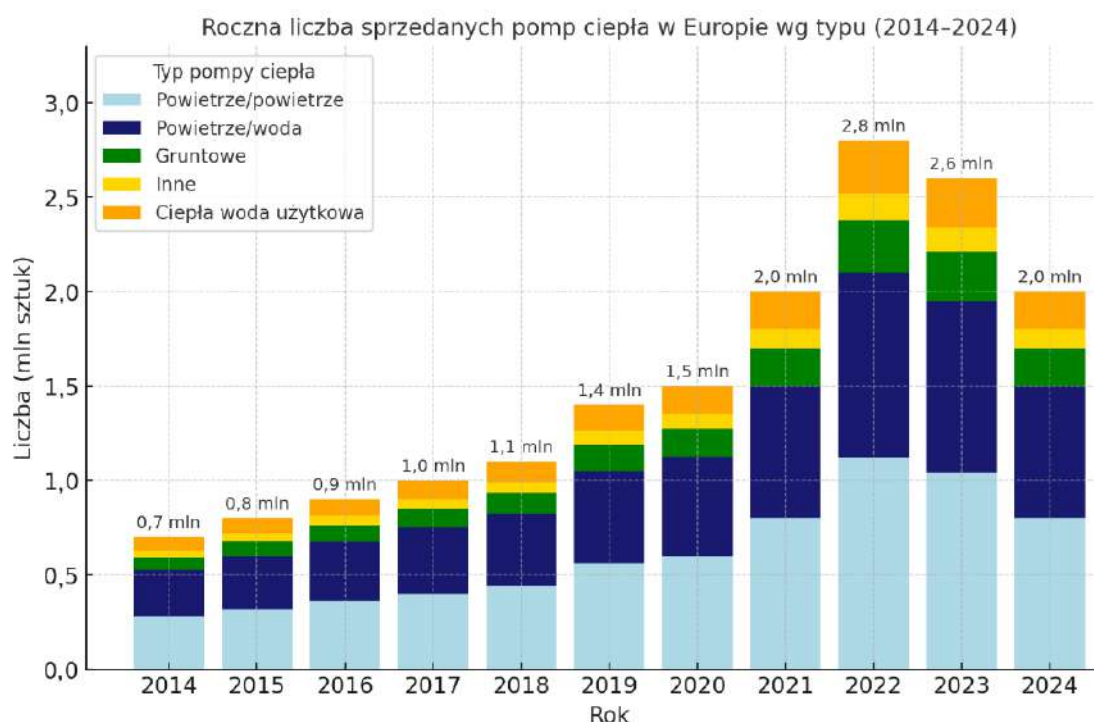
Przewiduje się, że w 2030 r. w polskich domach będzie pracować łącznie ok. 1,09 mln pomp ciepła (średni udział we wszystkich budynkach 10 %) [14, 55]. Według danych opublikowanych przez PORT PC (Polska Organizacja Rozwoju Technologii Pomp Ciepła), cały rynek pomp ciepła w Polsce w 2022 r. wzrósł o 120 % (Rys. 3.12), a pomp ciepła do ogrzewania budynków o 130%. W 2022 r. sprzedano łącznie 203,3 tys. szt., w tym 188,2 tys. szt. w zakresie urządzeń typu powietrze-woda i około 7,2 tys. szt. gruntowych pomp ciepła oraz 7,9 tys. sztuk pomp ciepła do ciepłej wody użytkowej. Oznacza to, że udział pomp ciepła w ogólnej liczbie sprzedanych urządzeń grzewczych w 2022 r. na polskim rynku wyniósł blisko 30 %. W 2024 r. sprzedaż pomp ciepła w Polsce spadła średnio o ponad 35 % rok do roku i była to kontynuacja wyraźnego spadku sprzedaży (ok. 40 %) zapoczątkowanego w roku 2023. Mimo trudnego roku 2024, analizy wskazywały na pozytywne perspektywy dla branży pomp ciepła w 2025 r. [56].



Rys. 3.12. Rynek pomp ciepła w latach 2012-2025 r. w Polsce wg danych PORT PC [56]

Rekordowe sprzedaże obserwowano również na rynkach europejskich (Rys. 3.13). Według raportu Europejskiego Stowarzyszenia Producentów Pomp Ciepła (EHPA) i danych z 13 rynków (Finlandii, Holandii, Niemiec, Wielkiej Brytanii, Francji, Polski, Austrii, Belgii, Danii, Włoch, Norwegii, Portugalii i Szwecji), w 2022 roku nastąpił rekord sprzedaży pomp ciepła, z około 2,8 milionami sprzedanych jednostek. Dane dla 2022 roku zebrane przez EHPA wskazują na wzrost o prawie 38 %, więcej niż w poprzednim roku, kiedy to wzrost sprzedaży rocznej wyniósł 34 % [57]. W 2024 r. sprzedaż pomp ciepła w Europie spadła o 23 proc. Liczba sprzedanych jednostek wyniosła 2 mln, podczas gdy w roku 2023 było to 2,6 mln urządzeń. Uważa się, że mimo spadku sprzedaży pomp ciepła w ostatnich dwóch latach, nastąpi wzrost sprzedaży w kolejnych latach, biorąc pod uwagę potrzebę transformacji energetycznej -

dekarbonizacji w świetle zagrożenia klimatycznego i odejścia od paliw kopalnych [56, 58].



Rys. 3.13. Sprzedaż pomp ciepła w Europie [56, 58]

Pompa ciepła może współpracować z dodatkowymi systemami, takimi jak instalacja fotowoltaiczna, kolektory słoneczne lub turbina wiatrowa [59, 60]. P. Wienchol [61] w swoich badaniach stwierdza, że współpraca pompy ciepła z takimi systemami jest korzystna, zarówno pod względem ekologicznym, jak i ekonomicznym. Jednak badane, odnawialne źródła energii nie są w stanie w pełni pokryć zapotrzebowania na energię elektryczną w ciągu całego roku. Wyjątkiem są miesiące letnie, w trakcie, których instalacja fotowoltaiczna może wyprodukować energię elektryczną w ilości większej niż wynosi zapotrzebowanie energetyczne budynku. Badania jednoznacznie wskazują, iż istnieje duży potencjał naukowy i techniczny, oraz że należy poszukiwać nowych, zrównoważonych metod zaspakajania potrzeb energetycznych budynków [62, 63, 64].

Sprężarkowe pompy ciepła stanowią bardzo ważne ogniwo w dekarbonizacji sektora ogrzewnictwa indywidualnego, ciepłownictwa oraz przemysłu. Tematyka związana z pompami ciepła jest w ostatnich latach szeroko poruszana przez różne środowiska naukowe m.in. ze względu na konieczność oszczędzania energii oraz poprawy efektywności energetycznej. K.J. Chua i inni [65] podkreślają zarówno ekonomiczne, jak i ekologiczne korzyści stosowania pomp ciepła dzięki możliwości

odzysku ciepła technologicznego, stosowania ich, jako źródła ciepła w procesach przemysłowych, liniach technologicznych oraz budynkach mieszkalnych, uznając pompę ciepła, jako ekologiczne źródło energii o dużym potencjale i możliwościach aplikacyjnych. Jednakże Autorzy zwracają uwagę na fakt, że koniecznym jest prowadzenie prac badawczo rozwojowych mających na celu wzrost wydajności i niezawodności pomp ciepła w myśl obowiązujących i zmieniających się Rozporządzeń KE.

3.1 Klasyfikacja sprężarkowych pomp ciepła jako źródeł ciepła według Rozporządzenia Parlamentu Europejskiego i Rady (UE) 2017/1369

Źródła ciepła służące do zasilania systemów centralnego ogrzewania oraz przygotowania ciepłej wody użytkowej można podzielić na dwie grupy urządzeń: bazujące na konwencjonalnych nośnikach energii (np.: kotły gazowe, kotły olejowe, kotły na paliwo stałe) oraz bazujące na odnawialnych nośnikach energii (np.: kotły zasilane pelletem, sprężarkowe pompy ciepła). Komisja Europejska dla źródeł ciepła wprowadziła Dyrektywę 2010/30/EU [66], a następnie od 1 marca 2021 r. Rozporządzenie Parlamentu Europejskiego i Rady (UE) 2017/1369 z dnia 4 lipca 2017 r. dotyczące między innymi etykiet energetycznych określających klasę energetyczną urządzenia [67]. Podstawą przypisania urządzenia do konkretnej klasy energetycznej jest wyliczona wartość sezonowego współczynnika efektywności energetycznej urządzenia (SCOP). Określa on stosunek wykorzystanej energii do zużytej energii pierwotnej. Wartość współczynnika nakładu energii pierwotnej w ramach tego rozporządzenia została zmodyfikowana w taki sposób, że nie obejmuje energii związanej z transportem paliwa. Wprowadzono skalę A-G, używaną dla tradycyjnych gazowych i olejowych kotłów grzewczych, przy czym wysokie klasy energetyczne: A+, A++ i A+++ są przeznaczone do promowania urządzeń korzystających z odnawialnych źródeł energii oraz urządzeń kogeneracyjnych. Sprężarkowe pompy ciepła zakwalifikowano do klas od A+ do A+++ [68].

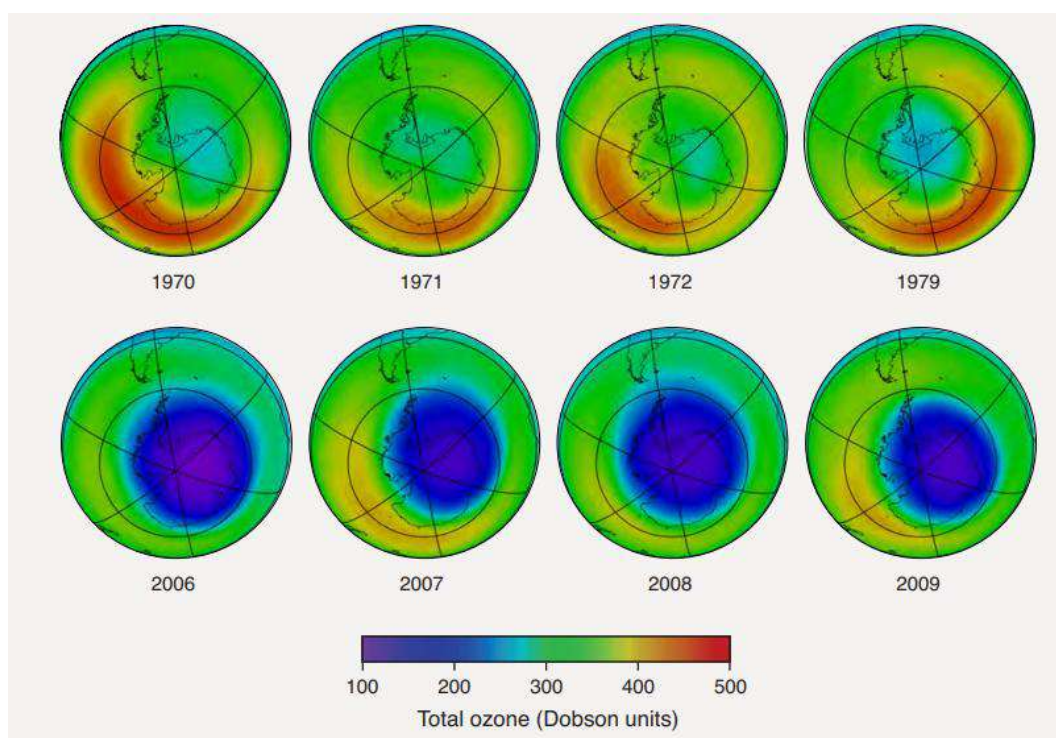
W kontekście oceny efektywności energetycznej urządzeń grzewczych, takich jak pompy ciepła, istotne znaczenie mają przepisy rozporządzenia Komisji Europejskiej nr 811/2013 oraz 813/2013 (wraz z rozporządzeniami uzupełniającymi), a także normy PN-EN 14511 i PN-EN 14825. Rozporządzenie delegowane Komisji Europejskiej nr 811/2013 z dnia 18 lutego 2013 r. zostało wydane na mocy dyrektywy 2010/30/UE

i ustanawia obowiązek stosowania etykiet energetycznych dla samodzielnych urządzeń grzewczych oraz dla zestawów grzewczych. Dokument nakazuje producentom, importerom i dystrybutorom dostarczanie z urządzeniami etykiet zawierających klasę efektywności energetycznej urządzenia oraz kart produktu z parametrami technicznymi. Zgodnie z rozporządzeniem, klasy efektywności są oparte na sezonowej efektywności grzewczej (η_s), która uwzględnia nie tylko sprawność znamionową urządzenia (np. COP przy jednej temperaturze), ale również zmienne warunki pracy i obciążenie częściowe. Oddaje to realne zużycie energii przez urządzenie w jego codziennym użytkowaniu, a etykieta energetyczna nie tylko informuje o klasie efektywności, ale również umożliwia porównanie różnych urządzeń w sposób bardziej zbliżony do rzeczywistej eksploatacji [69]. Rozporządzenie Komisji Europejskiej nr 813/2013 z dnia 2 sierpnia 2013 r. ustanawia minimalne wymagania w zakresie efektywności energetycznej, emisji hałasu oraz zużycia energii dla urządzeń grzewczych o mocy cieplnej do 400 kW, takich jak kotły, pompy ciepła powietrze-woda, solanka-woda i woda-woda oraz urządzenia hybrydowe. Rozporządzenie stanowi trzon tzw. ekoprojektu (ecodesign), który obowiązuje producentów przy wprowadzaniu urządzeń na rynek. Urządzenie niespełniające minimalnych wymagań określonych w 813/2013 nie może być legalnie sprzedawane na terenie UE. To rozwiązanie nie tylko wpływa na jakość oferowanych urządzeń, ale również eliminuje z rynku produkty nieefektywne energetycznie. Podstawowe wymagania dla urządzeń określone w rozporządzeniu obejmują m. in. minimalny poziom sezonowej efektywności η_s w zależności od rodzaju i mocy urządzenia, maksymalne dopuszczalne poziomy hałasu akustycznego oraz ograniczenie zużycia energii w trybach pasywnych – np. tryb gotowości, tryb czuwania [70]. W celu poprawnego wyznaczenia parametrów wymaganych w powyższych rozporządzeniach, konieczne jest stosowanie znormalizowanych procedur pomiarowych. Kluczową normą jest norma PN-EN 14825:2022-11 „Klimatyzatory, agregaty do chłodzenia cieczy oraz pompy ciepła ze sprężarkami napędzanymi elektrycznie, do ogrzewania i chłodzenia pomieszczeń - Badanie i ocena w warunkach częściowego obciążenia oraz obliczanie wydajności sezonowej”. Dokument precyzyjnie określa sposób wyznaczania sezonowej efektywności energetycznej pomp ciepła oraz innych urządzeń grzewczych w warunkach zmiennego zapotrzebowania na ciepło. Opisuje metody testowania urządzeń przy częściowych obciążeniach (100 %, 74 %, 47 % i 21 %) oraz definiuje trzy reprezentatywne profile klimatyczne (chłodny, umiarkowany i ciepły), co pozwala na określenie efektywności w różnych strefach geograficznych UE. Norma uwzględnia

również wpływ pracy w trybach pasywnych, takich jak gotowość czy czuwanie oraz różnice w efektywności wynikające z modulowanej lub stałej mocy urządzenia. Norma PN-EN 14825 stanowi techniczną podstawę do obliczania wartości η_s wymaganej zarówno na etykietach energetycznych, jak i w dokumentacji zgodności z wymaganiami ekoprojektu [71]. Uzupełnieniem PN-EN 14825 jest składająca się z czterech części norma PN-EN 14511 „Klimatyzatory, agregaty chłodzące ciecz i pompy ciepła do ogrzewania i chłodzenia pomieszczeń oraz agregaty procesowe, ze sprężarkami o napędzie elektrycznym”. W odróżnieniu od PN-EN 14825, która koncentruje się na sezonowej efektywności, norma PN-EN 14511 opisuje sposób testowania nominalnych parametrów pracy urządzeń grzewczych i chłodniczych, takich jak moc grzewcza i chłodnicza, pobór mocy elektrycznej, współczynniki efektywności COP i EER, przepływy powietrza i czynnika oraz warunki testowe dla różnych układów (powietrze-powietrze, powietrze-woda, solanka-woda itd.). Norma ta służy m.in. do przeprowadzania badań laboratoryjnych w procesie certyfikacji i oznakowania urządzeń. Dane uzyskane zgodnie z PN-EN 14511 stanowią punkt wyjścia do dalszych obliczeń sezonowych zgodnie z PN-EN 14825 oraz są obowiązkowym elementem dokumentacji technicznej wymaganej przez rozporządzenia 811/2013 i 813/2013 [72]. Wprowadzenie i stosowanie tych rozporządzeń i norm stanowi spójny i ujednolicony system oceny efektywności energetycznej urządzeń grzewczych.

4 Klasyfikacja czynników chłodniczych w aspekcie Rozporządzeń UE

Początki polityki środowiskowej dotyczącej ochrony warstwy ozonowej, a następnie przeciwdziałaniu wzrostowi średniej temperatury na ziemi sięgają lat 30 ubiegłego wieku. Warstwą ozonową nazywa się według [73] obszar atmosfery charakteryzujący się dużą koncentracją cząsteczek ozonu. Odgrywa ona szczególną rolę, ponieważ prawie całkowicie pochłania szkodliwe promieniowanie ultrafioletowe emitowane przez Słońce, o długości fali mniejszej od 290 nm. Pomiar grubości warstwy ozonowej jest prowadzony od 1930 roku. Dzięki regularnym i sukcesywnym pomiarom zaobserwowano, że od 1977 roku koncentracja ozonu zaczęła maleć w skali roku. Apogeum zjawiska zaobserwowano dzięki zdjęciom satelitarnym na biegunie południowym nad Antarktydą (Rys. 4.1) [74].

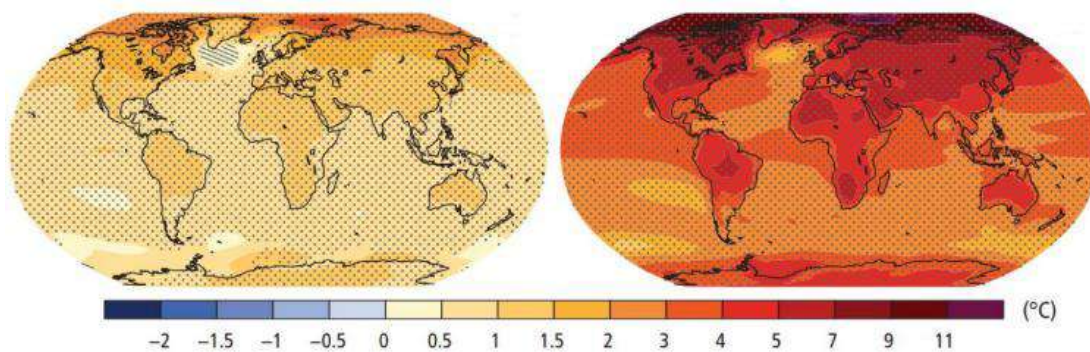


Rys. 4.1. Warstwa ozonowa nad Antarktydą w latach 1970 – 2009 [74]

Regularnie powiększająca się dziura ozonowa przyczyniła się do podpisania w 1987 roku Protokołu Montrealskiego, którego sygnatariusze zobowiązali się do redukcji emisji substancji zubożających warstwę ozonową. Wśród tych substancji, które zostały objęte Protokołem Montrealskim, wyróżnia się w pełni halogenowane pochodne węglowodorów - chlorofluorowęglowodory (CFC) oraz nie w pełni halogenowane pochodne węglowodorów - wodorochlorofluorowęglowodory (HCFC), czyli pierwsze syntetyczne czynniki chłodnicze. Od czasu ratyfikowania przez Unię Europejską

Protokołu Montrealskiego, substancje z grupy CFC oraz HCFC zostały stopniowo wycofane. Użycie ostatniego czynnika chłodniczego z grupy HCFC, tzw. R22 stało się nielegalne w dniu 1 stycznia 2015 roku [4, 75, 76].

Czynniki z grupy CFC, a następnie HCFC zostały zastąpione wodorofluorowęglowodorami (HFC). Substancje te nie wpływają na zanikanie ozonu w ziemskiej atmosferze, jednak przyczyniają się do powstania efektu cieplarnianego, a w konsekwencji uwalniane do atmosfery wpływają na ocieplenie klimatu. Zmiany klimatyczne zachodzące w sposób ciągły w skali setek i tysięcy lat są zjawiskiem naturalnym, jednak w ciągu ostatnich stu lat średnia temperatura na Ziemi wzrosła aż o około 0,8 °C. Międzynarodowy Panel do spraw Zmian Klimatu potwierdził fakt nadmiernego ocieplania się klimatu i przedstawił dwa scenariusze (RCP2.6, RCP8.5) zmiany średniej temperatury na Ziemi (Rys. 4.2) [77, 78, 79].



Rys. 4.2. Zmiany średniej temperatury powierzchni Ziemi do roku 2100, szacowane na podstawie scenariuszy RCP2.6 (po lewej) i RCP8.5 (po prawej) [79]

Oba scenariusze, wskazują na to, że klimat ociepla się nadmiernie i nienaturalnie. W związku z tym, w roku 1997 sporządzony został Protokół z Kioto, którego głównym założeniem było ograniczenie emisji gazów cieplarnianych (tzw. fluorowanych gazów cieplarnianych, w skrócie F-gazów). W celu wykonania zobowiązań narzuconych przez Protokół z Kioto, Unia Europejska uchwaliła szereg aktów prawnych, regulujących wycofywanie z użycia czynników przyczyniających się do globalnego ocieplenia. Rozporządzenie Parlamentu Europejskiego i Rady (UE) w sprawie fluorowanych gazów cieplarnianych nr 517/2014, obowiązujące w latach 2014-2024 wprowadziło pierwsze zakazy dotyczące serwisowania i konserwacji oraz wprowadzania do obrotu urządzeń i produktów zawierających fluorowane gazy cieplarniane (Tab. 4.2) [4, 80, 81, 82, 83].

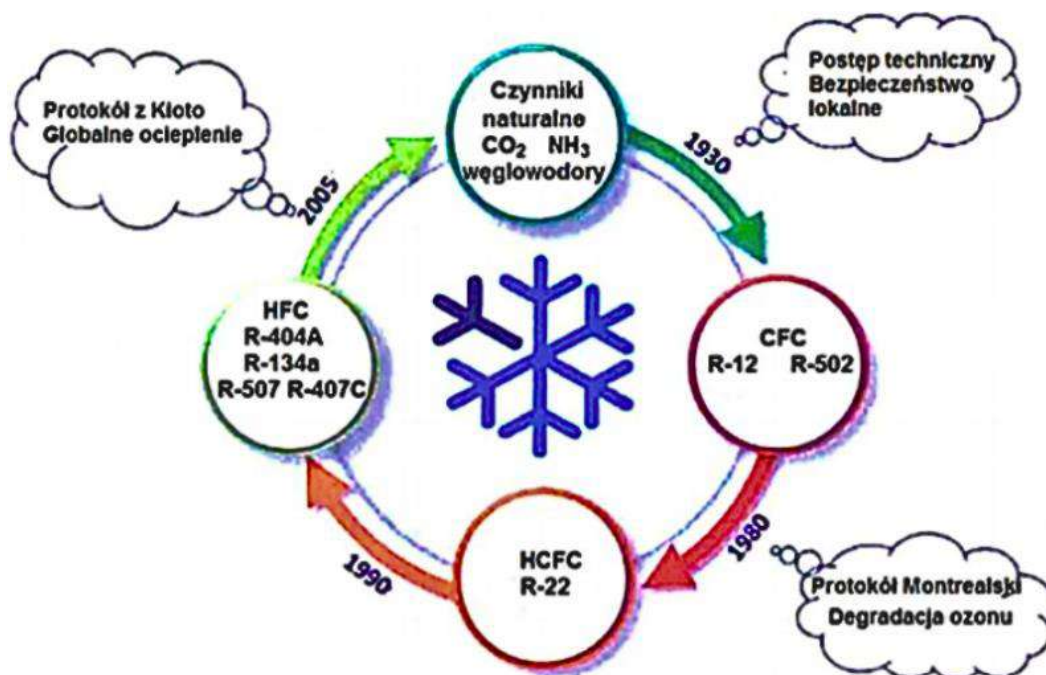
Tab. 4.1. Ograniczenia w stosowaniu fluorowanych gazów cieplarnianych według Rozporządzenia Parlamentu Europejskiego i Rady (UE) nr 517/2014 [4]

Rodzaj urządzeń i zastosowanie	Dopuszczalna wartość GWP w danym roku									
	2017	2018	2019	2020	2021	2022	2023	2024	2025	2026
Rozporządzenie nr 517/2014 Art. 13 (3): Kontrola stosowania										
Serwisowanie i konserwacja urządzeń chłodniczych o napełnieniu powyżej 40 t ekwiwalentu CO ₂ , za wyjątkiem sprzętu wojskowego lub urządzeń do schładzania produktów do temperatur poniżej -50°C	> 2500			1500 – 2499						
Rozporządzenie nr 517/2014 Art. 11 (1): Wprowadzanie do obrotu produktów i urządzeń wymienionych w załączniku III, z wyłączeniem sprzętu wojskowego										
Domowe chłodziarki i zamrażarki	0 – 149									
Chłodziarki i zamrażarki komercyjne (hermetycznie zamknięte urządzenia)	> 2500			1500 - 2499		0 – 149				
Stacjonarne urządzenia chłodnicze z wyjątkiem urządzeń do schładzania produktów do temperatur poniżej -50°C	> 2500			1500 – 2499						
Wieloagregatowe scentralizowane układy chłodnicze komercyjne o mocy 40kW lub większej, z wyjątkiem:	> 2500					0 – 149				
obiegów chłodniczych pierwszego stopnia w układach kaskadowych	> 2500					750 – 1499				
Przenośne urządzenia klimatyzacyjne	> 2500			0 – 149						
Pojedyncze dzielone układy klimatyzacyjne o napełnieniu mniejszym niż 3 kg	> 2500								150 – 749	

W dniu 1 stycznia 2020 roku stało się nielegalne używanie czynników chłodniczych o współczynniku globalnego ocieplenia (ang. global warming potential, w skrócie GWP) większym lub równym 2500 w większości zastosowań (Tab. 4.2). W praktyce dotyczy to popularnych czynników wykorzystywanych w różnych układach chłodniczych, takich jak R404A (GWP - 3922), R407A (GWP - 3985) oraz R422D (GWP - 2729).

W przypadku serwisowania i konserwacji urządzeń chłodniczych i klimatyzacyjnych o napełnieniu powyżej 40 t ekwiwalentu CO₂ zakaz ten nie dotyczy gazów zregenerowanych lub poddanych recyklingowi, jednak tylko do dnia 1 stycznia 2030 roku [4, 84, 85].

Zakaz serwisowania i konserwacji urządzeń chłodniczych o napełnieniu powyżej 40 ton ekwiwalentu CO₂ pierwotnymi czynnikami chłodniczymi o współczynniku globalnego ocieplenia powyżej 2500 postawił przed Polską i europejską branżą konieczność szukania nowych rozwiązań. Wprowadzenie czynników z grupy HFC ponad dwie dekady temu wprowadziło spore zamieszanie w branży, jednak pozwoliło na całkowitą rezygnację z substancji zubożających warstwę ozonową (CFC i HCFC). Podobnie sytuacja wygląda obecnie – konieczna jest stopniowa rezygnacja z fluorowanych gazów cieplarnianych na rzecz alternatywnych czynników chłodniczych, które będą charakteryzować się zerowym współczynnikiem ODP oraz zerowym lub znikomym współczynnikiem GWP (Rys. 4.3) [83, 86, 87, 88].



Rys. 4.3. Historia stosowania czynników chłodniczych [89]

W pierwszej połowie 2024 roku ukazała się nowelizacja Rozporządzenia Parlamentu Europejskiego i Rady (UE) w sprawie fluorowanych gazów cieplarnianych. Wstępny projekt nowych przepisów unijnych został przekazany państwom członkowskim do wglądu pod koniec 2023 roku [90]. Nowe przepisy kontynuują projekt rezygnacji ze stosowania fluorowanych gazów cieplarnianych na rzecz ich naturalnych zamienników.

Celem polityki Unii Europejskiej jest całkowita rezygnacja ze stosowania F-gazów do 2050 roku (Tab. 4.2) [91].

Rozporządzenie Parlamentu Europejskiego i Rady (UE) nr 2024/573 definiuje jednoznacznie pompę ciepła, jako „urządzenie zdolne do wykorzystywania ciepła z otoczenia lub ciepła odpadowego z powietrza, wody lub gruntu do ogrzewania lub chłodzenia, działające na zasadzie wzajemnego powiązania elementu lub elementów tworzących zamknięty obieg chłodniczy, w którym krąży czynnik chłodniczy umożliwiający pobieranie i uwalnianie ciepła”. W obowiązującym dotychczas rozporządzeniu (517/2014) brak było takiej definicji, natomiast nowe przepisy wskazują już na możliwość wykorzystywania ciepła odpadowego, jako źródła ciepła dla pompy ciepła. Dodatkowo zgodnie z Rozporządzeniem nr 2024/573, pompy ciepła (typu „plug-in monoblock”) o mocy znamionowej do 12 kW instalowane od 1 stycznia 2032 roku muszą być urządzeniami wolnymi od fluorowanych gazów cieplarnianych. Urządzenia te o mocy powyżej 12 kW będą mogły zawierać natomiast fluorowane gazy cieplarniane o współczynniku GWP niższym niż 150, a przepis będzie obowiązywał od 1 stycznia 2027 roku. Pompy ciepła typu split o mocy znamionowej do 12 kW muszą natomiast być pozbawione fluorowanych gazów cieplarnianych od 1 stycznia 2035 roku. Te, o mocy powyżej 12 kW będą musiały zawierać fluorowane gazy cieplarniane o współczynniku GWP poniżej 150 od 1 stycznia 2033 roku [91].

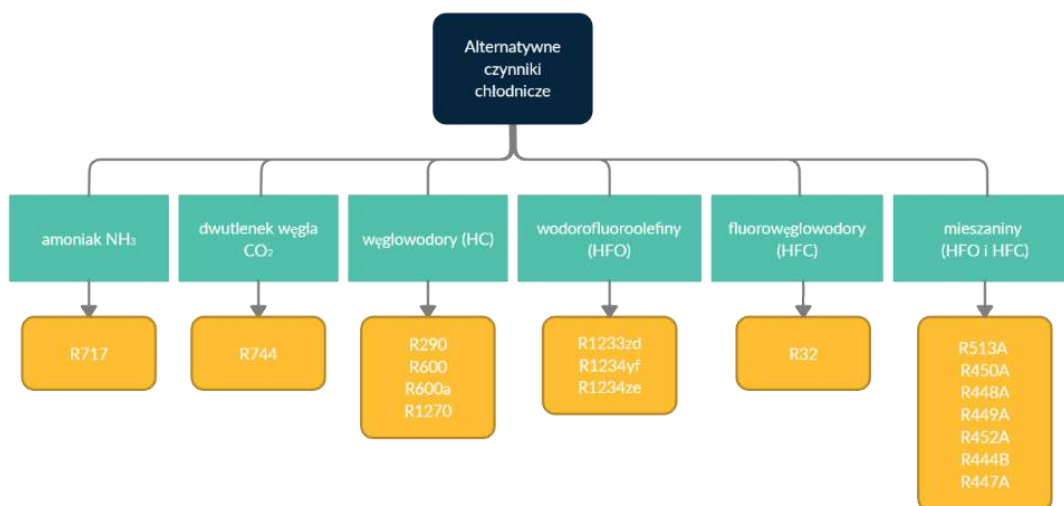
Powyższe przepisy dotyczą wprowadzania do obrotu i instalacji nowych urządzeń, jednak nowe przepisy definiują też czynności serwisowe i konserwację urządzeń już zainstalowanych. Od 1 stycznia 2026 roku obowiązuje zakaz wykonywania tych czynności przy użyciu pierwotnych F-gazów o współczynniku GWP powyżej 2500. Do 1 stycznia 2020 roku można było dokonywać czynności serwisowych i konserwacji czynnikami pochodzącymi z regeneracji i z recyklingu (bez ograniczeń z powodu wartości współczynnika GWP). W rezultacie spowodowało to, że dostępność takich substancji jest w Polsce ograniczona oraz są one droższe [83]. W praktyce oznacza to, że instalacja urządzeń zawierających fluorowane gazy cieplarniane, nawet, jeśli będzie dozwolona, to będzie nieopłacalna ekonomicznie, z powodu znacznie wyższych kosztów serwisowania i konserwacji tych urządzeń.

Tab. 4.2. Harmonogram wycofywania fluorowanych gazów cieplarnianych według Rozporządzenia Parlamentu Europejskiego i Rady (UE) nr 2024/573 [91]

		2023	2024	2025	2026	2027	2028	2029	2030	2031	2032	2033	2034	2035	2036	...	2050
Samodzielne urządzenia klimatyzacyjne i pompy ciepła	≤ 12 kW					GWP 150					Tylko naturalne czynniki chłodnicze					Tylko naturalne czynniki chłodnicze	
	> 12 kW a < 50 kW					GWP 150											
	Pozostałe							GWP 150									
Urządzenia klimatyzacyjne i pompy ciepła split	< 3 kg fluorowanych gazów cieplarnianych (załącznik 1)			GWP 750													
	Pompy ciepła powietrze/woda ≤ 12 kW					GWP 150								Tylko naturalne czynniki chłodnicze			
	Pompy ciepła powietrze/powietrze ≤ 12 kW					GWP 150							Tylko naturalne czynniki chłodnicze				
	Pompy ciepła > 12 kW					GWP 750					GWP 150						
Chillery komfort i serwis urządzeń klimatyzacyjnych i pomp ciepła	Chillery komfort ≤ 12 kW					GWP 150					Tylko naturalne czynniki chłodnicze						
	Chillery komfort ≥ 12 kW					GWP 750											
	Serwis urządzeń klimatyzacyjnych i pomp ciepła					GWP 2500 odzysk / poddane recyklingowi					GWP 750						
	Eksport					GWP 1000											

Nowe przepisy Unii Europejskiej są bardzo restrykcyjne i mocno ograniczają branżę chłodniczą, klimatyzacyjną i producentów pomp ciepła, zmuszając naukę i technikę do szukania nowych rozwiązań. Zakaz napełniania pomp ciepła fluorowanymi gazami cieplarnianymi znacznie obowiązywać już za kilka lat, więc konieczne jest opracowanie i wprowadzenie do obrotu nowych rozwiązań konstrukcyjnych pomp ciepła napełnionych ekologicznymi czynnikami chłodniczymi [92].

Wśród alternatywnych, ekologicznych czynników chłodniczych wyróżniamy między innymi amoniak (NH_3), dwutlenek węgla (CO_2), węglowodory (HC), wodorofluoroolefiny (HFO), fluorowęglowodory (HFC) o niskim GWP oraz ich mieszaniny (Rys. 4.4) [89, 93].



Rys. 4.4. Wybrane alternatywne czynniki chłodnicze [opracowanie własne]

Liczna grupę wśród alternatywnych czynników chłodniczych stanowią czynniki palne. Węglowodory, wodorofluoroolefiny oraz czynnik R32 z grupy fluorowęglowodorów charakteryzują się palnością różnego stopnia [94]. Do węglowodorów zaliczamy między innymi propan (R290), izobutan (R600a) oraz propylen (R1270). Ich wadą jest wysoka palność. Podstawowe właściwości wybranych węglowodorów przedstawia tabela (Tab. 4.3) [95, 96].

Tab. 4.3. Podstawowe właściwości węglowodorów [97, 98]

Wielkość	Czynnik			
	R290	R600a	R1270	
Nazwa	propan	izobutan	propylen	
Wzór chemiczny	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	C ₃ H ₆	
Masa cząsteczkowa	44,10 g/mol	58,12 g/mol	42,08 g/mol	
Temperatura wrzenia (1013 hPa)	-42,11°C	-11,75°C	-47,62°C	
Temperatura krytyczna	96,74°C	134,66°C	91,06°C	
Ciśnienie krytyczne	42,51 bar	36,29 bar	45,55 bar	
Poślizg temperaturowy	0	0	0	
Ciepło właściwe (25°C)	cieczy	2,719 kJ/kg·K	2,430 kJ/kg·K	2,669 kJ/kg·K
	pary	2,015 kJ/kg·K	1,796 kJ/kg·K	1,973 kJ/kg·K
Współczynnik przewodności cieplnej (25°C)	cieczy	0,094 W/(m·K)	0,089 W/(m·K)	0,112 W/(m·K)
	pary	0,019 W/(m·K)	0,017 W/(m·K)	0,019 W/(m·K)
ODP	0	0	0	
GWP ₁₀₀	3	4	2	
Klasa palności	3	3	3	
Klasa toksyczności	A	A	A	
Zapach	bezwonny	słodkawy	bezwonny	
Kolor	bezbarwny	bezbarwny	bezbarwny	

Propan jest bezwonny i bezbarwny węglowodorem o niskiej toksyczności (Tab. 4.3). To jeden z najstarszych czynników naturalnych stosowanych w chłodnictwie. Jest tani, a ze względu na swoje właściwości może zastąpić takie czynniki jak np. R134a, R404A, R507A oraz R22. Uwalniany do atmosfery nie wpływa na zanikanie ozonu oraz charakteryzuje się niskim współczynnikiem GWP wynoszącym zaledwie 3. Jest bezbarwny i bezwonny, a jego główną wadą jest przynależność do trzeciej klasy palności (A3), dlatego jego zastosowanie ogranicza się obecnie do systemów o małym napełnieniu czynnikiem lub urządzeń zainstalowanych na zewnątrz budynku. Charakteryzuje się wysoką wartością ciepła właściwego, co umożliwia redukcję napełnienia instalacji w porównaniu z konwencjonalnymi czynnikami. Nie jest agresywny wobec metali ani wobec tworzyw sztucznych, dzięki czemu nie oddziałuje na materiały konstrukcyjne używane do budowy instalacji chłodniczych. Obecnie znajduje coraz częściej

zastosowanie w pompach ciepła oraz w chłodnictwie transportowym. Podobnymi właściwościami termodynamicznymi charakteryzuje się propylen – R1270, jednak jest on nienasyconym węglowodorem i z tego powodu jest mniej stabilny niż propan. Jest dodatkowo droższy niż propan oraz nie uzyskał większej akceptacji branży, jako czynnik chłodniczy, mimo zerowego współczynnika ODP i niskiego współczynnika GWP. Izobutan (R600), również należący do węglowodorów, jest stabilny chemicznie i nie powoduje korozji metali, niszczy natomiast gumę. W przeszłości był wykorzystywany w urządzeniach, jednak został wyparty przez niepalne freony. Jego właściwości są zbliżone do pozostałych węglowodorów i jest on od kilku lat ponownie wprowadzany na rynek. Znajduje zastosowanie głównie w chłodziarkach domowych i klimatyzatorach. Stosowanie wszystkich czynników z grupy HC wymaga jednak zachowania szczególnych środków ostrożności, w tym bezwzględnego przestrzegania przepisów bezpieczeństwa z powodu ich wysokiej palności [94, 95, 99].

Ograniczenia w stosowaniu fluorowanych gazów cieplarnianych uderzają najmocniej w najbardziej popularne czynniki chłodnicze o wysokich współczynnikach GWP, takich jak na przykład R404A lub R507A. W ciągu ostatnich kilku lat można zaobserwować gwałtowny spadek ich zużycia oraz kilkukrotny wzrost ich cen. Jednocześnie nastąpił wzrost użycia alternatywnych czynników chłodniczych o niskich lub zerowych współczynnikach GWP takich jak R290 czy R717. Jednak ich cechy, takie jak palność, toksyczność, poziomy ciśnienie mogą znacznie różnić się od zastępowanych czynników. W przypadku większości alternatywnych czynników nie ma możliwości przeobrażenia instalacji zaprojektowanych pierwotnie do współpracy z czynnikami HFC. Mimo tego, niektóre ekologiczne czynniki wskazuje się jako zamienniki dla niektórych czynników z grupy HFC. W tabeli (Tab. 4.4) zestawiono wybrane czynniki wraz z ich zamiennikami o niższych współczynnikach GWP (do $GWP < 150$) [85, 83, 100, 101, 102].

Tab. 4.4. Wybrane czynniki z grupy HFC i ich zamienniki do GWP 150 [97]

Czynniki HFC		Alternatywy o niższym GWP (do 150)			
Nr ASHRAE	GWP	Nr ASHRAE	Grupa	Grupa bezpieczeństwa	GWP
R134a	1430	R744	naturalny	A1	1
		R1270	HC	A3	2
		R600a	HC	A3	3
		R1234yf	HFO	A2L	4
		R1234ze	HFO	A2L	7
		R444A	HFO/HFC	A2L	92
		R516A	HFO/HFC	A2L	142
		R152A	HFO/HFC	A2L	124
R507A/R404A	3985/3922	R717	naturalny	B2	0
		R744	naturalny	A1	1
		R1270	HC	A3	2
		R290	HC	A3	3
		R455A	HFO/HFC	A2L	146
		R454C	HFO/HFC	A2L	146
R410A	2088	R1233zd	HFO	A1	1
		R1336mzz(Z)	HFO	A1	2
		R514A	HFO/HFC	B1	2
R422D	2729	R290	HC	A3	3
		R454C	HFO/HFC	A2L	146
R407C	1774	zamiennik do GWP 150 niedostępny			

Rezygnacja ze stosowania substancji z grupy HFC, na rzecz ekologicznych czynników chłodniczych jest działaniem niezbędnym, aby uniknąć dalszego ocieplenia klimatu. Stwierdzono [4], że do 2050 roku konieczna jest redukcja emisji gazów cieplarnianych (w tym również fluorowanych gazów cieplarnianych) o 80-95 % w stosunku do ich poziomów z 1990 r., aby ograniczyć globalną zmianę klimatu do wzrostu temperatury o maksymalnie 2 °C. Dzięki obowiązującemu obecnie prawodawstwu, polegającemu m. in. na zastąpieniu fluorowanych czynników chłodniczych ich ekologicznymi zamiennikami, do 2030 r. nastąpi obniżenie wielkości emisji F-gazów do dwóch trzecich w stosunku do poziomu z 2010 r. [103]. Szacuje się

[104, 105], że to działanie przyczyni się do uniknięcia ocieplenia klimatu o 0,3 – 0,5 °C do 2100 roku.

4.1 Analiza limitów stopnia napełnienia urządzeń palnymi czynnikami chłodniczymi w kontekście obowiązujących norm oraz dyrektyw Unii Europejskiej

Czynniki chłodnicze z grupy węglowodorów, charakteryzujące się znikomymi współczynnikami GPW są palne. Należą do trzeciej klasy palności (grupa bezpieczeństwa: A3). W związku z tym projektowanie, instalacja i użytkowanie urządzeń napełnionych czynnikami palnymi podlegają pod specjalne przepisy prawne, zapewniające bezpieczeństwo dla instalatorów, serwisantów i użytkowników tych substancji. Przepisy regulują między innymi dopuszczalne wielkości napełniania instalacji czynnikami palnymi. Najważniejsze normy i dyrektyw regulujące powyższe kwestie przedstawia tabela (Tab. 4.5).

Tab. 4.5. Normy i dyrektywy dotyczące czynników palnych [6, 106, 107, 108, 109]

Dokument	Tytuł	Zawartość
PN-EN 378	Instalacje chłodnicze i pompy ciepła - Wymagania dotyczące bezpieczeństwa i ochrony środowiska	Czteroczęściowa, główna norma dla chłodnictwa w Europie, reguluje pracę również z czynnikami z grup A2L, A3, A3.
PN-EN IEC 60079	Atmosfery wybuchowe	Opisuje m. in. kategorie gazów palnych, identyfikuje strefy zagrożenia zapłonem i wymogi dotyczące bezpieczeństwa.
PN-EN 60335	Elektryczny sprzęt do użytku domowego i podobnego – Bezpieczeństwo użytkownika	Reguluje projektowanie, stosowanie i serwis urządzeń z czynnikami palnymi.
Dyrektywa 2014/68/UE	Dyrektywa w sprawie urządzeń ciśnieniowych (PED)	Reguluje kwestie projektowania, wytwarzania oraz oceny zgodności urządzeń ciśnieniowych lub zespołów o najwyższym dopuszczalnym ciśnieniu przekraczającym 0,5 bara.
Dyrektywa 2014/34/UE	Dyrektywa urządzeń pracujących w atmosferze wybuchu ATEX	Odnosi się do urządzeń i systemów ochronnych przeznaczonych do użytku w atmosferze potencjalnie wybuchowej.

Dyrektywa Parlamentu Europejskiego i Rady 2014/34/UE z dnia 26 lutego 2014 r. w sprawie harmonizacji ustawodawstw państw członkowskich odnoszących się do urządzeń i systemów ochronnych przeznaczonych do użytku w atmosferze potencjalnie wybuchowej skupia się na wprowadzaniu na rynek urządzeń pracujących w atmosferze wybuchowej. Reguluje kwestie związane z oceną zgodności takich instalacji, ich dokumentacji oraz oznakowania. Obejmuje producentów urządzeń uregulowaniami dotyczącymi procedur bezpieczeństwa przeciwwybuchowego.

Dyrektywa Parlamentu Europejskiego i Rady 2014/68/UE z dnia 15 maja 2014 r. w sprawie harmonizacji ustawodawstw państw członkowskich odnoszących się do udostępniania na rynku urządzeń ciśnieniowych, zwana potocznie dyrektywą PED, to obowiązujący standard bezpieczeństwa dla większości elementów w systemie klimatyzacji, chłodnictwa i pomp ciepła. Dotyczy zbiorników ciśnieniowych, kotłów parowych, rurociągów, urządzeń zabezpieczających oraz urządzeń ciśnieniowych. Dokument dzieli płyny na dwie grupy, zależnie od ich bezpieczeństwa oraz określają procedury oceny zgodności (PED), na podstawie, których oceniane są produkty i urządzenia. Dyrektywa wyróżnia cztery kategorie PED. Im większa kategoria PED urządzenia, tym większe zagrożenie, a tym samym szersze są wymagania zapewnienia jakości.

Norma PN-EN IEC 60079 „Atmosfery wybuchowe” składa się z piętnastu części i jest obszernym dokumentem szeroko regulującym projektowanie, dobór i montaż instalacji elektrycznych. Klasyfikuje przestrzenie zagrożone wybuchem oraz sprzęt i gazy palne, określa zabezpieczenie i znakowanie urządzeń oraz definiuje jego obudowę. Określa również wymagania dotyczące przepływu powietrza w zagrożonych strefach, lokalizowanie źródeł zapłonu, okablowanie i instruuje, jak wykonywać testy symulacyjne wycieków. Jest podstawowym dokumentem dla producentów urządzeń do stosowania w strefach zagrożenia wybuchem.

Podstawową normą dotyczącą instalacji chłodniczych jest norma PN-EN 378 „Instalacje chłodnicze i pompy ciepła – Wymagania dotyczące bezpieczeństwa i ochrony środowiska”. Składa się z 4 części i zawiera podstawowe zasady, koncepcję i terminologię związaną z czynnikami chłodniczymi. Wskazuje między innymi maksymalne wielkości napełnienia instalacji czynnikami, zabezpieczenia przed wysokimi ciśnieniami, wymagania dotyczące wentylacji i regulacje dotyczące napraw urządzeń napełnionych gazami palnymi. Norma określa możliwe napełnienie na podstawie klasy toksyczności i palności czynnika, kategorii dostępu do urządzenia i jego

lokalizacji. Przykładowo, dla klimatyzatora typu „split”, znajdującego w pomieszczeniu o kubaturze 40 m³ maksymalne napełnienie dla propanu wynosi 1 kg, natomiast dla pompy ciepła, znajdującej się na zewnątrz pomieszczenia, maksymalne napełnienie propanem wynosi 5 kg.

Norma PN-EN 60335 „Elektryczny sprzęt do użytku domowego i podobnego - Bezpieczeństwo użytkowania” dotyczy bezpieczeństwa użytkowania elektrycznego sprzętu przeznaczonego do użytku w warunkach domowych i w celach komercyjnych, o napięciu znamionowym dla sprzętu jednofazowego nieprzekraczającym 250 V i 480 V dla innego sprzętu. Niniejsza norma dotyczy również sprzętu i urządzeń przeznaczonych do użytkowania przez personel wykwalifikowany lub przeszkolony w sklepach, niewielkich zakładach produkcyjnych i w gospodarstwach rolnych oraz sprzętu i urządzeń przeznaczonych do celów komercyjnych użytkowanych przez osoby go obsługujące. Norma dotyczy wszystkich przewidywalnych zagrożeń stwarzanych przez sprzęt i maszyny, z którymi stykają się wszystkie osoby. Szczególną uwagę należy zwrócić na dwie części niniejszej normy: PN-EN 60335-2-40:2025-02 – „Elektryczny sprzęt do użytku domowego i podobnego – Bezpieczeństwo użytkowania – Część 2-40: Wymagania szczegółowe dotyczące elektrycznych pomp ciepła, klimatyzatorów i osuszaczy” oraz na PN-EN 60335-2-89:2022-12 – „Elektryczny sprzęt do użytku domowego i podobnego – Bezpieczeństwo użytkowania – Część 2-89: Wymagania szczegółowe dotyczące komercyjnych urządzeń chłodniczych i komercyjnych wytwornic lodu z wbudowanym lub wolnostojącym zespołem chłodniczym lub sprężarką silnikową”. Normy były w 2022 oraz w 2023 roku nowelizowane, a wśród zmian znalazło się zwiększenie limitów napełniania urządzeń czynnikami z grupy A2, A2L oraz A3.

Główna zmiana wprowadzona przez normę PN-EN 60335-2-89 polega na tym, że czynniki chłodnicze A3 (np. propan) mogą zwiększyć limit ładunku ze 150 g do około 494 g, podczas gdy w przypadku czynników chłodniczych A2L limit wzrasta z 150 g do 1,2 kg. W przypadku systemów typu split użycie masy większej niż 150 g wciąż jest niedozwolone. Dotyczy to urządzeń komercyjnych.

Nowa wersja normy PN-EN 60335-2-40 wprowadza rozszerzone limity napełnienia dla urządzeń wykorzystujących palne czynniki chłodnicze. Maksymalne napełnienie urządzenia gazem palnym z grupy A3 (np. propanem) w pomieszczeniu mieszkalnym wynosi 988 g czynnika. Dla układu o napełnieniu do 152 g propanu, norma nie nakłada ograniczeń związanych z powierzchnią pomieszczenia. Dla napełnienia od 152 g do 988

g należy spełnić dodatkowe wymagania dotyczące minimalnej powierzchni pomieszczenia. W przypadku czynników z grupy A2L limit wzrasta do 15,964 kg w przypadku czynnika R32 przy spełnieniu dodatkowego ograniczenia związanego z minimalną powierzchnią pomieszczenia. Dla układów o napełnieniu do 1,842 kg czynnika R32 norma nie nakłada ograniczeń związanych z wielkością pomieszczenia. Dotyczy to urządzeń domowych.

4.2 Propan (R290) jako alternatywa dla syntetycznych czynników chłodniczych

Jak wynika z przedstawionej analizy propan – R290 stanowi alternatywę dla wycofywanych syntetycznych czynników chłodniczych. Jednakże ze względu na m. in. palność propanu, wprowadzono liczne ograniczenia dotyczące stosowania tego czynnika. Jednym z głównych ograniczeń jest stopień napełnienia układu chłodniczego tym czynnikiem. W celu redukcji masy prowadzone są liczne prace badawcze dotyczące zarówno konstrukcji układu chłodniczego jak i jego komponentów oraz zabezpieczenia użytkowników przed wyciekami czynnika chłodniczego z układu.

A. Cavallini i inni [110] dowodzą, że minimalizacja napełnienia układu czynnikiem jest priorytetem przy projektowaniu tego typu urządzeń, dlatego zastosowali mikrokanałowy, płaszczowo-rurowy wymiennik ciepła. Wykazali, że użycie mikrokanałów pozwala zredukować ilość czynnika chłodniczego w układzie. Dowiedziono [111, 112], że największy udział masowy czynnika chłodniczego w systemie przypada na skraplacz, parownik oraz sprężarkę. W celu redukcji masy czynnika chłodniczego w układzie należy opracować rozwiązania konstrukcyjne wymienników zapewniających wysoką wydajność parownika i skraplacza przy jednoczesnej redukcji masy czynnika chłodniczego. P. Fernando i inni [113] potwierdzają te badania poprzez wykazanie dodatkowo, że można zminimalizować napełnienie układu palnym czynnikiem ekologicznym przy jednoczesnym zachowaniu wymaganej mocy chłodniczej niezbędnej do prawidłowego działania urządzenia. M. Tammaro i inni [114] natomiast udowadniają, że zastosowanie propanu w pompie ciepła w ciepłym i umiarkowanym klimacie jest najbardziej efektywne oraz porównują go z dwutlenkiem węgla. Dowodzą, że przy bezpośrednim zastąpieniu czynnika syntetycznego propanem, zawsze można zredukować stopień napełnienia układu [115, 116]. Największe nadzieje w czynnikach ekologicznych związane są z propanem, z tego też względu prowadzone są badania porównawcze propanu z innymi, syntetycznymi czynnikami [117, 118]. O.

Abdelaziz [119] wskazuje propan jako naturalny czynnik chłodniczy, będący odpowiedzią na globalny problem związany z rosnącym zapotrzebowaniem na energię elektryczną oraz koniecznością ochrony środowiska. Porównuje go z czynnikiem R134a oraz R410A i zwraca uwagę na jego doskonałe właściwości termodynamiczne. Wongwises i inni [120] badają dodatkowo mieszaniny palnych węglowodorów, jako alternatywy dla czynników syntetycznych i wskazuje na mieszaniny propanu, jako zamienniki dla R134a w domowych chłodziarkach. Zastosowanie propanu pozwala również na uzyskanie niższej temperatury tłoczenia niż w przypadku czynników syntetycznych [121]. X. Kong i inni [122] udowadniają, że zastosowanie propanu w pompie ciepła oraz wykorzystanie mikrokanałowego parownika pozwala na osiągnięcie znacznie wyższej wartości wydajności chłodniczej (COP) układu niż w przypadku zastosowania czynnika R134a. Dodatkowo zastosowanie węglowodorów w układach chłodniczych, klimatyzacyjnych i pompach ciepła pozwala zmniejszyć pobór energii elektrycznej przez urządzenie o blisko 20 % w porównaniu do układów napełnionych wodorofluorowęglowodrami [123]. Jak już wspomniano, ekologiczne czynniki chłodnicze należą do grupy A3 - czynników palnych, z tego też względu prowadzone są również badania w kierunku wycieku palnych czynników z systemów chłodniczych [124] [125]. Temat bezpieczeństwa w aspekcie stosowania palnych czynników w układach chłodniczych, klimatyzacyjnych i pompach ciepła jest poruszany przez wielu badaczy [126, 127]. A. Grzebielec i inni [126] udowadniają, że w przypadku pomp ciepła typu split, można bezpiecznie stosować czynnik chłodniczy, jakim jest propan, gdyż nawet wyciek całej ilości gazu nie stwarza zagrożenia wybuchowego. Jedynym zagrożeniem może być jedynie jego niekontrolowany zapłon w czasie prac serwisowych lub utylizacyjnych, dlatego konieczne jest, aby takie prace wykonywał wykwalifikowany personel. Jednocześnie należy zauważyć, że ilość propanu w instalacjach, w porównaniu z konwencjonalnymi czynnikami chłodniczymi jest znacznie niższa (od 2 do 5 razy) [126]. Dodatkowo ze względu na zerowy współczynnik zubożenia warstwy ozonowej oraz niskie współczynniki globalnego ocieplenia węglowodorów, ich zastosowanie w przemyśle i technice jest konieczne, mimo ich wysokiej palności [128, 124].

4.3 Mikrokanalowe wymienniki ciepła

Mikrokanalowe wymienniki ciepła są coraz częściej stosowane w branży chłodniczej, ogrzewniczej, wentylacyjnej i klimatyzacyjnej [129] ze względu na wyższą wydajność wymiany ciepła, bardziej zwartą konstrukcję oraz niższy koszt materiału. Jednak ich koszty produkcji są droższe [130]. Stanowią ogromny potencjał do zastosowania w miejscach, które mają ograniczone wymiary. Y. Deng i inni wskazali na możliwość zastosowania wymiennika w pojazdach samochodowych [131] i to właśnie klimatyzacja mobilna była ich pierwszym zastosowaniem. Kolejną dziedziną, do której zostały wprowadzone, to klimatyzacja niewielkich obiektów, takich jak domy mieszkalne, restauracje, stacje benzynowe. Od kilku lat są również stopniowo wprowadzane do chłodnictwa komercyjnego [132, 133, 134]. Mikrokanalowe wymienniki ciepła charakteryzują się wyjątkowo dużemu stosunkowi powierzchni do objętości, dzięki czemu prowadzone jest wiele badań mających na celu zapewnienie jak największej sprawności urządzeniom, w których je zastosowano [135, 136]. K. Śmierciew [137] wskazuje możliwości poprawy efektywności energetycznej urządzeń stosowanych w technice chłodniczej w sposób pośredni i bezpośredni. Opisuje mikrokanalowe wymienniki ciepła jako sposób na poprawę efektywności energetycznej urządzenia. Skupia się na intensyfikacji wymiany ciepła poprzez rozwinięcie powierzchni wymiany ciepła oraz minimalizacji napełnienia, co pozwala na redukcję zapotrzebowania na moc elektryczną. Warto zwrócić uwagę na niezwykle szerokie badania tych wymienników, w tym również na badania polegające na łączeniu kilku wymienników mikrokanalowych w jedno urządzenie, w celu osiągnięcia większej wydajności układu [138]. Badacz wskazuje, że najgórzystym połączeniem wymienników, w sposób szeregowo (woda) - równoległy (czynnik chłodniczy), jest korzystniejszy pod względem uzyskiwanej mocy cieplnej.

Dotychczas mikrokanalowe wymienniki ciepła były stosowane w skali masowej głównie w klimatyzacji mobilnej, jako chłodnice powietrza, co spowodowało, że nie istnieją dane na temat współpracy tych wymienników z propanem [139, 140, 141]. Badania laboratoryjne mikrokanalowych wymienników ciepła napełnionych propanem potwierdzają literaturowe wartości współczynników przejmowania ciepła oraz udowadniają wzrost wartości tych współczynników wraz ze wzrostem strumienia masy propanu, zarówno dla badanego parownika jak i skraplacza [139, 141, 142]. Pożądane jest, aby przy produkcji wymiennika ciepła zużyć jak najmniejszą ilość materiałów, gdyż

dzięki temu koszty produkcji urządzenia będą niższe oraz pozwoli to na zmniejszenie jego gabarytów [143, 144]. A. Bejan i in. [145] prowadzili badania w celu uzyskania odpowiedzi na pytanie, jaki powinien być optymalny rozmiar wymiennika ciepła, a także, jakie cechy konstrukcyjne powinien posiadać. Badano różne konfiguracje przepływu ciepła i płynu — określono współczynnik kształtu i profilu każdego z badanych przepływów w każdym z badanych kanałów, — które zapewnią jak najlepszą wydajność cieplną i mechaniczną. Prowadzono również wiele badań eksperymentalnych dla różnych konstrukcji wymienników, uwzględniając różne grubości, rodzaje oraz sposób ukształtowania materiałów wymienników [146, 147, 148, 149]. Badano również rozkłady temperatury na przegrodach pomiędzy strumieniami płynów [150], spadki ciśnienia w wymiennikach oraz możliwości kontrolowania tego zjawiska, poprzez optymalne dobranie ilości czynnika chłodniczego oraz jego temperatur [151]. A. González i inni [152] udowadniają, że najbardziej korzystnym materiałem dla wymienników ciepła jest aluminium, a wymienniki z żebrami z aluminium charakteryzują się lepszymi właściwościami termohydraulicznymi. A. Fakheri wskazał na nową wielkość jako kluczowy parametr przy projektowaniu wymienników ciepła [153]. Autor udowodnił, że maksymalizacja strumienia entropii stanowi przydatne kryterium, dzięki któremu można bezpośrednio i obiektywnie porównać różne wymienniki ciepła w różnych warunkach pracy.

S. A. Tassou i in. analizowali wpływ wielkości napełnienia układu czynnikiem na bezpieczeństwo i eksploatację układu. Mała objętość parownika pozwoli na zminimalizowanie niebezpieczeństwa powstającego w razie wycieku czynnika, co szczególnie jest ważne przy napełnieniu układu czynnikiem palnym lub toksycznym. Zmniejszy to dodatkowo koszty napełnienia układu czynnikiem [154, 155]. W przypadku napełnienia wymiennika propanem, konieczne jest przystosowanie urządzenia do tego czynnika. Parownik do propanu musi zostać nieznacznie zmodyfikowany, tj. rury parownika muszą być zbudowane z rur o małej średnicy, a także z powodu mniejszego masowego natężenia przepływu musi zostać użyta dłuższa kapilara niż ta stosowana w przypadku konwencjonalnych czynników chłodniczych, takich jak R12 i R134a [156].

Wymagania związane z rozwojem różnych dziedzin nauki i techniki powodują coraz większy nacisk na projektowanie wysokosprawnych wymienników ciepła [157]. Głównym celem przy projektowaniu wymienników ciepła jest dążenie do intensyfikacji wymiany ciepła, gdyż poprawia to efektywność energetyczną urządzeń chłodniczych. Zalecane jest stworzenie w urządzeniu warunków jak najmniejszego oporu przepływu

czynnika oraz dostatecznie dużą prędkość przepływu środowiska chłodzonego lub ogrzewanego [158, 29, 33, 159, 160, 161, 162].

4.4 Badania eksploatacyjne sprężarkowych pomp ciepła typu powietrze – woda i powietrze - powietrze

Komory klimatyczne wykorzystywane są w badaniach naukowych i przemyśle, umożliwiając precyzyjne odwzorowanie kontrolowanych warunków środowiskowych. Pozwalają na testowanie i optymalizację produktów oraz procesów, co przyczynia się do optymalizacji procesów technologicznych i rozwój nauki i techniki. W sektorze farmaceutycznym i przemyśle chemicznym wykorzystywane są m. in. do oceny stabilności przechowywania biokatalizatorów, testowania stabilności leków oraz mapowania temperatury w magazynach farmaceutycznych [163, 164, 165]. Umożliwiają symulację cykli klimatycznych, co pozwala na ocenę właściwości i wytrzymałości materiałów budowlanych, przeznaczonych do zastosowania w różnych klimatach [166]. Przyczyniają się do oceny wydajności termicznej wielowarstwowych powłok budowlanych w ekstremalnych warunkach klimatycznych [167] i badania ścian pod kątem wnikania wilgoci i kondensacji [168], co jest istotnie dla opracowywania konstrukcji budowlanych. Mogą być używane jako fitotrony do uprawy roślin lub do hodowli owadów i egzotycznych zwierząt, dzięki możliwości precyzyjnej kontroli temperatury i wilgotności [169]. W przemyśle elektrochemicznym, komory chłodnicze są także używane do procesu osuszania układów scalonych przed ich instalacją oraz w analizie wydajności baterii litowo-jonowych w różnych stanach naładowania i starzenia [170], a w branży motoryzacyjnej do oceny jakości powłok izolacyjnych oraz do testowania płytek drukowanych [171]. Wykorzystywane są także do oceny wpływu temperatury na materiały tekstylne oraz do pomiarów emisji związków organicznych z tekstyliów, takich jak formaldehyd [172, 173]. W medycynie i naukach pokrewnych przyczyniają się do badania wpływu zmiennych warunków klimatycznych i komfortu pacjentów w różnych warunkach klimatycznych [174]. Umożliwiły m. in. stwierdzenie, że stałe warunki ciepła i umiarkowanej wilgotności mogą poprawiać stan pacjentów z artretyzmem [175].

Podstawowym wymaganiem dla systemów sterowania komorami chłodniczymi jest zdolność do utrzymania stabilności temperatury i wilgoci. Stabilność temperatury w przemysłowych komorach chłodniczych jest kluczowym czynnikiem wpływającym na

jakość przechowywanych produktów, efektywność energetyczną oraz wiarygodność i rzetelność prowadzonych badań i pomiarów. Ważne jest osiągnięcie stabilności nawet w obliczu występujących zakłóceń. W momencie osiągnięcia stanu ustalonego mogą jednak wystąpić procesy przejściowe oraz fluktuacje parametrów, które również należy uwzględnić w analizie dokładności i wiarygodności wyników pomiarowych [176, 177].

Komory chłodnicze są kluczowe w testowaniu komponentów urządzeń chłodniczych, takich jak wymienniki ciepła. Dzięki regulacji temperatury, umożliwiają zasymulowanie kontrolowanych warunków środowiskowych do oceny wydajności i efektywności takich komponentów jak wymienniki ciepła. Współczesne technologie pozwalają na zaawansowane zarządzanie temperaturą i wilgotnością, co jest istotne dla testów laboratoryjnych i certyfikacji [178, 179, 180].

Komory chłodnicze często wykorzystują systemy chłodnicze oparte na mieszkankach wieloskładnikowych czynników chłodniczych, które umożliwiają precyzyjne dostosowanie ilości chłodu do potrzeb testów. Systemy te są wyposażone w moduły regulacji zdolności chłodniczej oraz wymienniki ciepła, co pozwala na znaczne zmniejszenie zużycia energii [181, 182, 183, 184]. W niektórych projektach stosuje się systemy chłodzenia oparte na chłodzeniu wirowym, które są ekonomiczne i łatwe w obsłudze, a także minimalizują wpływ na środowisko, ponieważ nie generują wibracji mechanicznych ani szumów elektrycznych [185].

Nowoczesne komory testowe są często zautomatyzowane i wyposażone w systemy telemetryczne do zarządzania informacjami oraz kontrolowania warunków operacyjnych. Pozwala to na precyzyjne monitorowanie i regulację parametrów takich jak temperatura, wilgotność i prędkość powietrza [186]. Systemy sterowania oparte na PLC i PID umożliwiają dokładną kontrolę temperatury w komorach testowych, co jest kluczowe dla zapewnienia spójności i dokładności testów [187, 188, 189, 190]. W celu zwiększenia efektywności energetycznej, niektóre komory testowe wykorzystują zmiennoprędkościowe sprężarki w obiegu chłodniczym, co pozwala na optymalizację zużycia energii w zależności od aktualnych potrzeb chłodniczych [191, 192, 193]. Centralne systemy chłodnicze mogą obsługiwać wiele niezależnie kontrolowanych komór testowych, co zwiększa efektywność całego systemu poprzez centralizację zarządzania chłodzeniem [194]. Pozwalają na precyzyjne kontrolowanie warunków testowych i dostarczają wysokiej jakości danych eksperymentalnych niezbędnych do walidacji modeli predykcyjnych. Nowoczesne systemy testowe, takie jak zaprojektowana pętla chłodnicza, umożliwiają testowanie wymienników ciepła w różnych trybach:

jednofazowym, parownika i skraplacza. Taka konfiguracja pozwala na precyzyjne sterowanie warunkami testowymi i przepływem czynnika chłodniczego, co jest kluczowe dla uzyskania dokładnych danych eksperymentalnych [195].

Badania nad wymiennikami ciepła w komorach testowych wykazały, że efektywność odzysku ciepła może różnić się od deklaracji producentów. W badaniu dotyczącym jednostki wentylacyjnej z wymiennikiem krzyżowym w budynku biurowym w Polsce, roczna efektywność odzysku ciepła wyniosła 65,2 %, co było wyższe niż deklarowane przez producenta 59,5 %. Średnia miesięczna efektywność odzysku ciepła wynosiła 63,9 %, również przewyższając wartość deklarowaną [196]. W innym badaniu dotyczącym jednostki wentylacyjnej fasady, testy wykazały, że wymienniki ciepła wypełnione materiałami zmiennofazowymi (PCM) osiągnęły efektywność od 73,56 % do 76,29 % w określonych warunkach testowych, co potwierdza ich skuteczność w odzyskiwaniu ciepła. Stabilne warunki zewnętrzne i wewnętrzne symulowane w komorach klimatycznych mogą wpływać na wyniki efektywności, co może różnić się od rzeczywistych warunków użytkowania. Czas trwania cykli pracy, jak również rodzaj użytego materiału zmiennofazowego, mogą znacząco wpływać na efektywność odzysku ciepła [197].

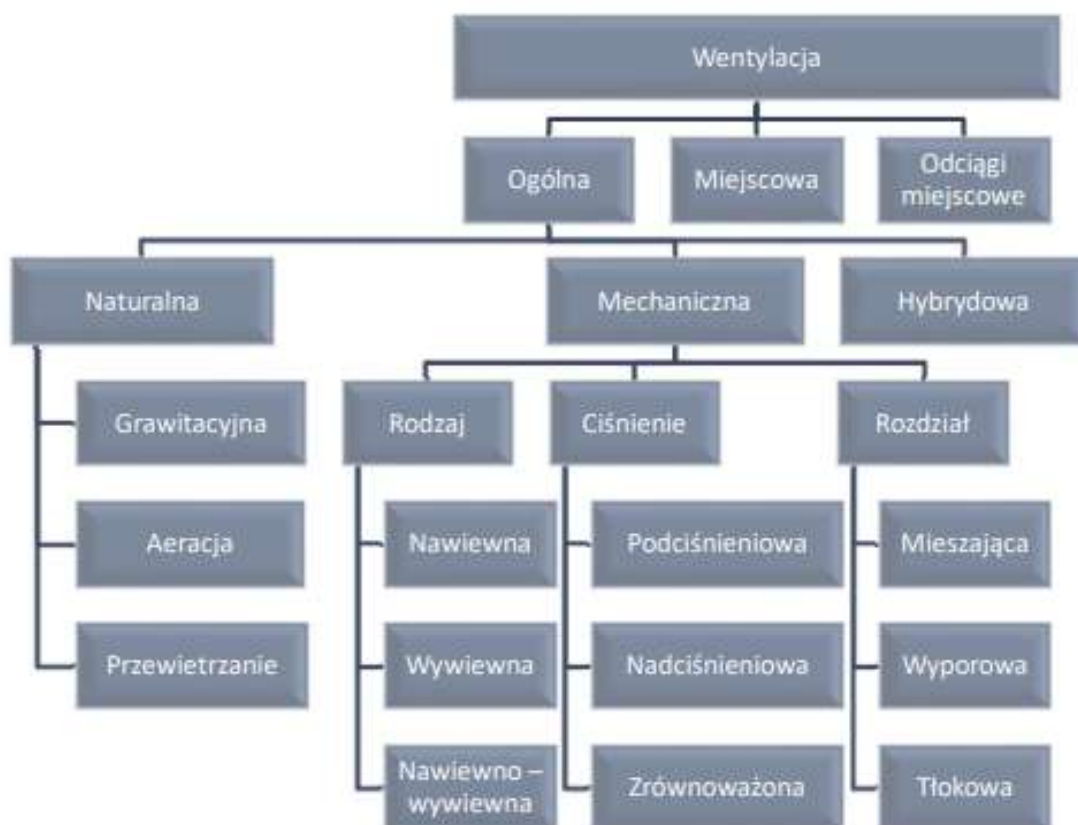
Rozbieżności w rzeczywistej efektywności wymienników ciepła w porównaniu do deklaracji producentów wynikać mogą z różnych warunków testowych i rzeczywistych, a także specyfikacji technicznych urządzeń [198, 199]. W niektórych przypadkach efektywność może być wyższa niż deklarowana, co wskazuje na potencjalne oszczędności energetyczne w praktyce. Mimo tego, komory klimatyczne umożliwiają dokładny pomiar różnych właściwości badanych obiektów w różnych warunkach klimatycznych, co pozwala ograniczyć koszty i skrócić czas oczekiwania na testy [200, 201, 202].

5 Budowa i zasada działania systemów wentylacyjnych

Rosnące wymagania w zakresie efektywności energetycznej budynków, wynikające z aktów prawnych Unii Europejskiej oraz krajowych warunków technicznych, wykluczają możliwość stosowania wentylacji grawitacyjnej w obiektach o wysokiej szczelności budowlanej. W konsekwencji, wentylacja mechaniczna z odzyskiem ciepła staje się nieodzownym elementem systemów technicznych nowoczesnych budynków mieszkalnych, zarówno jedno- jak i wielorodzinnych. Zmniejszenie strat ciepła na infiltracji, wynikające z uszczelnienia przegród zewnętrznych zgodnie z normą PN-EN 12831 oraz WT2021, powoduje konieczność wymuszonej wymiany powietrza w celu zachowania wymaganych parametrów higienicznych mikroklimatu wewnętrznego. Jednocześnie odzysk ciepła z powietrza wywiewanego umożliwia znaczące ograniczenie projektowego obciążenia cieplnego budynku, co ma istotne znaczenie w kontekście bilansu energetycznego hybrydowego układu pompy ciepła i wentylacji. W tym kontekście kluczowe znaczenie mają rozwiązania z zakresu wentylacji mechanicznej nawiewno-wywiewnej z odzyskiem ciepła, ich struktura, parametry pracy oraz możliwości integracji z systemami ogrzewania powietrznego.

5.1 Rodzaje i podział systemów wentylacji

Niezależnie od przeznaczenia budynku, pomiędzy nim a jego otoczeniem powinna istnieć stała wymiana powietrza. Proces ten może być realizowany za pomocą naturalnych mechanizmów lub za pomocą wentylacji działającej w sposób zmechanizowany (Rys. 5.1) [203]. Obydwa sposoby wentylacji są regulowane przez normy i przepisy prawne. Podstawowym przepisem jest Rozporządzenie Ministra Infrastruktury z dnia 12 kwietnia 2002 r. w sprawie warunków technicznych jakim powinny odpowiadać budynki i ich usytuowanie z późn. zm. (Dz.U. 2019 poz. 1065) [1].



Rys. 5.1. Podział systemów wentylacyjnych [opracowanie własne]

Ustęp 1 artykułu 149 Rozporządzenia [1] wskazuje, że strumień powietrza zewnętrznego doprowadzanego do pomieszczeń, powinien odpowiadać wymaganiom Polskiej Normy dotyczącej wentylacji, przy czym w mieszkaniach strumień ten powinien wynikać z wielkości strumienia powietrza wywiewanego, lecz być nie mniejszy niż 20 m³/h na osobę przewidywaną na pobyt stały w projekcie budowlanym.

Zgodnie z PN-83/B-03430/Az3:2000 układ wentylacji mieszkań powinien zapewniać co najmniej:

- a) doprowadzanie powietrza zewnętrznego do pokoi mieszkalnych oraz kuchni z oknem zewnętrznym,
- b) usuwanie zużytego powietrza z kuchni, łazienki, oddzielnego ustępu, ewentualnego pomieszczenia bezokiennego (składzik, garderoba), pokoju oddzielnego od tych pomieszczeń więcej niż dwójgciem drzwi, pokoju znajdującego się na wyższym poziomie w wielopięsiowym budynku jednorodziwym lub w wielopięsiowym mieszkaniu w budynku wielorodziwym.

Dodatkowo norma wskazuje dokładne wartości strumieni objętości powietrza wentylacyjnego dla mieszkań, niezależnie od rodzajów zastosowanej wentylacji. Powinny wynosić co najmniej:

- dla kuchni z oknem zewnętrznym, wyposażonej w kuchnię gazową lub węglową - 70 m³/h,
- dla kuchni z oknem zewnętrznym, wyposażonej w kuchnię elektryczną
 - w mieszkaniu do 3 osób – 30 m³/h,
 - w mieszkaniu dla więcej niż 3 osób - 50 m³/h,
- dla kuchni bez okna zewnętrznego lub dla wnęki kuchennej, wyposażonej w kuchnię elektryczną - 50 m³/h,
- dla łazienki (z ustępem lub bez) - 50 m³/h,
- dla oddzielnego ustępu - 30 m³/h,
- dla pomocniczego pomieszczenia bezokiennego - 15 m³/h,
- dla pokoju mieszkalnego, w przypadku określonym powyżej w punkcie b) - 30 m³/h.

Kuchnie bez okna zewnętrznego, wyposażone w kuchnię gazową powinny mieć mechaniczną wentylację wywiewną, a usuwany strumień powietrza powinien wynosić 70 m³/h. Norma wskazuje, że w budynkach o wysokości do 9 kondygnacji może być stosowana wentylacja grawitacyjna, natomiast w wyższych należy stosować wentylację mechaniczną wywiewną lub nawiewno-wywiewną, która powinna działać w sposób ciągły przez całą dobę. Norma pozwala jedynie, aby w okresie nocnym (np. od godziny 22:00 do 6:00) strumienie objętości powietrza, były zredukowane do 60 % [204].

Norma PN-EN 16798-1:2019-06 „Charakterystyka energetyczna budynków -- Wentylacja budynków - Część 1: Parametry wejściowe środowiska wewnętrznego do projektowania i oceny charakterystyki energetycznej budynków w odniesieniu do jakości powietrza wewnętrznego, środowiska cieplnego, oświetlenia i akustyki - Moduł M1-6” wskazuje następującą konieczną krotność wymian powietrza w pomieszczeniach (Tab. 5.1) [205, 206].

Tab. 5.1. Krotność wymian powietrza według PN-EN 16798-1:2019-06 [205]

Kategoria pomieszczenia	Krotność wymian powietrza		Salon, sypialnia – powietrze świeże		Powietrze usuwane		
	l/s/m ²	h ⁻¹	l/s/os.	l/s/m ²	Kuchnie l/s	Łazienki l/s	WC l/s
I	0,49	0,7	10	1,4	28	20	14
II	0,42	0,6	7	1,0	20	15	10
III	0,35	0,5	4	0,6	14	10	7
Wartości odniesione do krotności wymian podane przy założeniu wysokości pomieszczenia 2,5 m. Liczbę osób można zakładać na podstawie liczby sypialni.							

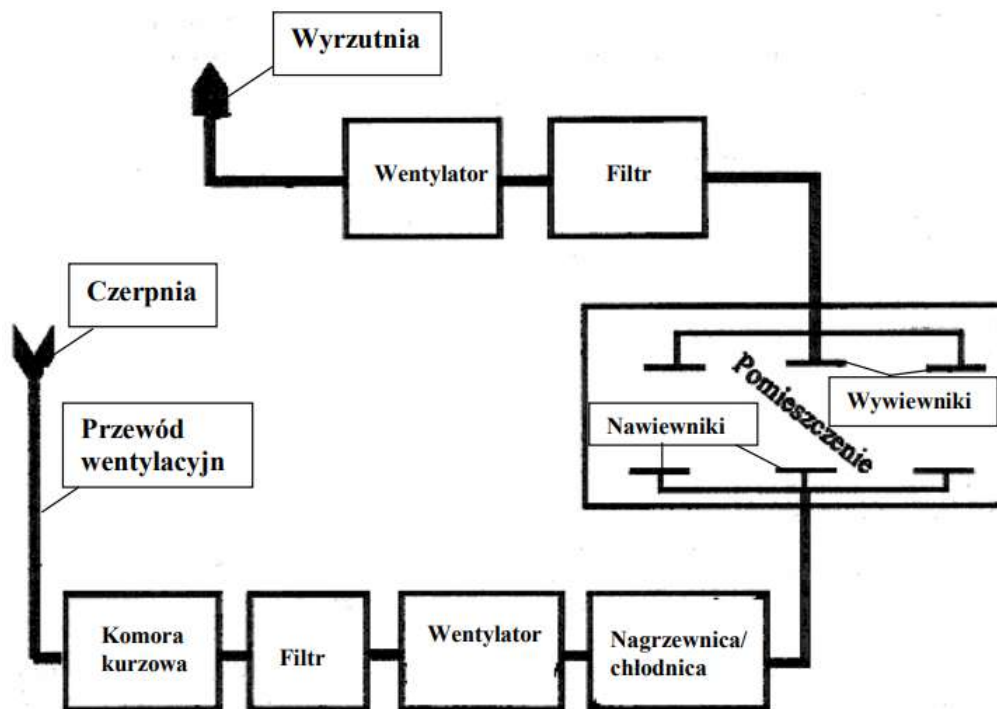
Wymagania stawiane pomieszczeniom w poszczególnych kategoriach (Tab. 5.1):
 Kategoria I: Wysoki poziom oczekiwań. Kategoria rekomendowana w pomieszczeniach, w których przebywają osoby bardzo wrażliwe, o podwyższonych wymaganiach np. osoby chore, upośledzone, niemowlęta i małe dzieci, osoby starsze.
 Kategoria II: Normalny poziom oczekiwań. Kategoria rekomendowana w pomieszczeniach nowoprojektowanych oraz modernizowanych obiektów.
 Kategoria III: Warunki akceptowalne. Kategoria stosowana w pomieszczeniach obiektów istniejących.

5.2 Wentylacja mechaniczna

Wentylacja mechaniczna według [207] to mechaniczny ośrodek pobudzania ruchu powietrza pozwalający wytworzyć odpowiednio dużą różnicę ciśnienia w sieci przewodów wentylacyjnych rozprowadzających powietrze niezależnie od czynników meteorologicznych, dzięki czemu powietrze może być poddane uzdatnianiu (odpylanie, ogrzanie, chłodzenie, nawilżanie, osuszanie) i może być tłoczono przewodami na znaczne odległości [208, 209, 210]. Podstawowym podziałem wentylacji mechanicznej ze względu na jej rodzaj jest wentylacja mechaniczna nawiewna, wywiewna lub nawiewno-wywiewna [211, 212, 213].

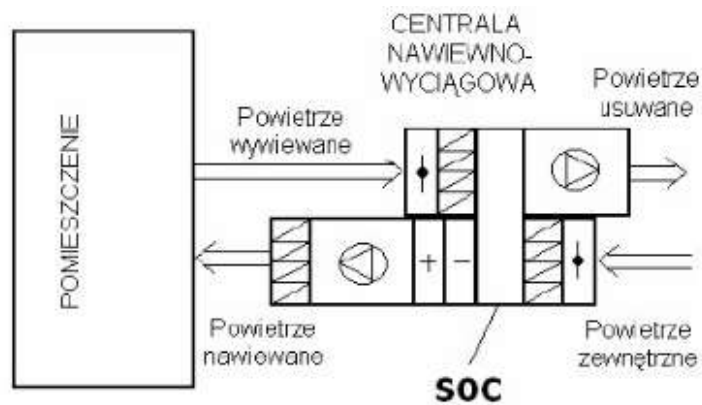
Wentylacja nawiewno-wywiewna stanowi podstawowy system wentylacji mechanicznej pomieszczeń, w których nie może być wywołane wymuszenie powietrza sposobem zorganizowanym. Opiera się na mechanicznej metodzie wprowadzania i wyprowadzania powietrza. System stosownie do potrzeb wytwarza nad- lub

podciśnienie, zapewniając właściwą ilość powietrza nawiewanego lub wywiewanego z pomieszczeń (Rys. 5.2) [214, 215].



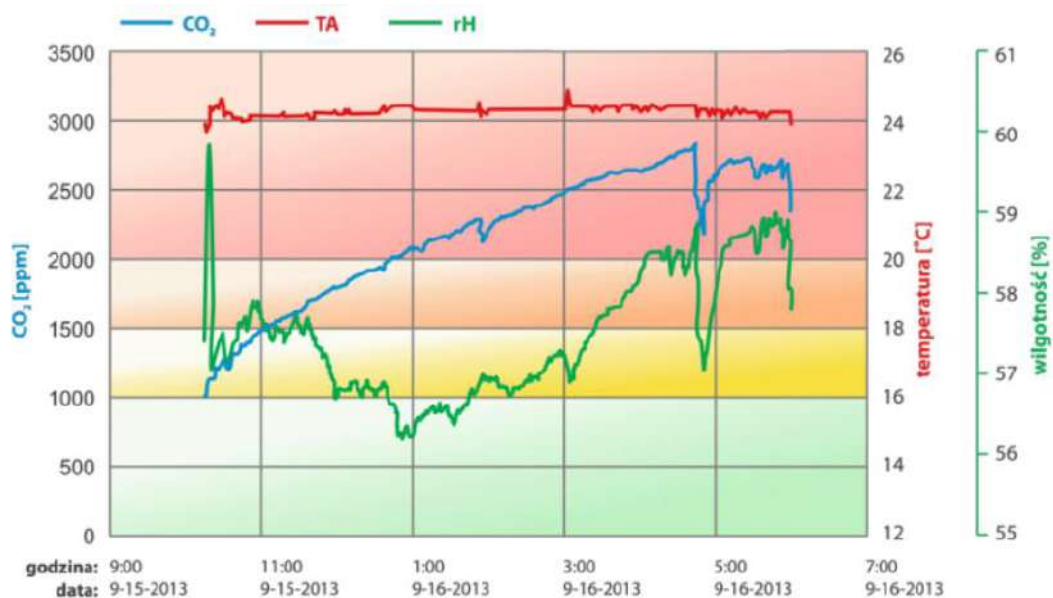
Rys. 5.2. Schemat wentylacji mechanicznej nawiewno-wywiewnej [opracowanie własne]

Utrzymanie warunków zapewniających odczucie komfortu klimatycznego w budynku jest zadaniem wysoko energochłonnym [216]. Dodatkowo, wymiana powietrza poprzez wentylację mechaniczną prowadzi do strat ciepłych, a to z kolei utrudnia spełnienie warunków technicznych obowiązujących od 2021 roku. Minimalizację zapotrzebowania na energię można osiągnąć poprzez odzysk energii wyprowadzanej z budynku. W systemie wentylacji mechanicznej z odzyskiem ciepła powietrze jest zasysane z zewnątrz poprzez czerpnię, następnie kanałami wentylacyjnymi wchodzi do wymiennika ciepła, w którym następuje wymiana energii. Następnie powietrze to jest nawiewane do budynku (Rys. 5.3). Proces ten powinien przebiegać bezgłośnie i z minimalnym zużyciem energii. Powietrze rozprowadzane jest po budynku kanałami wentylacyjnymi [217, 218].

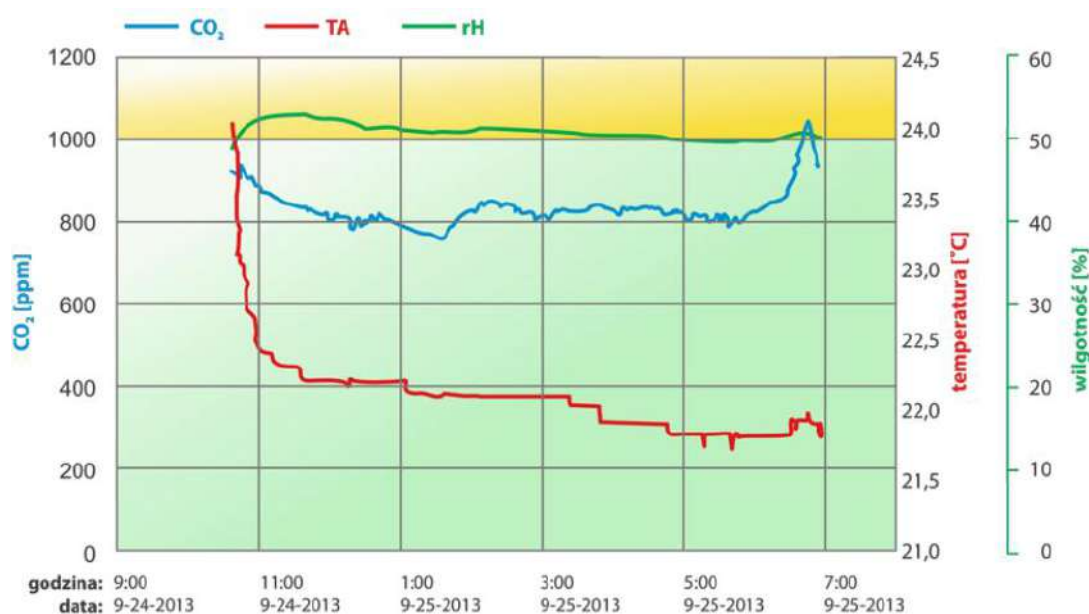


Rys. 5.3. Przykładowy schemat ideowy układu wentylacji mechanicznej z odzyskiem ciepła: SOC – sekcja odzysku ciepła [219]

Zastosowanie wentylacji z odzyskiem ciepła pozwala na zapewnienie odpowiedniej jakości powietrza w pomieszczeniach. Według badań opublikowanych, przez [216], które przeprowadzone zostały w sypialniach w dwóch domach: jednym z wentylacją grawitacyjną, drugim z wentylacją mechaniczną z odzyskiem ciepła, już około 3 w nocy stężenie dwutlenku węgla przekracza wartość 2500 ppm (Rys. 5.4).



WYKRES 1. BADANIE WYKONANO W SYPIALNI O POW. 11,5 M² W DOMU Z WENTYLACJĄ GRAWITACYJNĄ, W KTÓREJ SPAŁY 2 OSOBY DOROSŁE. PODCZAS POMIARU OKNA BYŁY ZAMKNIĘTE, DRZWI POZOSTAŁY UCHYLONE NA OKOŁO 10-15 CM.



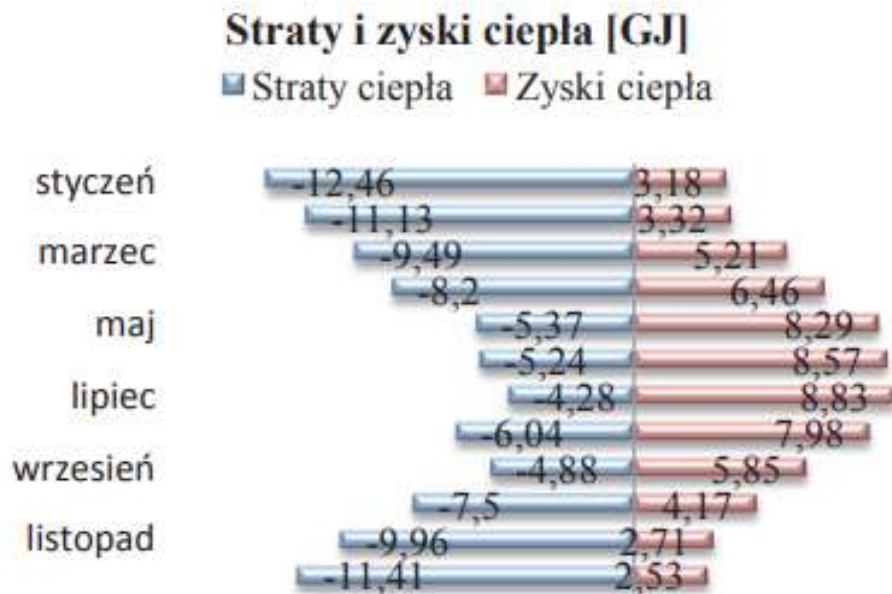
WYKRES 2. BADANIE WYKONANO W SYPIALNI O POW. 12,5 M² W DOMU Z REKUPERACJĄ, GDZIE SPAŁY 2 OSOBY DOROSŁE.

PODCZAS POMIARU DRZWI I OKNA BYŁY ZAMKNIĘTE.

Rys. 5.4. Badania jakości powietrza w sypialniach [216]

Badania (Rys. 5.4) przeprowadzono w dwóch sypialniach dwóch różnych budynkach o porównywalnych warunkach, we wrześniu 2013 r. Wykres 1, przedstawiony na rysunku 3.6, pokazuje początkowe stężenie CO₂ na poziomie około 1000 ppm i jego stały wzrost aż do około 2800 ppm (kolor niebieski). Poziom wilgotności w pomieszczeniu również uległ zwiększeniu (kolor zielony). Wykres 2, przedstawiony na rysunku (Rys. 5.4), pokazuje początkowe stężenie CO₂ na poziomie około 900 ppm i utrzymywanie się stężenia CO₂ na tym samym poziomie w pomieszczeniu przez całą noc. Na podobnym poziomie pozostaje również poziom wilgotności w powietrzu [216].

A. Szelągowski w swojej pracy [214] określił zmniejszenie zapotrzebowania na ciepło do ogrzewania w przypadku zastosowania instalacji wentylacji mechanicznej nawiewno-wywiewnej z odzyskiem ciepła dla wybranego budynku jednorodzinne. Zapotrzebowanie ciepła do ogrzewania w okresie 01.10 – 31.03 wynosi 11344,1 kWh dla badanego budynku. W obliczeniach i badaniach uwzględniono wszystkie straty ciepła (17207,5 kWh) i zyski wewnętrzne oraz od promieniowania słonecznego (5863,4 kWh) (Rys. 5.5).



Rys. 5.5. Straty i zyski ciepła dla badanego budynku [214]

Rys. 5.6 przedstawia rozkład poszczególnych strat ciepła w sezonie grzewczym (01.10 – 31.03) opracowany przez A. Szelągowskiego [214].



Rys. 5.6. Procentowy rozkład strat ciepła dla badanego budynku [214]

Największy udział w stratach ciepła związany jest z potrzebą ogrzewania powietrza wentylacyjnego. Dla analizowanego obiektu straty związane z wentylacją w sezonie grzewczym wynoszą 5530 kWh i stanowią 32 % wszystkich strat ciepła. W tabeli (Tab. 5.2) przedstawiono obliczone zmniejszenie zapotrzebowania na ogrzewanie w przypadku zastosowania odzysku ciepła ze strumienia powietrza wentylacyjnego usuwanego z budynku. Uwzględniono kilka wariantów wartości średniego sezonowego współczynnika odzysku ciepła [214].

Tab. 5.2. Zmniejszenie zużycia zapotrzebowania energii do ogrzewania wynikające z zastosowania odzysku ciepła [214]

Zapotrzebowanie na ciepło w całym sezonie [kWh]	11344,1 (=straty-zyski=17207,5-5863,4)				
Srednia sezonowa efektywność odzysku ciepła	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80
Zapotrzebowanie ciepła układu z odzyskiem [kWh]	9132	8303	8026	7473	6920
Zmniejszenie zapotrzebowania ciepła do ogrzewania [kWh]	2212	2765	3318	3871	4424
Procentowe zmniejszenie zapotrzebowania na ciepło [%]	19	24	29	34	39

Zastosowanie odzysku ciepła z wentylacji mechanicznej pozwoliło w badanym budynku na znaczne zmniejszenie zapotrzebowania na ciepło (Tab. 5.2). W zależności od efektywności działania systemu odzysku, wynoszącego od 0,40 do 0,80, procentowe zmniejszenie zapotrzebowania zmalało od 19 do aż 39 %. W zależności od sposobu ogrzewania budynku, zmniejszenie zapotrzebowania na ciepło może znacznie obniżyć koszty ogrzewania, a według [214] pozwolić na zwrot kosztów instalacji systemu odzysku ciepła już w przeciągu kilku lat.

Współczesne uwarunkowania prawne i technologiczne jednoznacznie wskazują na konieczność stosowania wentylacji mechanicznej nawiewno-wywiewnej z odzyskiem ciepła w budynkach mieszkalnych z wysoką szczelnością przegród zewnętrznych. Zgodnie z wymaganiami WT2021 oraz obowiązującymi normami, zapewnienie odpowiednich warunków higienicznych i komfortu cieplnego użytkowników nie jest możliwe bez wymuszonej i kontrolowanej wymiany powietrza. Dodatkowo, zastosowanie systemów odzysku ciepła stanowi istotne ograniczenie zużycia energii pierwotnej. Rozwój hybrydowych systemów wentylacyjno-grzewczych opartych na odzysku ciepła jest kierunkiem zgodnym z założeniami polityki klimatycznej Unii Europejskiej. Integracja obu systemów umożliwia jednocześnie zapewnienie wymaganej jakości powietrza wewnętrznego, pokrycie zapotrzebowania na ciepło oraz ograniczenie zapotrzebowania na energię końcową.

6 Cel i zakres pracy

Celem niniejszej rozprawy doktorskiej jest opracowanie konstrukcji hybrydowej, sprężarkowej pompy ciepła bazującej na współpracy ze centralą wentylacyjną z odzyskiem ciepła. Z przedstawionego przeglądu literatury wynika jednoznacznie, że w myśl obowiązujących dyrektyw i rozporządzeń UE koniecznym jest dekarbonizacja sektora budownictwa wielorodzinnego. Jedną z możliwości realizacji dekarbonizacji sektora budownictwa jednorodzinnego jest przeprowadzenie termomodernizacji istniejących budynków oraz zastąpienie źródeł ciepła bazujących na konwencjonalnych nośnikach energii źródłami odnawialnymi. Termomodernizacja budynku niesie za sobą konieczność zastąpienie wentylacją grawitacyjnej wentylacją mechaniczną, natomiast w myśl proponowanej strategii elektryfikacji i dywersyfikacji źródeł wytwarzania energii elektrycznej najbardziej korzystnym byłoby zastąpienie stosowanych źródeł energii sprężarkowymi pompami ciepła. Mając na uwadze zamierzony efekt ekologiczny dotyczący redukcji emisji CO₂, koniecznym jest redukcja energochłonności urządzenia, którą można zrealizować zapewniając wysoką i stabilną w czasie temperaturę dolnego źródła. Z tego też względu rozwiązaniem spełniającym wymienione założenia była by sprężarkowa pompa ciepła współpracująca z centralą wentylacyjną z odzyskiem ciepła – rekuperatorem. Koncepcja takiego hybrydowego urządzenia grzewczego bazuje na założeniu, że dolnym źródłem ciepła dla parownika pompy ciepła jest powietrze wywiewane, z którego odzyskano już ciepło w wymienniku. W przypadku takiej koncepcji korzystnym wydaje się zastąpienie wodnej instalacji centralnego ogrzewania instalacją powietrzną. Takie rozwiązanie umożliwiło by również indywidualne podejście do poszczególnych lokali mieszkalnym w budynku wielorodzinnym pod względem rozliczania użytkowników lokali za zużyta energię, co jest pożądane przez deweloperów.

Na potrzeby pracy sformułowano następujące hipotezy badawcze:

- Jest możliwe opracowanie konstrukcji hybrydowego urządzenia grzewczego bazującego na współpracy sprężarkowej pompy ciepła z centralą wentylacyjną – rekuperatorem, które zapewni pokrycie obciążenia cieplnego z tytułu centralnego ogrzewania i przygotowania ciepłej wody użytkowej w indywidualnym lokalu budynku wielorodzinnego.
- Procesy termodynamiczne w obiegach pomp ciepła można opisać z większą dokładnością przy użyciu modeli uwzględniających nieliniowe zależności strat

energii i wzrost entropii, co pozwoli lepiej przewidywać efektywność pracy urządzeń w zmiennych warunkach.

- Nowe, naturalne i niskoemisyjne czynniki robocze charakteryzują się parametrami termodynamicznymi umożliwiającymi osiągnięcie porównywalnej lub wyższej sprawności pomp ciepła niż w przypadku tradycyjnych czynników HFC.
- Modele matematyczne wymiany ciepła i masy w elementach pompy ciepła, w szczególności w mikrokanałowych wymiennikach ciepła, pozwalają na dokładniejsze odwzorowanie procesów rzeczywistych niż klasyczne modele empiryczne.
- Spadek efektywności pomp ciepła w warunkach niskiej temperatury zewnętrznej wynika głównie z ograniczeń wymiany ciepła w parowniku i zjawisk oblodzenia; identyfikacja tych procesów umożliwi wskazanie kierunków ich ograniczenia.

Realizacja głównego celu pracy wymaga rozwiązania kilku problemów naukowych jak i konstrukcyjnych. Główny cel naukowy wynika bezpośrednio z Rozporządzenia Parlamentu Europejskiego i Rady UE nr 2024/573 w sprawie fluorowanych gazów cieplarnianych dotyczącego wycofywania stosowanych, syntetycznych czynników chłodniczych i zastępowania ich czynnikami naturalnymi przy ograniczonym stopniu napełnienia układu czynnikiem chłodniczym. Mając na uwadze powyższe celem badań jest pogłębienie wiedzy o procesach termodynamicznych i mechanizmach wymiany ciepła oraz masy w wymiennikach pomp ciepła – parownik, skraplacz, ze szczególnym uwzględnieniem wpływu innowacyjnych czynników chłodniczych oraz rozwiązań konstrukcyjnych wymienników (parownik, skraplacz) na efektywność energetyczną i ekologiczność pracy urządzenia.

W celu weryfikacji postawionych hipotez badawczych oraz realizacji celu głównego pracy należy:

- Dokonać analizy teoretycznej procesów termodynamicznych w obiegach pomp ciepła, z uwzględnieniem strat energii i zmian entropii w różnych warunkach pracy dla różnych czynników chłodniczych.
- Zbadać właściwości fizykochemiczne i termodynamiczne nowych czynników roboczych, w szczególności naturalnych i niskoemisyjnych, w kontekście ich potencjału zastosowania w pompach ciepła.

- Opracować i zweryfikować modele matematyczne opisujące wymianę ciepła i masy w elementach konstrukcyjnych pompy ciepła (parowniku, skraplaczu, sprężarce).
- Zidentyfikować zjawiska ograniczające sprawność pomp ciepła w niskich temperaturach zewnętrznych i przeanalizować mechanizmy ich minimalizacji.
- Wykonać analizę techniczną oraz audyt budynku referencyjnego.
- Opracować model matematyczny układu chłodniczego hybrydowej pompy ciepła oraz przeprowadzić badania symulacyjne mające na celu wyznaczenia niezbędnej powierzchni wymiany ciepła parownika i skraplacza oraz wydajność urządzenia dla założonych parametrów pracy.
- Określić założenia konstrukcyjne dla wymienników ciepła hybrydowej pompy ciepła – parownika i skraplacza.
- Zaprojektować wymienniki ciepła oraz dokonać analiz cieplno-przepływowych.
- Zbudować prototyp.
- Przeprowadzić badania eksploatacyjne hybrydowej pompy ciepła dla założonych punktów pracy.
- Porównać wyniki badań symulacyjnych z wynikami rzeczywistymi.

Powyższe punkty stanowią zakres niniejszej pracy.

7 Metodyka badań

Badania prowadzono wieloetapowo. W pierwszym etapie prac wybrano lokal referencyjny, w budynku wielorodzinnym położonym w Warszawie – trzecia strefa klimatyczna. W pierwszej kolejności skupiono się na analizie wariantowej możliwych do zastosowania źródeł ciepła umożliwiających pokrycie obciążenia cieplnego referencyjnego lokalu mieszkalnego w budynku wielorodzinnym. Do obliczeń posłużono się dedykowanym do tego typu obliczeń oprogramowaniem – Audytor OZE. Opracowano trójwymiarowy model budynku wielorodzinnego z uwzględnieniem materiałów oraz parametrów konstrukcyjnych przegród budowlanych. Następnie wykonano audyt budynku, na podstawie którego określono projektowe obciążenie cieplne mieszkania referencyjnego, a następnie wykonano analizę wariantową możliwych do zastosowania źródeł ciepła w instancji CO i CWU w aspekcie obowiązujących WT2021 w tym wariant bazujący na hybrydowej sprężarkowej pompie ciepła będącej celem niniejszej pracy. Następnie opracowano numeryczny model hybrydowej, sprężarkowej pompy ciepła, który został zaimplementowany w pakiecie Matlab&Simulink z wykorzystaniem biblioteki Thermolib. Na podstawie wykonanego przeglądu literatury w aspekcie czynników chłodniczych jako docelowy czynnik wybrano R290, którego parametry na podstawie danych katalogowych zaczerpniętych z oprogramowania RefProp zostały zaimplementowane w Pakiecie Matlab&Simulink. Prowadzone badania symulacyjne miały na celu określenie minimalnej wartości współczynników przenikania ciepła parownika i skraplacza dla założonych warunków brzegowych dolnego i górnego źródła oraz parametrów eksploatacyjnych urządzenia. Znając wymaganą wartość współczynników przenikania ciepła parownika i skraplacza oraz bazując na informacjach z wykonanego przeglądu literatury rozpoczęto pracę nad konstrukcją wymienników ciepła (parownika i skraplacza). Do opracowania modeli wymienników wykorzystano oprogramowanie SolidWorks, natomiast do analiz CFD bibliotekę FlowSimulation. Wykonano analizy porównawcze różnych konstrukcji wymienników w odniesieniu do czynnika referencyjnego R410a. Przeprowadzone badania symulacyjne miały na celu wyznaczenie wydajności poszczególnych rozwiązań konstrukcyjnych wymiennika dla założonych wartości brzegowych w aspekcie masy czynnika chłodniczego oraz powierzchni wymiany ciepła w odniesieniu do wymiennika referencyjnego. Na podstawie uzyskanych wyników badań symulacyjnych został zaprojektowany układ chłodniczy. Na podstawie wykonanego projektu zbudowano

prototyp. Zaprojektowano układ regulacji pracą hybrydowej pompy ciepła. Wykonano badania eksploatacyjne prototypu z wykorzystaniem specjalnie zaprojektowanego stanowiska badawczego bazującego na dwustrefowej komorze klimatycznej. Badania eksploatacyjne miały na celu potwierdzenie wydajność urządzenia oraz masę czynnika chłodniczego w układzie.

8 Opis budynku referencyjnego

Modelowy budynek jest budynkiem mieszkalnym wielorodzinnym zlokalizowanym w Warszawie (woj. mazowieckie), przy ulicy Skarbka z gór. Budynek składa się z trzech kondygnacji naziemnych (Załącznik 14.1). Cała powierzchnia budynku stanowi powierzchnię mieszkalną, nie znajdują się w nim żadne lokale handlowe i usługowe. Budynek (Rys. 8.1, Rys. 8.2) został oddany do użytkowania w roku 2009 i znajduje się w trzeciej strefie klimatycznej, dla której projektowa temperatura zewnętrzna wynosi $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$, natomiast średnia roczna temperatura zewnętrzna wynosi $7,6\text{ }^{\circ}\text{C}$ (Załącznik 14.2, Załącznik 14.3, Rys. 8.3). Stacja meteorologiczna, według której obliczono charakterystykę energetyczną budynku to Warszawa Okęcie.



Rys. 8.1. Widok budynku referencyjnego od strony północno-zachodniej [rysunek własny]



Rys. 8.2. Widok budynku referencyjnego od strony północno-wschodniej [rysunek własny]

Budynek Podstawowe dane Kondygnacje Wentylacja Mostki Zap. energii Świadectwa Zyski Grzejniki Parametry

Nazwa projektu **Mieszkanie**

Miejscowość **Warszawa**

Adres **ul. Skarbka z gór 23a**

Projektant **Anna Choma**

Zakres obliczeń

Obliczaj projektowe obciążenie cieplne Obliczaj sezonowe zapotrzebowanie na energię ciepłą E

Wyznaczaj świadectwa energetyczne Przeprowadź analizę wilgotnościową przegród Orientacyjny dobór grzejników

Wyznaczaj współczynniki na potrzeby podziału kosztów ciepła

Metodyki obliczeniowe

Norma na wyznaczanie współczynników U **PN-EN ISO 6946**

Norma na projektowe obciążenie cieplne Φ **PN-EN 12831:2006**

Norma na obliczanie E **PN-EN ISO 13790 - miesięcznie**

Metodyka świadectw energetycznych **2015**

Metoda obliczania świadectw **Metoda obliczeniowa**

Strefa klimatyczna

Strefa klimatyczna **STREFA III** θ_e °C **-20** $\theta_{m,e}$ °C **7,6**

Stacja meteorologiczna **Warszawa Okęcie**

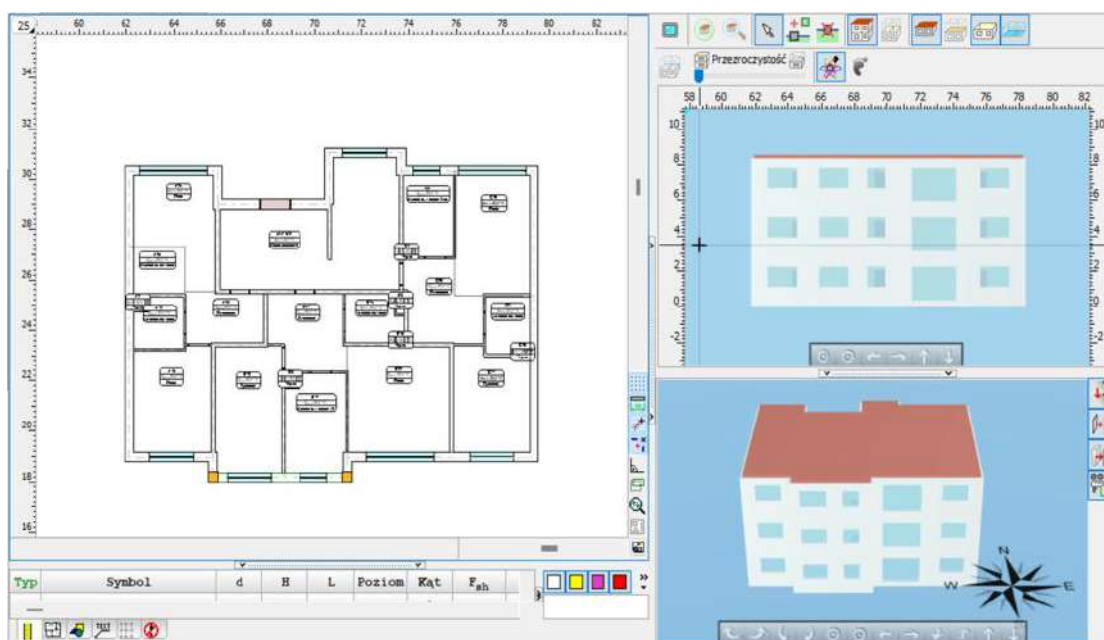
Grunt

Rodzaj gruntu **Piasek lub żwir** Pojemność ciepła **2,000** MJ/m³K

Głębokość okresowego wnikania ciepła δ **3,167** m Współczynnik przewodzenia ciepła λ_g **2,0** W/(m·K)

Rys. 8.3. Konfiguracja obliczeń w programie Audytor OZC

Na każdej z trzech kondygnacji budynku wydzielone są po trzy lokale mieszkalne (Załącznik 14.4). Mieszkanie wybrane, jako referencyjne to mieszkanie zlokalizowane w środkowej części kondygnacji, na parterze (M2). Mieszkanie referencyjne składa się z hallu (9,13 m²), otwartego na pokój dzienny (18,15 m²), kuchni (10,10 m²), łazienki (4,91 m²) i sypialni (14,14 m²). Zgodnie z projektem budowlanym, jego całkowita powierzchnia mieszkalna to 56,44 m² (Załącznik 14.5). Wysokość wszystkich pomieszczeń to 2,58 m. Obliczeniowe zapotrzebowanie na moc ciepłą określono wg normy PN-EN 12831 „Charakterystyka energetyczna budynków - Metoda obliczania projektowego obciążenia cieplnego”. Obliczenia ciepłe wykonano z wykorzystaniem oprogramowania firmy SANKOM Sp z o.o. Audytor OZC wersja 7.0 Pro (Rys. 8.4).



Rys. 8.4. Model budynku referencyjnego w programie Audytor OZC wersja 7.0

Zgodnie z normą PN-EN 12831 [7] instalacja centralnego ogrzewania powinna zapewnić projektową temperaturę w pomieszczeniach przeznaczonych do przebywania ludzi bez okryć wierzchnich niewykonujących w sposób ciągły pracy fizycznej wynoszącą 20 °C oraz projektową temperaturę pomieszczeniach przeznaczonych do przebywania ludzi bez odzieży (łazienka, toaleta) na poziomie 24 °C. Na podstawie przeprowadzonych obliczeń symulacyjnych, określono obciążenie cieplne budynku, które w odniesieniu do powierzchni wynosi 49,3 W/m², a do kubatury 17,9 W/m³. Projektowe obciążenie cieplne budynku dla zewnętrznej temperatury projektowej wynoszącej -20 °C wynosi 22,891 kW. Projektowe obciążenie cieplne mieszkania referencyjnego w odniesieniu do powierzchni wynosi 49,3 W/m², a do kubatury 17,9

W/m³. Projektowe obciążenie cieplne mieszkania referencyjnego dla zewnętrznej temperatury projektowej wynoszącej -20 °C wynosi 3,102 kW. Wyznaczono również obciążenie cieplne poszczególnych pomieszczeń mieszkania referencyjnego: dla hallu wynosi ono 468 W, dla pokoju dziennego 872 W, dla łazienki 585 W, dla kuchni 441 w oraz dla sypialni 736 w (Załącznik 14.6, Tab. 8.1).

Tab. 8.1. Projektowe obciążenie cieplne lokalu referencyjnego

Rodzaj pomieszczenia	Hall	Pokój dzienny	Łazienka	Kuchnia	Sypialnia
Wyznaczone obciążenie cieplne [W]	468	872	585	441	736
Suma [W]	3 102				

8.1 Porównanie układów ogrzewania i wentylacji dla lokalu referencyjnego

W celu oceny możliwości spełnienia aktualnych, zastrzonych wymagań zawartych w znowelizowanych Warunkach Technicznych 2021, przeprowadzono analizę porównawczą różnych wariantów systemów grzewczo-wentylacyjnych. Obliczenia wykonano dla referencyjnego lokalu w budynku wielorodzinnym z wykorzystaniem środowiska obliczeniowego Audytor OZC 7.0 Pro. Uwzględniono konfiguracje instalacji najczęściej rozważane przez inwestorów w praktyce budownictwa mieszkaniowego wielorodzinnego, zarówno na etapie projektowania, jak i realizacji inwestycji. Zestawienie analizowanych wariantów wraz ze skróconym opisem i wynikami przedstawiono w (Tab. 8.2, Tab. 8.3, Tab. 8.4, Załącznik 14.7-16).

Tab. 8.2. Zestawienie wskaźników EU, EK, i EP [kWh/m²·rok] w analizowanych wariantach dla budynku wielorodzinnego

Numer i opis wariantu	EU [kWh/(m ² ·rok)]	EK [kWh/(m ² ·rok)]	EP [kWh/(m ² ·rok)]
1. Kocioł gazowy kondensacyjny + wentylacja grawitacyjna + ogrzewanie grzejnikowe	78,0	120,4	136,1
2. Kocioł gazowy kondensacyjny + wentylacja mechaniczna z odzyskiem ciepła + ogrzewanie grzejnikowe	44,2	82,4	101,7
3. Kocioł gazowy kondensacyjny + wentylacja grawitacyjna + ogrzewanie podłogowe	78,0	120,4	136,1
4. Kocioł gazowy kondensacyjny + wentylacja mechaniczna z odzyskiem ciepła + ogrzewanie podłogowe	44,2	82,4	101,7
5. Pompa ciepła + wentylacja grawitacyjna + ogrzewanie grzejnikowe	78,0	38,1	114,4
6. Pompa ciepła + wentylacja mechaniczna z odzyskiem ciepła + ogrzewanie grzejnikowe	44,2	27,4	82,2
7. Pompa ciepła + wentylacja grawitacyjna + ogrzewanie podłogowe	78,0	351	105,3
8. Pompa ciepła + wentylacja mechaniczna z odzyskiem ciepła + ogrzewanie podłogowe	44,2	26,3	78,9
9. Pompa ciepła + wentylacja grawitacyjna + ogrzewanie powietrzne	78,0	33,1	99,4
10. Pompa ciepła + wentylacja mechaniczna z odzyskiem ciepła + ogrzewanie powietrzne	44,1	25,4	76,1

W analizowanym zestawieniu uwzględniono dziesięć wariantów połączeń źródeł ciepła i systemów wentylacyjnych, różniących się technologią grzewczą (kocioł gazowy kondensacyjny lub pompa ciepła powietrze/powietrze) oraz rodzajem wentylacji (grawitacyjna lub mechaniczna z odzyskiem ciepła) i typem instalacji grzewczej (grzejniki, ogrzewanie podłogowe, powietrzne). Porównanie wartości wskaźników zapotrzebowania na energię użytkową (EU), końcową (EK) oraz pierwotną (EP) wykazuje istotne różnice efektywności analizowanych wariantów. Warianty 1 i 3, oparte na kotle gazowym kondensacyjnym i wentylacji grawitacyjnej, charakteryzują się najwyższym zapotrzebowaniem na energię końcową (120,4 kWh/(m²·rok)) oraz pierwotną (136,1 kWh/(m²·rok)), co wynika zarówno z niższej efektywności systemu, jak i braku odzysku ciepła z wentylacji. Przejście na wentylację mechaniczną z odzyskiem ciepła w wariantach 2 i 4 przy tym samym źródle ciepła pozwala obniżyć EK do 82,4 kWh/(m²·rok) i EP do 101,7 kWh/(m²·rok), przy jednoczesnym zmniejszeniu zapotrzebowania na energię użytkową o 33,8 kWh/(m²·rok), co jednoznacznie potwierdza korzyści wynikające z zastosowania odzysku ciepła w wentylacji. Wartości te w każdym z tych przypadków są jednak wyższe niż obecnie dopuszczalny wskaźnik EP dla budynku wielorodzinnego wynoszący 65 kWh/(m²·rok). Wyraźniejszy spadek wskaźników obserwuje się w przypadku zastosowania powietrznej pompy ciepła jako źródła ciepła (warianty 5–10). Wariant 5, wykorzystujący pompę ciepła i wentylację grawitacyjną, pozwala obniżyć EK do 38,1 kWh/(m²·rok), a EP do 114,4 kWh/(m²·rok), mimo niezmiennego zapotrzebowania na energię użytkową. Wprowadzenie wentylacji mechanicznej z odzyskiem ciepła w wariantach 6 przynosi dalszy spadek EK do 27,4 kWh/(m²·rok) oraz EP do 82,2 kWh/(m²·rok), a jeszcze lepsze wyniki osiągnięto w wariantach 8 i 10, gdzie zastosowano odpowiednio ogrzewanie podłogowe i powietrzne – w obu przypadkach wartość EP spadła poniżej 79 kWh/(m²·rok), osiągając wartości na poziomie 76,1 kWh/(m²·rok) (wariant 10). Z przeprowadzonej analizy wynika, że najbardziej korzystnym wariantem jest wariant 10, łączący pompę ciepła z wentylacją mechaniczną z odzyskiem ciepła i ogrzewaniem powietrznym (Tab. 8.2). Wyniki te są szczególnie istotne w kontekście analizowanego budynku wielorodzinnego, który został oddany do użytku w 2009 roku i nie spełnia aktualnych wymagań WT 2021 w zakresie izolacyjności przegród.

Tab. 8.3. Zestawienie wskaźników EU, EK, i EP [kWh/m²·rok] w analizowanych wariantach dla lokalu referencyjnego w budynku wielorodzinnym

Numer i opis wariantu	EU [kWh/(m ² ·rok)]	EK [kWh/(m ² ·rok)]	EP [kWh/(m ² ·rok)]
1. Kocioł gazowy kondensacyjny + wentylacja grawitacyjna + ogrzewanie grzejnikowe	69,9	110,5	125,3
2. Kocioł gazowy kondensacyjny + wentylacja mechaniczna z odzyskiem ciepła + ogrzewanie grzejnikowe	36,4	72,6	90,9
3. Kocioł gazowy kondensacyjny + wentylacja grawitacyjna + ogrzewanie podłogowe	69,9	110,5	125,3
4. Kocioł gazowy kondensacyjny + wentylacja mechaniczna z odzyskiem ciepła + ogrzewanie podłogowe	36,4	72,6	90,9
5. Pompa ciepła + wentylacja grawitacyjna + ogrzewanie grzejnikowe	69,9	34,8	104,4
6. Pompa ciepła + wentylacja mechaniczna z odzyskiem ciepła + ogrzewanie grzejnikowe	36,4	23,8	71,5
7. Pompa ciepła + wentylacja grawitacyjna + ogrzewanie podłogowe	69,9	32,0	95,9
8. Pompa ciepła + wentylacja mechaniczna z odzyskiem ciepła + ogrzewanie podłogowe	36,4	23,2	69,8
9. Pompa ciepła + wentylacja grawitacyjna + ogrzewanie powietrzne	69,9	30,3	90,9
10. Pompa ciepła + wentylacja mechaniczna z odzyskiem ciepła + ogrzewanie powietrzne	36,3	22,6	67,9

W analizie przeprowadzonej dla wybranego lokalu referencyjnego w budynku wielorodzinnym zaobserwowano analogiczne tendencje jak w przypadku całego obiektu, przy zachowaniu niższych wartości wskaźników EU, EK i EP, co wynika m. in.

z korzystniejszego stosunku powierzchni przegród zewnętrznych do kubatury oraz mniejszego udziału mostków cieplnych. Najwyższe wartości wskaźników EP odnotowano w wariantach 1 i 3, bazujących na kotle gazowym kondensacyjnym i wentylacji grawitacyjnej (125,3 kWh/(m²·rok)), natomiast zastosowanie wentylacji mechanicznej z odzyskiem ciepła (warianty 2 i 4) pozwoliło obniżyć ten wskaźnik do 90,9 kWh/(m²·rok). Znaczącą poprawę współczynników odnotowano w przypadku zastosowania pompy ciepła, szczególnie w połączeniu z wentylacją mechaniczną z odzyskiem ciepła – wartość EP w wariantach 6, 8 i 10 spadła poniżej 72 kWh/(m²·rok), osiągając minimum 67,9 kWh/(m²·rok) w wariantach 10 (Tab. 8.3).

Tab. 8.4. Zestawienie wskaźników EU, EK, i EP [kWh/m²·rok] dla wariantu nr 10 dla budynku i lokalu referencyjnego przy zastosowaniu izolacyjności przegród zgodnie z WT2021

	EU [kWh/(m²·rok)]	EK [kWh/(m²·rok)]	EP [kWh/(m²·rok)]
Budynek referencyjny	32,8	21,6	64,9
Mieszkanie referencyjne	28,2	20,9	60,1

Dalsza optymalizacja obiektu poprzez dostosowanie izolacyjności przegród budowlanych do wymagań WT2021 w wybranym najefektywniejszym wariantach (nr 10 – pompa ciepła + wentylacja mechaniczna z odzyskiem ciepła + ogrzewanie powietrzne) pozwoliła na istotne obniżenie wszystkich analizowanych wskaźników energetycznych (Załącznik 14.17, Załącznik 14.18). Wartość wskaźnika EP dla całego budynku spadła z 76,1 kWh/(m²·rok) do 64,9 kWh/(m²·rok), a dla lokalu referencyjnego z 67,9 kWh/(m²·rok) do zaledwie 60,1 kWh/(m²·rok), co oznacza spadek o około 11 %. Jeszcze większy spadek odnotowano w przypadku wskaźnika EK (z 25,4 do 21,6 kWh/(m²·rok) dla budynku i z 22,6 do 20,9 kWh/(m²·rok) dla lokalu). Poprawie uległ również wskaźnik EU. Otrzymane wartości mieszczą się w wymaganiach określonych w WT2021, potwierdzając, że wybrany wariant nr 10, po termomodernizacji przegród, pozwala osiągnąć zgodność z obowiązującymi regulacjami. Stanowi to bezpośrednie uzasadnienie projektowe dla opracowania w ramach niniejszej rozprawy rozwiązania konstrukcyjnego hybrydowej sprężarkowej pompy ciepła współpracującej z systemem wentylacji mechanicznej z odzyskiem ciepła (Tab. 8.4).

9 Projekt hybrydowej sprężarkowej pompy ciepła współpracującej z systemem wentylacji mechanicznej

Głównym założeniem konstrukcyjnym stanowiącym problem badawczy jest redukcja masy czynnika chłodniczego w układzie przy zachowaniu zakładanej wydajności urządzenia. Z analizy dostępnej wiedzy wynika, że największa masa czynnika chłodniczego w układzie chłodniczym sprężarkowej pompy ciepła znajduje się w skraplaczu, parowniku oraz linii cieczowej po stronie wysokiego ciśnienia. W celu redukcji masy czynnika chłodniczego w układzie należy opracować konstrukcję wymiennika ciepła charakteryzującą się zbliżoną lub wyższą wydajnością osiąganą w takich samych warunkach pracy, jak stosowane powszechnie wymienniki lamelowe przy mniejszej objętości lub/i mniejszej liczbie biegów czynnika. Ponadto układ chłodniczy powinien być tak zaprojektowany, by linia cieczowa była jak najkrótsza. Urządzenie zostanie zaprojektowane dla mieszkania referencyjnego opisanego w rozdziale 8. Przyjęto, że nominalną mocą grzewczą urządzenia będzie projektowe obciążenie cieplne mieszkania referencyjnego, które oszacowano na podstawie audytu i wynosi 3,102 kW (Tabela 9.1).

9.1 Założenia konstrukcyjne hybrydowej pompy ciepła

Głównym założeniem konstrukcyjnym hybrydowej, sprężarkowej pompy ciepła jest wykorzystanie powietrza wywiewanego z wentylacji mechanicznej, traktowanego dotychczas jako ciepło odpadowe i wykorzystanie go jako dolnego źródła ciepła dla pompy ciepła. Dodatkowym wyzwaniem konstrukcyjnym, stanowiącym istotny aspekt naukowy było założenie, że urządzenie mieści się w szafę o wymiarach 0,8 x 0,6 x 2 m, co wymagało optymalizacji konstrukcji układu chłodniczego. Ponadto założono, że w układzie zostanie zastosowany ekologiczny czynnik chłodniczy R290.

9.2 Analiza parametrów eksploatacyjnych rekuperatora

Kluczowym parametrem eksploatacyjnym rekuperatora mającym decydujący wpływ na osiąganą wydajność hybrydowej sprężarkowej pompy ciepła jest sprawność temperaturowa obliczana z zależności 9.1 oraz sprawność odzysku energii obliczana z zależności 9.2:

$$\eta_T = \frac{T_2 - T_1}{T_3 - T_1} \quad 9.1$$

gdzie:

η_T – sprawność temperaturowa (tutaj jako liczba bezwymiarowa z zakresu $0 < 0,1$),

producenci często podają sprawność w procentach,

T_1 – temperatura powietrza nawiewanego przed wymiennikiem [°C],

T_2 – temperatura powietrza nawiewanego za wymiennikiem [°C],

T_3 – temperatura powietrza wywiewanego przed wymiennikiem [°C],

$$\eta_I = \frac{I_2 - I_1}{I_3 - I_1} \quad 9.2$$

gdzie:

η_I – sprawność odzysku energii (entalpii),

I_1 – entalpia powietrza nawiewanego przed wymiennikiem [J/kg],

I_2 – entalpia powietrza nawiewanego za wymiennikiem [J/kg],

I_3 – entalpia powietrza wywiewanego przed wymiennikiem [J/kg].

Zależności umożliwiają obliczenie sprawności rekuperatora dla założonych temperatur lub entalpii, lecz nie uwzględniają one powierzchni wymiany ciepła wymiennika krzyżowego przepływu objętościowego strug powietrza po stronie pierwotnej i wtórnej wymiennika oraz jego wilgotności. Rozpatrując bilans wymiany powietrza w pomieszczeniu wiadomo, że ilość powietrza nawiewanego powinna być równa ilości powietrza wywiewanego, by w pomieszczeniu nie tworzyło się nadciśnienie ani podciśnienie. Wilgotność powietrza stanowi jest bardzo istotnym parametrem w procesie wymiany ciepła wpływającym w znaczący sposób na jego intensywność. Przepływ objętościowy oraz wilgotność powietrza są kluczowe z punktu funkcjonowania projektowanego urządzenia, gdyż strumień powietrza wywiewanego będzie stanowił dolne źródło dla pompy ciepła, której zadaniem będzie zwiększenie poziomu temperatury powietrza nawiewanego do zadanej wartości. W celu wyznaczenia wpływu przepływu objętościowego powietrza oraz jego wilgotności po stronie pierwotnej i wtórnej wymiennika na jego sprawność temperaturową opracowano model rekuperatora oraz przeprowadzono badania symulacyjne w środowisku MATLAB, z wykorzystaniem bibliotek Simulink oraz Thermolib.

Model rekuperatora bazuje na metodzie NTU (number of transfer units; metoda wyznaczania liczby jednostek przenikania ciepła), która wykorzystuje równania wyprowadzone z bilansu cieplnego wymiany ciepła przekształcone do postaci bezwymiarowej. Metoda umożliwia obliczenie maksymalnego transferu ciepła między dwoma przepływami. Rzeczywistą szybkość wymiany ciepła można określić, obliczając efektywność ε , czyli rzeczywistą wymianę ciepła podzieloną przez maksymalną możliwą wymianę ciepła (9.3):

$$\varepsilon = \left(\frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} \right) \quad 9.3$$

gdzie:

ε – efektywność wymiany ciepła (liczba bezwymiarowa),

\dot{Q} – rzeczywista wymiana ciepła [W],

\dot{Q}_{max} – maksymalna możliwa wymiana ciepła [W].

Model umożliwia prowadzenie badań symulacyjnych przy przeciwprądowej, współprądowej i krzyżowej wymianie ciepła. W przypadku przeciwprądowej wymiany ciepła wartość współczynnika ε obliczana jest z zależności 9.4, w przypadku współprądowej wymiany ciepła wartość współczynnika ε obliczana jest z zależności 9.5, a w przypadku krzyżowej wymiany ciepła wartość współczynnika ε obliczana jest z zależności 9.6:

$$\varepsilon = \left(\frac{1 - \exp(-N(1 - C))}{1 - C \times \exp(-N(1 - C))} \right) \quad 9.4$$

$$\varepsilon = \left(\frac{1 - \exp(-N(1 + C))}{1 + C} \right) \quad 9.5$$

$$\varepsilon = 1 - \exp\left(\frac{\exp(-C \times N^{0,78}) - 1}{C \times N^{-0,22}} \right) \quad 9.6$$

gdzie:

C – stosunek pojemności cieplnych, wartość bezwymiarowa.

Współczynnik N , obliczany z zależności 9.7, uwzględnia materiał z jakiego wykonany jest wymiennik - współczynnik przenikania ciepła U , powierzchnię wymiany

ciepła wymiennika a oraz strumień ciepła po stronie pierwotnej i wtórnej wymiennika obliczany z zależności 9.8:

$$N = \frac{UA}{C_{min}} \quad 9.7$$

gdzie:

N – współczynnik, liczba jednostek przenikania ciepła (liczba bezwymiarowa),

U – współczynnik przenikania ciepła ($\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$),

A – powierzchnia wymiany ciepła (m^2),

C_{min} – minimalna pojemność cieplna strumieni,

$$\dot{Q}_{max} = C_{min}(T_{hi} - T_{ci}) \quad 9.8$$

gdzie:

T_{hi} - temperatura wlotowa gorącego strumienia [$^{\circ}\text{C}$],

T_{ci} - temperatura wlotowa zimnego strumienia [$^{\circ}\text{C}$],

$C_{min} = \min(\dot{m}_1 c_{p1}, \dot{m}_2 c_{p2})$,

\dot{m}_1, \dot{m}_2 - masowe natężenia przepływu [kg/s],

c_{p1}, c_{p2} - ciepła właściwe (przy stałym ciśnieniu) [$\text{J}/\text{kg} \cdot \text{K}$],

$C_{max} = \max(\dot{m}_1 c_{p1}, \dot{m}_2 c_{p2})$,

$C = \frac{C_{min}}{C_{max}}$.

W celu analizy stanów nieustalonych, zakłada się, że wymiennik ciepła ma masę cieplną (pojemność cieplną [J/K]). Każdy z przepływów po stronie pierwotnej i wtórnej wymiennika ciepła wymienia ciepło z własną masą cieplną, która stanowi połowę całkowitej masy cieplnej. Straty ciepła do otoczenia obliczane są z zależności 9.9:

$$\dot{Q}_{env} = K_{env} A_{env} (T_{TM} - T_{env}) \quad 9.9$$

gdzie:

\dot{Q}_{env} – straty ciepła do otoczenia [W],

K_{env} – współczynnik przenikania ciepła do otoczenia [$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$],

A_{env} – powierzchnia wymiany ciepła z otoczeniem [m^2],

T_{TM} – średnia temperatura powierzchni wymiennika [K],

T_{env} – temperatura otoczenia [K].

Wymianę ciepła między dwoma przepływami wylotowymi a otoczeniem modeluje zależność 9.10:

$$\dot{Q}_{1,env}(flow1 \rightarrow env) = K_{env}A_{env}(T_1 - T_{env}) \quad 9.10$$

gdzie:

$\dot{Q}_{1,env}$ – ilość ciepła wymieniona między przepływem 1 a otoczeniem [W],

T_1 – temperatura przepływu 1 [K].

Na podstawie struktury model bazującego na równaniach wyprowadzonych z bilansu wymiany ciepła wynika, że na szybkość wymiany ciepła wpływa przede wszystkim efektywna powierzchnia wymiany ciepła i charakterystyka przepływu po obu stronach ściany wymiennika. Znając współczynnik przenikania ciepła U [$W/m^2 \cdot K$] materiału, z którego wykonany jest wymiennik można wyznaczyć minimalną powierzchnię wymiany ciepła wymiennika a [m^2].

Do regulacji przepływu objętościowego po stronie pierwotnej i wtórnej wymiennika zastosowano trójdrożną przepustnicę z obejściem. Przesłona opisana zależnością 9.11 dzieli dopływający strumień cieczy na dwie części. Podana wartość położenia określa procentowy podział strumienia wlotowego m_{in} . Położenie zaworu równe 1 oznacza, że zawór jest całkowicie otwarty, a cały przepływ jest kierowany do pierwszego wyjścia, natomiast wartość 0 oznacza zawór zamknięty, kierując cały przepływ do drugiego wyjścia. Założeniem upraszczającym modelu przesłony jest założenie, że strata ciśnienia jest niezależna od położenia zaworu.

$$\dot{m}_{out2} = (1 - pos)\dot{m}_{in} \quad 9.11$$

gdzie:

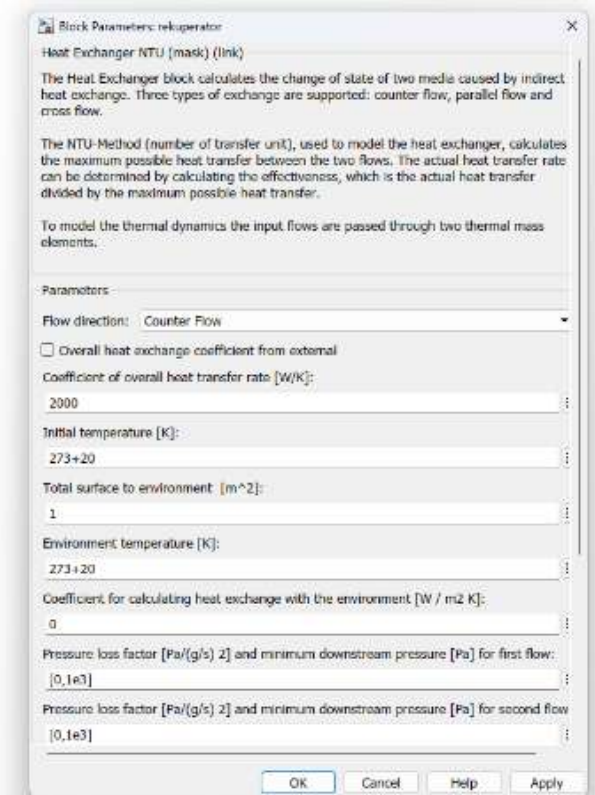
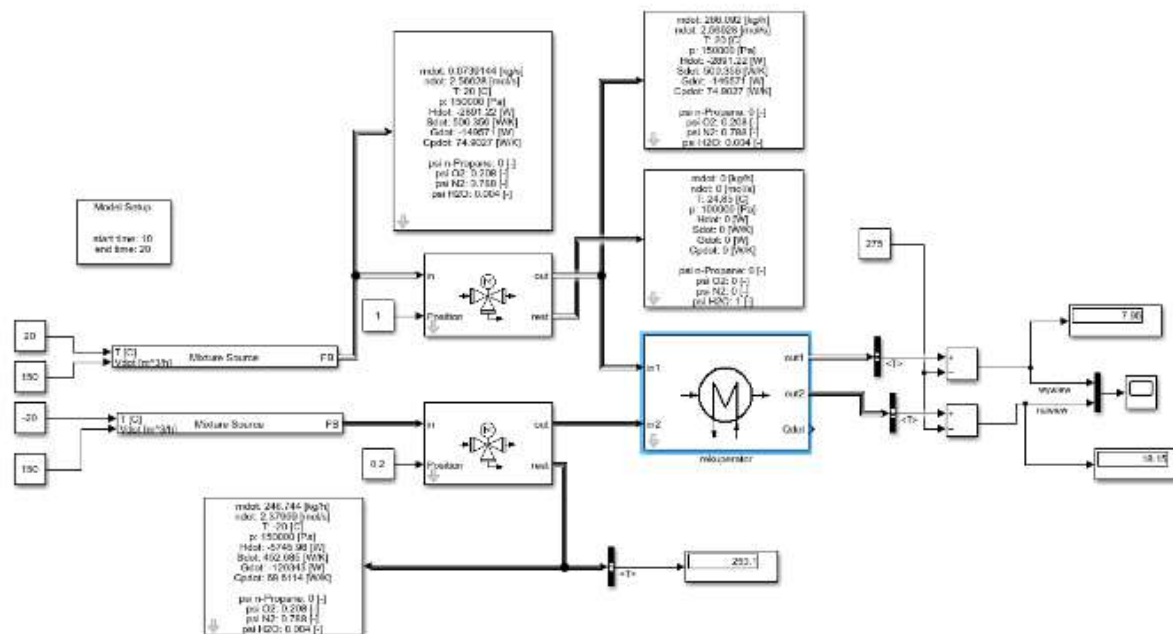
\dot{m}_{out2} - strumień wylotowy [kg/s],

pos – położenie zaworu (0 lub 1),

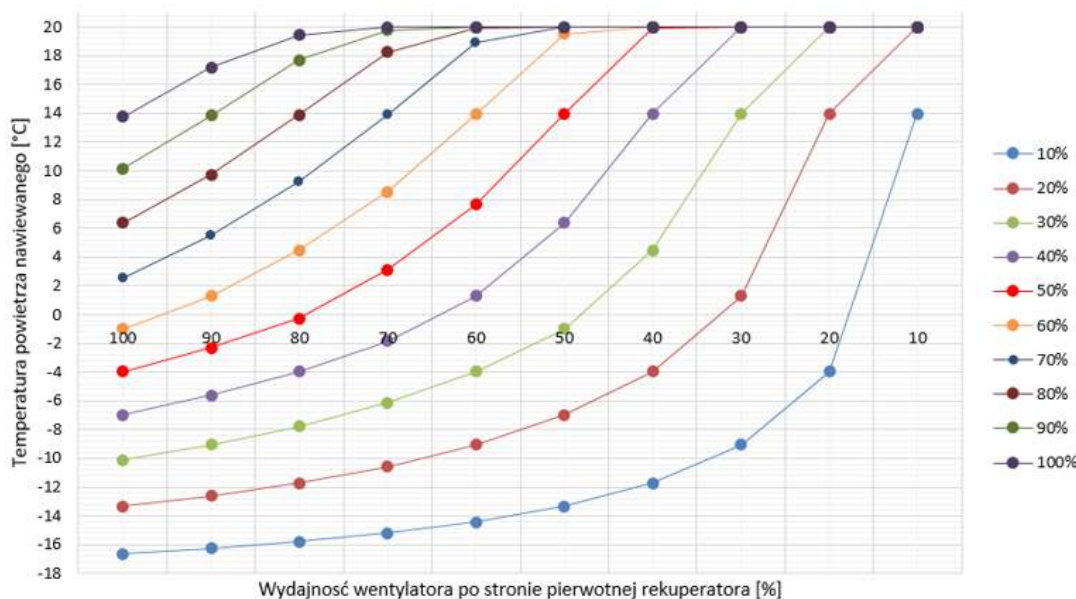
\dot{m}_{in} – strumień wlotowy [kg/s].

Schemat zaimplementowanego w pakiecie Matlab&Simulink modelu rekuperatora przedstawiono na rysunku (Rys. 9.1). Badania symulacyjne przeprowadzono przy wilgotności powietrza nawiewanego i wywiewanego w granicach 30 % - 90 %. Przyjęto maksymalną wydajność wentylatorów strony pierwotnej i wtórnej rekuperatora na

w granicach 70 - 210 m³/h. Wykonano symulacje z regulacją strumienia powietrza nawiewanego i wywiewanego w zakresie 10 – 100 %, przy założonej temperaturze zewnętrznej -20 °C i temperaturze wewnętrznej powietrza wynoszącej 20 °C. Temperatura powietrza nawiewanego wynosząca -20 °C zgodnie z normą PN-EN 12831 [7] stanowi temperaturę projektową budynku i zarazem najbardziej niekorzystny przypadek pracy urządzenia. Na rysunku (Rys. 9.2) przedstawiono wyniki symulacji dla zadanej maksymalnej wydajności rekuperatora 150 m³/h. Wartość ta odpowiada strumieniowi, jaki należy zastosować w mieszkaniu wybranym za modelowe o powierzchni 56,44 m². Wyniki dla pozostałych wydajności przedstawiono w załączniku 14.19.



Rys. 9.1. Schemat zaimplementowanego rekuperatora w programie Matlab&Simulink



Rys. 9.2. Wartości temperatury powietrza nawiewanego w funkcji wydajności wentylatorów po stronie pierwotnej i wtórnej rekuperatora dla maksymalnej wydajności wentylatora 150 m³/h

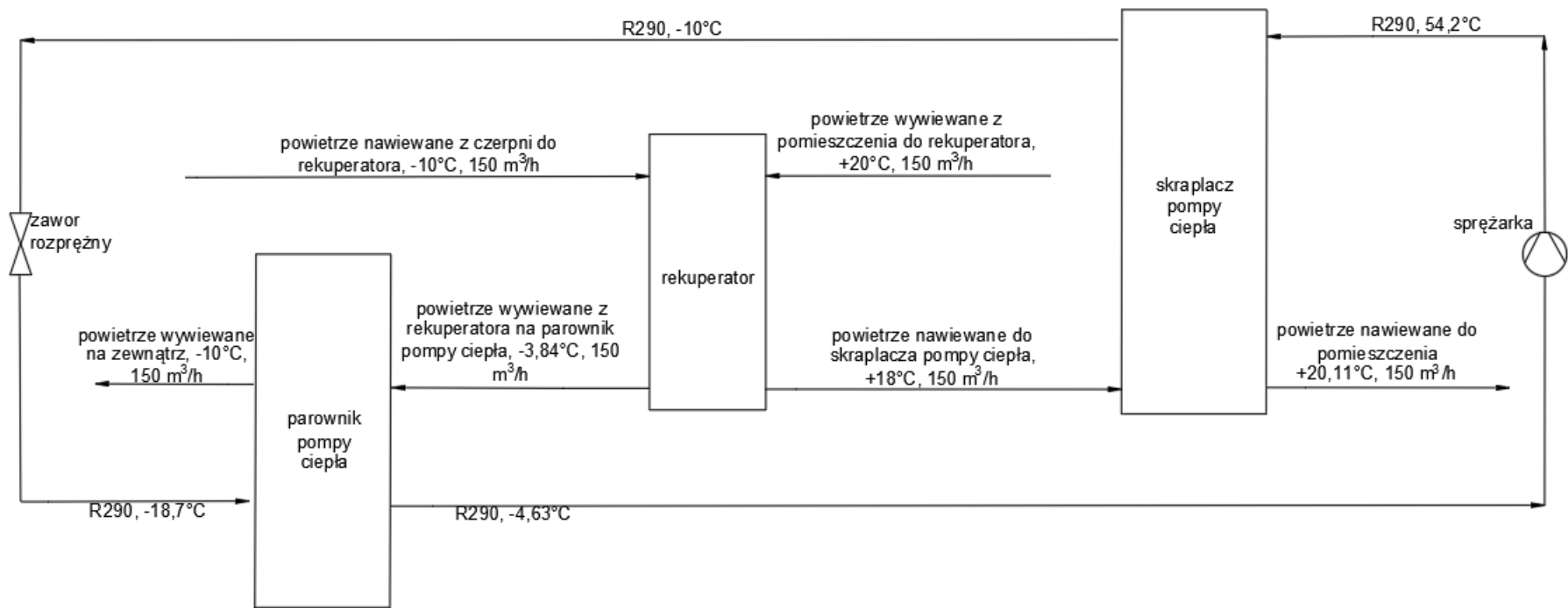
Analiza wykazała (Rys. 9.2), że najwyższą temperaturę nawiewu (20 °C) osiąga się przy maksymalnej wydajności wentylatora wtórnego (wywiew powietrza z pomieszczenia – 100 %) oraz minimalnej wydajności wentylatora pierwotnego (nawiew powietrza z zewnątrz – 10 %). W praktyce jednak taki układ pracy jest niemożliwy, ze względu na wymóg zbilansowanego przepływu powietrza. W przypadku bilansu równego 0, przy temperaturze zewnętrznej -20 °C, uzyskano temperatury nawiewu na poziomie 14 °C. Aby osiągnąć wartość projektową 20 °C, konieczne jest dogrzewanie przez sprężarkową pompę ciepła.

9.3 Zasada działania hybrydowej sprężarkowej pompy ciepła umożliwiającej pokrycie obciążenia cieplnego budynku z tytułu centralnego ogrzewania

Z przedstawionej analizy wynika, że na sprawność rekuperatora istotny wpływ ma wydajność wentylatorów. Najbardziej korzystnym wariantem pracy rekuperatora, w którym temperatura powietrza nawiewanego do pomieszczenia osiąga wartość zadaną temperatury równą 20 °C przy temperaturze projektowej powietrza wynoszącej -20 °C jest wariant, w którym wydajność wentylatora po stronie wtórnej rekuperatora wynosi 100 % przy zmiennej wydajności wentylatora po stronie pierwotnej rekuperatora. Taki wariant pracy jest niemożliwy z konieczności zachowania bilansu powietrza nawiewanego i wywiewanego. Z przedstawionej analizy wynika, że przy zbliżonych lub

identycznych wydajnościach wentylatorów po stronie pierwotnej i wtórnej rekuperatora konieczne jest szczytowe źródło ciepła umożliwiające wzrost temperatury powietrza nawiewanego z rekuperatora do wartości zadanej. W opracowanym rozwiązaniu takim źródłem szczytowym jest sprężarkowa pompa ciepła. Zasada działania hybrydowej sprężarkowej pompy ciepła przedstawiona została za pomocą schematu blokowego (Rys. 9.3). Ideą rozwiązania jest wykorzystanie powietrza wywiewanego z pomieszczenia, którego ciepło wykorzystane jest w wymienniku krzyżowym rekuperatora jako dolnego źródła ciepła dla sprężarkowej pompy ciepła stanowiącej źródło szczytowe umożliwiające wzrost poziomu temperaturowego powietrza nawiewanego, wstępnie podgrzanego w wymienniku krzyżowym do wartości zadanej. Z punktu konstrukcyjnego urządzenia najbardziej istotnym jest obliczenie wymaganej powierzchni wymiany ciepła parownika i skraplacza, co umożliwi dobór sprężarki oraz oszacowanie wydajności urządzenia. W tym celu opracowano matematyczny model hybrydowej sprężarkowej pompy ciepła współpracującej z rekuperatorem, który został zaimplementowany w pakiecie Matlab&Simulink. Model wymienników ciepła oraz trójdrożnych przepustnic z obejściem został przedstawiony w rozdziale 9.2.

Pompa ciepła bazuje na modelu sprężarki izentropowej. Model sprężarki izentropowej określa stan termodynamiczny przepływu masowego czynnika chłodniczego wraz z wymaganym zużyciem mocy mechanicznej sprężarki przy danej sprawności izentropowej. Sprawność jest pobierana z tablicy porównawczej jako funkcja przepływu masowego dla zaimplementowanego czynnika chłodniczego.



Rys. 9.3. Schemat blokowy hybrydowej sprężarkowej pompy ciepła

Rzeczywista wartość przepływu masowego w układzie chłodniczym jest obliczana jako iloczyn maksymalnego natężenia przepływu masowego przez zadaną wartość sterującą „Ctrl” (zależność 9.12):

$$\dot{m} = \dot{m}_{max} \cdot ctrl \quad 9.12$$

gdzie:

\dot{m} – przepływ masowy [kg/s],

\dot{m}_{max} - maksymalny przepływ masowy [kg/s],

$ctrl$ –wartość sterująca [-].

Z pierwszej zasady termodynamiki dla sprężarki izentropowej wiadomo, że (zależność 9.13):

$$P_{mch} = \dot{m}(h_{out} - h_{in}) \quad 9.13$$

gdzie:

P_{mch} – moc mechaniczna [W],

h_{out} – entalpia wyjściowa [J/kg],

h_{in} – entalpia wejściowa [J/kg].

Natomiast sprawność izentropowa sprężarki można obliczyć ze wzoru (zależność 9.14):

$$\eta_s = \frac{h_{out,s} - h_{in}}{h_{out} - h_{in}} \quad 9.14$$

gdzie:

η_s - sprawność izentropowa sprężarki [-].

Zatem moc mechaniczną sprężarki można obliczyć ze wzoru (zależność 9.15):

$$P_{mch} = \frac{\dot{m}(h_{out,s} - h_{in})}{\eta_s} \quad 9.15$$

Bezwładność sprężarki została zamodelowana przez transmitancję operatorową pierwszego rzędu (zależność 9.16):

$$\frac{y(s)}{u(s)} = \frac{1}{\tau s + 1} \quad 9.16$$

gdzie:

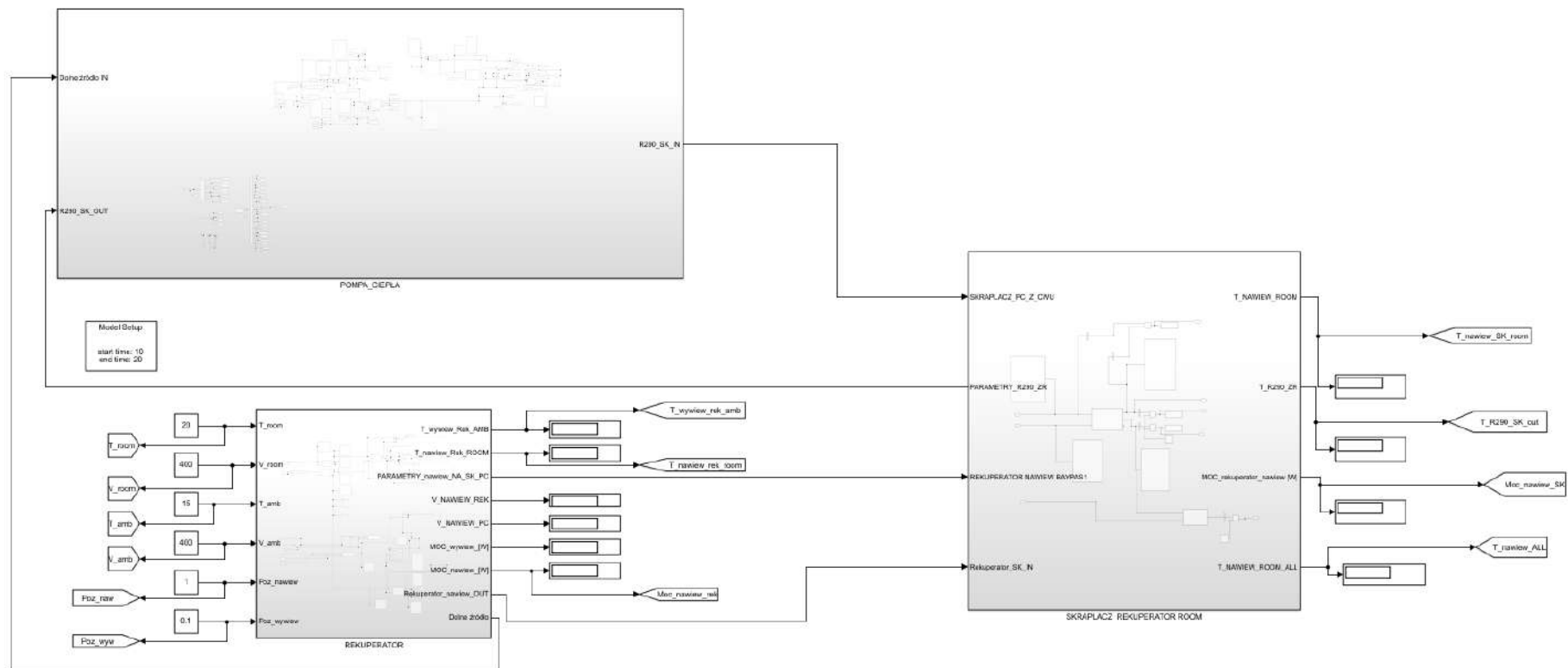
u - sygnał sterujący natężeniem przepływu masy,

y - opóźniony sygnał sterujący,

τ - charakterystyczny czas.

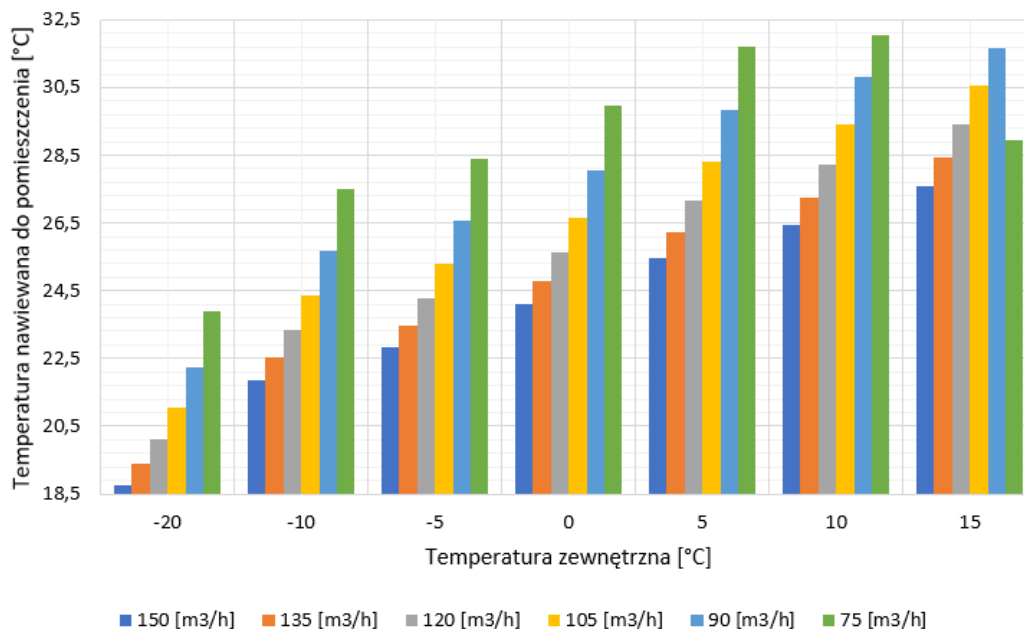
Zawór rozprężany został zamodelowany za pomocą funkcji właściwej przemianie izentropowej, która umożliwia dla zadanej wartości ciśnienia czynnika chłodniczego obliczenie entalpii rozprężu. Model hybrydowej sprężarkowej pompy ciepła zaimplementowanej w pakiecie Matlab&Simulink przedstawiono na rysunku (Rys. 9.4).

Badania symulacyjne hybrydowej sprężarkowej pompy ciepła przeprowadzono dla temperatury powietrza atmosferycznego w przedziale $-20\text{ °C} \div +15\text{ °C}$ przy zmianie wydajności wentylatorów w zakresie $75\text{ [m}^3\text{/h]} \div 150\text{ [m}^3\text{/h]}$ i temperatury kondensacji czynnika chłodniczego 30 °C , 35 °C , 40 °C . W badaniach symulacyjnych założono, że zastosowana sprężarka jest typu On/Off, co miało na celu ocenę zakresu regulacji przepływem masowym czynnika chłodniczego. W tekście pracy opisane zostały wybrane wyniki badań symulacyjnych uznane za kluczowe. Pozostałe wyniki badań symulacyjnych zostały zestawione w załączniku 14.20.



Rys. 9.4. Model hybrydowej sprężarkowej pompy ciepła zaimplementowanej w pakiecie Matlab&Simulink

Na rysunku (Rys. 9.5) przedstawiono wartość temperatury powietrza nawiewanego w funkcji temperatury powietrza zewnętrznego przy wydajnościach wentylatorów po stronie pierwotnej i wtórnej rekuperatora hybrydowej sprężarkowej pompy ciepła dla temperatury kondensacji czynnika chłodniczego 30 °C.

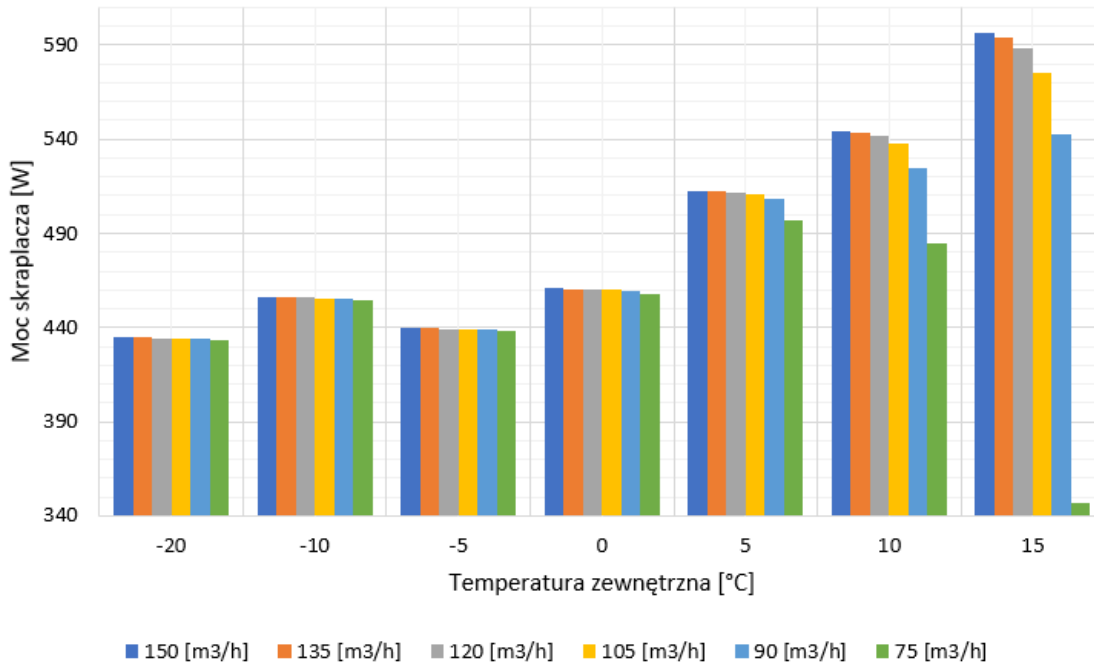


Rys. 9.5. Wartości temperatur nawiewanych do pomieszczenia dla temperatury kondensacji 30 °C przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego

Z rysunku wynika, że newralgicznymi punktami pracy urządzenia są punkty odpowiadające temperaturze zewnętrznej -20°C przy wydajności wentylatorów w przedziale 120 [m³/h] ÷ 150 [m³/h]. Dla tych punktów pracy temperatura powietrza nawiewanego nie osiągnie wartości zadanej. Problem wynika ze zbyt małej mocy pompy ciepła w stosunku do mocy wymaganej. By zwiększyć moc pompy prędkość obrotowa wału sprężarki powinna zostać zwiększona, co w rezultacie spowodowałoby wzrost przepływu masowego czynnika chłodniczego. W pozostałych punktach pracy urządzenie pokryje obciążenie cieplne mieszkania z tytułu strat ciepła przez przenikanie i wentylację. Identyczna sytuacja wystąpi przy wzroście temperatury kondensacji czynnika chłodniczego (Załącznik 14.20)

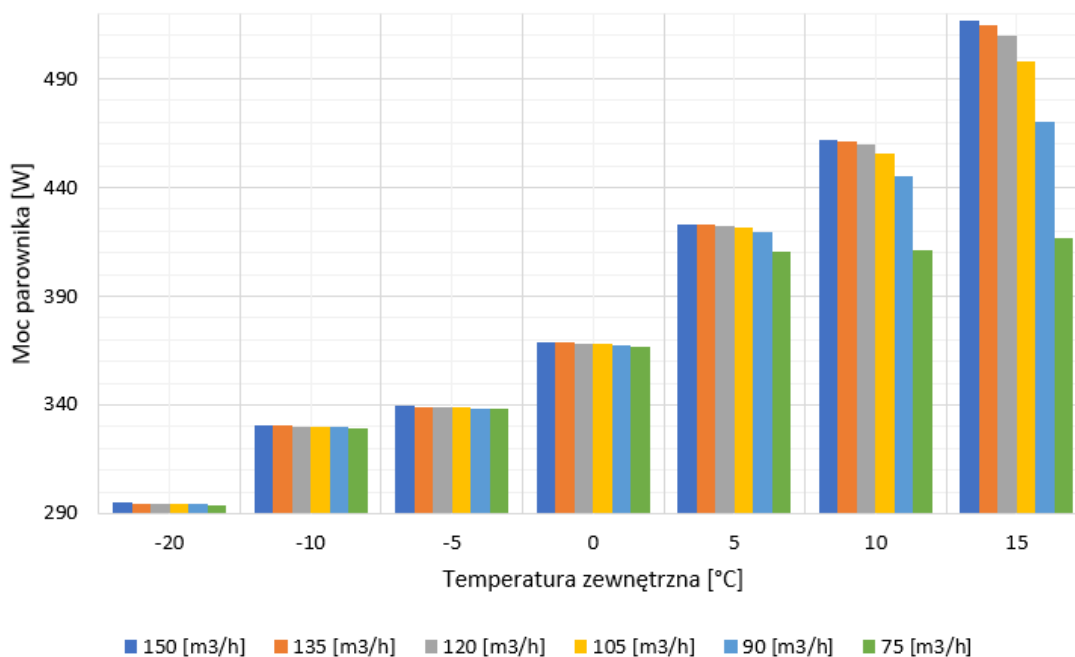
Zaistniała sytuacja jest spowodowana niedoborem mocy skraplacza, którego wartość zależy od wartości przepływu masowego czynnika chłodniczego (Rys. 9.6). Drugim newralgicznym punktem pracy urządzenia jest sytuacja, gdy przy wysokich

temperaturach powietrza zewnętrznego i niskich przepływach objętościowych strug powietrza – przepływ krytyczny 75 [m³/h], moc parownika jest zbyt mała by czynnik chłodniczy został odparowany, co powoduje zalewanie sprężarki i spadek mocy skraplacza.



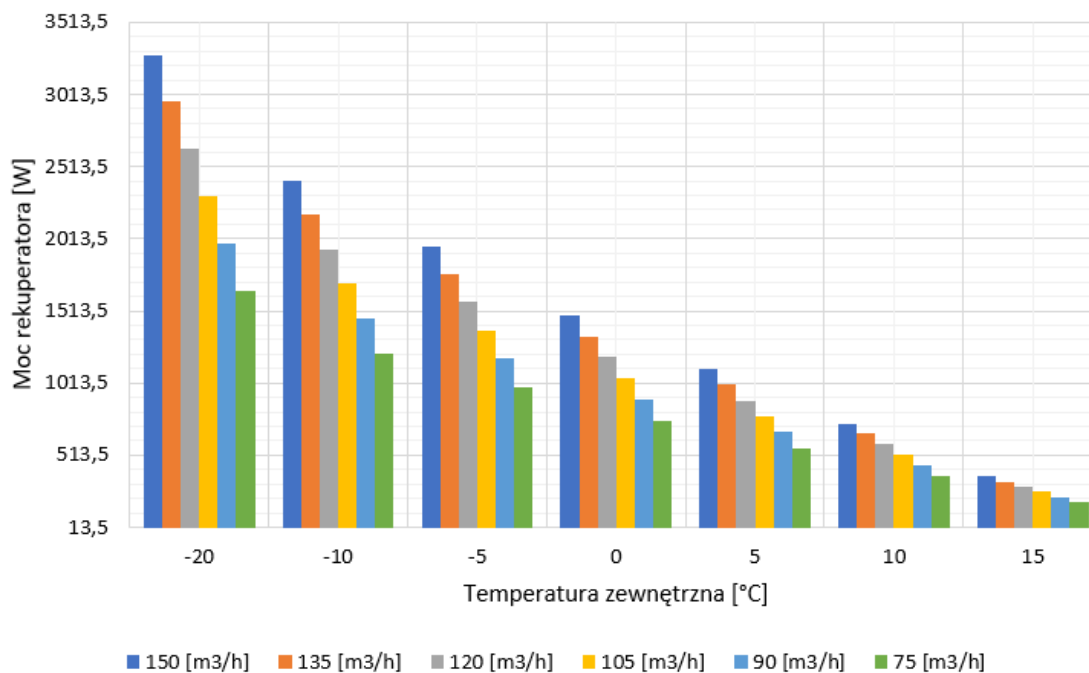
Rys. 9.6. Moc skraplacza dla temperatury kondensacji 30 °C przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego

W analizowanym punkcie pracy prędkość obrotowa wału sprężarki powinna zostać zredukowana do minimum, co w rezultacie spowodowałoby spadek przepływu masowego czynnika chłodniczego i zredukowało moc pomy ciepła.



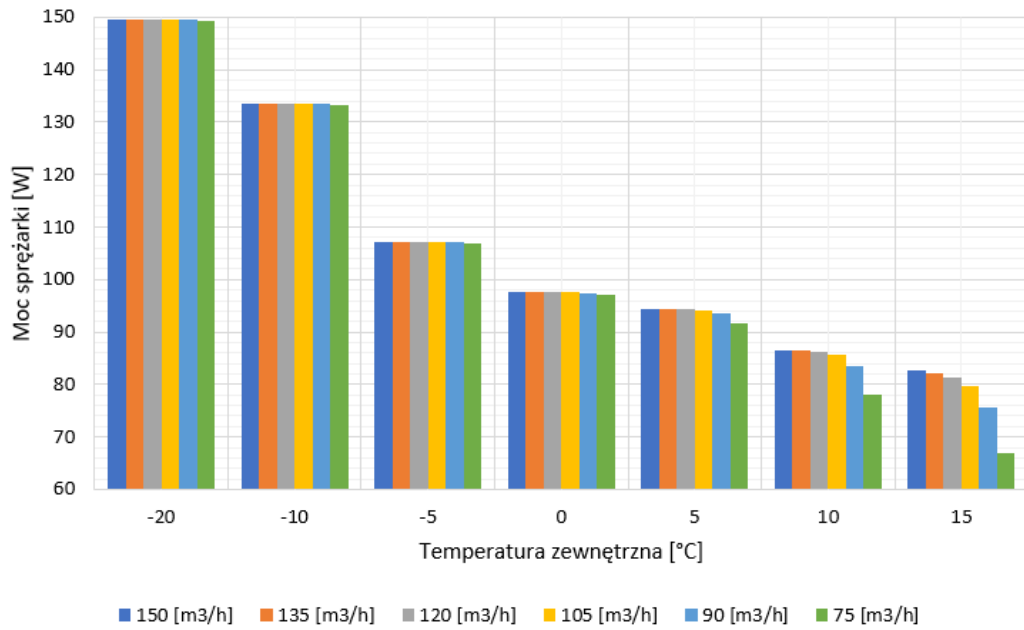
Rys. 9.7. Moc parownika dla temperatury kondensacji 30 °C przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego

Kluczowym z punktu eksploatacji urządzenia są wydajności wentylatorów po stronie pierwotnej i wtórnej urządzenia. Wydajność wentylatorów ma kluczowy wpływ na osiąganą wydajność urządzenia. W przypadku niskich wydajności wentylatorów maleje ilość wymienionego powietrza w rezultacie spada moc rekuperatora (Rys. 9.8), a tym samym na skutek redukcji przepływu objętościowego powietrza spada moc parownika i skraplacza pompy ciepła. Należy pamiętać, że w celu zachowania wymagań higienicznych minimalna wymiana powietrza powinna wynosić 0,5 kubatury na godzinę - w analizowany przypadku 75 [m³/h].

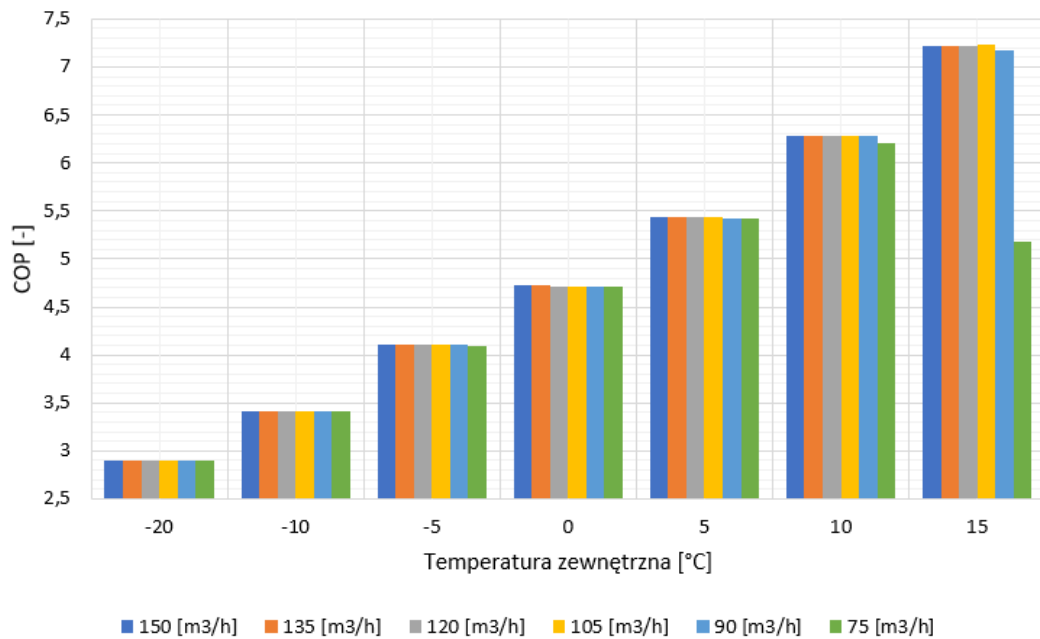


Rys. 9.8. Moc rekuperatora dla temperatury kondensacji 30 °C przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego

Reasumując, z przeprowadzonych analiz wynika, że wydajność wentylatorów po stronie pierwotnej i wtórnej rekuperatora oraz wydajność sprężarki powinny być z sobą skorelowane i regulowane w sposób płynny w funkcji temperatury powietrza zewnętrznego. Urządzenie powinno bazować na sprężarce inwerterowej z możliwością regulacji prędkością obrotową wału sprężarki w szerokim zakresie. W analizowany przypadku moc sprężarki wahała się w granicach 90 w ÷ 150 w (Rys. 9.9), a wartość współczynnika COP w granicach 2,8 ÷ 7,2 (Rys. 9.10).



Rys. 9.9. Moc sprężarki dla temperatury kondensacji 30 °C przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego



Rys. 9.10. COP dla temperatury kondensacji 30 °C przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego

9.4 Zasada działania hybrydowej sprężarkowej pompy ciepła umożliwiającej pokrycie obciążenia cieplnego budynku z tytułu centralnego ogrzewania i przygotowania ciepłej wody użytkowej

Z przeprowadzonych badań symulacyjnych wynika, że przy skorelowanej regulacji ciągłej wydajności wentylatorów po stronie pierwotnej i wtórnej rekuperatora z wydajnością sprężarki w funkcji temperatury zewnętrznej jest możliwe pokrycie obciążenia cieplnego mieszkania z tytułu strat ciepła przez przenikanie i straty wentylacyjnej, przez hybrydową sprężarkową pompę ciepła przy niewielkiej mocy układu chłodniczego. Większa wydajność wentylatorów przekłada się na większy strumień powietrza, a tym samym na większą dostępną moc parownika i skraplacza, którą można wykorzystać do przygotowania ciepłej wody użytkowej. W tym celu konstrukcja urządzenia została zmodernizowana przez zastosowanie skraplacza z podziałem mocy. Schemat blokowy urządzenia został przedstawiony na rysunku (Rys. 9.11). W przypadku pracy z tytułu pokrycia strat ciepła przez przenikanie i wentylację urządzenia działa zgodnie z algorytmem opisanym w rozdziale 9.3. W przypadku równoległej pracy z tytułu pokrycia strat ciepła przez przenikanie i wentylację oraz przygotowania ciepłej wody użytkowej urządzenie działa w następujący sposób. Całkowity strumień powietrza wywiewanego kierowany jest do rekuperatora, gdzie następuje częściowy odzysk ciepła. Następnie powietrze to przepływa przez parownik pompy ciepła, gdzie służy jako dolne źródło ciepła, po czym jest usuwane na zewnątrz budynku. Powietrze nawiewane przepływa przez wymiennik krzyżowy rekuperatora, gdzie ma miejsce odzysk ciepła z powietrza wywiewanego, a w rezultacie wzrost temperatury powietrza nawiewanego. Ze względu na fakt, iż sprawność rekuperatora w zależności od parametrów pracy (wydajność wentylatorów, temperatura powietrza nawiewanego) mieści się w granicach 70 % - 90 %, temperatura powietrza nawiewanego jest niższa niż wartość zadana temperatury w pomieszczeniu. Z tego względu strumień powietrza nawiewanego kierowany jest na niskotemperaturową część skraplacza pompy ciepła. Przepływając przez skraplacz temperatura powietrza nawiewanego osiąga wartość zadaną. Czynnik chłodniczy w postaci pary przegrzanej wypływający z parownika obmywanego przez strumień powietrza wywiewanego z rekuperatora trafia na króciec ssawny sprężarki. W sprężarce czynnik zostaje sprężony a następnie przepływa przez wysokotemperaturową część skraplacza. Wysokotemperaturowa część skraplacza wykorzystywana do przygotowania ciepłej wody użytkowej zrealizowana jest w postaci

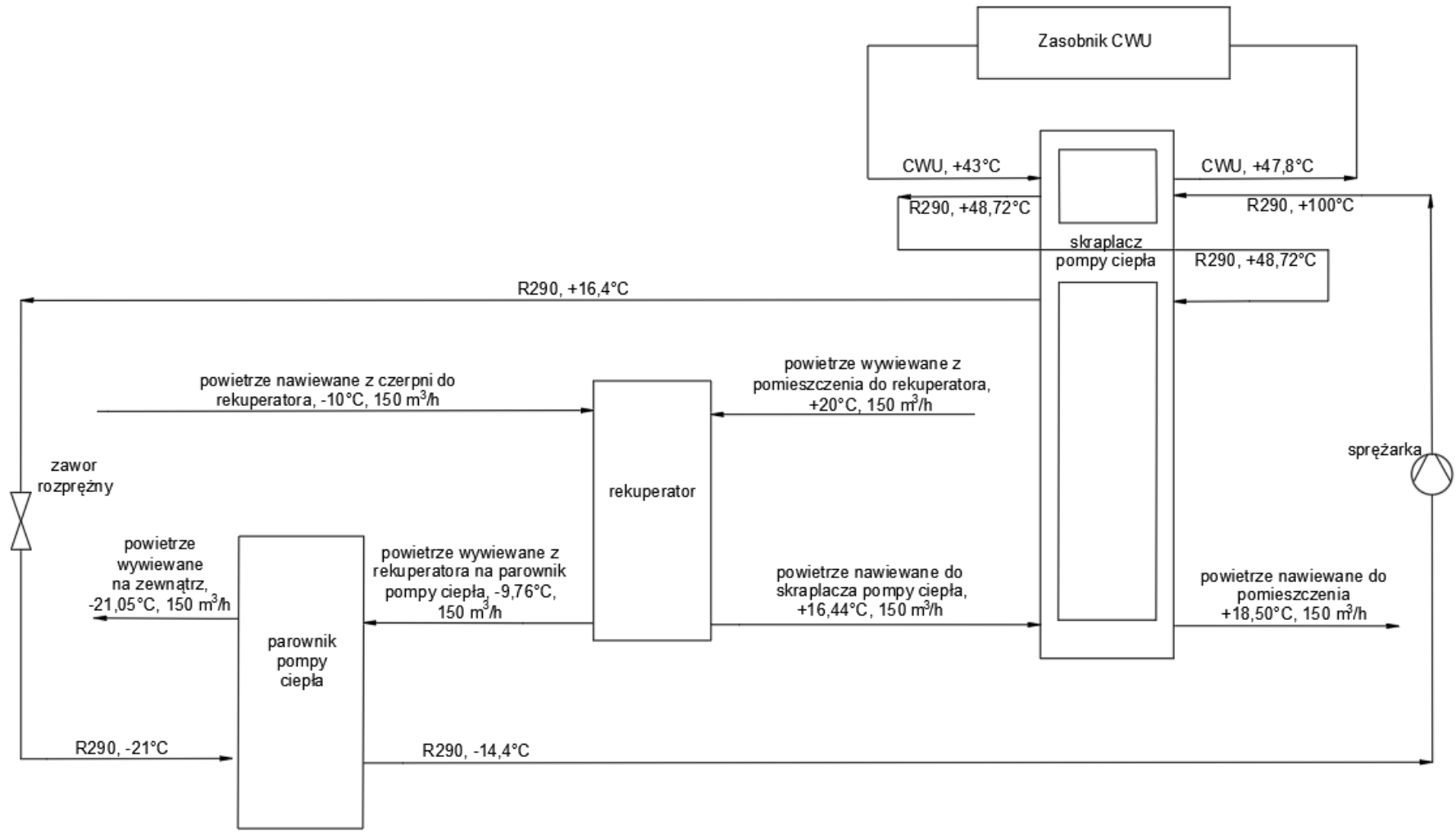
płytowego wymiennika ciepła. Powierzchnia wymiennika jest dobrana w taki sposób, by czynnik chłodniczy przepływając przez wysokotemperaturową część skraplacza osiągał w obszarze pary mokrej wilgotność w przedziale 40 – 60 %. Następnie czynnik chłodniczy kierowany jest do niskotemperaturowej części skraplacza, gdzie następuje dogrzanie powietrza nawiewanego wstępnie podgrzanego w rekuperatorze.

Model urządzenia zaimplementowano w środowisku MATLAB, z wykorzystaniem biblioteki Simulink i Thermolib, uwzględniając rekuperator oraz obie sekcje skraplacza (Rys. 9.12). Przykładowy rozkład temperatur w kluczowych węzłach podczas pracy urządzenia przy zastosowaniu sprężarki typu ON/OFF przedstawiony został na rysunku (Rys. 9.11). Temperatura zewnętrzna powietrza będąca temperaturą powietrza nawiewanego wynosi $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$. W rekuperatorze z powietrza wywiewanego z lokalu odzyskiwane jest ciepło, w wyniku czego na parownik pompy ciepła trafia strumień powietrza, którego przepływ objętościowy wynosi $150\text{ m}^3/\text{h}$, o temperaturze $-9,76\text{ }^{\circ}\text{C}$, stanowiący dolne źródło ciepła dla urządzenia. Temperatura powietrza nawiewanego, którego strumień objętościowy wynosi $150\text{ m}^3/\text{h}$ po wstępnym pogrzeniu w rekuperatorze wynosi $16,44\text{ }^{\circ}\text{C}$, co stanowi wartość niższą niż temperatura zadana, której wartość wynosi $20\text{ }^{\circ}\text{C}$. Z tego względu strumień powietrza nawiewanego kierowany jest do niskotemperaturowej sekcji skraplacza, w której powietrze zostaje podgrzane do temperatury $18,5\text{ }^{\circ}\text{C}$. W analizowanym przypadku temperatura powietrza nawiewanego jest niższa niż wartość zadana, co jest rezultatem zbyt małej mocy grzewczej wynikającej ze stałej wydajności wentylatorów rekuperatora i sprężarki. Powietrze wywiewane z rekuperatora o temperaturze $-9,76\text{ }^{\circ}\text{C}$ trafia do parownika pompy ciepła ogrzewając czynnik chłodniczy z temperatury $-21\text{ }^{\circ}\text{C}$ do temperatury $-14,4\text{ }^{\circ}\text{C}$. Czynnik chłodniczy zostaje sprężony przez sprężarkę, a temperatura tłoczenia, przy temperaturze wlotowej wody do wysokotemperaturowej sekcji skraplacza równej $43\text{ }^{\circ}\text{C}$ wynosi $100\text{ }^{\circ}\text{C}$. Na skutek wymiany ciepła w wysokotemperaturowej sekcji skraplacza CWU zostaje podgrzana do temperatury $47,7\text{ }^{\circ}\text{C}$, a temperatura czynnika chłodniczego osiąga wartość $48,72\text{ }^{\circ}\text{C}$. Następnie czynnik chłodniczy kierowany jest do niskotemperaturowej sekcji skraplacza oddając ciepło nawiewanemu powietrzu. Na skutek wymiany ciepła między czynnikiem a nawiewanym powietrzem, temperatura czynnika chłodniczego zostaje obniżona do temperatury $16,4\text{ }^{\circ}\text{C}$, a temperatura powietrza nawiewanego osiąga wartość $18,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ (Rys. 9.12).

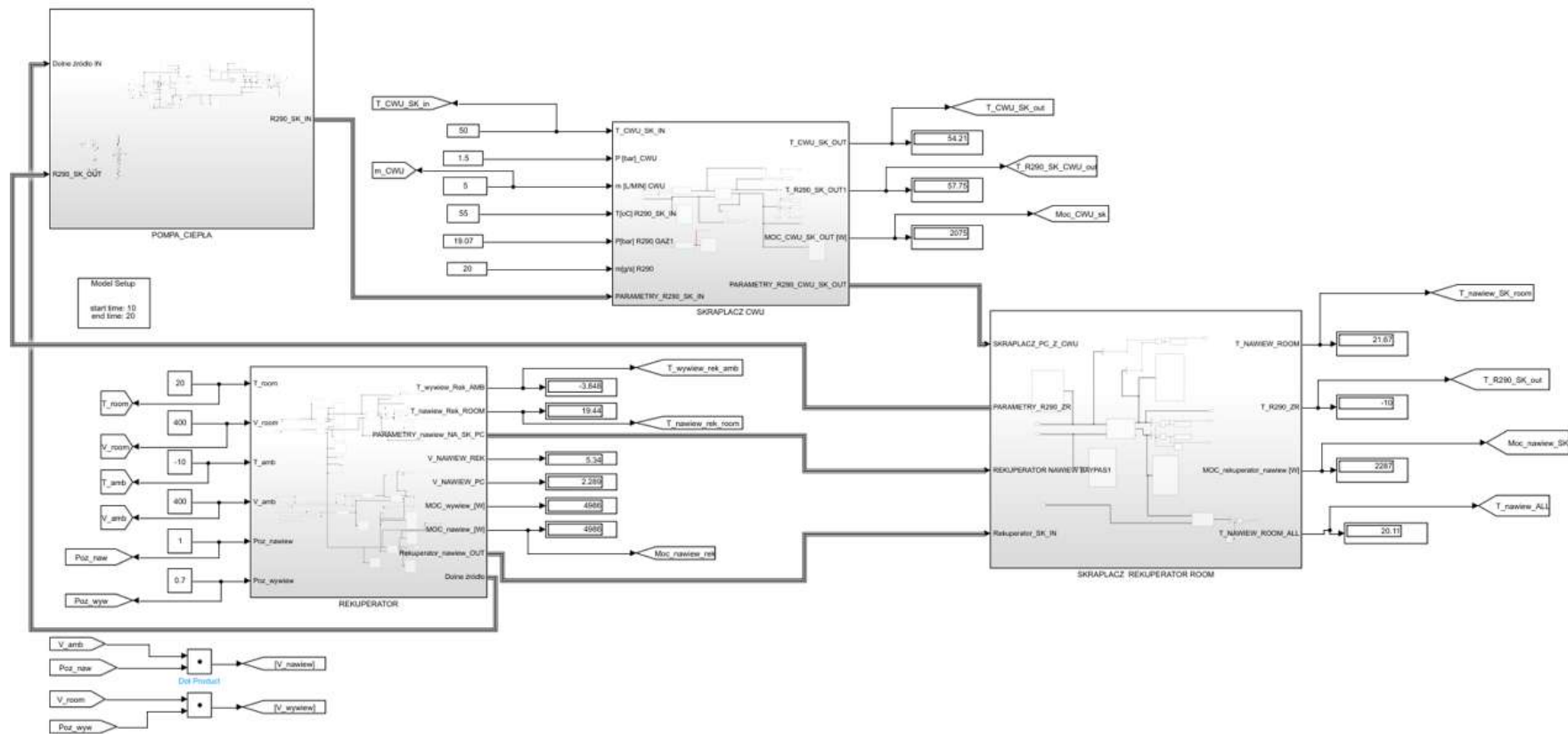
W analizowanym przypadku temperatura powietrza nawiewanego nie osiąga wartości zadanej. Osiągnięcie wartości zadanej wymagało by zwiększenia mocy

grzewczej a tym samym zwiększenia strumieni objętościowy powietrza nawiewanego i wywiewanego oraz przepływu masowego czynnika chłodniczego.

W ramach badań wykonano kilkaset symulacji, co pozwoliło na wygenerowanie kilku tysięcy wyników dla szerokiego zakresu warunków pracy. Celem prowadzonych badań symulacyjnych było znalezienie dla założonych warunków brzegowych (przepływów strumieni powietrza w zakresie $75 \text{ m}^3/\text{h} \div 150 \text{ m}^3/\text{h}$, temperatury powietrza atmosferycznego w zakresie $-20 \text{ }^\circ\text{C} \div 15 \text{ }^\circ\text{C}$) wartości współczynników transferu ciepła poszczególnych wymienników, co stanowiło podstawę do projektowania mikro kanałowych wymienników ciepła. W niniejszej pracy przedstawiono jedynie wybrane przypadki, uznane za reprezentatywne i szczególnie istotne.

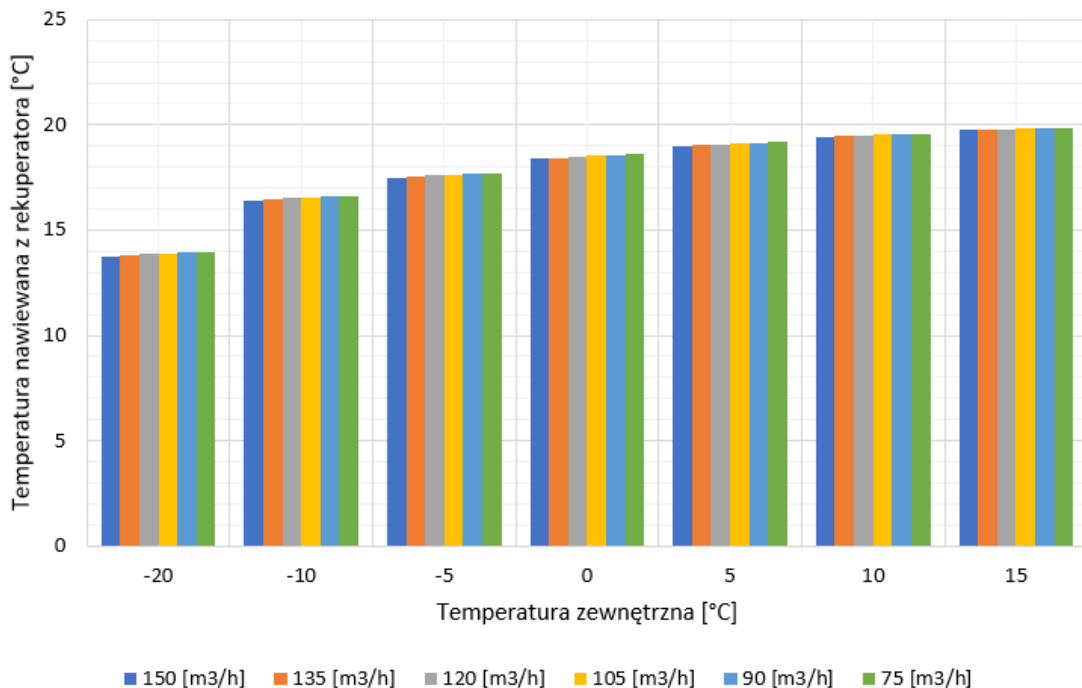


Rys. 9.11. Schemat blokowy hybrydowej pompy ciepła



Rys. 9.12. Schemat zaimplementowanej hybrydowej pompy ciepła w programie MatLab

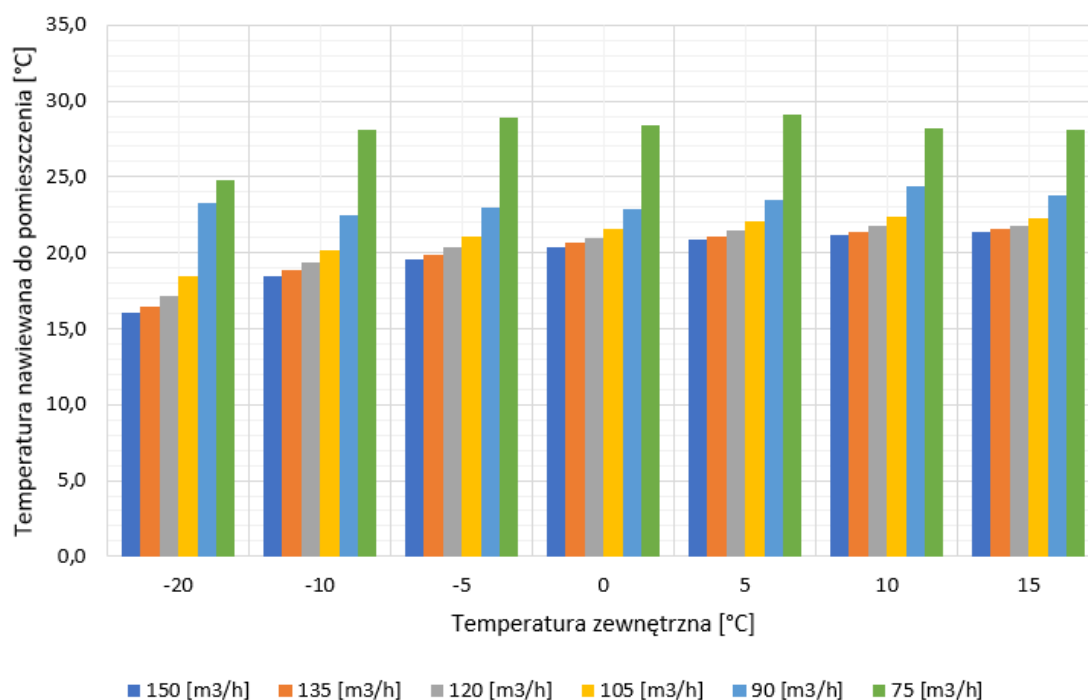
Na rysunku (Rys. 9.13) przedstawiono wartości temperatury powietrza nawiewanego z rekuperatora w funkcji temperatury powietrza atmosferycznego w przedziale $-20\text{ }^{\circ}\text{C} \div 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ i strumieniach powietrza nawiewanego i wywiewanego w zakresie $75\text{ m}^3/\text{h} \div 150\text{ m}^3/\text{h}$. Z wykresu wynika, że przy temperaturze $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ temperatura powietrza nawiewanego z rekuperatora do skraplacza pompy ciepła osiąga niezależnie od wydajności wentylatorów wartości najniższe i analogicznie przy najwyższej temperaturze otoczenia wynoszącej $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ osiąga wartości najwyższe. Z wykresu jednoznacznie wynika, że niezależnie od temperatury powietrza otoczenia będącego temperaturą powietrza nawiewanego do rekuperatora największy przyrost temperatury strumienia nawiewanego do skraplacza jest przy najniższych strumieniach objętościowych powietrza nawiewanego i wywiewanego, których wartości wynoszą $70\text{ m}^3/\text{h}$.



Rys. 9.13. Wartości temperatur nawiewanych z rekuperatora na skraplacz pompy ciepła dla temperatury kondensacji czynnika chłodniczego $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ przy różnych strumieniach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego

Na rysunku (Rys. 9.14) przedstawiono wartość temperatury powietrza nawiewanego do pomieszczenia przy strumieniach powietrza w zakresie $75\text{ m}^3/\text{h} \div 150\text{ m}^3/\text{h}$, oraz przy wartościach temperatury powietrza atmosferycznego w zakresie $-20\text{ }^{\circ}\text{C} \div 15\text{ }^{\circ}\text{C}$. Z rysunku wynika, że przy temperaturze powietrza atmosferycznego wynoszącej $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ i będącą zgodnie z normą PN-EN 14825 temperaturą projektową wydajność

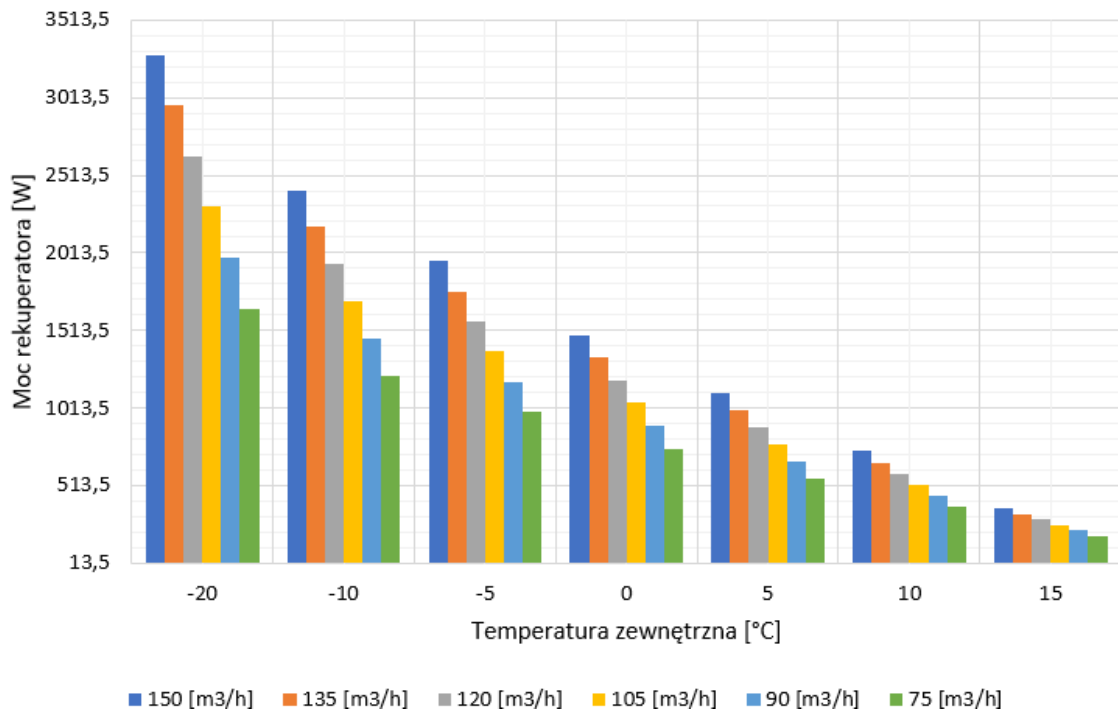
wentylatorów rekuperatora musi być regulowana w zakresie $75 \text{ m}^3/\text{h} \div 90 \text{ m}^3/\text{h}$. W pozostałych przypadkach temperatura powietrza nawiewanego nie osiągnie wartości zadanej. Podobnie wnioski należy wyciągnąć analizując wartości temperatury powietrza nawiewanego do pomieszczenia przy temperaturach powietrza atmosferycznego wynoszących $-5 \text{ }^\circ\text{C}$ oraz $-10 \text{ }^\circ\text{C}$. W pozostałych przypadkach temperatura powietrza nawiewanego osiągnie wartość zadaną. Podobnie jak w przypadku wymiennika w rekuperatorze, największe przyrosty temperatury powietrza nawiewanego są przy najmniejszej wydajności wentylatorów zapewniających przepływ objętościowy strumieni powietrza nawiewanego i wywiewanego na poziomie $75 \text{ m}^3/\text{h}$.



Rys. 9.14. Wartości temperatur nawiewanych do pomieszczenia dla temperatury kondensacji czynnika chłodniczego $50 \text{ }^\circ\text{C}$ przy różnych strumieniach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego

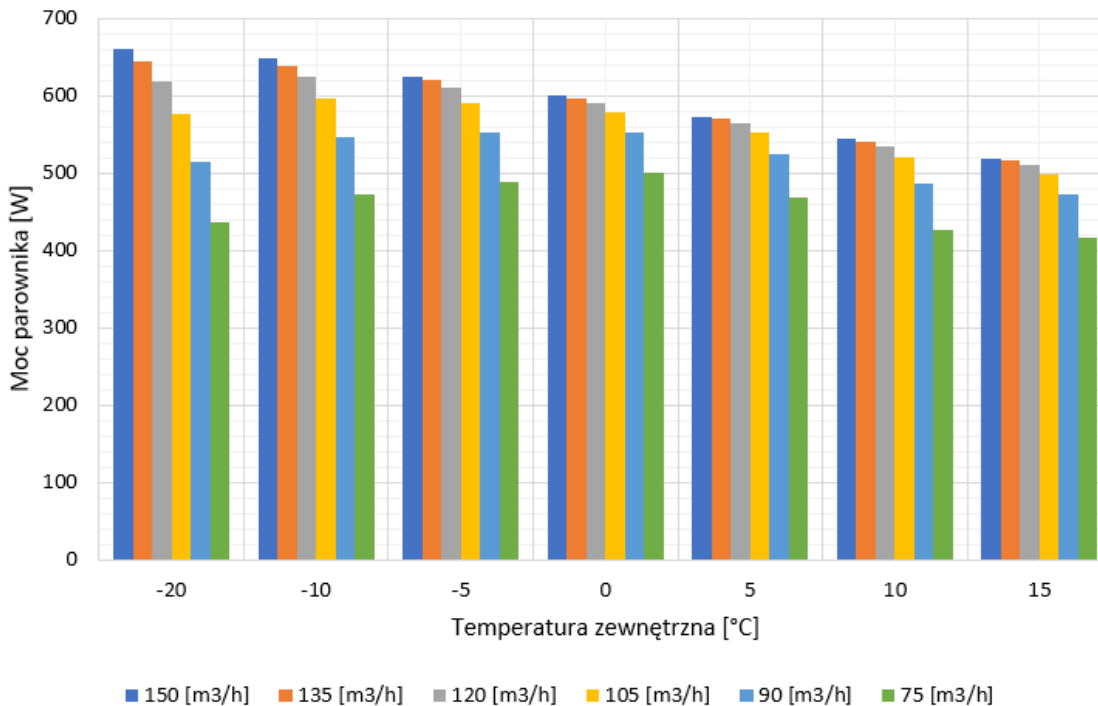
Wydajność wentylatorów wymuszających przepływ powietrza ma również ogromny wpływ na proces wymiany ciepła zachodzący między strumieniami w wymienniku krzyżowym rekuperatora (Rys. 9.15). Ze względu na duże gradienty temperatur między strumieniami powietrza nawiewanego i wywiewanego największa moc między strumieniami powietrza w rekuperatorze będzie wymieniona przy najniższej temperaturze powietrza atmosferycznego i największym przepływie objętościowym strumienia powietrza wynoszącym $150 \text{ m}^3/\text{h}$. Analogicznie najmniejsza moc między strugami powietrza w rekuperatorze zostanie wymieniona przy najwyższej temperaturze

powietrza atmosferycznego i przy najmniejszych przepływach objętościowych strumieni powietrza wynoszących 75 m³/h (Rys. 9.15).



Rys. 9.15. Moc rekuperatora dla temperatury kondensacji czynnika chłodniczego 50 °C przy różnych strumieniach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego

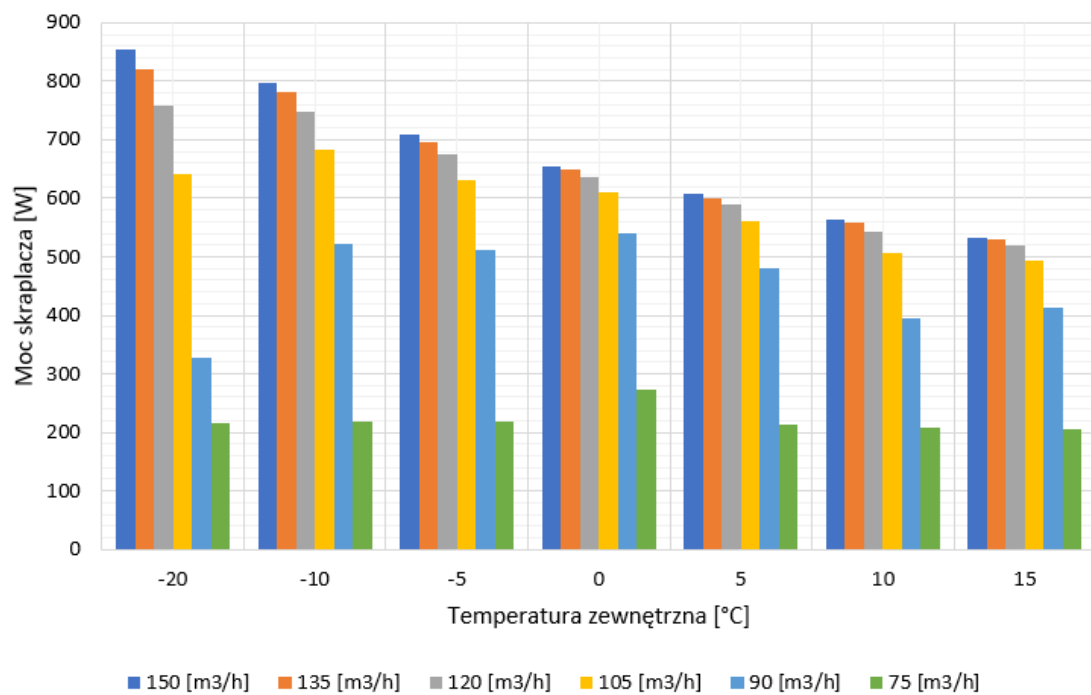
Dolnym źródłem dla pompy ciepła jest strumień powietrza wywiewanego z rekuperatora przez parownik do otoczenia. W zależności od temperatury powietrza wywiewanego oraz od strumienia objętościowego wywiewanego powietrza zależność będzie dostępna moc chłodnicza niezbędna do odparowania czynnika chłodniczego. Na rysunku (Rys. 9.16) przedstawiono moc parownika dla temperatury kondensacji czynnika chłodniczego wynoszącej 50 °C przy strumieniach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego w przedziale 75 m³/h ÷ 150 m³/h i temperaturach powietrza atmosferycznego w zakresie -20 °C ÷ 15 °C. W zależności od punktu pracy urządzenia moc chłodnicza zawiera się w granicach 670 w przy temperaturze -20 °C i przepływie objętościowym powietrza 150 m³/h ÷ 418 w przy temperaturze 15 °C i przepływie objętościowym powietrza 75 m³/h.



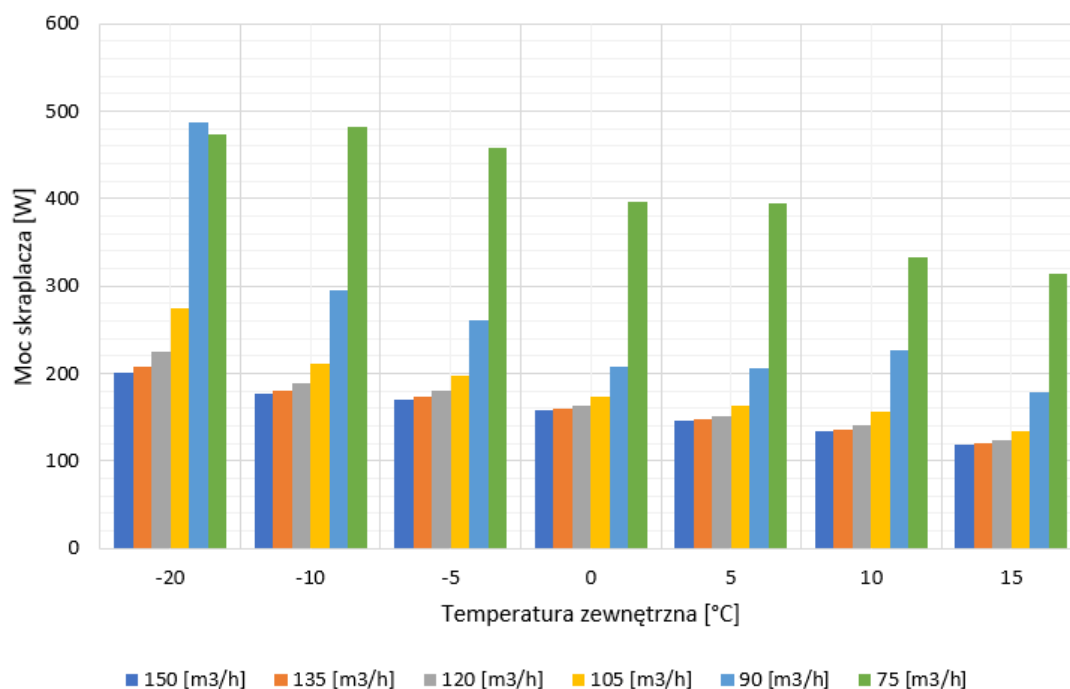
Rys. 9.16. Moc parownika dla temperatury kondensacji czynnika chłodniczego 50 °C przy różnych strumieniach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego

Na rysunkach (Rys. 9.17, Rys. 9.18) przedstawiono moc grzewczą wysokotemperaturowej sekcji skraplacza i niskotemperaturowej sekcji skraplacza. Z analizy rozkładu mocy prezentowanej na wykresach wynika, że podział mocy dostępny na poszczególnych sekcjach skraplacza przy stałej zakładanej temperaturze kondensacji czynnika chłodniczego zależy w znaczący sposób od przepływu objętościowego strumieni powietrza nawiewanego i wywiewanego. Przy niskich przepływach objętościowych strumieni powietrza 75 m³/h ÷ 90 m³/h niskotemperaturowa sekcja skraplacza dysponuje większą mocą grzewczą, której wartość maksymalna wynosi 490 w kosztem redukcji mocy dostępnej w wysokotemperaturowej sekcji skraplacza. Przy większych wydajnościach wentylatorów wzrasta wartość mocy dostępna w wysokotemperaturowej sekcji skraplacza. Analiza wpływu wydajności wentylatorów strony pierwotnej i wtórnej rekuperatora wyjaśnia fakt niższych wartości temperatur powietrza nawiewanego względem temperatury zadanej przy niskich wartościach powietrza atmosferycznego (Rys. 9.14). Pojawia się zatem dylemat oraz problem eksploatacyjny nieznajdujący się w zakresie niniejszej rozprawy związany z opracowaniem algorytmu regulacji pracą urządzenia polegający na umiejętnej regulacji ciągłej wydajnością wentylatorów oraz prędkością obrotową sprężarki mające na celu

szybkie przygotowanie ciepłej wody użytkowej przy zapewnieniu komfortu cieplnego użytkownikom urządzenia.

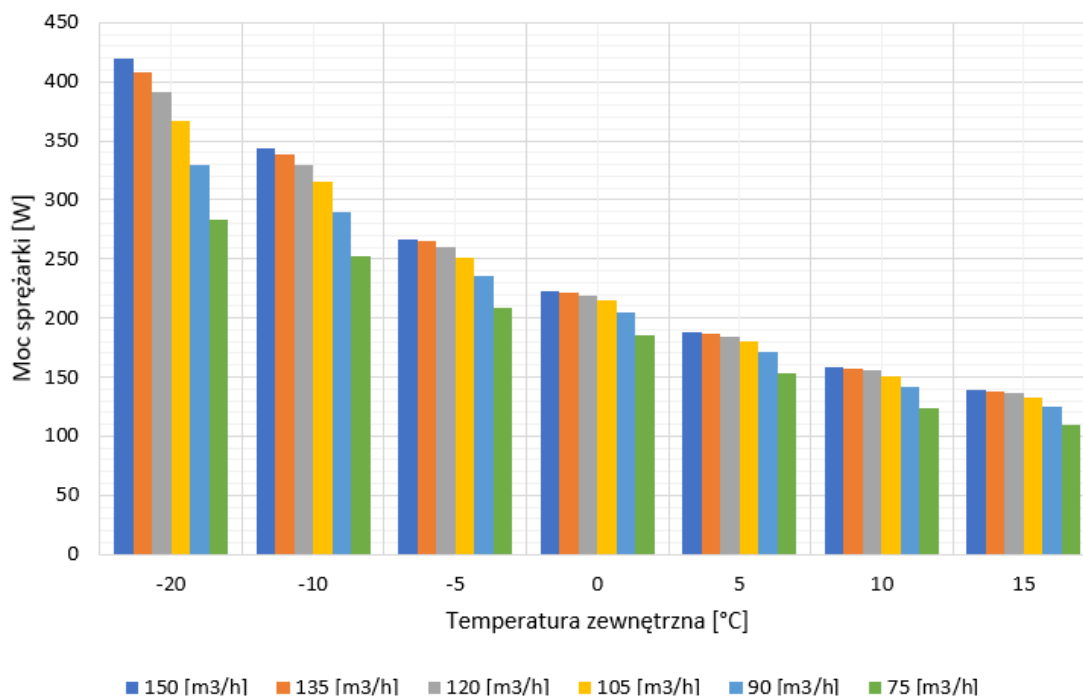


Rys. 9.17. Moc wysokotemperaturowej sekcji skraplacza dla temperatury kondensacji czynnika chłodniczego 50 °C przy różnych strumieniach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego



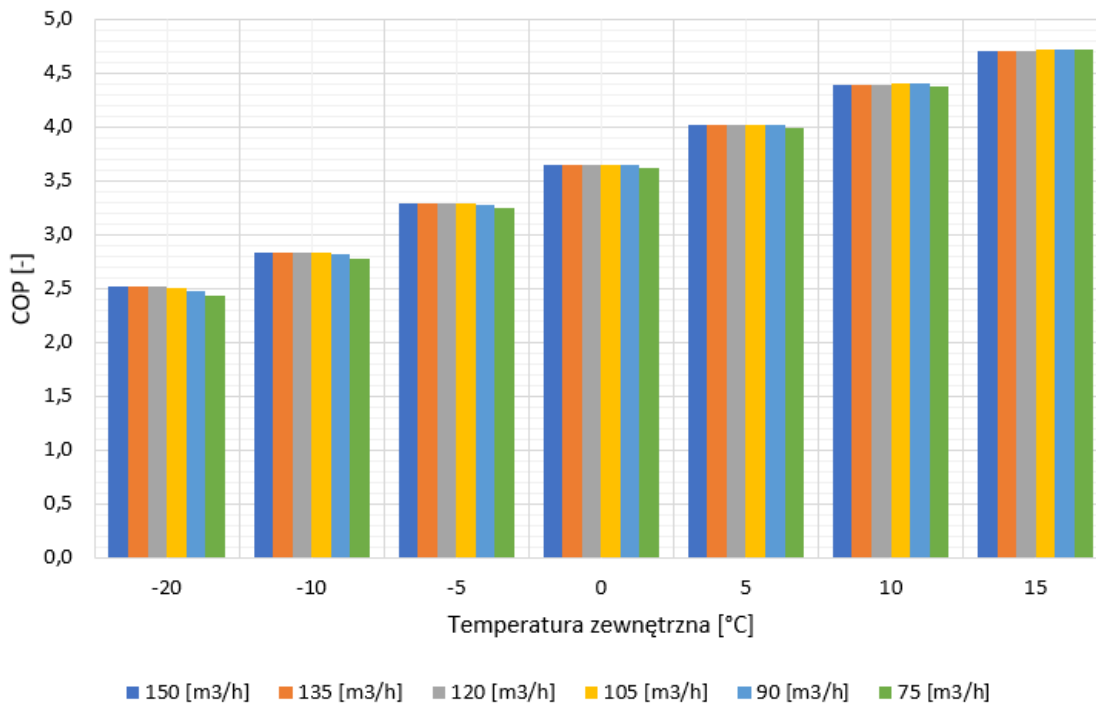
Rys. 9.18. Moc niskotemperaturowej sekcji skraplacza dla temperatury kondensacji czynnika chłodniczego 50 °C przy różnych strumieniach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego

W przeprowadzonych badaniach symulacyjnych zastosowano sprężarkę typu ON/OFF. Zabieg był celowy i miał na celu wyznaczenie zapasu mocy sprężarki, w zakładanej kopercie pracy. Na podstawie uzyskanych wyników możliwe było określenie niezbędnego zakresu modulacji pracą sprężarki, a tym samym fizyczne dobranie typu i modelu sprężarki. Na rysunku (Rys. 9.19) przedstawiono zmiany mocy sprężarki typu ON/OFF dla poszczególnych punktów pracy. Maksymalne zapotrzebowanie na moc (400 W) sprężarka posiada przy najniższej temperaturze dolnego źródła i największych wydajnościach wentylatorów, natomiast najniższe zapotrzebowanie na moc sprężarka będzie miała przy najwyższej temperaturze dolnego źródła oraz najniższych wydajnościach wentylatorów.



Rys. 9.19. Moc sprężarki dla temperatury kondensacji czynnika chłodniczego 50 °C przy różnych strumieniach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego

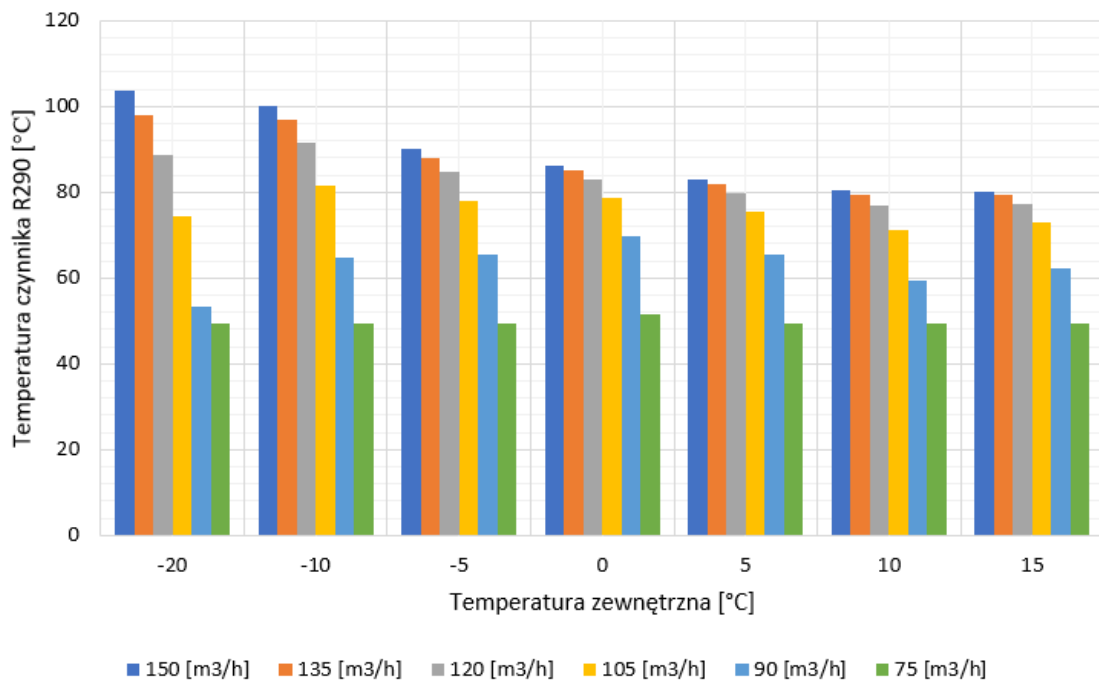
Parametrem jakościowym sprężarkowej pomy ciepła jest współczynnik COP określający stosunek dostępnej mocy grzewczej do mocy elektrycznej zużytej przez sprężarkę. Dla analizowanych punktów pracy wartość współczynnika COP przedstawiona została na rysunku (Rys. 9.20). Najniższa osiągnięta wartość współczynnika COP przy jednoczesnym pokryciu zapotrzebowania z tytułu centralnego ogrzewania i przygotowania ciepłej wody użytkowej wynosi 2,48 i jest ona znamieną dla jednego z najbardziej niekorzystnych punktów pracy urządzenia znamiennego dla najniższej temperatury dolnego źródła wynoszącej -20 °C. Maksymalna wartość współczynnika COP osiągnięta jest dla najwyższej możliwej temperatury dolnego źródła 15 °C, a jej wartość wynosząca 4,7 ze względu na wyższą temperaturę kondensacji czynnika chłodniczego jest niższa niż w przypadku pracy urządzenia na pokrycie strat ciepła przez przenikanie.



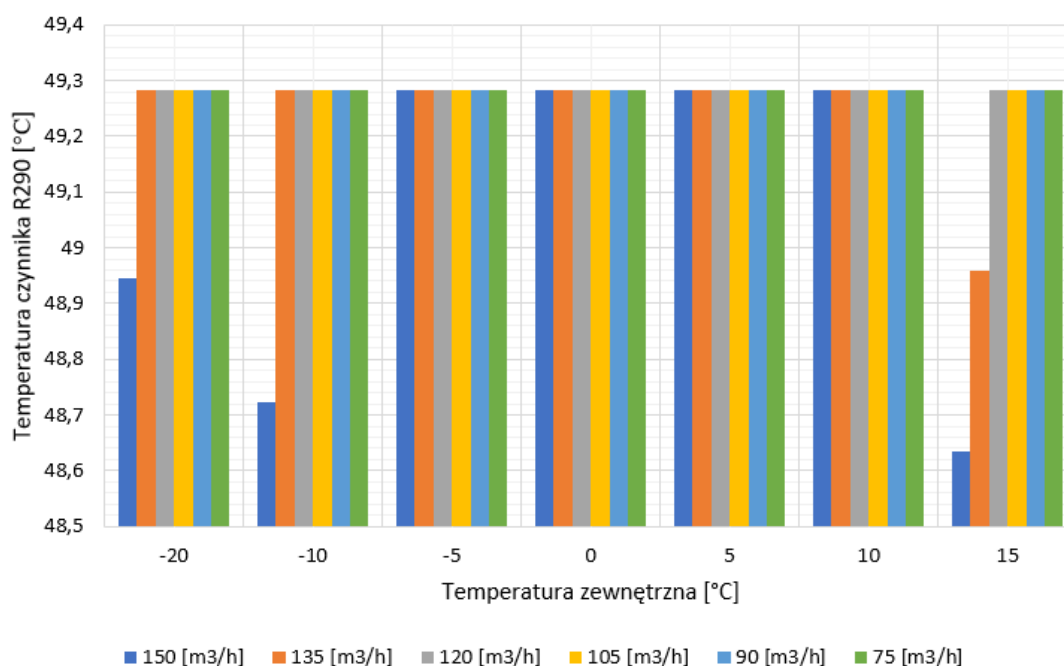
Rys. 9.20. Wartość współczynnika COP dla temperatury kondensacji czynnika chłodniczego 50 °C przy różnych strumieniach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego

Na podstawie przeprowadzonych badań symulacyjnych określono minimalne wartości współczynników transferu ciepła (całkowita przewodność cieplna) parownika oraz nisko i wysokotemperaturowej sekcji skraplacza, które wynoszą odpowiednio: 500 W/K (dla parownika), 50 W/K (dla skraplacza niskotemperaturowego), 150 W/K (dla skraplacza wysokotemperaturowego). Kryterium doboru poszczególnych wartości współczynników transferu ciepła, od których zależy minimalna powierzchnia wymiany ciepła był osiągnięty stan skupienia czynnika chłodniczego na króćcu ssawnym sprężarki oraz na króćcu wlotowym zaworu rozprężnego. W pierwszym przypadku czynnik musiał znajdować się w stanie pary przegrzanej, natomiast w przypadku drugim musiał być całkowicie skondensowany. Dodatkowo na wartości współczynnika transferu ciepła nisko i wysokotemperaturowej sekcji skraplacza miała wpływ wartość temperatury czynnika chłodniczego dla poszczególnych punktów pracy (Rys. 9.21, Rys. 9.22, Rys. 9.23). Dla analizowanego przypadku temperatura wlotowa ciepłej wody użytkowej wysokotemperaturowej sekcji skraplacza wynosiła 43 °C, a przepływ wody przez skraplacz był stały i wynosił 2,5 l/min. Założony gradient między temperaturą wlotową a wylotową CWU przez wysokotemperaturową sekcję skraplacza wynosił 5 K. Z rozkładu temperatury wylotowej CWU z wysokotemperaturowej sekcji skraplacza

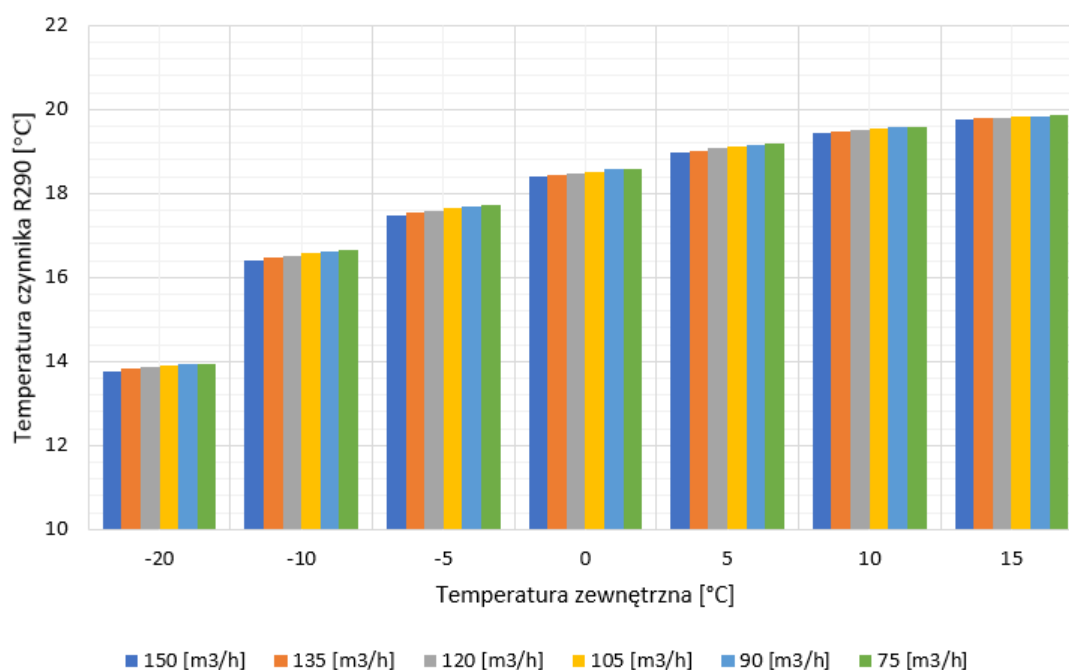
wynika, że dla przepływów strumieni powietrza nawiewanego i wywiewanego w przedziale $75 \text{ m}^3/\text{h} \div 90 \text{ m}^3/\text{h}$ gradient temperatury jest niższy od założonego i wynosi 3 K. Wyznaczone wartości współczynników transferu ciepła wymienników posłużyły jako wytyczne do prac projektowych mających na celu opracowanie konstrukcji wymienników umożliwiającą redukcję masy czynnika chłodniczego w układzie.



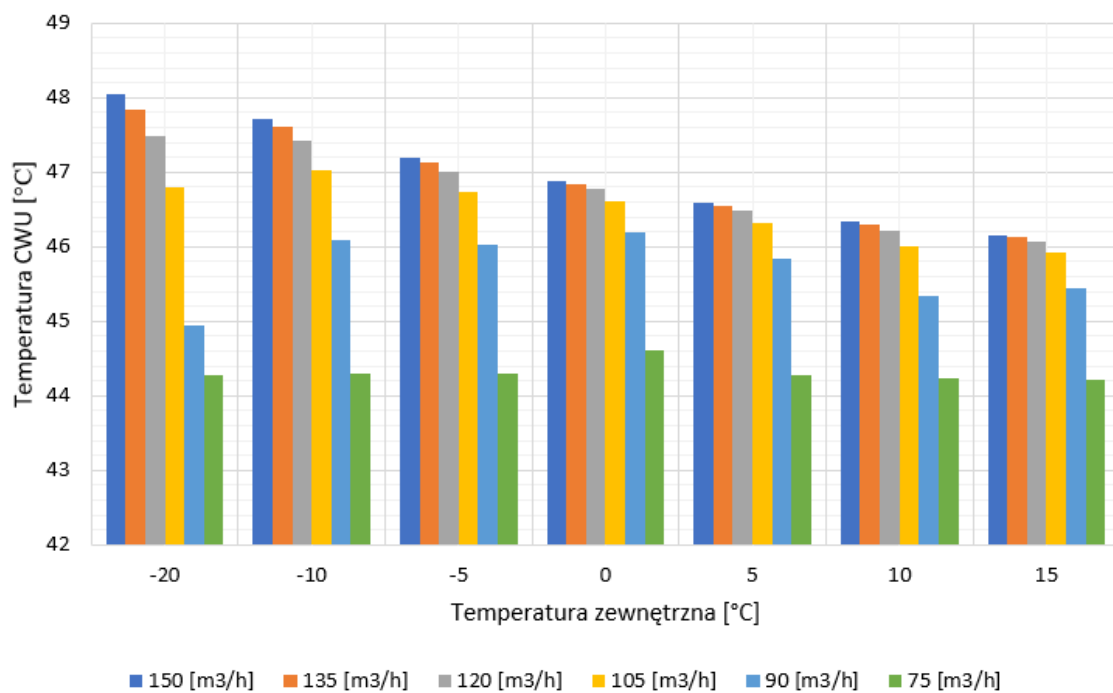
Rys. 9.21. Temperatura czynnika R290 na wejściu skraplacza wysokotemperaturowego dla temperatury kondensacji $50 \text{ }^\circ\text{C}$ przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego



Rys. 9.22. Temperatura czynnika R290 na wyjściu skraplacza wysokotemperaturowego dla temperatury kondensacji 50 °C przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego



Rys. 9.23. Temperatura czynnika R290 na wyjściu skraplacza niskotemperaturowego dla temperatury kondensacji 50 °C przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego



Rys. 9.24. Temperatura CWU dla temperatury kondensacji 50 °C przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego

Pozostałe wybrane wyniki badań symulacyjnych zamieszczone zostały w załączniku do pracy (Załącznik 14.21).

10 Badania symulacyjne wydajności chłodniczej wybranych konstrukcji wymienników ciepła

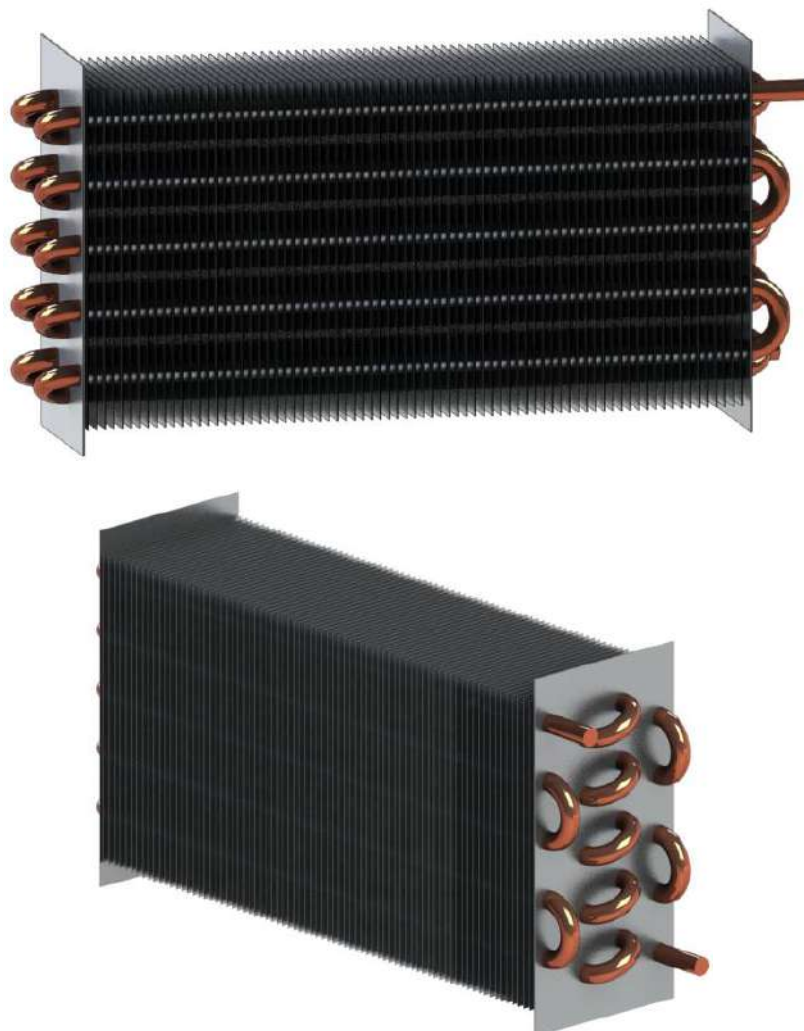
W pierwszym etapie badań symulacyjnych zamodelowano w programie SOLIDWORKS 2021 lamelowy wymiennik ciepła. Urządzenie napełniono syntetycznym czynnikiem chłodniczym R410a i ekologicznym czynnikiem chłodniczym R290. Przeprowadzono analizy wydajności wymiennika ciepła pracującego, jako parownik w układzie chłodniczym. Analizę przeprowadzono dla różnych parametrów konstrukcyjnych urządzenia. Zbadano wydajność wymiennika dla różnych materiałów lameli (stopy aluminium: stop 1060, 1060-H12, stop 2014, stop 2024), liczby lameli (78 i 39) oraz odległości między lamelami (2,5 mm i 5 mm). Badania prowadzono dla różnych parametrów pracy wymiennika (zmiennego objętościowego przepływu powietrza oraz masowego natężenia przepływu czynnika chłodniczego).

Drugi etap badań symulacyjnych skupił się na analizie wydajności chłodniczej wymiennika ciepła z mikrokanalami napełnionego palnym czynnikiem chłodniczym R290 (propan) w zależności od parametrów konstrukcyjnych. Wymiennik dedykowany był urządzeniom chłodniczym (pompom ciepła), w których ciepło odpadowe z instalacji wentylacji mechanicznej stanowi dolne źródło ciepła. Analizy wydajności wymiennika pracującego jako skraplacz w układzie chłodniczym przeprowadzono w zależności od jego parametrów konstrukcyjnych. Przeanalizowano kilka wariantów konstrukcyjnych wymiennika. Zbadano różne kształty mikrokanałów. Przeprowadzono również badania symulacyjne dla różnych warunków pracy urządzenia. Zmieniano masowe natężenie przepływu czynnika chłodniczego w wymienniku oraz objętościowe natężenie przepływu powietrza wentylacyjnego. Celem przeprowadzonych badań było zmniejszenie wymiarów wymiennika ciepła, co umożliwiłoby redukcję masy palnego czynnika chłodniczego w wymienniku.

10.1 Analiza porównawcza parametrów pracy lamelowego wymiennika ciepła przy napełnieniu czynnikiem R410a i R290

Model lamelowego wymiennika ciepła wykonano w oprogramowaniu SOLIDWORKS 2021 (Rys. 10.1), a badania symulacyjne wykonano w oprogramowaniu SOLIDWORKS 2021 z wykorzystaniem biblioteki Flow Simulation. Rysunek techniczny wymiennika przedstawiono w załączniku 14.22. Badania symulacyjne wykonano dla kilku wariantów konstrukcyjnych. Zmieniano liczbę, rozstaw oraz materiał

lameli (Tab. 10.1). Badania symulacyjne przeprowadzono dla różnych warunków eksploatacyjnych. Zmieniano przepływ objętościowy powietrza z krokiem $0,5 \text{ m}^3/\text{s}$ oraz przepływ masowy czynnika chłodniczego z krokiem $0,01 \text{ kg/s}$ (Tab. 10.2).



Rys. 10.1. Model lamelowego wymiennika ciepła

Tab. 10.1. Parametry konstrukcyjne badanego wymiennika lamelowego

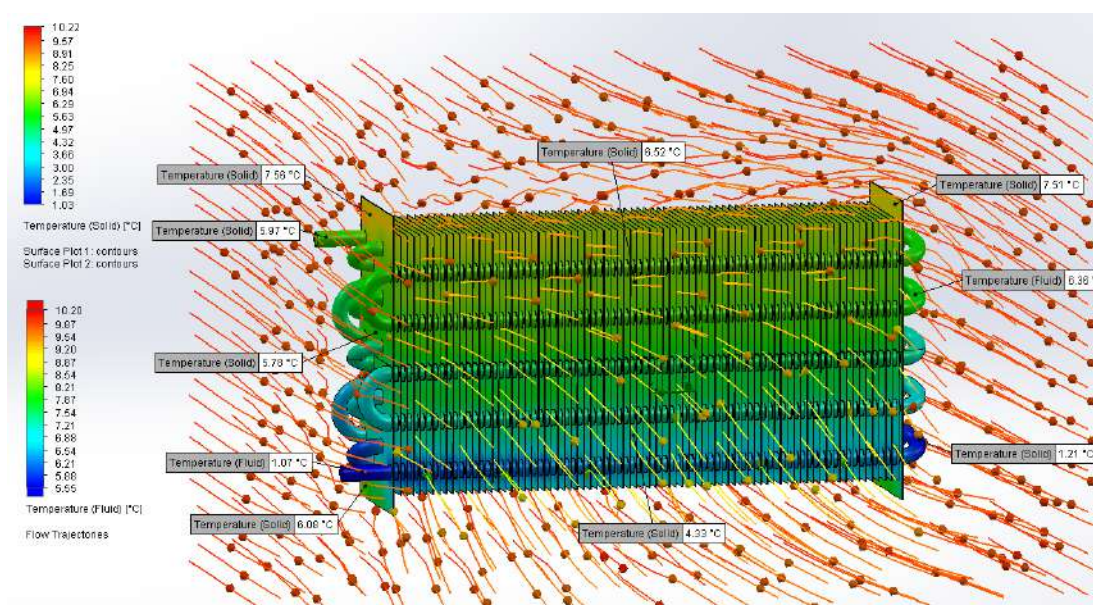
Parametr	Wartość
liczba lameli:	$n_1 = 78, n_2 = 39$
rozstaw lameli:	$l_1 = 2,5 \text{ mm}, l_2 = 5 \text{ mm}$
grubość lameli:	$d = 0,2 \text{ mm}$
średnica rur:	$\varphi = 6,35 \text{ mm}$ ($1/4$ cala)
materiał lameli:	stopy aluminium: stop 1060, 1060-H12, stop 2014, stop 2024

Tab. 10.2. Parametry eksploatacyjne badanego wymiennika lamelowego

Parametr	Wartość	Uwagi
przepływ objętościowy powietrza:	$\dot{v} = (1 \div 4) \text{ m}^3/\text{s}$	z krokiem 0,5
przepływ masowy czynnika chłodniczego:	$\dot{m} = (0,01 \div 0,05) \text{ kg/s}$	z krokiem 0,01
czynnik chłodniczy:	R410a, R290	-
wlotowa temperatura czynnika chłodniczego:	0 °C	-
wlotowa temperatura powietrza:	10 °C	-

10.1.1 Wpływ materiału lameli na moc wymiennika ciepła

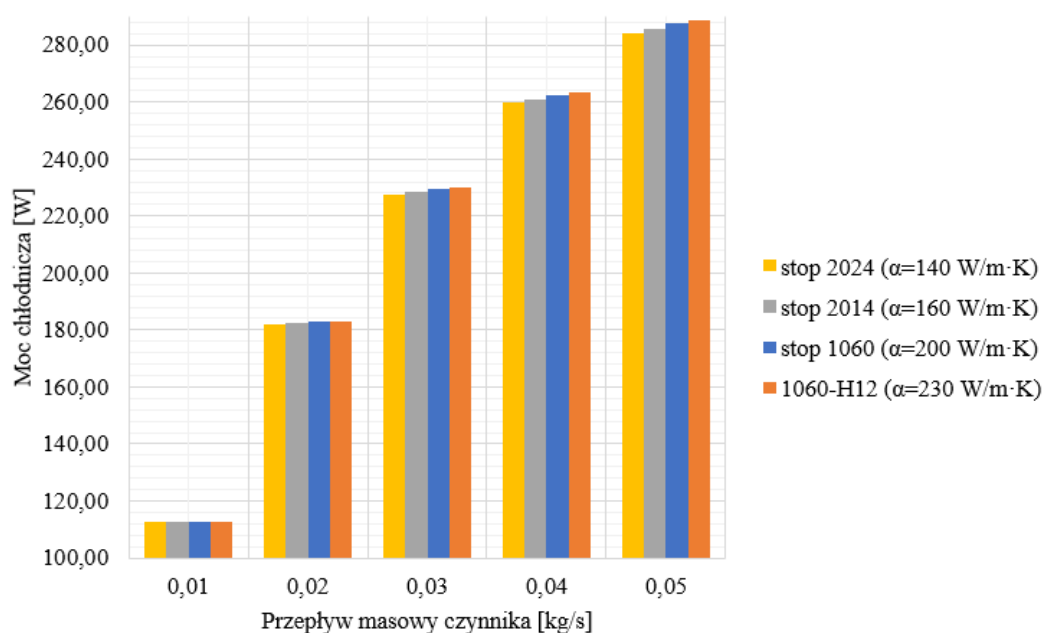
Na rysunku (Rys. 10.2) przedstawiono symulację zamodelowanego lamelowego parownika. Badania symulacyjne wykonano przy temperaturze wlotowej czynnika chłodniczego R410a wynoszącej 0 °C, przepływie masowym czynnika chłodniczego wynoszącym 0,05 kg/s, temperaturze wlotowej powietrza wynoszącej 10 °C i przepływie objętościowym powietrza wynoszącym 2 m³/s. Dla analizowanego przypadku lamele wykonane były ze stopu 1060-H12. Dla zadanych początkowych warunków pracy temperatura wylotowa czynnika chłodniczego osiągnęła wartość 5,97 °C, a temperatura wylotowa powietrza spadła do wartości 8,87 °C. Dla wskazanego przypadku moc chłodnicza wymiennika osiągnęła wartość 184 W.



Rys. 10.2. Rozkład temperatury na elementach konstrukcyjnych zasymulowanego parownika

Na rysunku (Rys. 10.3) przedstawiono wyniki badań symulacyjnych mających na celu ocenę wpływu materiału lameli na moc chłodnicza wymiennika przy lamelach

wykonanych z różnych stopów aluminium, których współczynnik przewodności cieplnej α wynosił w granicach 140 W/mK ÷ 230 W/mK. Na podstawie uzyskanych wyników należy stwierdzić, że zmiana materiału lameli nie wpływa istotnie na moc chłodniczą wymiennika. Na moc chłodniczą wymiennika decydujący wpływ mają parametry eksploatacyjne: przepływ masowy czynnika chłodniczego oraz przepływ objętościowy powietrza przez lamele wymiennika.

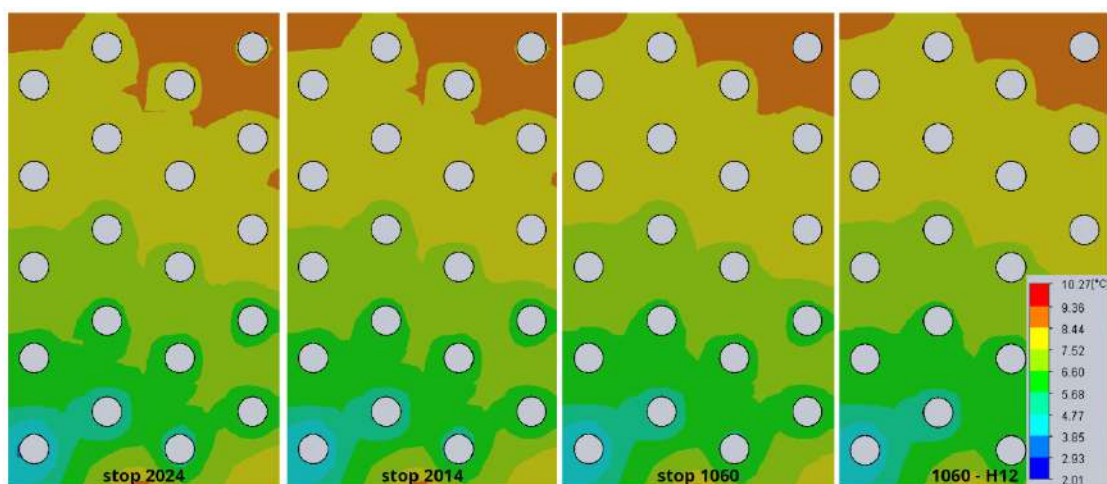


Rys. 10.3. Moc chłodnicza w funkcji przepływu czynnika dla $\dot{v} = 1 \text{ m}^3/\text{s}$, dla czynnika R410a

Przy stałym przepływie objętościowym powietrza wynoszącym $1 \text{ m}^3/\text{s}$ i przy przepływie masowym czynnika chłodniczego wynoszącym $0,01 \text{ kg/s}$ zmiana materiału lameli nie wpływa na zmianę mocy chłodniczej wymiennika. Niewielkie zmiany mocy chłodniczej wymiennika na skutek wzrostu współczynnika przewodności cieplnej materiału lameli przy stałym przepływie objętościowym powietrza występują przy wzroście masowego przepływu czynnika chłodniczego, przy czym są to niewielkie różnice. Największy przyrost mocy chłodniczej wynoszący 2 W wystąpił dla przepływu masowego wynoszącego $0,05 \text{ kg/s}$ (Rys. 10.3).

Na rysunku (Rys. 10.4) przedstawiono przykładowy rozkład temperatury na pojedynczym lamelu wykonanym z różnych stopów aluminium i znajdującym się w środkowej części modelowanego wymiennika. Jak wynika z rozkładu temperatur największe różnice są na górnych i dolnych fragmentach lamela. W części środkowej rozkład temperatury niezależnie od materiału jest równomierny. Jednakże analizując

wyznaczone z powierzchni poszczególnych lameli (Rys. 10.4) wartości minimalnej i maksymalnej temperatury (Tab. 10.3) można zauważyć pewną prawidłowość, że im większy współczynnik przewodzenia α materiału, z którego wykonano lamele wymiennika, tym rozkład temperatury na badanym lamelu jest bardziej równomierny, o czym świadczą obliczone różnice pomiędzy maksymalnymi temperaturami występującymi na lamelach, a minimalnymi. Różnica maksymalnych i minimalnych temperatur występujących na lamelu wykonanym ze stopu 2024, a lamela wykonanym ze stopu 1060-H12 wynosi 13,59 %. Dla lameli o większych współczynnikach α następuje bardziej równomierne nagrzanie powierzchni lamela, jednak różnice te nie są istotne. Wymiennik wykonany z materiału o wyższym współczynniku przewodzenia ciepła α jest bardziej wydajny, o czym świadczą wyznaczone średnie temperatury na lamelach. Różnica pomiędzy średnią temperaturą wymiennika wykonanego ze stopu 2024, a wymiennika wykonanego ze stopu 1060-H12 wynosi zaledwie 0,84 %, co oznacza, że materiał nie wpływa istotnie na wydajność wymiennika.

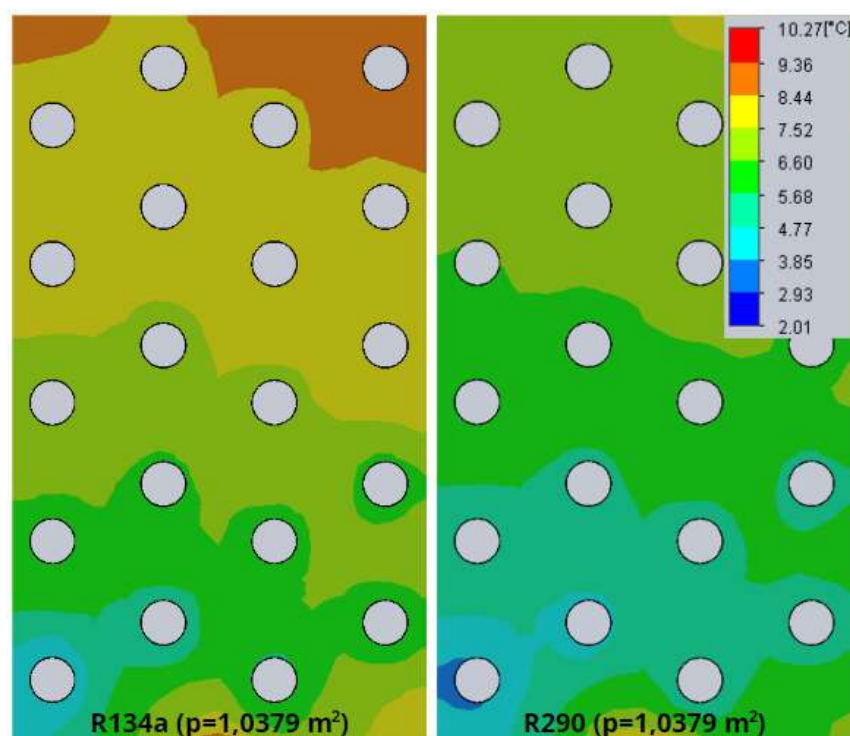


Rys. 10.4. Rozkład temperatur dla środkowych lameli

Tab. 10.3. Minimalna i maksymalna temperatura lamela wykonanego z różnych stopów aluminium

Material	Minimalna temperatura [°C]	Maksymalna temperatura [°C]	$\Delta T = T_{\max} - T_{\min}$ [°C]	Średnia temperatura [°C]
stop 2024	3,7747	9,3634	5,5887	7,4650
stop 2014	3,8278	9,3126	5,4848	7,4540
stop 1060	4,0328	9,0830	5,0502	7,4166
1060 - H12	4,1333	8,9623	4,8290	7,4025

Na rysunku (Rys. 10.5) przedstawiono rozkład temperatur lamela wymiennika napełnionego czynnikiem R410a i R290. Z rysunku wynika, że średnia temperatura lamela wymiennika napełnionego czynnikiem R290 jest niższa niż średnia temperatura lamela wymiennika napełnionego czynnikiem R410a (tabela 12.4). Różnica pomiędzy średnimi temperaturami lameli wymienników napełnionych czynnikami chłodniczymi R290 i R410a, wynosi 21,27 %. W rezultacie wydajność chłodnicza wymiennika napełnionego czynnikiem R290 jest większa niż wymiennika napełnionego czynnikiem R410a.



Rys. 10.5. Rozkład temperatur dla środkowych lameli

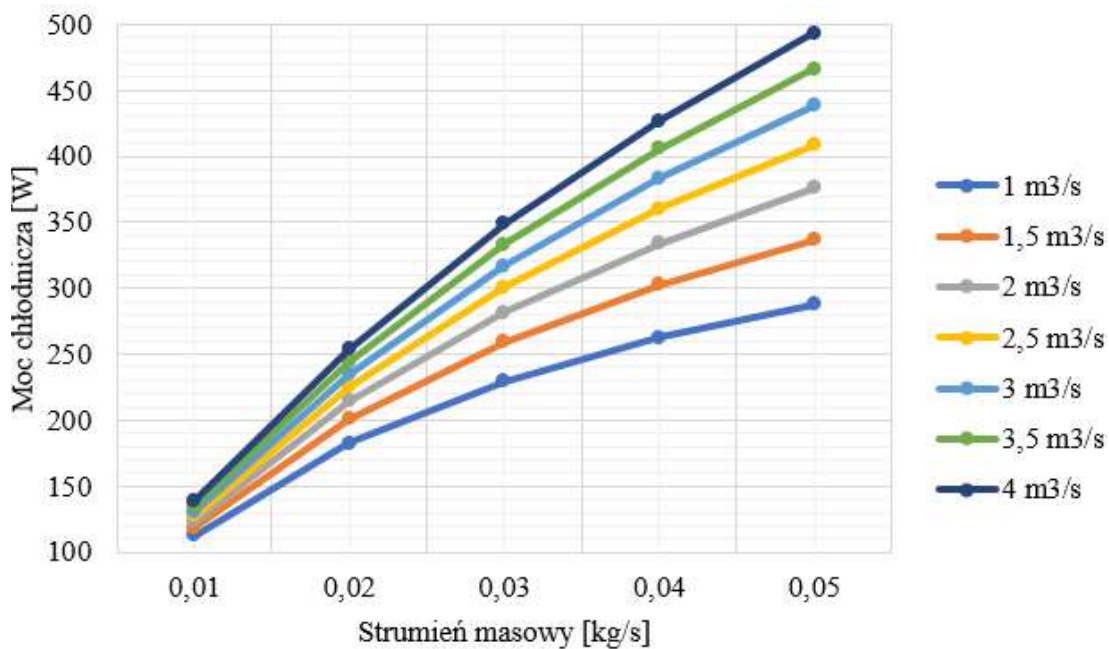
Wyznaczono minimalną, maksymalną i średnią temperaturę na każdym z lameli (Tab. 10.4).

Tab. 10.4. Temperatury lameli

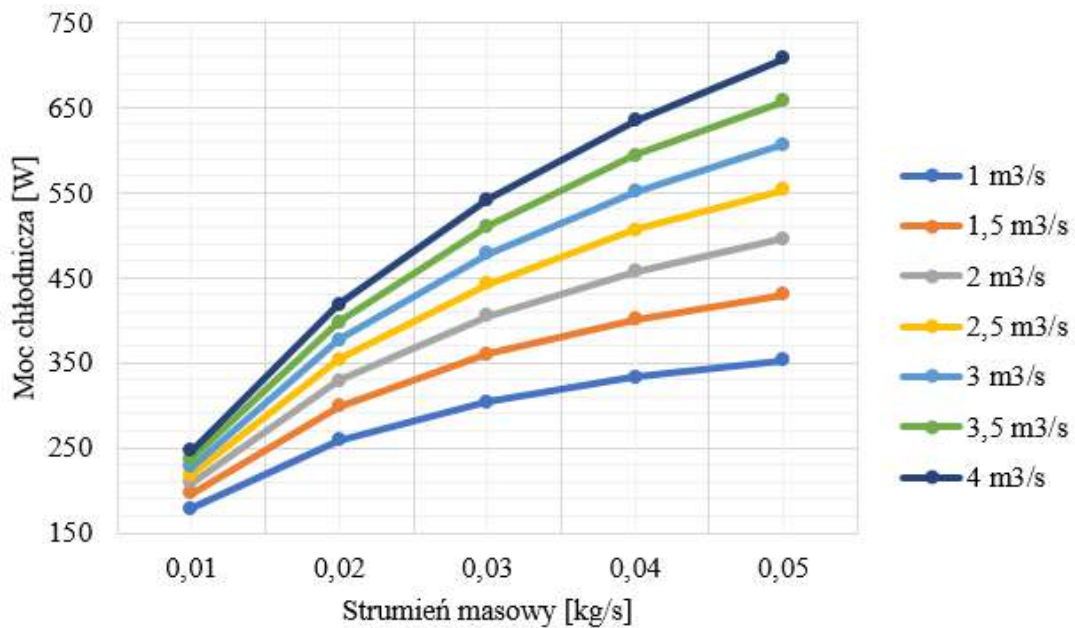
Czynnik chłodniczy	Minimalna temperatura [°C]	Maksymalna temperatura [°C]	Średnia temperatura [°C]
R134a	4,0328	9,0830	7,4166
R290	2,8889	8,0061	5,8392

10.1.2 Analiza porównawcza mocy wymiennika lamelowego napełnionego czynnikiem R410a i R290

Na rysunkach (Rys. 10.6, Rys. 10.7) przedstawiono moc chłodniczą parownika lamelowego napełnionego czynnikiem R410a (Rys. 10.6) oraz czynnikiem R290 (Rys. 10.7) w funkcji zmian masowego przepływu czynnika chłodniczego w zakresie $0,01 \text{ kg/s} \div 0,05 \text{ kg/s}$ przy zmianie przepływu objętościowego powietrza w granicach $1 \text{ m}^3/\text{s} \div 4 \text{ m}^3/\text{s}$ dla temperatury nasycenia czynnika chłodniczego $0 \text{ }^\circ\text{C}$ i temperatury powietrza $10 \text{ }^\circ\text{C}$.



Rys. 10.6. Moc chłodnicza wymiennika lamelowego napełnionego czynnikiem R410a dla temperatury nasycenia czynnika wynoszącej $0 \text{ }^\circ\text{C}$ i temperatury powietrza wynoszącej $10 \text{ }^\circ\text{C}$



Rys. 10.7. Moc chłodnicza wymiennika lamelowego napełnionego czynnikiem R290 dla temperatury nasycenia czynnika wynoszącej 0 °C i temperatury powietrza wynoszącej 10 °C

Porównując moce wymiennika przedstawione na rysunkach wynika, że w tych samych warunkach eksploatacyjnych zastosowanie czynnika R290 zwiększa moc chłodniczą układu w stosunku wymiennika napełnionego czynnikiem R410a. W celu analizy porównawczej umożliwiającej ocenę wzrostu i zmienności mocy wymiennika napełnionego czynnikiem R290 w stosunku do wymiennika napełnionego czynnikiem R410a wprowadzono współczynnik C . Współczynnik C jest stosunkiem mocy chłodniczej wymiennika napełnionego czynnikiem R290 do mocy chłodniczej wymiennika napełnionego czynnikiem R410a (1).

$$C = \frac{A}{B} \quad (1)$$

gdzie:

C - współczynnik [-],

A - moc wymiennika napełnionego czynnikiem R290 [W]

B - moc wymiennika napełnionego czynnikiem R410a [W].

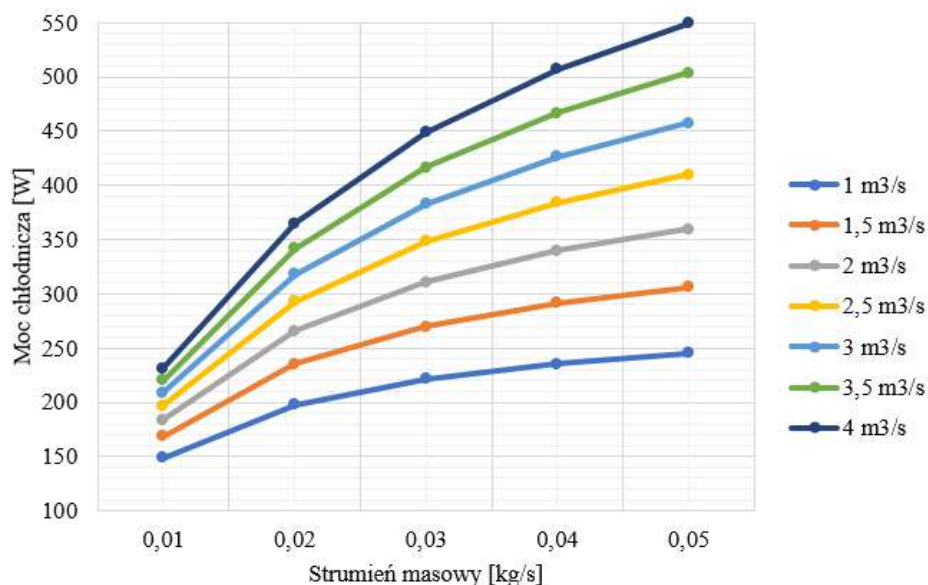
Tab. 10.5. Wartości współczynnika C w zależności od parametrów eksploatacyjnych wymiennika

		Przepływ masowy czynnika [kg/s]				
		0,01 kg/s	0,02 kg/s	0,03 kg/s	0,04 kg/s	0,05 kg/s
Przepływ objętościowy powietrza [m ³ /s]	1 m ³ /s	1,59	1,42	1,33	1,27	1,23
	1,5 m ³ /s	1,65	1,49	1,39	1,32	1,28
	2 m ³ /s	1,69	1,54	1,44	1,37	1,32
	2,5 m ³ /s	1,72	1,57	1,47	1,41	1,35
	3 m ³ /s	1,74	1,60	1,51	1,44	1,38
	3,5 m ³ /s	1,75	1,63	1,53	1,46	1,41
	4 m ³ /s	1,77	1,65	1,55	1,49	1,43

Z wyników przedstawionych w tabeli (Tab. 10.5) wynika, że największy wzrost wydajności wymiennika napełnionego czynnikiem R290 w stosunku do wymiennika napełnionego czynnikiem R410a występuje przy najmniejszym przepływie masowym czynnika chłodniczego oraz przy największym strumieniu objętościowym powietrza. Przy tej samej powierzchni wymiennika dla tego punktu pracy wymiennika wzrost mocy przy napełnieniu wymiennika czynnikiem R290 w stosunku do mocy wymiennika napełnionego czynnikiem R410a jest na poziomie 77 %. Przy największym przepływie masowym czynnika chłodniczego oraz przy najmniejszym strumieniu objętościowym powietrza moc wymiennika napełnionego czynnikiem chłodniczym R290 jest o 23 % większa niż w przypadku wymiennika napełnionego czynnikiem R410a. Z przedstawionej analizy wynika, że dla tych samych parametrów eksploatacyjnych w celu uzyskania tej samej mocy chłodniczej można zmniejszyć powierzchnię wymiany ciepła wymiennika lamelowego napełnionego czynnikiem R290 w stosunku do wymiennika napełnionego czynnikiem R410a. W rezultacie można zmniejszyć się objętość wymiennika, a tym samym zredukować jego stopień napełnienia czynnikiem chłodniczym lub zmniejszyć rozstaw lameli, w zredukując stopień szronienia się wymiennika i zmniejszy energochłonny proces odszraniania parownika.

10.1.3 Porównanie wydajności wymiennika napełnionego czynnikiem chłodniczym R290 przy zredukowanej powierzchni wymiany ciepła z parametrami wymiennika wzorcowego napełnionego czynnikiem chłodniczym R410a

Ze względu na fakt, iż proces oszraniania parownika jest energochłonny, w niniejszym opracowaniu przedstawiono analizę porównawczą wymiennika lamelowego o dwukrotnie rzadszym rozstawie lameli, w porównaniu do wymiennika wzorcowego (5 mm) napełnionego czynnikiem chłodniczym R290, z wymiennikiem wzorcowym napełnionym czynnikiem R410a. Redukcja liczby lameli przełożyła się na redukcję powierzchni wymiany ciepła z wartości $p_1 = 1,0379 \text{ m}^2$ (wymiennik wzorcowy) do wartości $p_2 = 0,6047 \text{ m}^2$, co w rezultacie zredukowało powierzchnię wymiany ciepła o 58,26 %. Na rysunku (Rys. 10.8) przedstawiono moc wymiennika napełnionego czynnikiem chłodniczym R290 przy zredukowanej o 58,26 % powierzchni wymiany, w stosunku do wymiennika wzorcowego przy zmiennym przepływie masowym czynnika chłodniczego w granicach $0,01 \text{ kg/s} \div 0,05 \text{ kg/s}$ i zmiennym przepływie objętościowym powietrza w zakresie $1 \text{ m}^3/\text{s} \div 4 \text{ m}^3/\text{s}$. Badania wykonano dla temperatury nasycenia czynnika chłodniczego $0 \text{ }^\circ\text{C}$ i temperatury powietrza $10 \text{ }^\circ\text{C}$. Porównując moc wymiennika o zredukowanej powierzchni wymiany ciepła napełnionego czynnikiem chłodniczym R290 i wymiennika wzorcowego napełnionego czynnikiem R410a pomimo zredukowanej powierzchni wymiany ciepła, moc wymiennika napełnionego czynnikiem chłodniczym R290 w większości punktów pracy nadal jest większa niż wymiennika wzorcowego, co oszacowano na podstawie wartości współczynnika C (Tab. 10.6).



Rys. 10.8. Moc chłodnicza wymiennika lamelowego napełnionego czynnikiem R290 o zredukowanej powierzchni wymiany ciepła dla temperatury nasycenia czynnika wynoszącej 0 °C i temperatury powietrza wynoszącej 10 °C

Tab. 10.6. Wartości współczynnika C w zależności od parametrów eksploatacyjnych wymiennika dla temperatury nasycenia czynnika chłodniczego 0 °C i temperatury powietrza 10 °C, przy zredukowanej powierzchni wymiennika napełnionego czynnikiem chłodniczym R290

		Przepływ masowy czynnika [kg/s]				
		0,01 kg/s	0,02 kg/s	0,03 kg/s	0,04 kg/s	0,05 kg/s
Przepływ objętościowy powietrza [m³/s]	1 m³/s	1,32	1,08	0,97	0,90	0,85
	1,5 m³/s	1,42	1,17	1,04	0,96	0,91
	2 m³/s	1,49	1,24	1,10	1,02	0,96
	2,5 m³/s	1,55	1,30	1,16	1,07	1,00
	3 m³/s	1,59	1,35	1,21	1,11	1,04
	3,5 m³/s	1,63	1,40	1,25	1,15	1,08
	4 m³/s	1,66	1,44	1,29	1,19	1,11

Krytycznymi punktami pracy są punkty odpowiadające wysokim wartościom przepływu masowego czynnika chłodniczego oraz niskim wartościom przepływu objętościowego powietrza (Tab. 10.6 – kolor czerwony). Dla tych parametrów pracy moc wymiennika wzorcowego napełnionego czynnikiem R410a jest wyższa niż moc wymiennika o zredukowanej powierzchni wymiany napełnionego ekologicznym czynnikiem chłodniczym R290.

10.1.4 Porównanie wydajności wzorcowego wymiennika lamelowego napełnionego czynnikiem chłodniczym R290 z wymiennikiem o zredukowanej powierzchni wymiany ciepła napełnionego czynnikiem chłodniczym R290

Z przeprowadzonych analiz wynika, że istotnym parametrem konstrukcyjnym jest rozwinięta powierzchnia wymiany ciepła wymiennika. Z tego względu wyznaczono wartość współczynnika C dla wymiennika wzorcowego i wymiennika o zredukowanej powierzchni wymiany ciepła napełnionego czynnikiem R290 (Tab. 10.7). Współczynnik jest stosunkiem mocy chłodniczej wymiennika o zredukowanej powierzchni wymiany ciepła napełnionego R290 do mocy chłodniczej wzorcowego wymiennika napełnionego R290 do mocy. Z tabeli (Tab. 10.7) wynika, że w przypadku redukcji powierzchni wymiany ciepła wymiennika napełnionego czynnikiem R290 jego wydajność w zależności od parametrów eksploatacyjnych spadnie w granicach $6 \div 30$ %.

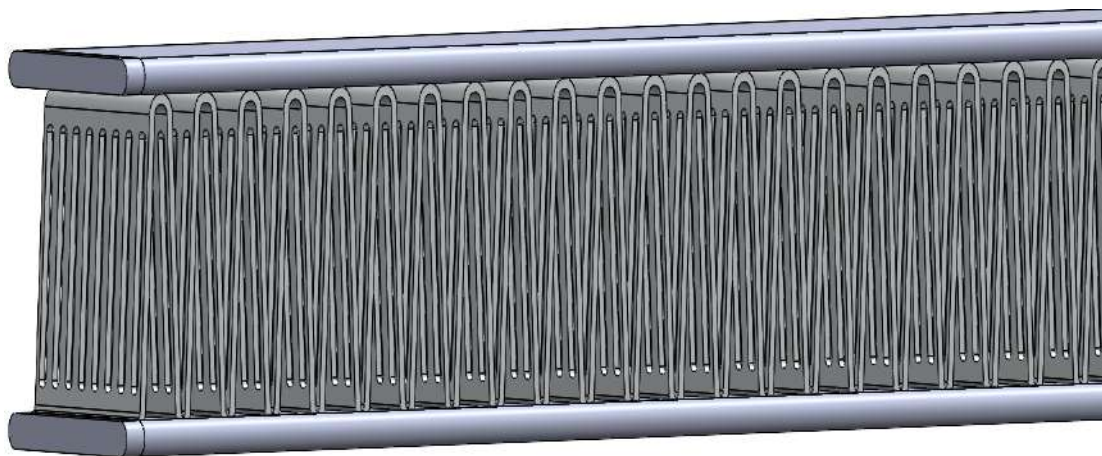
Tab. 10.7. Wartości zmiennej C

	0,01 kg/s	0,02 kg/s	0,03 kg/s	0,04 kg/s	0,05 kg/s
1 m ³ /s	0,83	0,76	0,73	0,71	0,70
1,5 m ³ /s	0,86	0,79	0,75	0,73	0,71
2 m ³ /s	0,88	0,81	0,77	0,74	0,73
2,5 m ³ /s	0,90	0,83	0,79	0,76	0,74
3 m ³ /s	0,92	0,84	0,80	0,77	0,75
3,5 m ³ /s	0,93	0,86	0,82	0,79	0,77
4 m ³ /s	0,94	0,87	0,83	0,80	0,78

10.2 Analiza parametrów pracy mikrokanalowego wymiennika ciepła napełnionego czynnikiem R290

Powszechnie stosowane w układach chłodniczych mikrokanalowe wymienniki ciepła ze względu na gabaryty nie mieszczą się rurach instalacji wentylacji mechanicznej. Z tego względu koniecznym jest opracowanie nowej konstrukcji wymiennika mikrokanalowego zarówno pod względem usytuowania belek wymiennika względem siebie jak i kształtu mikrokanalów. Z wymienionych względów oraz złożonej geometrii mikrokanalów badania symulacyjne wykonano na uproszczonym modelu mikrokanalowego wymiennika ciepła o długości 1 m, składającego się z jednego lamela i dwóch belek z mikrokanalami, umieszczonych równolegle po obu stronach lamela. Próbką miała 22 mm wysokości oraz 18 mm szerokości. W każdej z belek z dwóch

biegów węzownic znajdowało się po 9 mikrokanalów o różnych kształtach przekroju poprzecznego (Rys. 10.9, Tab. 10.8).

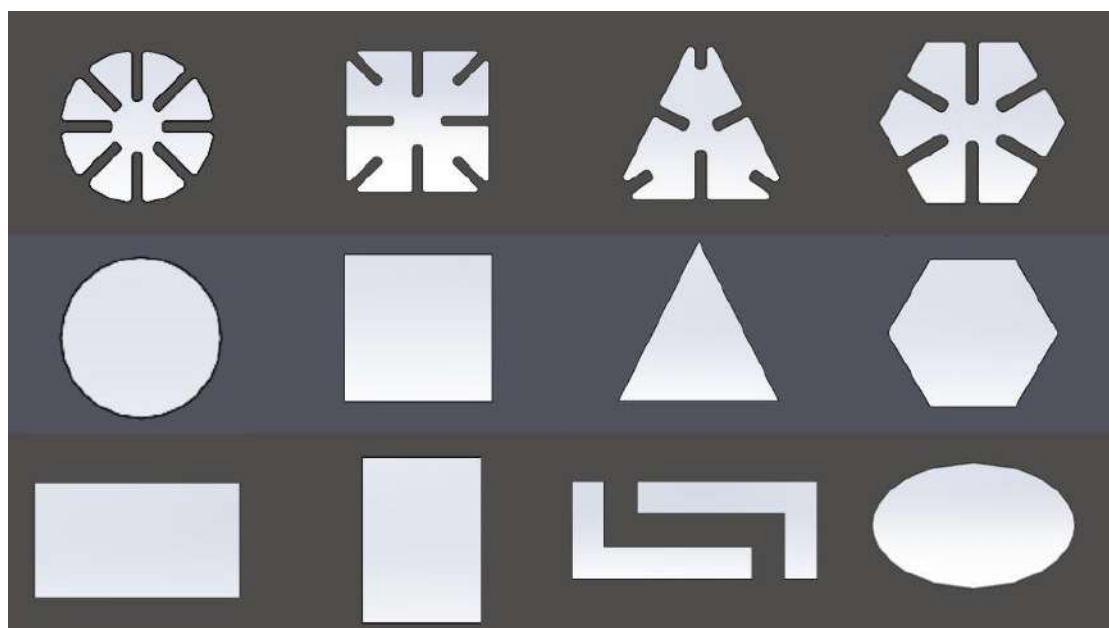


Rys. 10.9. Model mikrokanalowego wymiennika ciepła

Badania symulacyjne przeprowadzono w oprogramowaniu SOLIDWORKS 2021 z wykorzystaniem biblioteki Flow Simulation, wykorzystującym narzędzie CFD do analizy przepływu płynów i wymiany ciepła. Badania symulacyjne przeprowadzono w dwóch krokach. W pierwszym kroku wykonano analizę przepływu czynnika dla różnych kształtów przekroju poprzecznego mikrokanalów (Tab. 10.8, Rys. 10.10) przy przepływie objętościowym powietrza $1 \text{ m}^3/\text{h}$ oraz przepływie masowym czynnika chłodniczego $0,005 \text{ kg/s}$. Do badań symulacyjnych wybrano najczęściej spotykane kształty przekrojów poprzecznych mikrokanalików, takie jak okręgi, kwadraty i trójkąty, wraz z odpowiadającymi im kształtami przekrojów poprzecznych o rozszerzonej powierzchni wymiany ciepła (osiągniętej dzięki zastosowaniu falistych boków przekrojów poprzecznych mikrokanalików). Badania przeprowadzono również dla kilku innowacyjnych, niekonwencjonalnych kształtów mikrokanalików (elipsa, prostokąt w poziomie, prostokąt w pionie, kształt litery „L”). Następnie, dla wybranych kształtów mikrokanalów przeprowadzono badania symulacyjne przy zmianie warunków eksploatacyjnych. Regulowano przepływ objętościowy powietrza z krokiem $10 \text{ m}^3/\text{h}$ oraz przepływ masowy czynnika chłodniczego z krokiem $0,001 \text{ kg/s}$ (Tab. 10.9).

Tab. 10.8. Parametry konstrukcyjne badanego wymiennika mikrokanalowego

Parametr	Wartość
długość modelu	1 m
wysokość modelu	22 mm
szerokość modelu	18 mm
odległość pomiędzy belkami	18 mm
szerokość belek	18 mm
wysokość belek	2 mm
kształt przekroju poprzecznego mikrokanalów	kwadrat, okrąg, trójkąt, sześciokąt, kwadrat z falistymi bokami, okrąg z falistymi bokami, trójkąt z falistymi bokami, sześciokąt z falistymi bokami, elipsa, prostokąt w poziomie, prostokąt w pionie, kształt litery "L"
przepływ objętościowy powietrza:	$\dot{v} = 1 \text{ m}^3/\text{h}$
przepływ masowy czynnika chłodniczego:	$\dot{m} = 0,005 \text{ kg/s}$



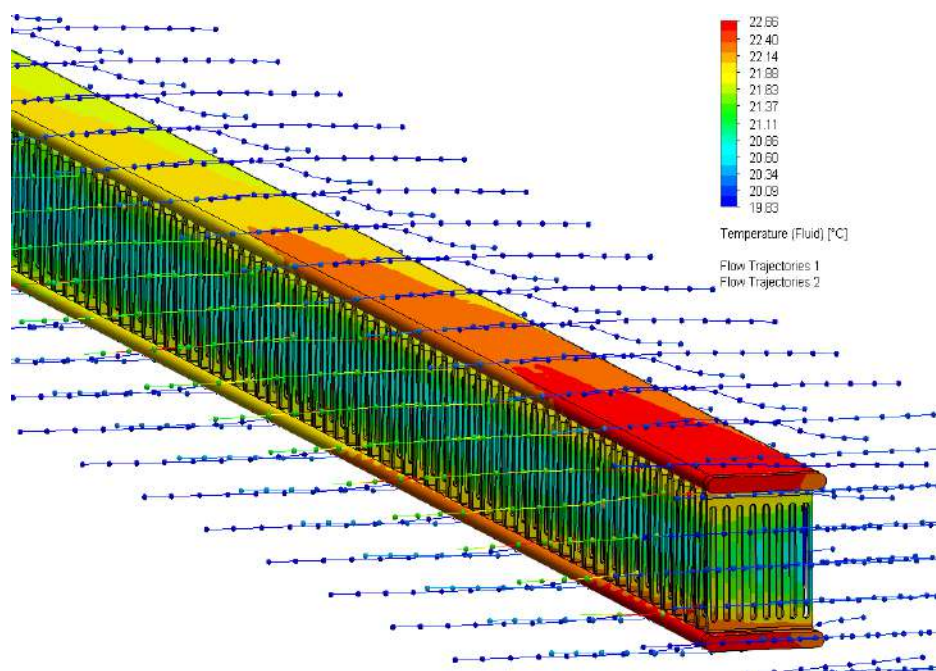
Rys. 10.10. Kształty przekroju poprzecznego mikrokanalów: od lewej strony w górnym rzędzie: okrąg z falistymi bokami, kwadrat z falistymi bokami, trójkąt z falistymi bokami, sześciokąt z falistymi bokami; od lewej strony w środkowym rzędzie: okrąg, kwadrat, trójkąt, sześciokąt; od lewej strony w dolnym rzędzie: prostokąt w poziomie, prostokąt w pionie, kształt litery „L”, elipsa

Tab. 10.9. Parametry eksploatacyjne badanego wymiennika mikrokanalowego

Parametr	Wartość	Uwagi
przepływ objętościowy powietrza:	$\dot{v} = (5 \div 55) \text{ m}^3/\text{h}$	z krokiem 10
przepływ masowy czynnika chłodniczego:	$\dot{m} = (0,001 \div 0,005) \text{ kg/s}$	z krokiem 0,001
czynnik chłodniczy	R290	-
wlotowa temperatura czynnika chłodniczego:	40 °C	-
wlotowa temperatura powietrza:	20 °C	-

10.2.1 Wpływ kształtu mikrokanalów na moc wymiennika ciepła

Na rysunku (Rys. 10.11) przedstawiono przykładową symulację modelu wymiennika o długości 1 m dla kanałów o przekroju poprzecznym w kształcie trójkątów. Badania wykonano przy temperaturze wlotowej czynnika chłodniczego R290 wynoszącej 40 °C, przepływie masowym czynnika chłodniczego wynoszącym 0,005 kg/s, temperaturze powietrza wynoszącej 20 °C i przepływie objętościowym wynoszącym 1 m³/h. Dla zadanych początkowych warunków pracy temperatura wylotowa czynnika chłodniczego spadła do 28,13 °C, a temperatura wylotowa powietrza ogrzała się do wartości 20,37 °C. Dla analizowanego przypadku moc chłodnicza wymiennika osiągnęła wartość 342,28 W.

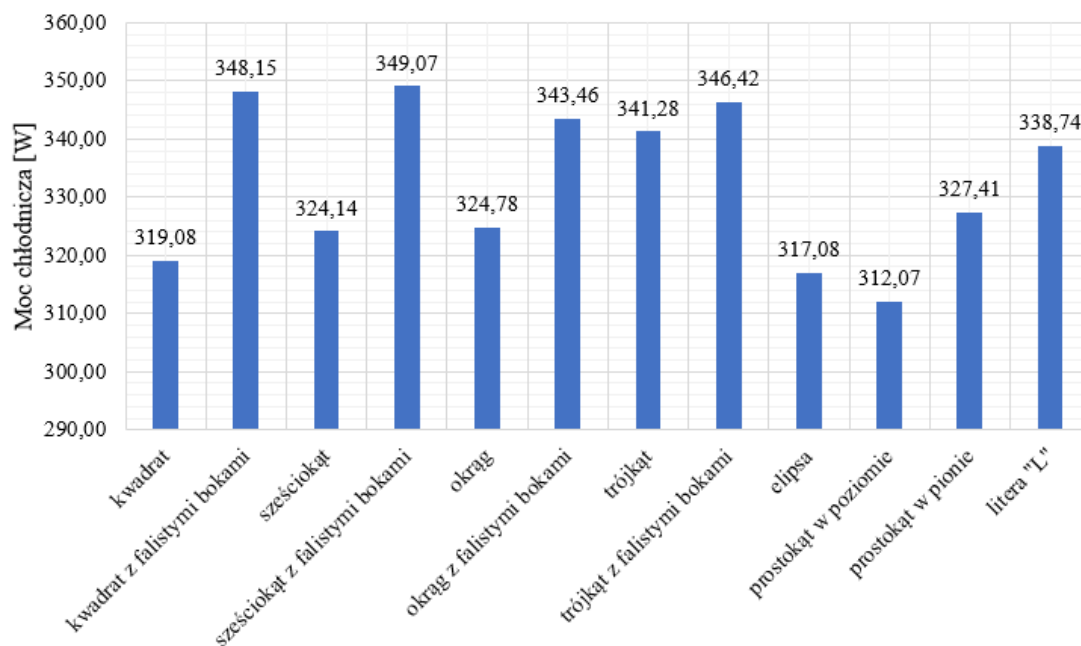


Rys. 10.11. Rozkład temperatury na modelu mikrokanalowego wymiennika

W tabeli (Tab. 10.10) oraz na rysunku (Rys. 10.12) przedstawiono wyniki badań symulacyjnych. Z przeprowadzonych analiz wynika, że najwyższe moce wymiennika osiągnane są dla trójkątnego przekroju mikrokanалу oraz dla przekrojów mikrokanałów z falistymi ściankami. Z tego względu mikrokanały o tych przekrojach zostały wybrane do dalszych analiz. Mikrokanal w kształcie litery „L” ze względu na zbyt duże opory przepływu czynnika chłodniczego został odrzucony.

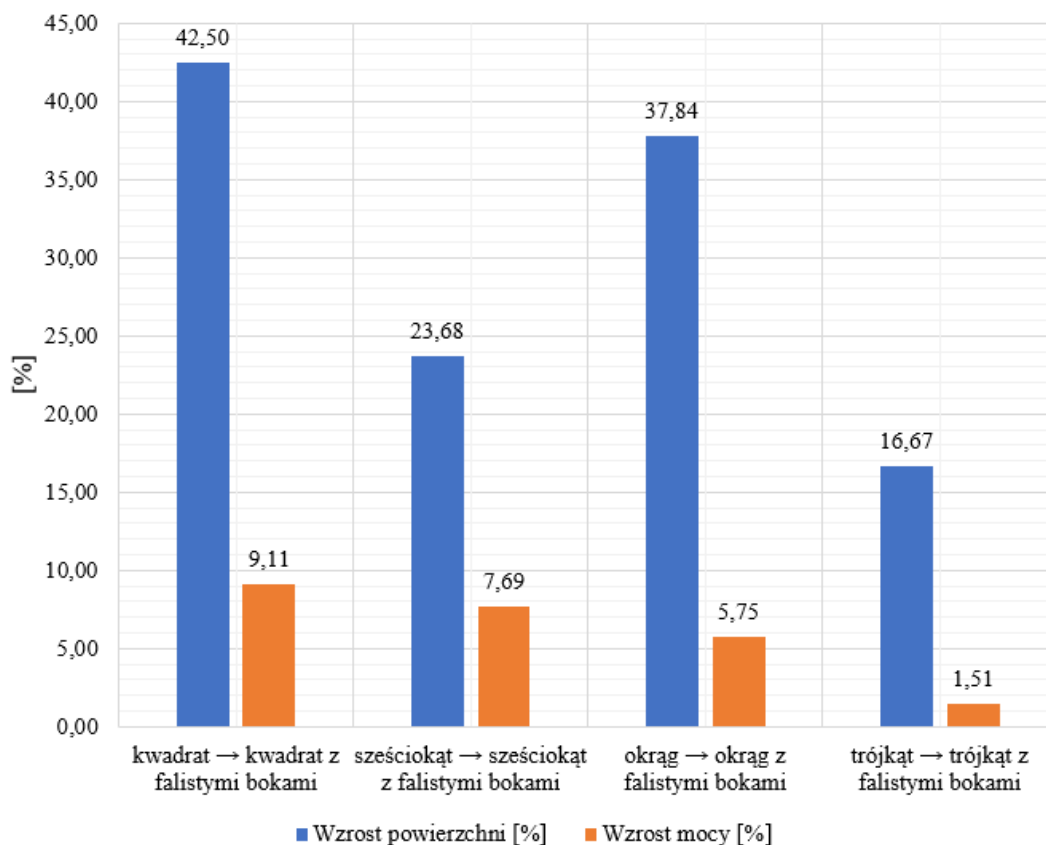
Tab. 10.10. Wyniki badań symulacyjnych dla poszczególnych kształtów kanałów wymiennika

Kształt kanału	Moc chłodnicza [W]	Powierzchnia wymiany ciepła [m²]
kwadrat	319,08	0,40
kwadrat z falistymi bokami	348,15	0,57
sześciokąt	324,14	0,38
sześciokąt z falistymi bokami	349,07	0,47
okrąg	324,78	0,38
okrąg z falistymi bokami	343,46	0,51
trójkąt	341,28	0,42
trójkąt z falistymi bokami	346,42	0,49
elipsa	317,08	0,37
prostokąt w poziomie	312,07	0,38
prostokąt w pionie	327,41	0,38
litera "L"	338,74	0,43



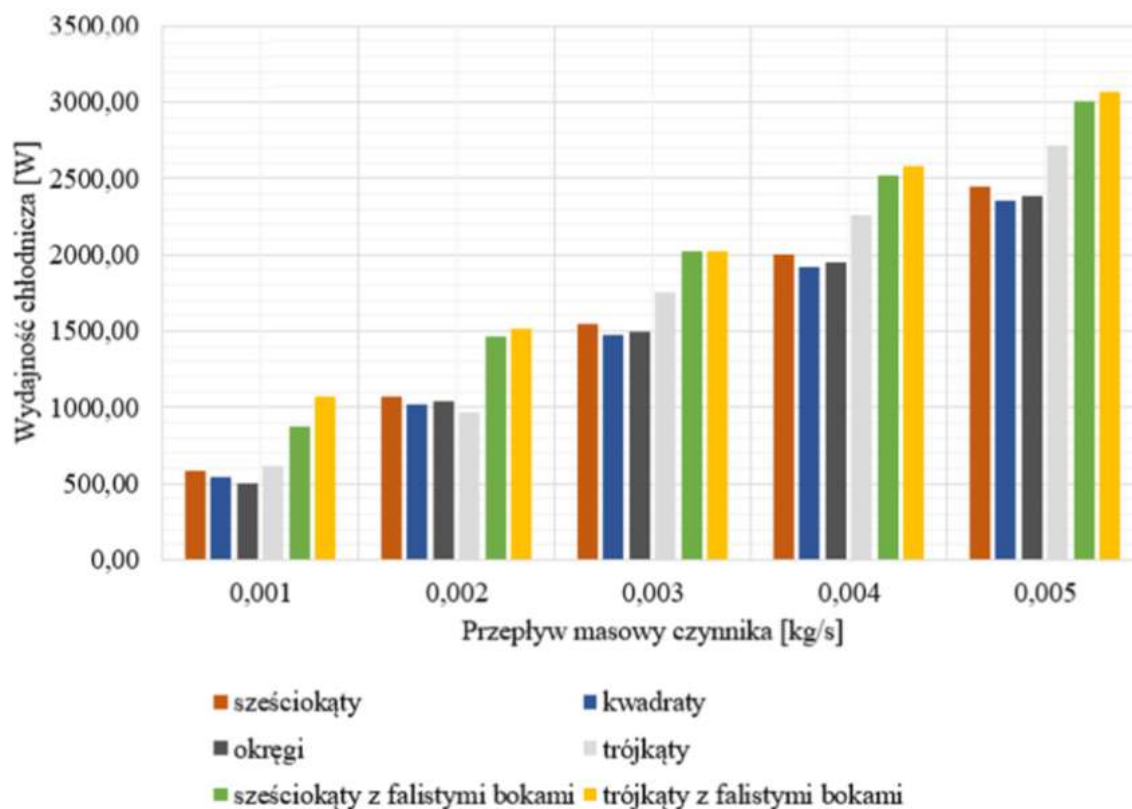
Rys. 10.12. Porównanie wydajności chłodniczej wymiennika w zależności od kształtu mikrokanalów

W przypadku kanałów o kwadratowym przekroju poprzecznym, mimo wzrostu powierzchni aż o 42,50 %, moc wymiennika wzrosła jedynie o 9,11 %. Korzystniejszy wzrost mocy, w stosunku do wzrostu powierzchni wymiany ciepła, następuje w przypadku mikrokanalów o przekroju sześciokątnym i trójkątnym. Zawsze wzrost powierzchni wymiany ciepła powoduje wzrost mocy chłodniczej (Rys. 10.13). Symulacje przeprowadzono dla masowego przepływu czynnika chłodniczego wynoszącego 0,005 kg/s oraz objętościowego przepływu powietrza wynoszącego 1 m³/h.



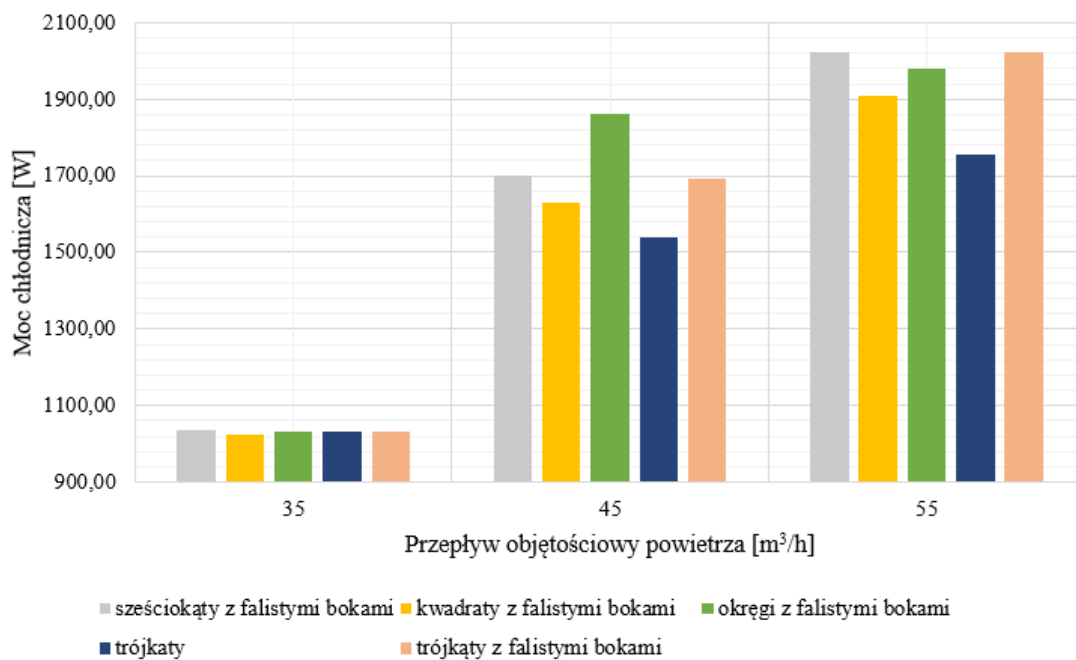
Rys. 10.13. Wzrost wydajności chłodniczej i powierzchni wymiany ciepła

Rysunek (Rys. 10.14) przedstawia wydajność chłodniczą wymiennika dla najczęściej stosowanych mikrokanałów oraz mikrokanałów o przekrojach sześciokątnych i trójkątnych z falistymi bokami przy objętościowym przepływie powietrza wynoszącym $55 \text{ m}^3/\text{h}$. Wykres wskazuje, że wydajności są podobne w przypadku mikrokanałów o powszechnie stosowanych przekrojach poprzecznych, jednak dla większości przepływów czynnika chłodniczego kształty trójkątne osiągają wyższe wartości wydajności niż mikrokanały o przekrojach kwadratowych, sześciokątnych i okrągłych. Analiza porównawcza mikrokanałów o najczęściej stosowanych przekrojach poprzecznych oraz mikrokanałów o falistych przekrojach poprzecznych pokazuje, że przy tych samych warunkach pracy zastosowanie mikrokanałów o przekrojach sześciokątnych lub trójkątnych z falistymi bokami znacznie zwiększa intensywność wymiany ciepła w wymienniku.

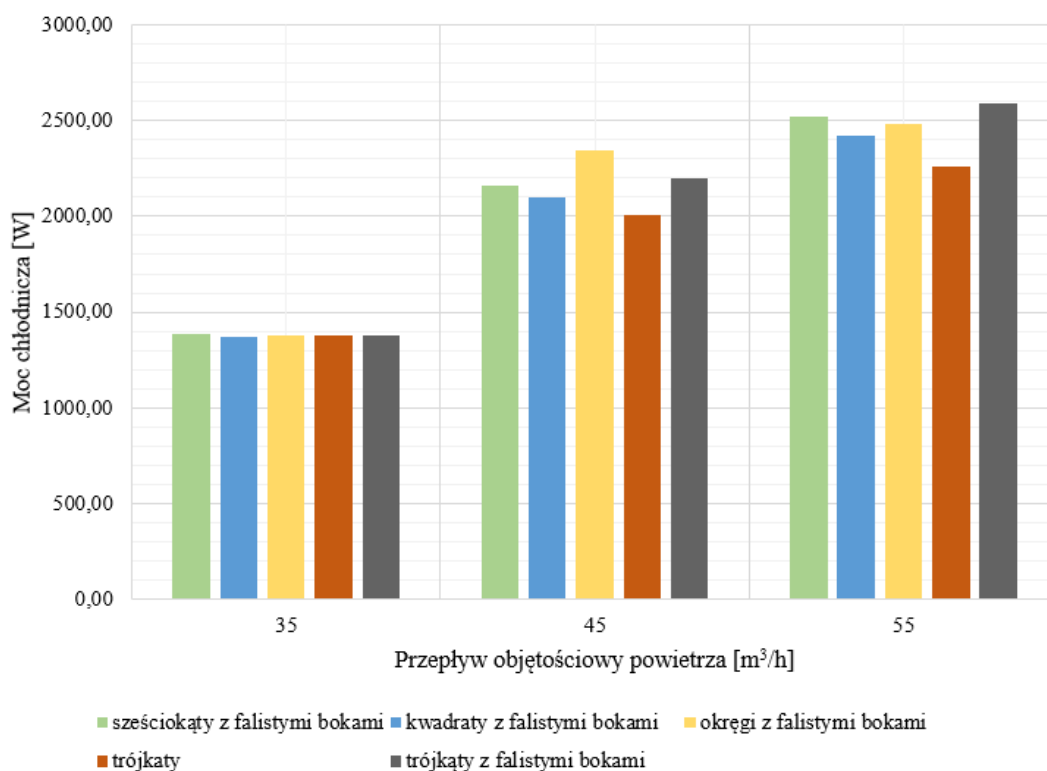


Rys. 10.14. Wartości wydajności chłodniczej wymiennika dla przepływu objętościowego powietrza równego $55 \text{ m}^3/\text{h}$ dla wybranych kształtów mikrokanalików

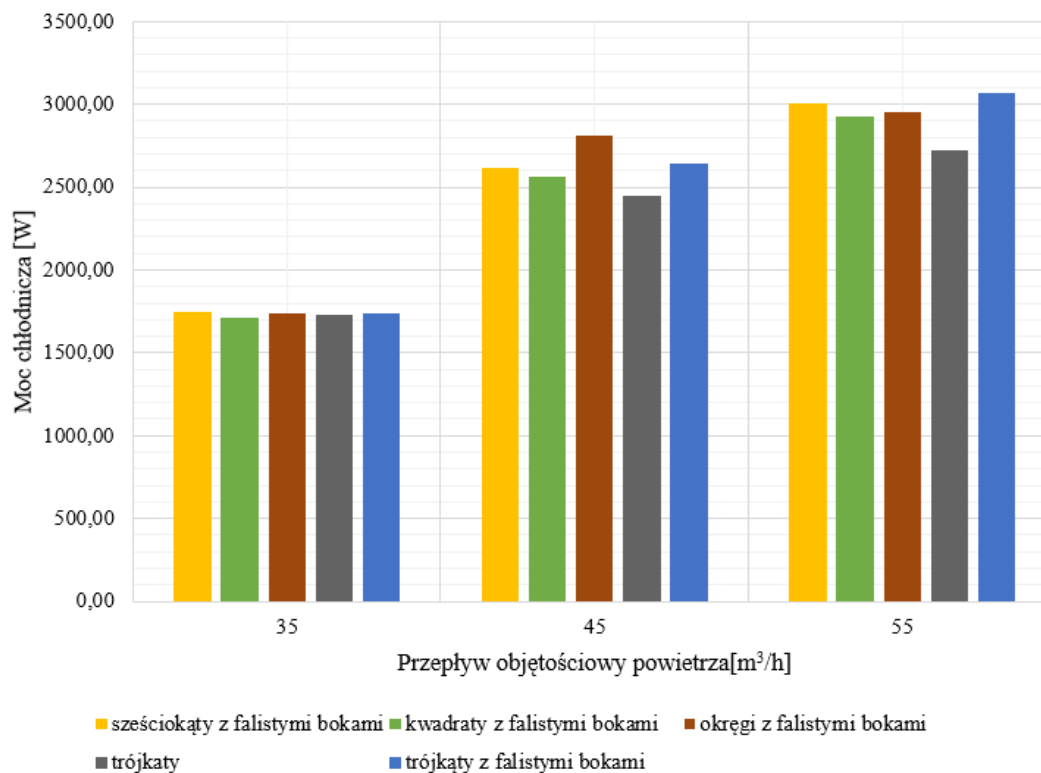
Analiza mocy chłodniczej wymiennika w zależności od parametrów pracy została przeprowadzona dla wybranych kształtów mikrokanalików, dla których wymiennik osiągał najwyższą wydajność w poprzednich analizach. Rysunki (Rys. 10.15, Rys. 10.16, Rys. 10.17) przedstawiają moc chłodniczą wymiennika w zależności od kształtów przekrojów poprzecznych mikrokanalików dla różnych strumieni masowych czynnika R290.



Rys. 10.15. Moc chłodnicza dla przepływu masowego czynnika R290 równego 0,003 kg/s

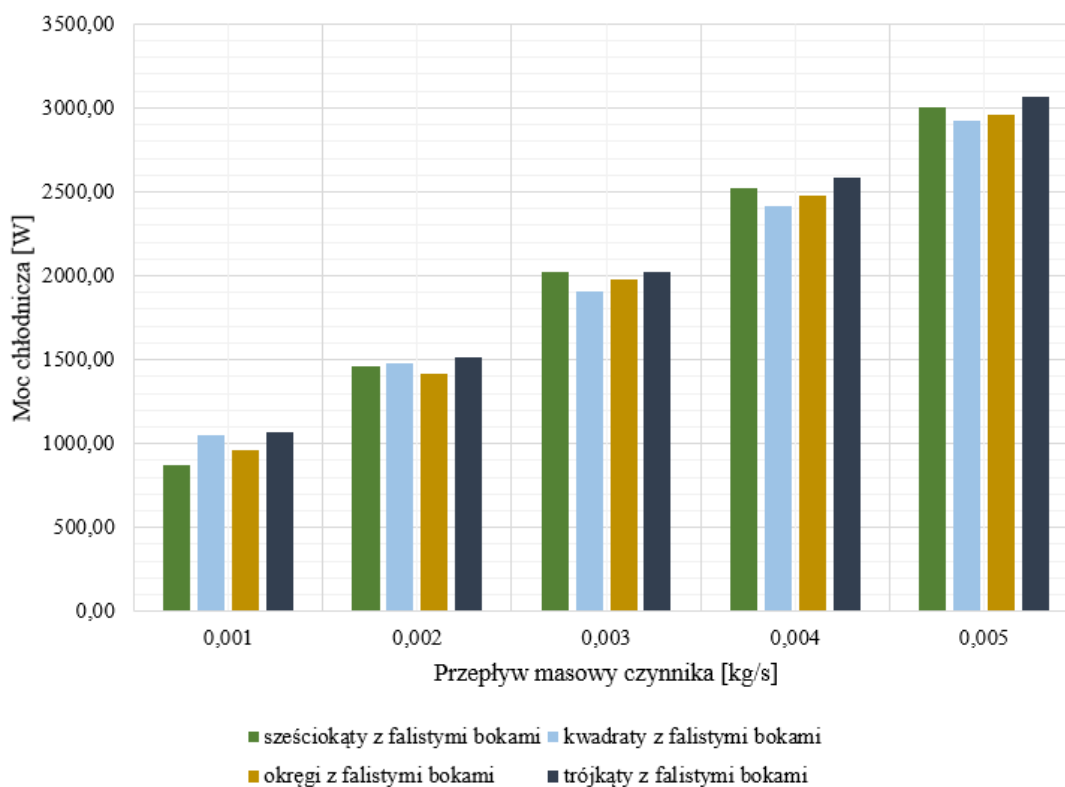


Rys. 10.16. Moc chłodnicza dla przepływu masowego czynnika R290 równego 0,004 kg/s



Rys. 10.17. Moc chłodnicza dla przepływu masowego czynnika R290
równego 0,005 kg/s

Dla najniższych objętościowych przepływów powietrza wartości mocy chłodniczej wymiennika nie różnią się znacząco w zależności od kształtów mikrokanałów. Różnice stają się zauważalne dopiero przy wyższych przepływach powietrza. Przy przepływach wynoszących 45 m³/h i 55 m³/h obserwuje się wzrost mocy dla mikrokanałów o falistych kształtach przekrojów poprzecznych. Najwyższe wartości mocy chłodniczej osiągnęte są dla mikrokanałów o przekroju w kształcie trójkątów z falistymi bokami.



Rys. 10.18. Wartości mocy chłodniczej dla przepływu objętościowego powietrza równego 55 m³/h dla wybranych kształtów mikrokanałów

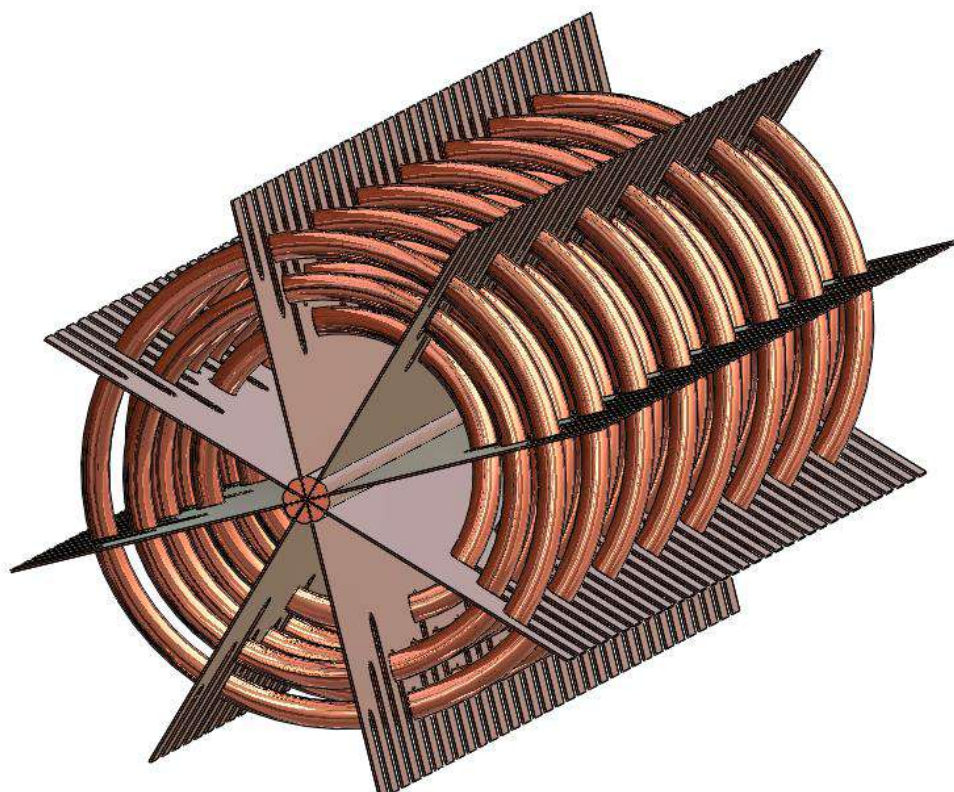
Rys. 10.18 przedstawia porównanie wartości mocy chłodniczych wymienników z mikrokanałami o falistych przekrojach poprzecznych przy objętościowym przepływie powietrza wynoszącym 55 m³/h. Wykres wskazuje, że przy tych samych warunkach pracy wymiennika moce są podobne, jednak przy wyższych przepływach czynnika chłodniczego, wymienniki z mikrokanałami w kształcie trójkątów i sześciokątów o falistych bokach osiągają wyższe wartości mocy w porównaniu z innymi kształtami mikrokanałów.

10.3 Analiza parametrów pracy grzebieniowego wymiennika ciepła napelnionego czynnikiem R290

W ramach prowadzonych prac nad zbudowaniem prototypu hybrydowego urządzenia, łączącego pompę ciepła z wentylacją mechaniczną z odzyskiem ciepła, istotnym problemem technicznym okazał się dobór odpowiedniej konstrukcji wymiennika ciepła – parownika i skraplacza – możliwych do zabudowy bezpośrednio w kanałach wentylacyjnym. Koniecznym wymogiem było zapewnienie odpowiedniej mocy chłodniczej wymienników. Ze względu na wymagania dotyczące właśnie zarówno

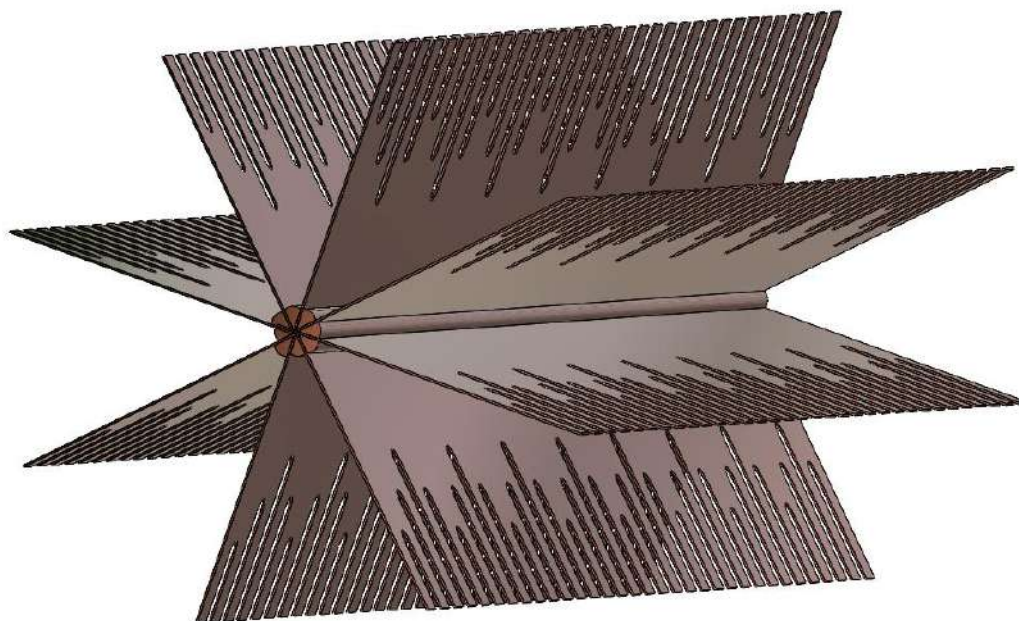
wysokiej wydajności, jak i ograniczonych wymiarów geometrycznych, początkowo rozważano zastosowanie nowoczesnych mikrokanałowych wymienników ciepła, powszechnie wykorzystywanych w systemach chłodniczych, o innowacyjnych konstrukcjach, dostosowanych do wykorzystania w kanałach wentylacyjnych. Przeprowadzono symulacje i analizy różnych geometrii kształtów poprzecznych mikrokanałów pod kątem maksymalizacji efektywności wymiany ciepła, co pozwoliło wytypować najbardziej obiecujące rozwiązania konstrukcyjne. Odpowiednie wyniki przeprowadzonych badań znajdują się w poprzednich rozdziałach pracy.

Jednakże, pomimo korzystnych wyników badań symulacyjnych, konstrukcja mikrokanałowa okazała się niemożliwa do wdrożenia w warunkach prototypu. Z tego powodu podjęto decyzję o opracowaniu nowej koncepcji wymiennika, dostosowanej do realiów zabudowy w instalacji wentylacyjnej oraz dostępnych metod produkcji. Do opracowania nowej koncepcji wymiennika, posłużyły wyniki poprzednich analiz, umożliwiając przeniesienie kluczowych założeń projektowych i wniosków do kolejnego etapu prac. W efekcie powstał projekt grzebieniowego wymiennika ciepła, który łączy prostą i wytrzymałą konstrukcję mechaniczną z elastyczną możliwością regulacji wydajności cieplnej poprzez odpowiednią konfigurację liczby biegów czynnika chłodniczego. Rysunek (Rys. 10.19) przedstawia konstrukcję grzebieniowego wymiennika ciepła, wykorzystanego jako finalne rozwiązanie do prototypu hybrydowej pompy ciepła.



Rys. 10.19. Konstrukcja grzebieniowego wymiennika ciepła – finalnej konstrukcji wykorzystanej do prototypu pompy ciepła

Grzebieniowy wymiennik ciepła składa się z dwóch części – z podstawy, będącej nośną konstrukcją wymiennika i podstawą dla kanałów oraz z kanałów, w których płynie czynnik chłodniczy. Nazwa wymiennika pochodzi od „grzebieni”, czyli żłobień, w których umieszczone są kanały. Grzebienie stanowią szkielet wymiennika i utrzymują rury w odpowiedniej konfiguracji. Wymiennik opracowany w ramach rozprawy składa się z ośmiu grzebieni, wykonanych z miedzi, połączonych ze sobą za pomocą lutowania twardego (Rys. 10.20). Rozmieszczenie grzebieni pozwala na ułożenie w nich od jednego do trzech biegów kanałów z czynnikiem chłodniczym. Rysunek techniczny wymiennika przedstawiono w załączniku 14.23.



Rys. 10.20. Grzebienie – konstrukcja nośna wymiennika ciepła

Badania symulacyjne przeprowadzono w oprogramowaniu SOLIDWORKS 2021 z wykorzystaniem biblioteki Flow Simulation, wykorzystującym narzędzie CFD do analizy przepływu płynów i wymiany ciepła. Analizy wykonano dla opisanej powyżej konstrukcji wymiennika, pracującego jako parownik w układzie chłodniczym. Analizowana próbka miała 650 mm długości oraz 140 mm szerokości i 140 mm głębokości. Średnica rur chłodniczych wynosiła 6,35 cm (1/4”), a liczba biegów (rur chłodniczych) wymiennika wynosiła 3 (Tab. 10.11).

Tab. 10.11. Parametry konstrukcyjne badanego wymiennika grzebieniowego

Parametr	Wartość
liczba grzebieni:	$n = 8$
rozstaw grzebieni:	$\alpha = 45^\circ$
grubość grzebieni:	$d = 0,5 \text{ mm}$
długość wymiennika:	$l = 650 \text{ mm}$
szerokość wymiennika:	$b = 140 \text{ mm}$
głębokość wymiennika:	$h = 140 \text{ mm}$
średnica rur:	$\varphi = 6,35 \text{ mm}$ (1/4 cala)
materiał grzebieni:	miedź
liczba biegów wymiennika:	$m = 3$

Badania symulacyjne przeprowadzono dla różnych warunków eksploatacyjnych testowanego wymiennika ciepła, pracującego jako parownik i jako skraplacz w kanale wentylacji mechanicznej. Zmieniano prędkość powietrza, zgodnie z rzeczywistymi prędkościami występującymi w kanale wentylacyjnym oraz przepływ masowy czynnika chłodniczego - propanu. Wartości prędkości powietrza wybrane do symulacji przedstawiono w dalszej części niniejszej rozprawy (Rozdział 11.3, Tab. 11.1). Badania przeprowadzono dla różnych temperatur przepływającego powietrza (Tab. 10.12, Tab. 10.13).

Tab. 10.12. Parametry eksploatacyjne badanego wymiennika grzebieniowego pracującego jako parownik

Parametr	Wartość	Uwagi
prędkość powietrza:	$v = (1,50; 2,60; 3,80; 5,30; 7,00) \text{ m/s}$	-
przepływ masowy czynnika chłodniczego:	$\dot{m} = (0,006 \div 0,021) \text{ kg/s}$	z krokiem 0,003
czynnik chłodniczy:	R290	-
wlotowa temperatura czynnika chłodniczego:	$T = -15 \text{ }^\circ\text{C}$	-
wlotowa temperatura powietrza:	$T = -5 \text{ }^\circ\text{C}$	-

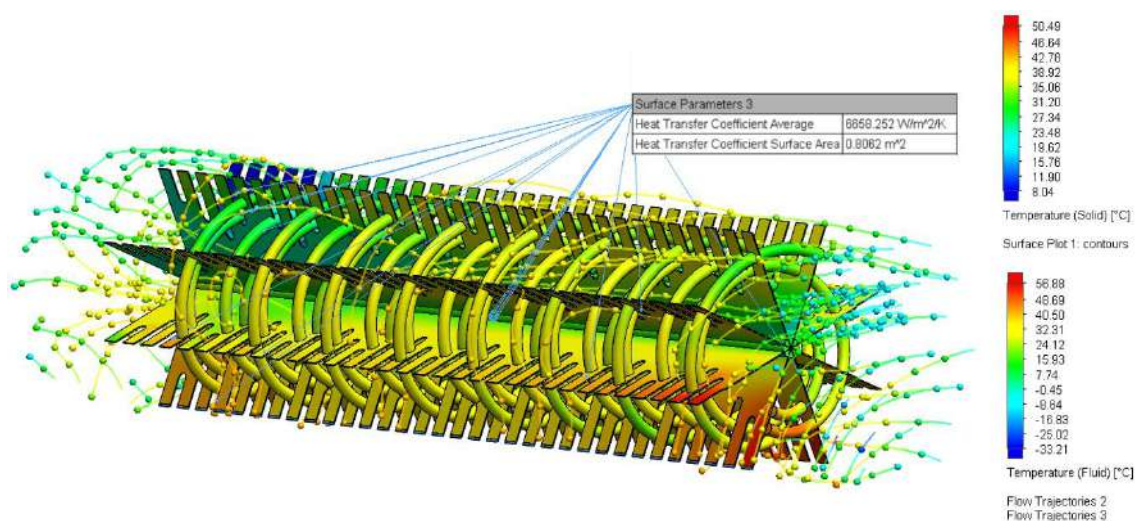
Tab. 10.13. Parametry eksploatacyjne badanego wymiennika grzebieniowego pracującego jako skraplacz

Parametr	Wartość	Uwagi
prędkość powietrza:	$v = (1,50; 2,60; 3,80; 5,30; 7,00) \text{ m/s}$	-
przepływ masowy czynnika chłodniczego:	$\dot{m} = (0,006 \div 0,021) \text{ kg/s}$	z krokiem 0,003
czynnik chłodniczy:	R290	-
wlotowa temperatura czynnika chłodniczego:	$T = 60 \text{ }^\circ\text{C}$	-
wlotowa temperatura powietrza:	$T = 17 \text{ }^\circ\text{C}$	-

10.3.1 Wpływ prędkości powietrza wentylacyjnego na moc chłodniczą wymiennika pracującego jako parownik

Na rysunku (Rys. 10.21) przedstawiono przykładową symulację modelu wymiennika grzebieniowego, pracującego jako parownik w układzie chłodniczym. Długość

wymiennika wynosi 650 mm. Badania wykonano przy temperaturze wlotowej czynnika chłodniczego R290 wynoszącej $-15,00\text{ }^{\circ}\text{C}$, przepływie masowym czynnika chłodniczego wynoszącym $0,021\text{ kg/s}$, temperaturze wlotowej powietrza wynoszącej $-5,00\text{ }^{\circ}\text{C}$ i prędkości powietrza wynoszącej $5,30\text{ m/s}$. Dla zadanych początkowych warunków pracy temperatura wylotowa czynnika chłodniczego wzrosła do wartości $37,26\text{ }^{\circ}\text{C}$, a temperatura wylotowa powietrza spadła do wartości $-11,12\text{ }^{\circ}\text{C}$. Dla analizowanego przypadku moc chłodnicza wymiennika osiągnęła wartość $857,33\text{ W}$. Masa propanu w układzie wyniosła 104 g .



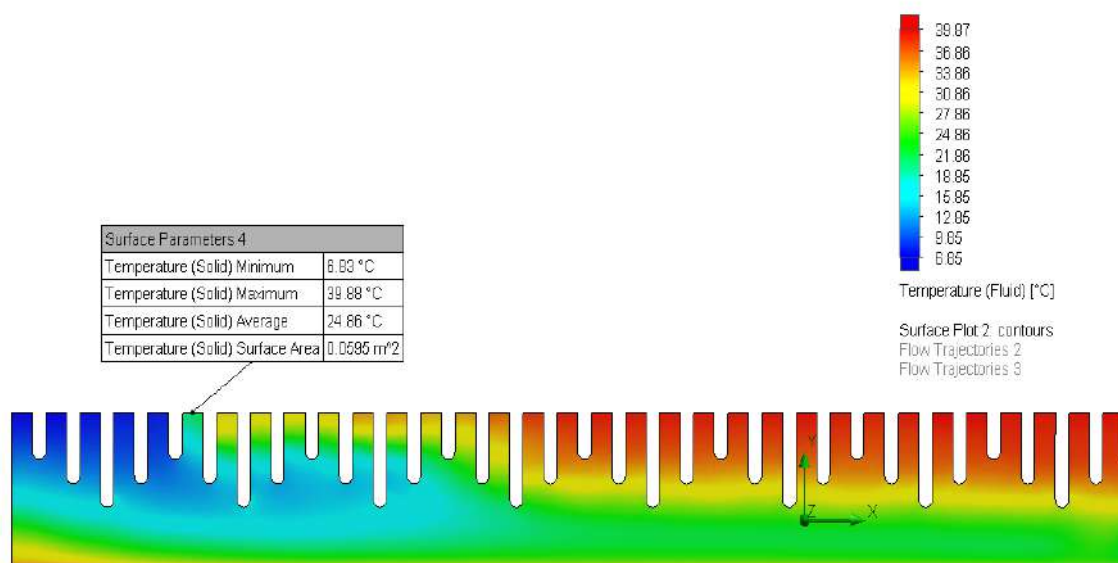
Rys. 10.21. Rozkład temperatury na modelu grzebieniowego wymiennika ciepła pracującego jako parownik

W tabeli (Tab. 10.14) przedstawiono minimalną, maksymalną i średnią temperaturę analizowanego wymiennika ciepła i czynnika chłodniczego. Minimalna, zadana temperatura czynnika chłodniczego R290 to $-15,00\text{ }^{\circ}\text{C}$, a jego maksymalna temperatura to $37,26\text{ }^{\circ}\text{C}$. Temperatura wymiennika zmienia się od wartości $4,22\text{ }^{\circ}\text{C}$ do wartości $68,42\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Tab. 10.14. Temperatury czynnika i wymiennika

Parametr	Minimum	Maksimum	Średnia
Temperatura (czynnik R290) [$^{\circ}\text{C}$]	-15,00	37,26	25,38
Temperatura (wymiennik) [$^{\circ}\text{C}$]	-4,22	68,42	35,60

Rysunek (Rys. 10.22) przedstawia rozkład temperatury dla wybranego grzebienia. Minimalna zaobserwowana temperatura to $8,02\text{ }^{\circ}\text{C}$, a maksymalna $39,91\text{ }^{\circ}\text{C}$. Średnia zaobserwowana temperatura na wybranym grzebieniu to natomiast $25,35\text{ }^{\circ}\text{C}$.



Rys. 10.22. Rozkład temperatur na wybranym grzebieniu analizowanego wymiennika

Dla całego analizowanego wymiennika wyznaczono współczynnik przenikania ciepła. Tabela (Tab. 10.15) przedstawia wynik symulacji. Wyznaczony współczynnik przenikania ciepła wynosi $6658,252 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$. Powierzchnia wymiany ciepła wymiennika grzebieniowego to $0,81 \text{ m}^2$. Na podstawie wyznaczonego współczynnika przenikania ciepła oraz powierzchni wymiany ciepła obliczono całkowitą przewodność cieplną wymiennika wynoszącą $5393,18 \text{ W/K}$.

Tab. 10.15. Wartość współczynnika przenikania ciepła

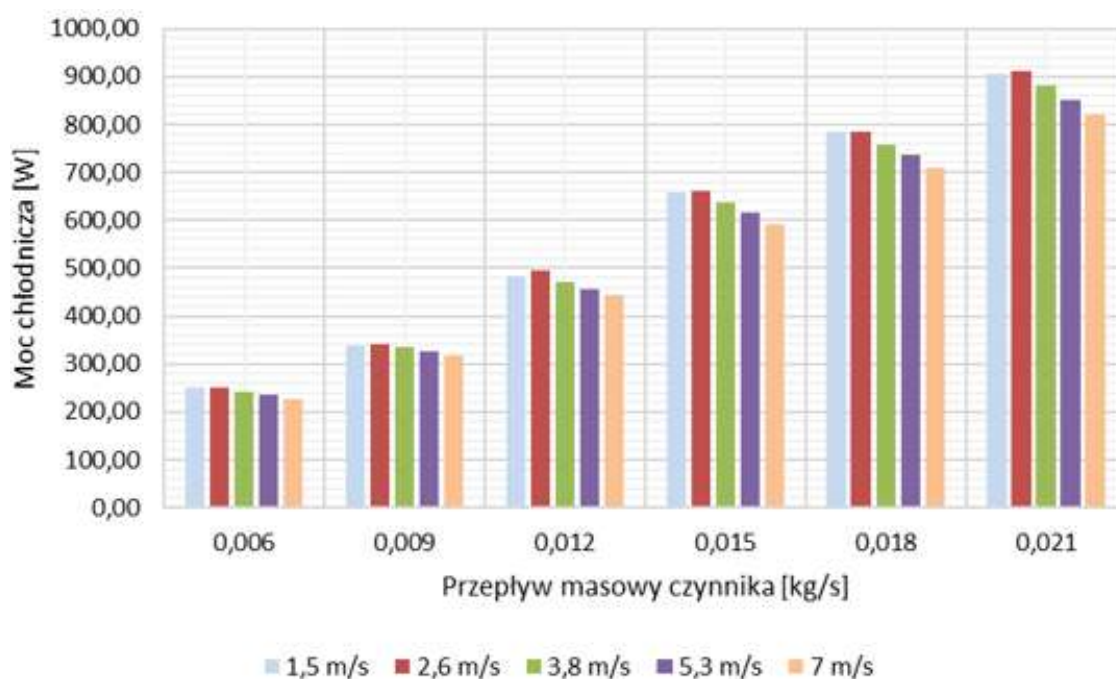
Parametr	Wartość
Współczynnik przenikania ciepła [$\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$]	6658,252
Powierzchnia wymiany ciepła [m^2]	0,81
Całkowita przewodność cieplna [W/K]	5393,18

W tabeli (Tab. 10.16) oraz na rysunku (Rys. 10.23) przedstawiono wybrane wyniki badań symulacyjnych. Z przeprowadzonych analiz wynika, że najwyższe sprawności wymiennika osiągnęte są dla najniższych prędkości powietrza wentylacyjnego.

Tab. 10.16. Wyniki badań symulacyjnych grzebieniowego wymiennika ciepła dla poszczególnych temperatur dolnego źródła ciepła dla wybranych warunków eksploatacyjnych (prędkość powietrza wentylacyjnego równa 1,50 m/s)

Temperatura dolnego źródła ciepła [°C]	Przepływ masowy czynnika [kg/s]	Prędkość powietrza [m/s]	Moc chłodnicza [W]
-5	0,006	1,50	250,64
-5	0,009	1,50	337,71
-5	0,012	1,50	484,11
-5	0,015	1,50	657,62
-5	0,018	1,50	784,40
-5	0,021	1,50	906,51

Zgodnie z wynikami przedstawionymi w tabeli (Tab. 10.16), stwierdzono, że wraz ze wzrostem masowego przepływu czynnika chłodniczego w zakresie od 0,006 kg/s do 0,021 kg/s, moc chłodnicza wymiennika wzrasta niemal liniowo od 250,64 W do 906,51 W. Oznacza to wysoką sprawność wymiany ciepła, co potwierdza skuteczność projektowanego parownika w warunkach skrajnych.

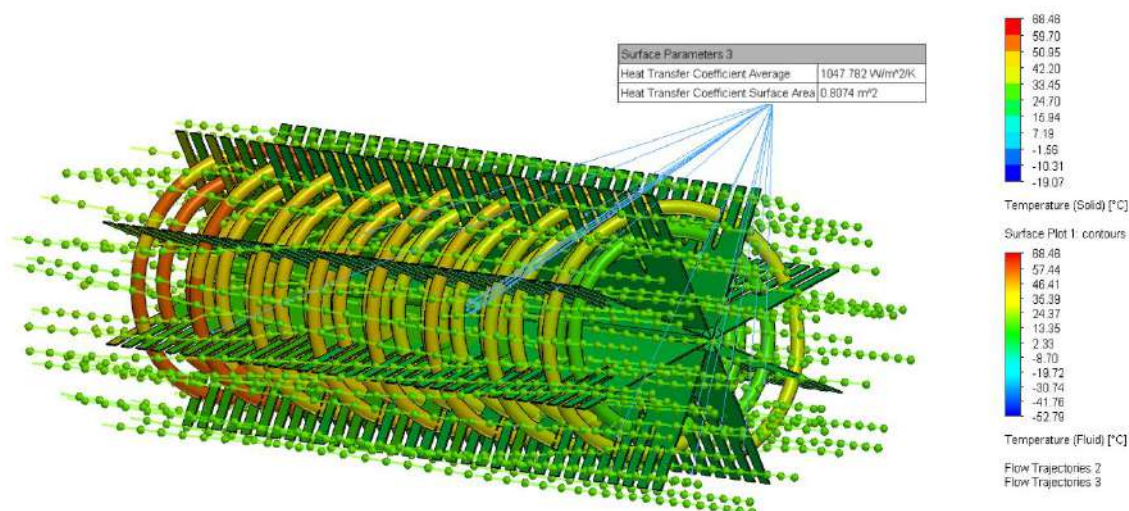


Rys. 10.23. Moc chłodnicza grzebieniowego wymiennika ciepła dla temperatury nasycenia wynoszącej -15 °C i temperatury powietrza wynoszącej -5 °C dla badanych prędkości powietrza wentylacyjnego

Z wykresu przedstawionego na rysunku (Rys. 10.23) wynika, że przy utrzymaniu danej prędkości powietrza, istotne znaczenie dla uzyskiwanej mocy chłodniczej ma dobór przepływu masowego czynnika chłodniczego. Optymalizacja tej wartości pozwala znacząco poprawić wydajność cieplną urządzenia przy jednoczesnym zachowaniu bezpiecznej ilości czynnika.

10.3.2 Wpływ prędkości powietrza wentylacyjnego na moc chłodniczą wymiennika pracującego jako skraplacz

Na rysunku (Rys. 10.24) przedstawiono przykładową symulację modelu wymiennika grzebieniowego, pracującego jako skraplacz w układzie chłodniczym. Długość wymiennika wynosi 650 mm. Badania wykonano przy temperaturze wlotowej czynnika chłodniczego R290 wynoszącej 60,00 °C, przepływie masowym czynnika chłodniczego wynoszącym 0,021 kg/s, temperaturze wlotowej powietrza wynoszącej 17,00 °C i prędkości powietrza wynoszącej 5,30 m/s. Dla zadanych początkowych warunków pracy temperatura wylotowa czynnika chłodniczego spadła do wartości 34,44 °C, a temperatura wylotowa powietrza wzrosła do wartości 21,15 °C. Dla analizowanego przypadku moc chłodnicza wymiennika osiągnęła wartość 420,16 W. Masa propanu w układzie wyniosła 103 g.



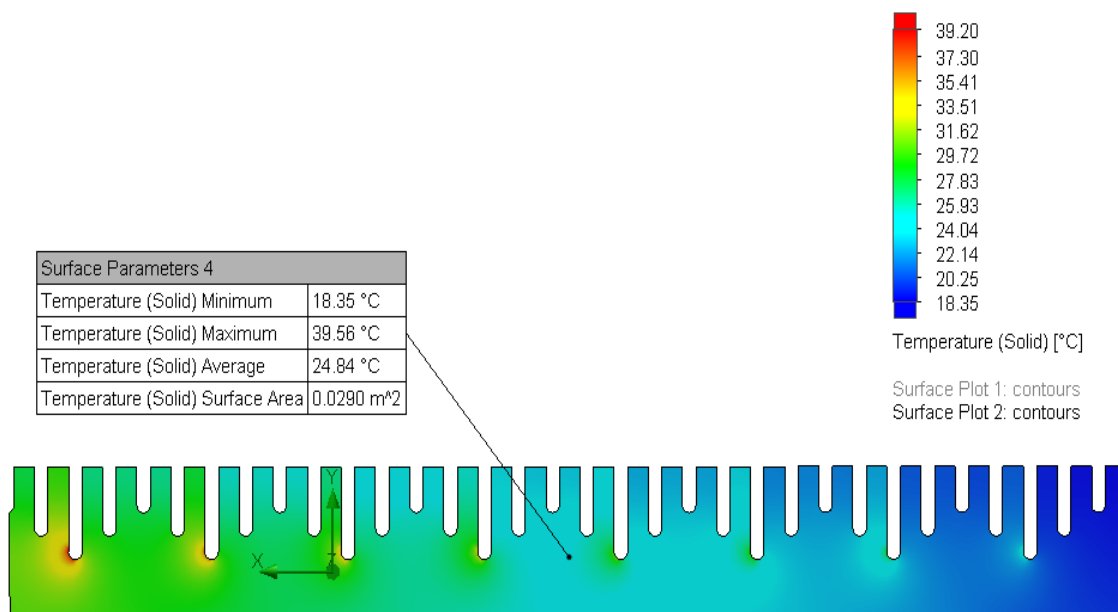
Rys. 10.24. Rozkład temperatury na modelu grzebieniowego wymiennika ciepła pracującego jako skraplacz

W tabeli (Tab. 10.17) przedstawiono minimalną, maksymalną i średnią temperaturę analizowanego wymiennika ciepła i czynnika chłodniczego. Maksymalna, zadana temperatura czynnika chłodniczego R290 to 60,00 °C, a jego minimalna temperatura to 34,44 °C. Temperatura wymiennika zmienia się od wartości 55,39 °C do wartości 17,01 °C.

Tab. 10.17. Temperatury czynnika i wymiennika

Parametr	Minimum	Maksimum	Średnia
Temperatura (czynnik R290) [°C]	34,44	60,00	48,04
Temperatura (wymiennik) [°C]	17,01	55,39	25,36

Rysunek (Rys. 10.25) przedstawia rozkład temperatury dla wybranego grzebienia. Minimalna zaobserwowana temperatura to 6,83 °C, a maksymalna 39,88 °C. Średnia zaobserwowana temperatura na wybranym grzebieniu to natomiast 24,86 °C.



Rys. 10.25. Rozkład temperatur na wybranym grzebieniu analizowanego wymiennika

Dla całego analizowanego wymiennika wyznaczono współczynnik przenikania ciepła. Tabela (Tab. 10.18) przedstawia wynik symulacji. Wyznaczony współczynnik przenikania ciepła wynosi $1047,782 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$. Powierzchnia wymiany ciepła wymiennika grzebieniowego to $0,81 \text{ m}^2$. Na podstawie wyznaczonego współczynnika przenikania ciepła oraz powierzchni wymiany ciepła obliczono całkowitą przewodność cieplną wymiennika wynoszącą $838,70 \text{ W/K}$.

Tab. 10.18. Wartość współczynnika przenikania ciepła

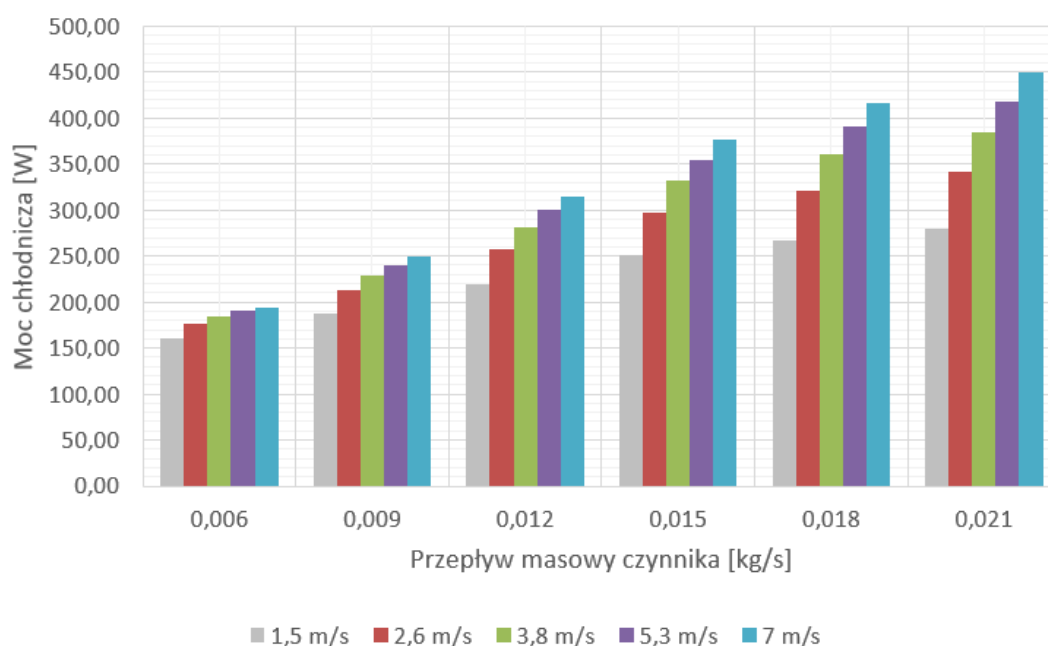
Parametr	Wartość
Współczynnik przenikania ciepła [$\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$]	1047,782
Powierzchnia wymiany ciepła [m^2]	0,81
Całkowita przewodność cieplna [W/K]	848

W tabeli (Tab. 10.16) oraz na rysunku (Rys. 10.26) przedstawiono wybrane wyniki badań symulacyjnych. Z przeprowadzanych analiz wynika, że najwyższe sprawności wymiennika osiągnęte są dla najniższych prędkości powietrza wentylacyjnego.

Tab. 10.19. Wyniki badań symulacyjnych grzebieniowego wymiennika ciepła dla poszczególnych temperatur górnego źródła ciepła dla wybranych warunków eksploatacyjnych (prędkość powietrza wentylacyjnego równa 1,50 m/s)

Temperatura górnego źródła ciepła [°C]	Przepływ masowy czynnika [kg/s]	Prędkość powietrza [m/s]	Moc chłodnicza [W]
17	0,006	1,50	160,54
17	0,009	1,50	187,16
17	0,012	1,50	219,88
17	0,015	1,50	250,95
17	0,018	1,50	266,20
17	0,021	1,50	279,90

Zgodnie z wynikami przedstawionymi w tabeli (Tab. 10.16), stwierdzono, że wraz ze wzrostem masowego przepływu czynnika chłodniczego w zakresie od 0,006 kg/s do 0,021 kg/s, moc chłodnicza wymiennika wzrasta niemal liniowo od 160,54 W do 279,90 W. Oznacza to wysoką sprawność wymiany ciepła, co potwierdza skuteczność projektowanego skraplacza w warunkach skrajnych.



Rys. 10.26. Moc chłodnicza grzebieniowego wymiennika ciepła napełnionego czynnikiem R290 dla temperatury kondensacji wynoszącej 60 °C i temperatury powietrza wynoszącej 17 °C dla badanych prędkości powietrza wentylacyjnego

Z wykresu przedstawionego na rysunku (Rys. 10.26) wynika, że przy utrzymaniu danej prędkości powietrza, istotne znaczenie dla uzyskiwanej mocy chłodniczej ma dobór przepływu masowego czynnika chłodniczego. Optymalizacja tej wartości pozwala znacząco poprawić wydajność cieplną urządzenia przy jednoczesnym zachowaniu bezpiecznej ilości czynnika.

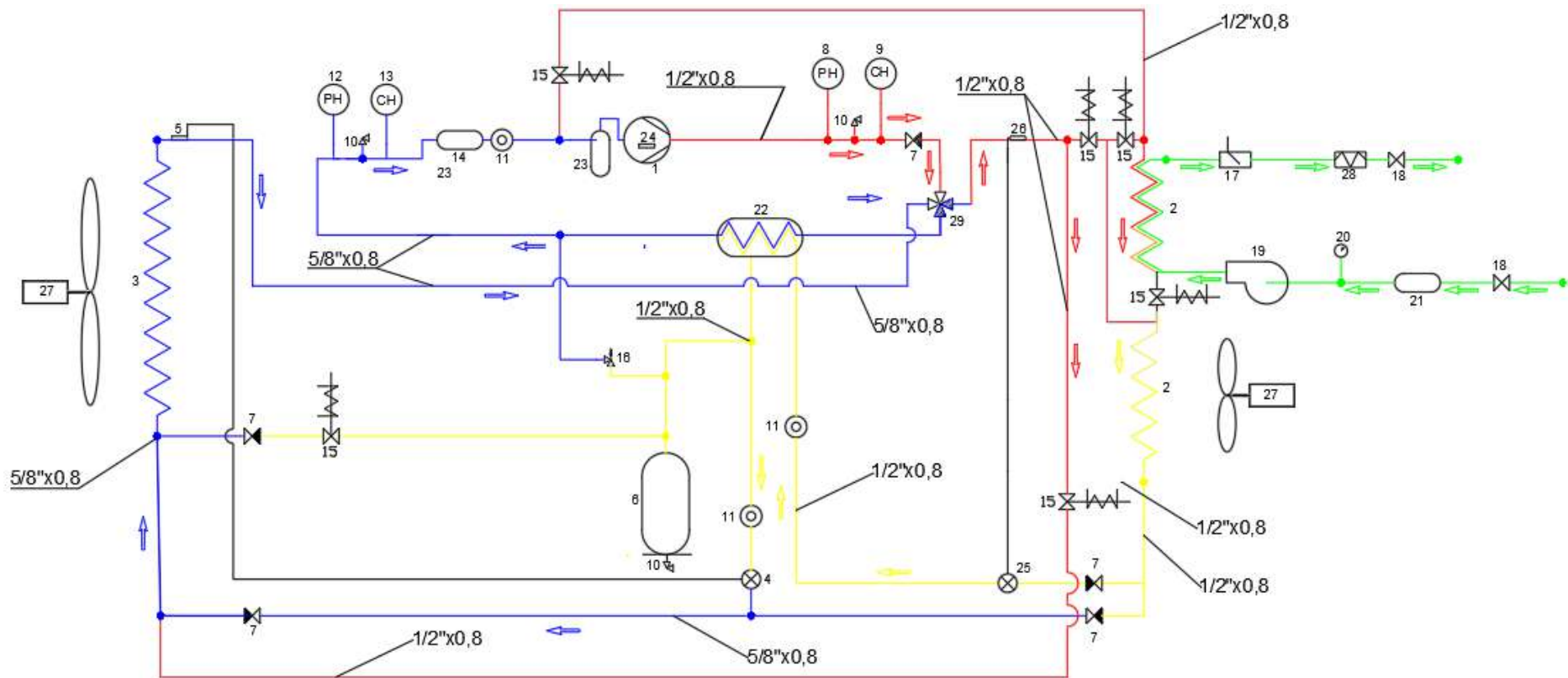
Analizy przeprowadzone dla parownika i skraplacza wskazują, że w projektowanej hybrydowej pompie ciepła możliwe jest precyzyjne dostosowanie parametrów pracy skraplacza do aktualnych warunków eksploatacyjnych, zarówno poprzez regulację masowego przepływu czynnika, jak i przez odpowiedni dobór prędkości powietrza wentylacyjnego. Umożliwia to efektywne wykorzystanie odpadowego powietrza z wentylacji mechanicznej jako dolnego źródła ciepła.

10.4 Konstrukcja układu chłodniczego

Pompa ciepła jest urządzeniem transportującym energię cieplną ze środowiska o niższej temperaturze do środowiska o temperaturze wyższej wykorzystując do tego zamknięty obieg czynnika chłodniczego z parownikiem, sprężarką, skraplaczem i zaworem rozprężnym. W ramach przeprowadzonych badań naukowych, zaprojektowano układ chłodniczy hybrydowej pompy ciepła (Rys. 10.27).

W trybie grzania, sprężarka tłoczy gazowy czynnik chłodniczy przez odpowiednio ustawiony zawór czterodrogowy do skraplacza pompy ciepła, gdzie czynnik skrapla się i oddaje ciepło. Innowacyjnym rozwiązaniem jest podzielenie skraplacza, na część znajdującą się w zasobniku ciepłej wody użytkowej, która służy do jej przygotowania oraz na część znajdującą się w kanale wentylacyjnym, podgrzewającą powietrze nawiewane do pomieszczenia. Konieczne jest w takim przypadku wyposażenie układu w elektrozawory, regulujące pracę dzielonego skraplacza. W przypadku, kiedy nie ma potrzeby przygotowywania ciepłej wody użytkowej, a cała moc urządzenia przeznaczona jest na podgrzanie powietrza wentylacyjnego, elektrozawory odcinają drogę do skraplacza ciepłej wody użytkowej. Następnie skroplony czynnik chłodniczy trafia do pierwszego zaworu rozprężnego, w którym następuje częściowe rozprężenie czynnika, czyli zmiana stanu skupienia czynnika z cieczy na parę mokrą o wysokiej temperaturze i wysokim ciśnieniu. Następnie czynnik przechodzi przez regeneratory, w którym następuje dogrzanie czynnika. Regeneratory, w razie potrzeby, pełni również funkcję zasobnika ciekłego czynnika. Dalej czynnik dociera do kolejnego zaworu rozprężnego,

gdzie zostaje docelowo rozprężony i trafia na parownik, w którym następuje jego odparowanie. Kolejno, przez odpowiednio ustawiony zawór czterodrogowy oraz przez regeneratory, w który następuje jego przegrzanie, czynnik w postaci pary kierowany jest na filtr odwadniacz. Następnie dociera na separator ciekłego czynnika, chroniący sprężarkę przed ewentualnym zalaniem cieczą. Ostatecznie, gazowy czynnik chłodniczy, zasysany jest sprężarkę i następuje powtórzenie cyklu (Rys. 10.27). Wykaz oznaczeń elementów układu chłodniczego zawarte są w tabeli (Tab. 10.20).



Rys. 10.27. Konstrukcja układu chłodniczego

Tab. 10.20. Wykaz oznaczeń elementów układu chłodniczego

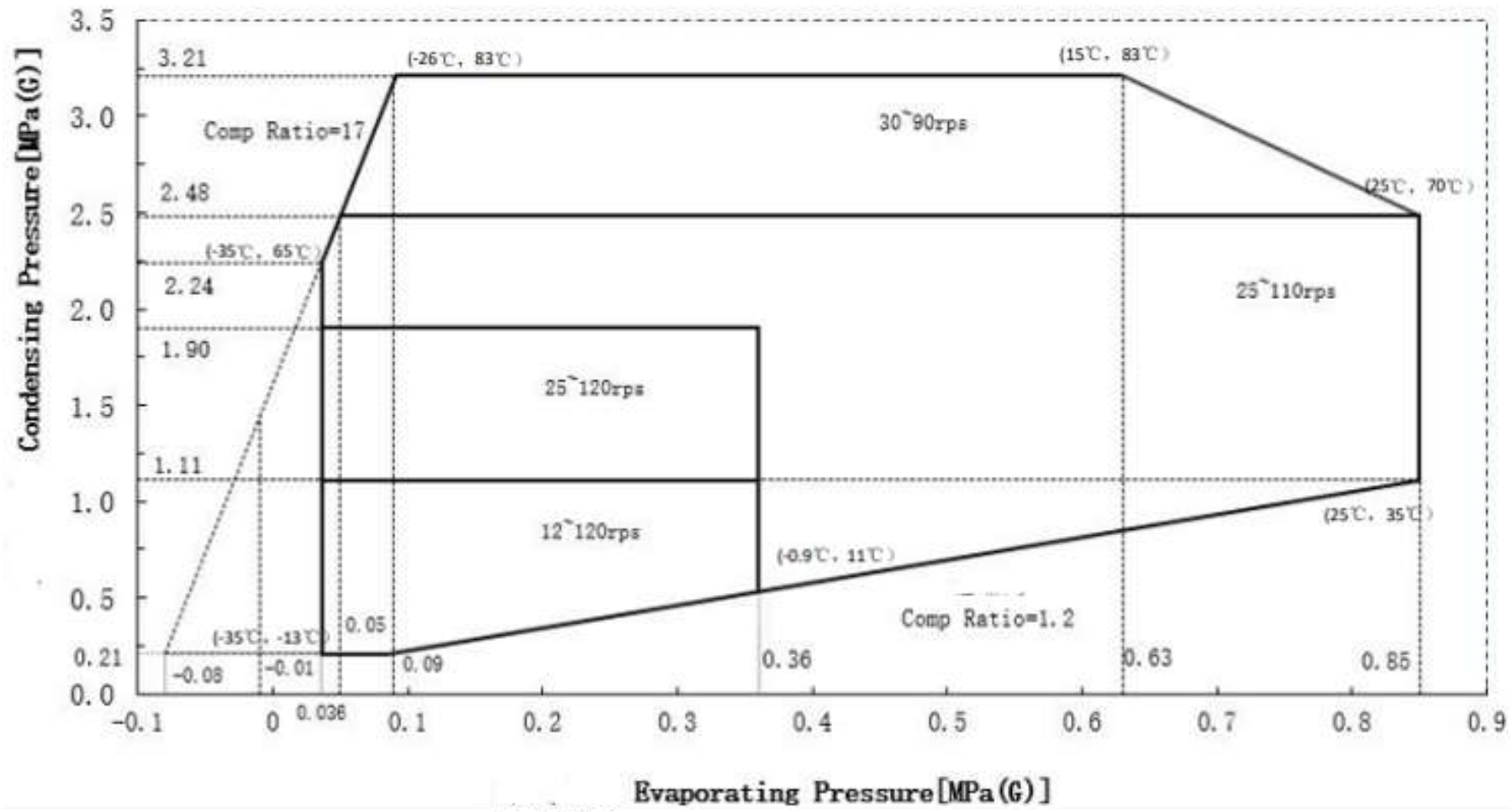
Nr elementu	Nazwa elementu	Nr elementu	Nazwa elementu
1	Sprężarka	16	Zawór bezpieczeństwa
2	Skraplacz	17	Czujnik przepływu
3	Parownik	18	Zawór kulowy
4	Zawór rozprężny 1 (ZR_1)	19	Pompa obiegowa
5	Czujnik temperatury ZR	20	Manometr
6	Zasobnik ciekłego czynnika	21	Filtr siatkowy skośny
7	Zawór zwrotny	22	Ekonomizer
8	Presostat wysokiego ciśnienia	23	Separator ciekłego czynnika
9	Czujnik wysokiego ciśnienia	24	Czujnik temperatury sprężarki
10	Zawór serwisowy AVX	25	Zawór rozprężny 2 (ZR_2)
11	Wziernik	26	Czujnik temperatury tłoczenia
12	Presostat niskiego ciśnienia	27	Wentylator
13	Czujnik niskiego ciśnienia	28	Nagrzewnica przepływowa
14	Filtr osuszacz	29	Zawór czterodrogowy
15	Zawór elektromagnetyczny	-	-

Do zaprojektowanej hybrydowej pompy ciepła, została dobrana sprężarka rotacyjna (Rys. 10.28).



Rys. 10.28. Sprężarka rotacyjna dobrana do hybrydowej pompy ciepła

Sprężarki rotacyjne umożliwiają płynną regulację pracy przy zachowaniu wysokiej sprawności. Poprzez ciągłą regulację, utrzymują optymalną efektywność energetyczną przez cały czas pracy, co ma bezpośredni wpływ na niskie zużycie przez nie energii elektrycznej. Dobrana sprężarka charakteryzuje się szeroką tzw. kopertą pracy, pozwalającą na znaczną regulację jej wydajności, poprzez dopasowanie do warunków pracy urządzenia (Rys. 10.29).



Rys. 10.29. Koperta pracy dobranej sprężarki rotacyjnej

11 Analiza wydajności chłodniczej wymiennika w badaniach laboratoryjnych

Wyniki obliczeń i symulacji komputerowych wykonanych w programie SOLIDWORKS 2021 zostały porównane z wynikami otrzymanymi podczas badania rzeczywistego układu, który został skonstruowany w celu wykonania praktycznych testów. Rzeczywisty układ chłodniczy badano w warunkach laboratoryjnych w dwustrefowej komorze chłodniczej, umożliwiającej utrzymanie stałej temperatury w czasie i zasymulowanie różnych warunków otoczenia.

11.1 Opis stanowiska badawczego

Dwustrefowa komora klimatyczna znajduje się w budynku będącym siedzibą Wydziału Inżynierii Produkcji Szkoły Głównej Gospodarstwa Wiejskiego (ul. Nowoursynowska 164, 02-787 Warszawa). Komora została zaprojektowana do zaawansowanych badań nad rozkładem temperatur i przepływów cieplnych komponentów i urządzeń chłodniczych, klimatyzacyjnych i pomp ciepła, w wyniku realizacji projektu badawczego. Urządzenie przedstawiono na rysunku (Rys. 11.1).



Rys. 11.1. Dwustrefowa komora klimatyczna znajdująca się w budynku Wydziału Inżynierii Produkcji Szkoły Głównej Gospodarstwa Wiejskiego w Warszawie

Kluczowym elementem dwustrefowej komory chłodniczej są precyzyjne czujniki temperatury Pt1000 (Rys. 11.2), które umożliwiają monitoring warunków termicznych wewnątrz systemu. Struktura izolacyjna urządzenia została wykonana z prefabrykowanych płyt z pianki poliuretanowej o grubości 10 cm, co minimalizując straty termiczne i wpływ zewnętrznych czynników środowiskowych, zapewniając optymalne właściwości izolacyjne badanych komponentów i urządzeń. Wewnątrz komory chłodniczej zainstalowano dwa niezależne wymienniki ciepła (chłodnice) (Rys. 11.3), które pełnią kluczową rolę w systemie regulacji termicznej. Ich zadaniem jest dostarczanie i utrzymywanie zadanej przez układ sterowania temperatury.



Rys. 11.2. Czujniki temperatury Pt1000 we wnętrzu dwustrefowej komory chłodniczej



Rys. 11.3. Wymiennik ciepła zainstalowany wewnątrz dwustrefowej komory chłodniczej

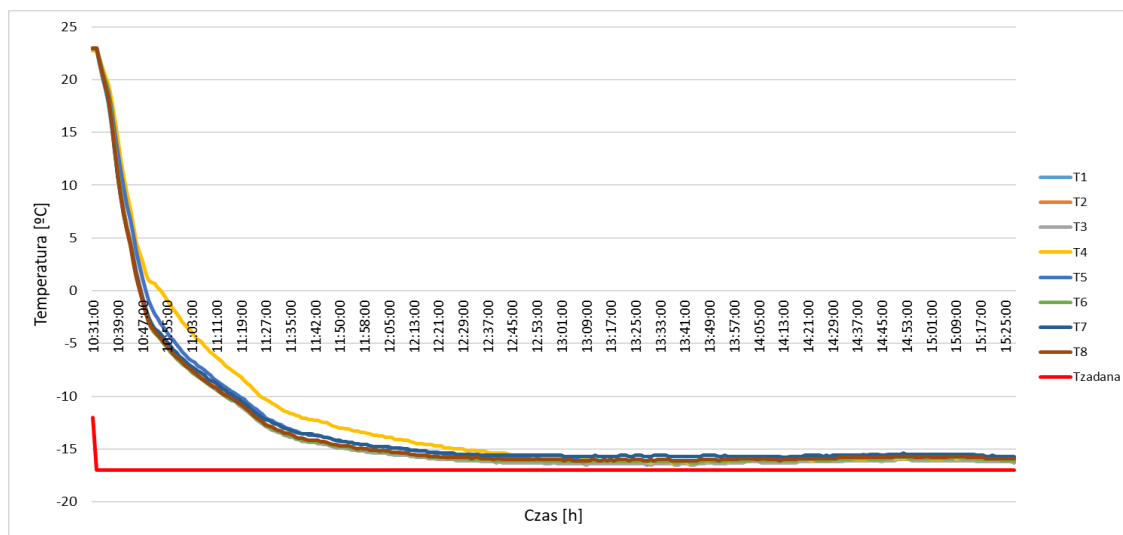
Zintegrowany z komorą układ chłodniczy zlokalizowany jest w tylnej części urządzenia i stanowi centralny element systemu termodynamicznego. Odpowiada za

efektywną pracę wymienników ciepła. W zewnętrznej, tylnej części komory chłodniczej znajduje się również manualny panel sterowania umożliwiający operatorowi konfigurację parametrów operacyjnych urządzenia (Rys. 11.4).



Rys. 11.4. Manualny panel sterowania i układ chłodniczy dwustrefowej komory chłodniczej

Za pomocą rezystancyjnych czujników temperatury Pt1000 zarejestrowano temperaturę w komorze po modernizacji. Ustalona została temperatura o wartości $-17\text{ }^{\circ}\text{C}$. Po około 80 minutach pomiarów zaobserwowano stabilność temperatury w komorze. Stabilność utrzymała się przez cały czas trwania pomiaru (ok. 210 minut) (Rys. 11.5). Na podstawie zarejestrowanych danych można stwierdzić, że komora utrzymuje stabilną temperaturę, a stanowisko badawcze może zostać wykorzystane do analizy wydajności chłodniczej zaprojektowanej hybrydowej pompy ciepła.



Rys. 11.5. Rozkład temperatury w dwustrefowej komorze chłodniczej (po modernizacji)

11.2 Konstrukcja hybrydowej pompy ciepła

Zgodnie z przedstawionymi założeniami konstrukcyjnymi oraz na podstawie opracowanego projektu w ramach niniejszej rozprawy doktorskiej, wykonano pełnowymiarowy prototyp hybrydowej pompy ciepła zintegrowanej z systemem wentylacji mechanicznej z odzyskiem ciepła. Prototyp został zbudowany w celu weryfikacji założeń teoretycznych oraz oceny wydajności chłodniczej układu w rzeczywistych warunkach eksploatacyjnych. W ramach prototypu powstała pełna instalacja chłodnicza i wentylacyjna, zgodnie z założeniami i projektem, szczegółowo opisanym w poprzednich rozdziałach pracy. Na rysunku (Rys. 11.6) przedstawiono prototyp urządzenia, w trakcie jego budowy.



Rys. 11.6. Budowa prototypu hybrydowego urządzenia

Centralnym elementem układu jest rekuperator wentylacji mechanicznej, przez który przechodzi cały strumień powietrza wywiewanego z pomieszczenia. Po odzyskaniu części energii cieplnej w rekuperatorze, ochłodzone powietrze kierowane jest do kanału wentylacyjnego z parownikiem pompy ciepła, stanowiąc dolne źródło energii cieplnej dla układu chłodniczego. Powietrze nawiewane do pomieszczenia realizowane jest przez strumień powietrza, który najpierw przechodzi przez rekuperator, gdzie następuje odzysk ciepła z powietrza wywiewanego. Następnie, w tym samym kanale wentylacyjnym, za rekuperatorem, strumień ten jest dodatkowo podgrzewany przez skraplacz pompy ciepła przed dostarczeniem do pomieszczenia. W niniejszej pracy opisano prototyp hybrydowego urządzenia wentylacyjno-chłodniczego, w którego konstrukcji wykorzystano konkretne modele urządzeń i komponentów dostępnych na rynku. Dobór poszczególnych elementów podyktowany był wyłącznie ich dostępnością, zgodnością z wymaganiami technicznymi projektu, parametrami pracy oraz możliwością integracji w ramach opracowywanego układu. Wymienienie nazw producentów i modeli

komponentów ma na celu zapewnienie przejrzystości oraz możliwości powtórzenia eksperymentu lub analizy wyników i nie stanowi lokowania produktu ani rekomendacji ze strony autorki pracy. Autorka nie sugeruje stosowania komponentów konkretnych firm przy budowie podobnych rozwiązań – możliwe jest wykorzystanie innych urządzeń o zbliżonych parametrach technicznych.

Bo budowy prototypu hybrydowego urządzenia wykorzystano centralę wentylacyjną firmy VALLOX, model 096 MV L, o zadeklarowanej sprawności powietrza nawiewanego 86 % i mocy właściwej wentylatora (SFP) wynoszącej 1,33 kW/m³/h. Moc nagrzewnicy wtórnej to 900 W (Rys. 11.7).

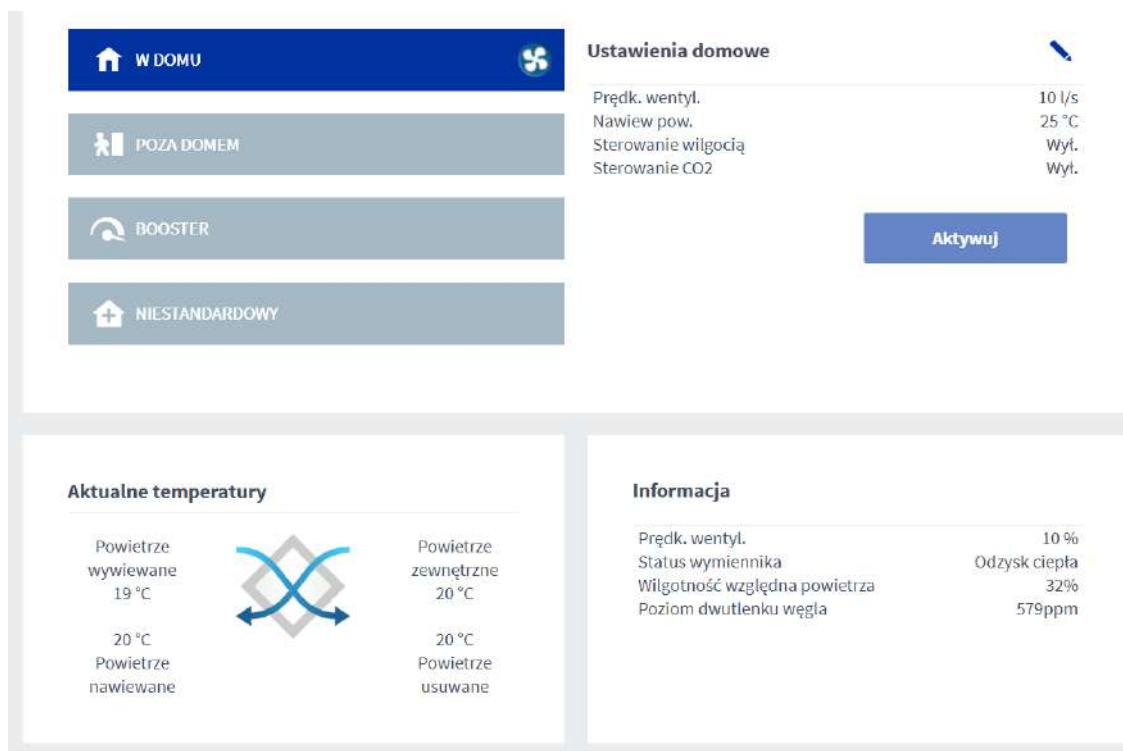
SPECYFIKACJE TECHNICZNE			
Nazwa produktu	Vallox 096 MV R Vallox 096 MV L	Numer produktu 3474450 3474550	
Strumienie powietrza Powietrze nawiewane Powietrze wywiewane	84 dm ³ /s, 100 Pa 88 dm ³ /s, 100 Pa	Wentylatory Powietrze nawiewane Powietrze wywiewane	0,119 kW 0,9 A EC 0,119 kW 0,9 A EC
Nagrzewnica wtórna	Rezystor elektryczny, 900 W	Połączenie elektryczne	230 V, 50 Hz, 5,1 A wtyczka
Nagrzewanie wstępne	–	Stopień szczelności obudowy	IP34
Dogrzewanie	–	By-pass odzysku ciepła	Automatyczny
Filtry Powietrze nawiewane Powietrze wywiewane	ISO Coarse > 75 % + ISO ePM ₁ ISO Coarse > 75 %		
Właściwe zużycie prądu (SEC) w klimacie zimnym w klimacie umiarkowanym	A+ A	Sprawności pracy* Sprawność roczna Sprawność powietrza nawiewanego Moc właściwa wentylatora (SFP)	77 % 86 % 1,33 kW/m ³ /h (59 dm ³ /s)
Wymiary (s x w x g)	600 x 545 x 428 mm	Masa	53 kg

**Punkt roboczy zdefiniowany w dyrektywie w sprawie ekoprojektu (2009/125/EY), Południowa Finlandia Helsinki-Vantaa TRY 2012 r.

Rys. 11.7. Specyfikacja techniczna wybranej centrali wentylacyjnej

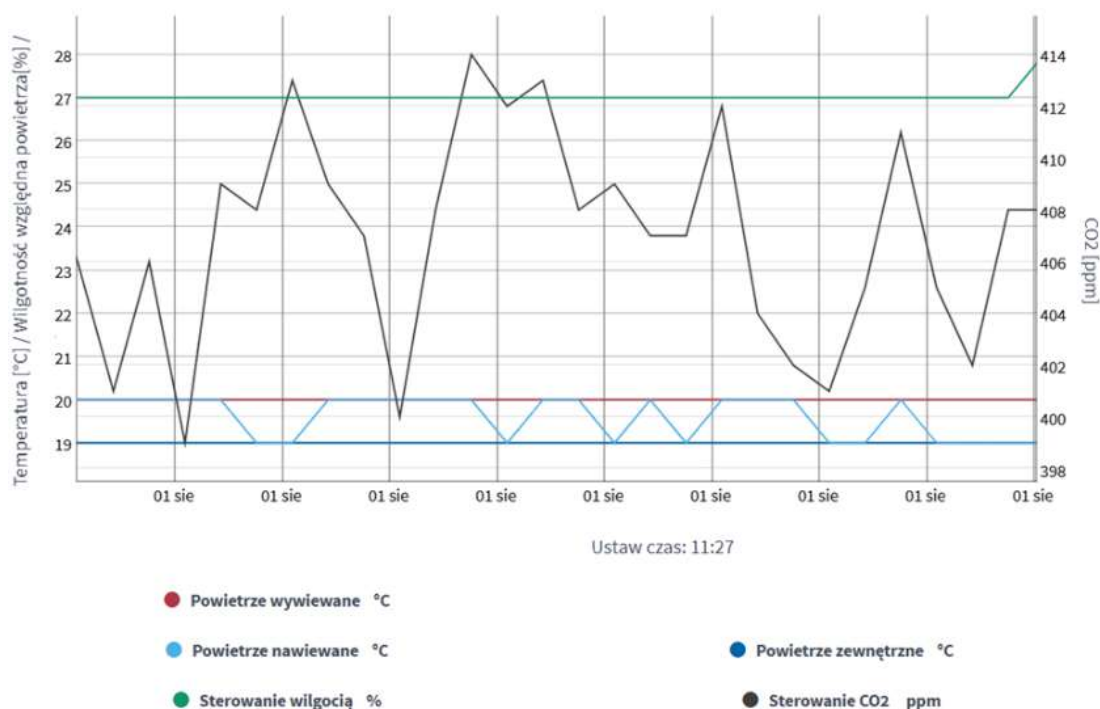
Sterowanie wybraną do budowy urządzenia centralą wentylacyjną realizowane jest za pośrednictwem dedykowanego portalu internetowego, umożliwiającego konfigurację trybów pracy, parametrów nawiewu oraz monitorowanie warunków wewnętrznych. Interfejs użytkownika umożliwia wybór jednego z predefiniowanych trybów (np. „W domu”, „Poza domem”, „Booster”, „Niestandardowy”), w których możliwe jest indywidualne ustawienie prędkości wentylatora, temperatury nawiewanego powietrza, a także aktywacja sterowania wilgotnością względną oraz stężeniem dwutlenku węgla (CO₂). W przypadku prezentowanego przykładu system pracuje w trybie „W domu”

z prędkością wentylatora 10 l/s i temperaturą nawiewu 25 °C, przy jednoczesnym odzysku ciepła i wyłączonych funkcjach sterowania wilgotnością oraz CO₂ (Rys. 11.8).



Rys. 11.8. Dedykowany interfejs online, służący do sterowania centralą wentylacyjną

Prezentowany wykres stanowi przykład wykorzystania systemu monitorującego do kontroli działania centrali nawiewno-wywiewnej z odzyskiem ciepła w warunkach rzeczywistych (Rys. 11.9). Pomiar przeprowadzono w dniu 1 sierpnia 2024 r. w budynku Wydziału Inżynierii Produkcji SGGW.



Rys. 11.9. Podgląd parametrów pracy centrali wentylacyjnej w czasie rzeczywistym

Czarna linia pokazuje zawartość dwutlenku węgla (CO_2) w powietrzu, wyrażoną w ppm (prawa oś: 398 – 414 ppm). Zawartość dwutlenku węgla waha się w granicach ~400 – 410 ppm. Zielona linia to sterowanie wilgotnością (wyrażone w %). Wilgotność jest prawie stałą wartością ~26 – 27 % i oznaczona jest na skale po lewej stronie (skala współdzielona). Jasnoniebieska linia to temperatura powietrza nawiewanego (wyrażona w $^{\circ}\text{C}$, skala po lewej stronie, współdzielona). Wartość oscyluje cyklicznie w granicach wartości 19 - 20 $^{\circ}\text{C}$. Czerwona linia to temperatura powietrza wywiewanego (wyrażona w $^{\circ}\text{C}$, skala po lewej stronie, współdzielona). Stanowi stałą wartość 20 $^{\circ}\text{C}$. Ciemnoniebieska linia to wartość temperatury powietrza zewnętrznego (wyrażona w $^{\circ}\text{C}$, skala po lewej stronie, współdzielona). Temperatura powietrza zewnętrznego wynosi 19 $^{\circ}\text{C}$.

Centrala wentylacyjna firmy VALLOX, model 096 MV L umożliwia sterowanie wentylatorem powietrza nawiewanego i wywiewanego w zakresie przepływów od 18 do 360 m^3/h . Odpowiada to wartościom prędkości w zakresie od 0,42 do 8,15 m/s . Tabela (Tab. 11.1) pokazuje podane przez producenta moce wentylatora powietrza z odpowiadającymi im wartościami przepływów powietrza (wyrażonymi w m^3/h) oraz prędkościami powietrza (wyrażonymi w m/h oraz m/s). Tabela przedstawia również wartości środkowe każdego z przedziałów oraz wartości wybrane do symulacji w rozdziale 10.3 niniejszej rozprawy.

Tab. 11.1. Moc wentylatora powietrza

Moc (%)	Przepływ (m ³ /h)	Prędkość (m/h)	Prędkość (m/s)	Wartość środkowa (m/s)	Wartość przyjęta do symulacji SolidWorks (m/s)
10 %	18 – 60	1 466 – 4 889 m/h	0,41 – 1,36 m/s	0,86 m/s	-
20 %	36 – 96	2 933 – 7 828 m/h	0,82 – 2,18 m/s	1,50 m/s	1,50 m/s
30 %	54 – 132	4 399 – 10 758 m/h	1,22 – 2,99 m/s	2,11 m/s	-
40 %	72 – 156	5 866 – 12 711 m/h	1,63 – 3,53 m/s	2,58 m/s	2,60 m/s
50 %	96 – 180	7 828 – 14 664 m/h	2,18 – 4,07 m/s	3,123 m/s	-
60 %	120 – 216	9 782 – 17 604 m/h	2,72 – 4,89 m/s	3,81 m/s	3,80 m/s
70 %	144 – 252	11 745 – 20 535 m/h	3,26 – 5,70 m/s	4,48 m/s	-
80 %	180 – 288	14 664 – 23 475 m/h	4,07 – 6,52 m/s	5,30 m/s	5,30 m/s
90 %	216 – 324	17 604 – 26 403 m/h	4,89 – 7,33 m/s	6,11 m/s	-

Do budowy systemu kanałów wentylacyjnych wykorzystano kanały wentylacyjne z blachy ocynkowanej (sztywne), okrągłe o średnicy 150 mm. Układ chłodniczy prototypu zbudowany został jako klasyczny obieg sprężarkowy. Wymienniki ciepła (grzebieniowy parownik i grzebieniowa część skraplacza) zostały wykonane z miedzi, a ich konstrukcja została zespolona przy wykorzystaniu trwałego połączenia metalu – lutowania twardego. Skraplacz składa się z dwóch sekcji – jednej innowacyjnej, grzebieniowej konstrukcji, wykonanej z miedzi, umieszczonej w kanale wentylacyjnym oraz drugiej zintegrowanej z układem centralnej wody użytkowej, będącej wymiennikiem płytowym. Rurociągi chłodnicze zostały wykonane z rur miedzianych, lutowanych twarzo, o średnicy 6,35 mm (1/4”) – rurociągi cieczowe oraz 9,52 mm (3/8”) – rurociągi gazowe. Sprężarka zainstalowana w układzie chłodniczym, zgodnie z założeniami konstrukcyjnymi i projektem, jest sprężarką rotacyjną o szerokiej kopercie pracy. Wybrano urządzenie typu GMCC firmy Area Cooling Solutions wraz z falownikiem Invertek. Wykorzystano zawór rozprężny firmy Danfoss typu ETS 6

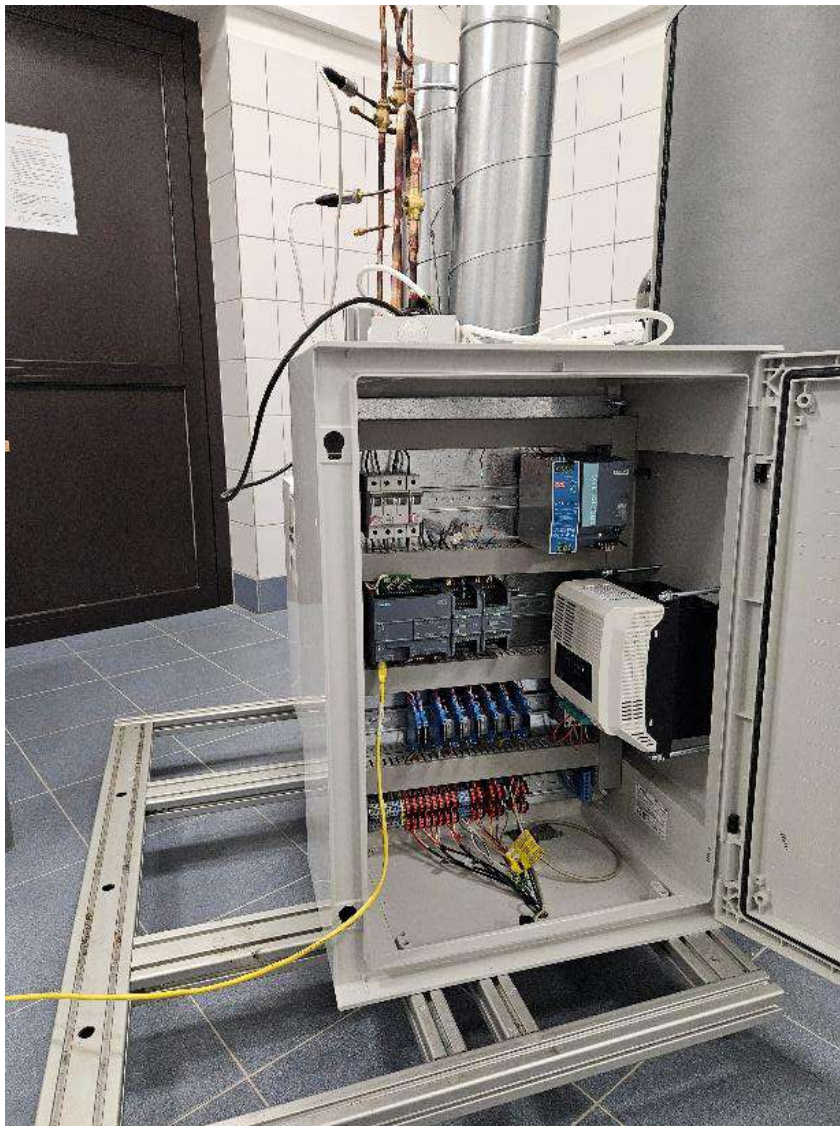
z silnikiem krokowym przeznaczonym do małych układów z czynnikami chłodniczymi HFC i HCFC oraz zawory kulowe regulujące przepływ czynnika chłodniczego pomiędzy poszczególnymi sekcjami dzielonego skraplacza. Na rysunku (Rys. 11.10) przedstawiono kompletne, prototypowe urządzenie.



Rys. 11.10. Prototypowa instalacja hybrydowej pompy ciepła

Układ regulacji pracą układu chłodniczego urządzenia bazuje na sterowniku PLC S7-1200, który rozszerzono o dodatkowe moduły wejść i wyjść analogowych umożliwiających podłączenie przetworników ciśnienia oraz czujników temperatury. Do pomiaru temperatury czynnika chłodniczego oraz powietrza zastosowano termorezystancyjne przetworniki temperatury PT1000 wykonane w klasie a w układzie czteroprzewodowym, które podłączono do dedykowanych modułów wejść analogowych typu RTD. Takie rozwiązanie umożliwia kompensację rezystancji przewodu łączącego organ pomiarowy przetwornika z modułem. Do pomiaru ciśnienia zastosowano przetworniki firmy Carel o zakresie pomiarowym 0-40 bar, które podłączono do modułu

wejść analogowych w pętli napięciowej o zakresie 0-10 VDC. (Rys. 11.11). Ze względu na fakt, iż hybrydowa pomp ciepła bazuje na trójfazowej sprężarce z silnikiem z magnesami trwałymi do regulacji jej wydajności zastosowano trójfazowy falownik Area Cooling wyposażony w wejście analogowe o zakresie 0-10 VDC. W celu zapewnienia dokładnej regulacji stopnia przegrzewu czynnika chłodniczego w układzie chłodniczym zastosowano silnikowy zawór rozprężny Danfossa. Jako element wykonawcze niezbędne do sterowania pracą zaworu zastosowano 8 przekaźników typu SSR, które podłączono do wyjść cyfrowych sterownika PLC. Do pomiaru zużytej przez sprężarkę energii elektrycznej zastosowano licznik energii elektrycznej z wyjściem impulsowym o rozdzielczości 1000 impulsów/kWh, które podłączono do wejścia cyfrowego sterownika.



Rys. 11.11. Układ automatycznej regulacji

Głównym wyzwaniem pod względem sterowania pracą układu chłodniczego było opracowanie algorytmu pracy urządzenia. Do regulacji sprężarki oraz zaworu rozprężnego zastosowano regulację ciągłą bazującą na regulatorach PI. Jednym z problemów z jakimi napotkano się, była konieczność digitalizacji sygnału analogowego do postaci cyfrowej, co było warunkiem koniecznym realizacji sterowania zaworem rozprężnym bazującym na silniku krokowym. Praca urządzenia była monitorowana. Do wizualizacji i archiwizacji danych pomiarowych zastosowano program SCADA. Dane pomiarowe były próbkowane z okresem 1 sekundy.

Przed uruchomieniem urządzenia niezbędne było również skonfigurowanie falownika sterującego wydajnością sprężarki. Nastawy falownika dokonane zostały z wykorzystaniem oprogramowania Area Cooling Software Studio.

11.3 Wyniki badań eksploatacyjnych jednostki pilotażowej

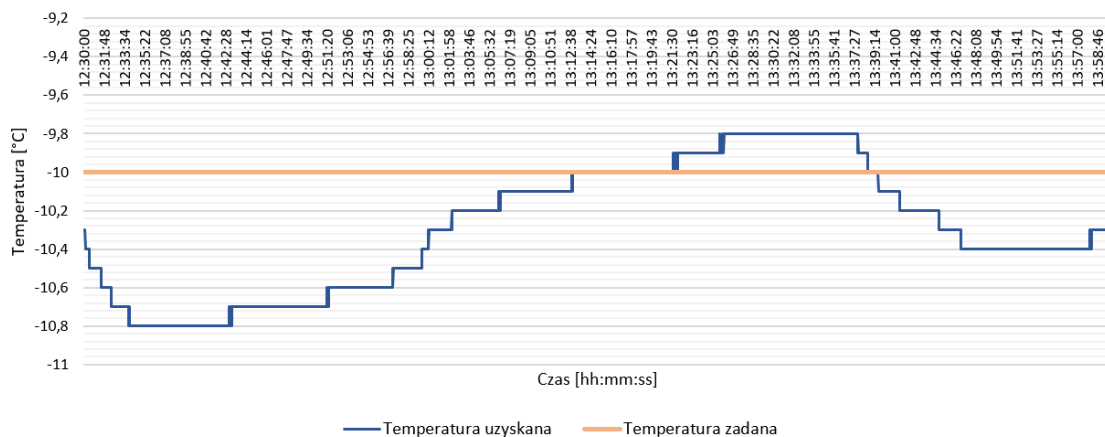
Eksperymenty wykonano na zbudowanym prototypie hybrydowej pompy ciepła z rzeczywistym przepływem powietrza wentylacyjnego w kanałach. Temperatury powietrza nawiewanego zadano w komorze klimatycznej, co pozwoliło na kontrolowaną symulację warunków eksploatacyjnych (Rys. 11.12).



Rys. 11.12. Badania eksploatacyjne hybrydowego urządzenia grzewczego

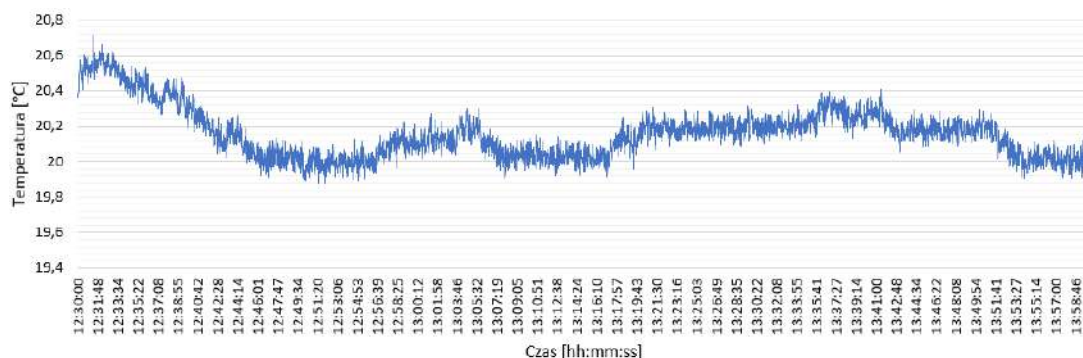
Badania eksploatacyjne przeprowadzono dla przepływu powietrza wentylacyjnego równego $150 \text{ m}^3/\text{h}$. Dokonano analizy trzech przypadków: dla powietrza nawiewanego do rekuperatora o temperaturze $-10 \text{ }^\circ\text{C}$, $0 \text{ }^\circ\text{C}$ oraz $10 \text{ }^\circ\text{C}$. Wybrane punkty pomiarowe odpowiadają punktom pomiarowym analizowanym w badaniach teoretycznych.

Wykres (Rys. 11.13) przedstawia wartości temperatur nawiewanych do rekuperatora pompy ciepła. Zadana temperatura wynosiła $-10 \text{ }^\circ\text{C}$. Pomiar trwał 80 minut, a wartości rejestrowano co 1 s. Średnia wartość temperatury nawiewanej do rekuperatora wynosiła $-10,21 \text{ }^\circ\text{C}$.



Rys. 11.13. Wartości temperatury nawiewanej do rekuperatora pompy ciepła przy zadanej temperaturze zewnętrznej $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$

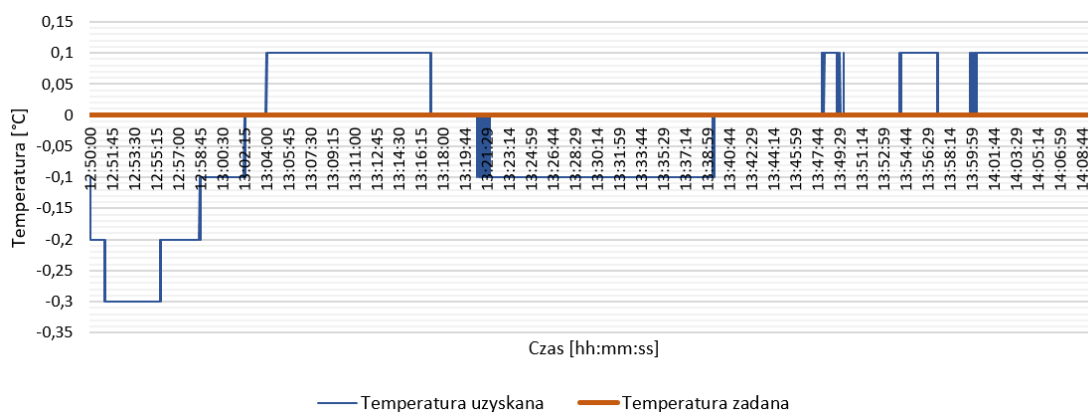
Wykres (Rys. 11.14) przedstawia wartości temperatur nawiewanych do pomieszczenia mieszkalnego, po procesie odzysku ciepła w rekuperatorze i ogrzaniu przez skraplacz pompy ciepła. Wyznaczono średnią wartość temperatury nawiewanej do pomieszczenia przez 80 minut trwania badania równą $20,08\text{ }^{\circ}\text{C}$.



Rys. 11.14. Wartości temperatury nawiewanej do pomieszczenia przy zadanej temperaturze zewnętrznej $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$

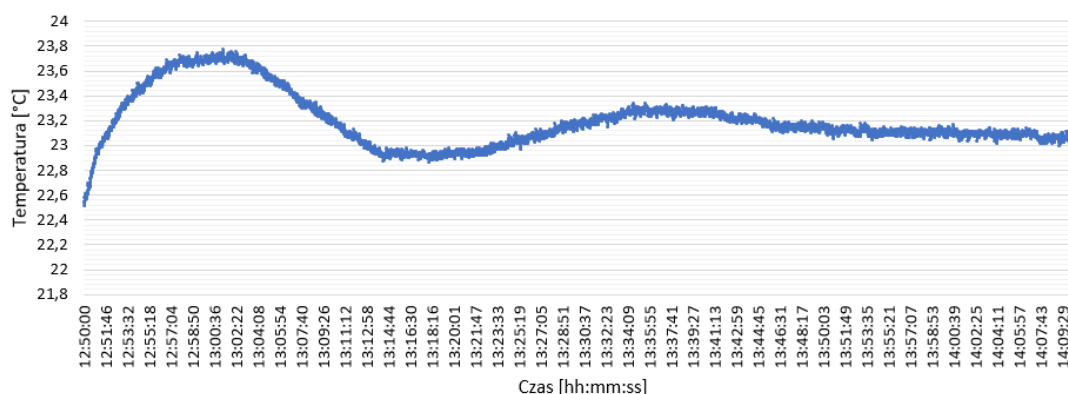
Wyznaczono również wartości mocy skraplacza pompy ciepła oraz współczynniki COP. Średnia moc skraplacza dla pomiaru to $301,61\text{ W}$, a średnia wartość współczynnika COP wynosi $2,81$.

Wykres (Rys. 11.13) przedstawia wartości temperatur nawiewanych do rekuperatora pompy ciepła. Zadana temperatura wynosiła $0\text{ }^{\circ}\text{C}$. Pomiar trwał 80 minut, a wartości rejestrowano co 1 s. Średnia wartość temperatury nawiewanej do rekuperatora wynosiła $-0,02\text{ }^{\circ}\text{C}$.



Rys. 11.15. Wartości temperatury nawiewanej do rekuperatora pompy ciepła przy zadanej temperaturze zewnętrznej 0 °C

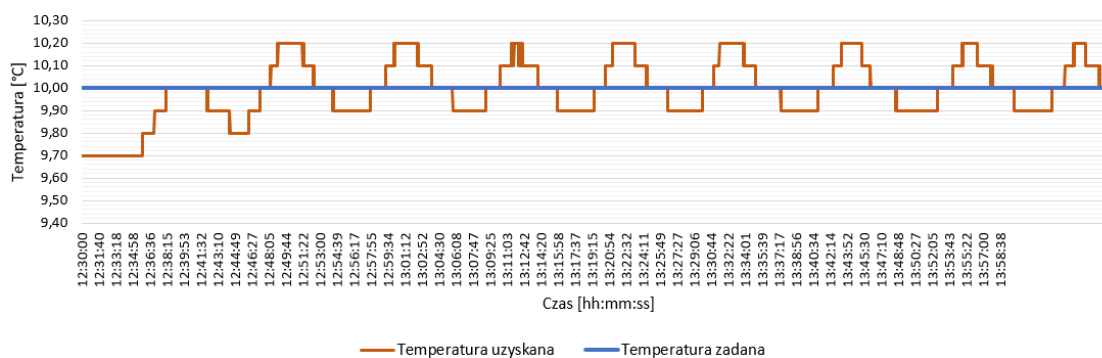
Wykres (Rys. 11.14) przedstawia wartości temperatur nawiewanych do pomieszczenia mieszkalnego, po procesie odzysku ciepła w rekuperatorze i ogrzaniu przez skraplacz pompy ciepła. Wyznaczono średnią wartość temperatury nawiewanej do pomieszczenia przez 80 minut trwania badania równą 23,19 °C.



Rys. 11.16. Wartości temperatury nawiewanej do pomieszczenia przy zadanej temperaturze zewnętrznej 0 °C

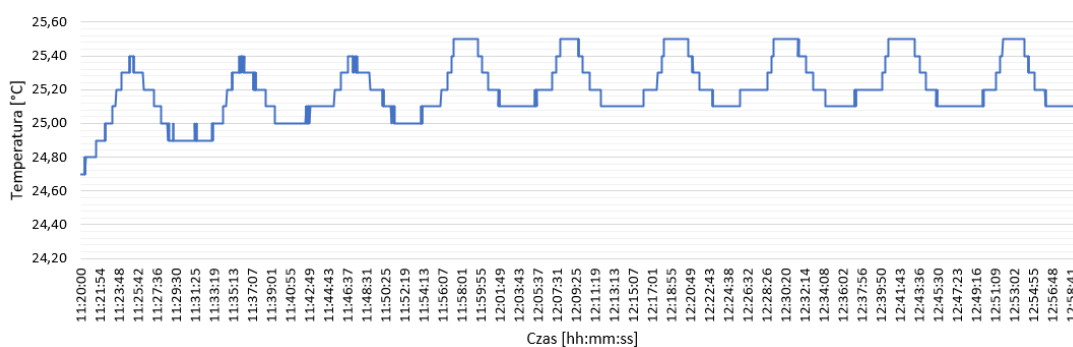
Wyznaczono również wartości mocy skraplacza pompy ciepła oraz współczynniki COP. Średnia moc skraplacza dla pomiaru to 326,17 W, a średnia wartość współczynnika COP wynosi 3,44.

Wykres (Rys. 11.13) przedstawia wartości temperatur nawiewanych do rekuperatora pompy ciepła. Zadana temperatura wynosiła 10 °C. Pomiar trwał 80 minut, a wartości rejestrowano co 1 s. Średnia wartość temperatury nawiewanej do rekuperatora wynosiła 9,99 °C.



Rys. 11.17. Wartości temperatury nawiewanej do rekuperatora pompy ciepła przy zadanej temperaturze zewnętrznej 10 °C

Wykres (Rys. 11.14) przedstawia wartości temperatur nawiewanych do pomieszczenia mieszkalnego, po procesie odzysku ciepła w rekuperatorze i ogrzaniu przez skraplacz pompy ciepła. Wyznaczono średnią wartość temperatury nawiewanej do pomieszczenia przez 80 minut trwania badania równą 25,20 °C.



Rys. 11.18. Wartości temperatury nawiewanej do pomieszczenia przy zadanej temperaturze zewnętrznej 10 °C

Wyznaczono również wartości mocy skraplacza pompy ciepła oraz współczynniki COP. Średnia moc skraplacza dla pomiaru to 351,75 W, a średnia wartość współczynnika COP wynosi 4,14.

W tabeli (Tab. 11.2) przedstawiono zbiorcze wyniki badania pilotażowej jednostki w warunkach laboratoryjnych.

Tab. 11.2. Zbiorne wyniki badania jednostki pilotażowej w warunkach laboratoryjnych

Średnia wartość temperatury nawiewanej do rekuperatora [°C]	Średnia wartość temperatury nawiewanej do pomieszczenia [°C]	Średnia wartość mocy skraplacza [W]	Średnia wartość COP [-]
-10,21	20,08	301,61	2,81
-0,02	23,19	326,17	3,44
9,99	25,20	351,75	4,14

W celu oceny zgodności modelu symulacyjnego z rzeczywistą pracą układu porównano wyniki badań laboratoryjnych (Tab. 11.2) z wynikami analiz uzyskanych w środowisku MATLAB&Simulink (Tab. 11.3). Do porównania wykorzystano trzy punkty pracy odpowiadające temperaturom powietrza nawiewanego do rekuperatora: -10 °C , 0 °C oraz 10 °C . Analizie poddano trzy wielkości charakterystyczne: temperaturę powietrza nawiewanego do pomieszczenia, moc skraplacza oraz wartość współczynnika COP.

Tab. 11.3. Zbiorne wyniki badania hybrydowej pompy ciepła w warunkach symulacyjnych

Wartość temperatury nawiewanej do rekuperatora [°C]	Wartość temperatury nawiewanej do pomieszczenia [°C]	Wartość mocy skraplacza [W]	Wartość COP [-]
-10	21,85	456,43	3,41
0	24,10	460,80	4,72
10	26,44	512,73	6,29

W zakresie temperatur nawiewanych do pomieszczenia wyniki pomiarów laboratoryjnych okazały się niższe od wartości uzyskanych z modelu symulacyjnego we wszystkich punktach pracy (Tab. 11.4). Dla temperatury -10 °C różnica wyniosła $1,77\text{ °C}$, co odpowiada błędowi względnemu rzędu około $8,8\%$. W przypadku temperatury 0 °C błąd zmniejszył się do niespełna 4% , natomiast dla 10 °C ponownie wzrósł do blisko 5% . Mimo tych odchyłeń model prawidłowo oddaje kierunek zmian - wzrost temperatury nawiewanego powietrza powoduje wzrost temperatury nawiewanej do pomieszczenia zgodnie z badaniami symulacyjnymi.

Tab. 11.4. Porównanie temperatur nawiewanych do pomieszczenia

Temperatura nawiewana do rekuperatora [°C]	Wartość w badaniach laboratoryjnych [°C]	Wartość w badaniach symulacyjnych [°C]	Różnica [°C]	Błąd względny [%]
-10	20,08	21,85	+1,77	8,81 %
0	23,19	24,10	+0,91	3,92 %
10	25,20	26,44	+1,24	4,92 %

Większe rozbieżności zaobserwowano w przypadku mocy skraplacza (Tab. 11.5). Model symulacyjny przewidywał wartości wyższe od uzyskanych eksperymentalnie średnio o 41-51 %. Dla najniższej temperatury wyniki symulacji przewyższały pomiary o 154 W, natomiast dla 10 °C różnica ta osiągnęła 161 W.

Tab. 11.5. Porównanie mocy skraplacza

Temperatura nawiewana do rekuperatora [°C]	Wartość w badaniach laboratoryjnych [°C]	Wartość w badaniach symulacyjnych [°C]	Różnica [°C]	Błąd względny [%]
-10	301,61	456,43	+154,82	51,34 %
0	326,17	460,80	+134,63	41,28 %
10	351,75	512,73	+161,0	45,76 %

Wyniki przekładają się bezpośrednio na wartość współczynnika COP, który w obliczeniach symulacyjnych osiągał wartości od 21 % do niemal 52 % wyższe niż w pomiarach laboratoryjnych (

Tab. 11.6). Najmniejszą różnicę odnotowano przy temperaturze -10 °C, natomiast najwyższą przy temperaturze 10 °C, co wskazuje, że wraz z poprawą warunków pracy urządzenia model symulacyjny coraz silniej przeszacowuje sprawność układu. Wynika to z faktu pominięcia strat mechanicznych, elektrycznych oraz strat związanych z nieidealnym sprężaniem czynnika w badaniach symulacyjnych. W warunkach laboratoryjnych straty te są nieuniknione, co prowadzi do wartości COP niższych od teoretycznych.

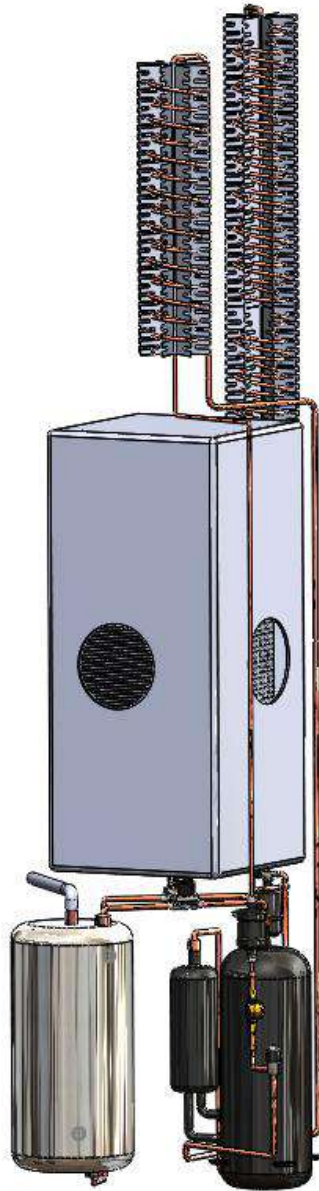
Tab. 11.6. Porównanie współczynnika COP

Temperatura nawiewana do rekuperatora [°C]	Wartość w badaniach laboratoryjnych [°C]	Wartość w badaniach symulacyjnych [°C]	Różnica [°C]	Błąd względny [%]
-10	2,81	3,41	+0,60	21,35 %
0	3,44	4,72	+1,28	37,21 %
10	4,14	6,29	+2,15	51,93 %

Pomimo występujących różnic w zbadanych wartościach, zgodność kierunku zmian wszystkich analizowanych wielkości pozostaje zachowana. W badaniach laboratoryjnych jednostki pilotażowej oraz w symulacjach teoretycznych, wzrost temperatury powietrza nawiewanego do rekuperatora prowadzi do zwiększenia temperatury powietrza kierowanego do pomieszczenia, wzrostu mocy skraplacza oraz wzrostu współczynnika COP. Różnice wynikają przede wszystkim ze strat występujących w zbudowanej jednostce pilotażowej, których nie obejmuje uproszczona struktura modelu teoretycznego. Dotyczą one wymiany ciepła w wymienniku oraz rzeczywistej charakterystyki pracy sprężarki, obciążonej stratami mechanicznymi, elektrycznymi oraz cieplnymi. Badania laboratoryjne hybrydowej sprężarkowej pompy ciepła potwierdzają poprawność działania układu. Urządzenie wymaga jednak optymalizacji, w szczególności w zakresie poprawy efektywności wymiany ciepła w skraplaczu, zanim zostanie wykorzystane jako wzorzec konstrukcyjny urządzenia docelowego.

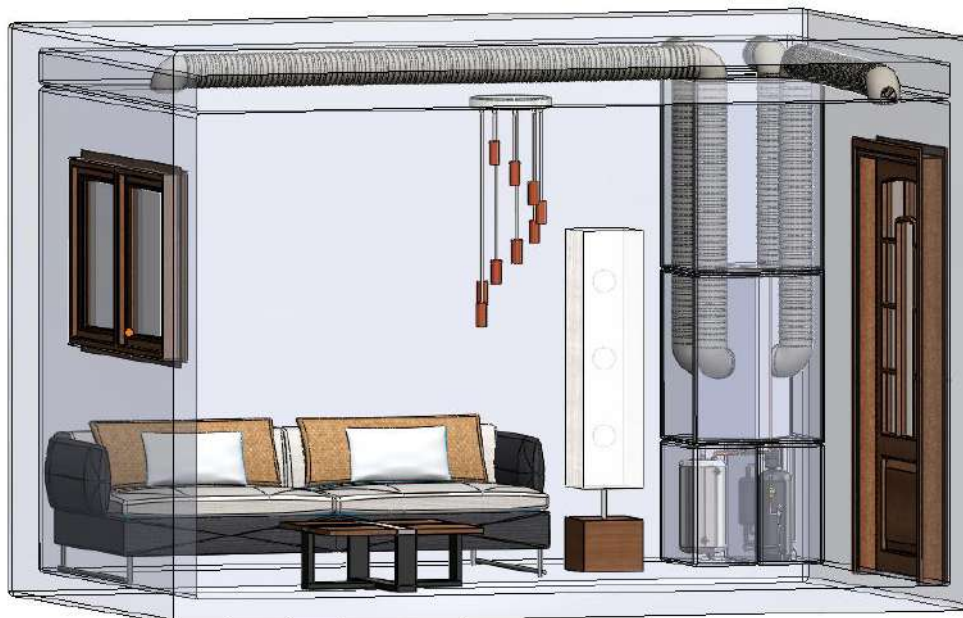
12 Wizualizacja zaprojektowanego hybrydowego urządzenia

Zaprojektowana hybrydowa pompa ciepła została zwizualizowana w oprogramowaniu SolidWorks. Rysunek (Rys. 12.1) pokazuje kompletne urządzenie, składające się z części chłodniczej, wentylacyjnej oraz innowacyjny wymiennik ciepła, instalowany w kanale wentylacji mechanicznej. Wizualizacja przedstawia również przekrój urządzenia, na którym widać rekuperator wentylacji mechanicznej oraz dzielony skraplacz, łączący funkcję podgrzewania powietrza wentylacyjnego oraz ciepłej wody użytkowej. Rysunek techniczny hybrydowej pompy ciepła przedstawiono w Załączniku 14.24.



Rys. 12.1. Wizualizacja zaprojektowanego urządzenia

Do urządzenia zaprojektowano również system kanałów wentylacyjnych nawiewo-wywiewnych i umieszczono w pomieszczeniu mieszkalnym, będącym częścią budynku modelowego (Rys. 12.2).



Rys. 12.2. Wizualizacja urządzenia przyłączone do systemu kanałów wentylacyjnych

Urządzenie znajduje się w kompaktowej obudowie, a jej rozmiary pozwalają na instalację urządzenia w lokalu budynku wielorodzinnego (Rys. 12.3).



Rys. 12.3. Wizualizacja urządzenia w mieszkaniu referencyjnym

13 Podsumowanie i wnioski

Przeprowadzona rozprawa miała na celu opracowanie konstrukcji urządzenia grzewczego w postaci sprężarkowej pompy ciepła, zdolnego do zapewnienia pełnego pokrycia obciążenia cieplnego wynikającego z centralnego ogrzewania oraz przygotowania ciepłej wody użytkowej w indywidualnym lokalu mieszkalnym w budynku wielorodzinnym. Realizacja celu wymagała przeprowadzenia wieloaspektowych analiz teoretycznych oraz eksperymentalnych, zgodnie z przyjętą metodyką badawczą, obejmującą projektowanie, symulacje oraz testy eksploatacyjne. Wyniki pracy jednoznacznie potwierdzają postawioną hipotezę badawczą i wskazują na możliwość opracowania efektywnego i bezpiecznego urządzenia tego typu.

Podstawowa hipoteza, zakładająca możliwość zaprojektowania konstrukcji pompy ciepła spełniającej wymogi cieplne dla wskazanego lokalu, została zweryfikowana pozytywnie. Na podstawie przeprowadzonych badań teoretycznych oraz eksperymentalnych opracowano urządzenie, które cechuje się wydajnością pozwalającą na pokrycie zapotrzebowania na ciepło zarówno w zakresie ogrzewania, jak i przygotowania ciepłej wody użytkowej. Kluczowe było połączenie odpowiednich parametrów wymiany ciepła, optymalizacji konstrukcyjnej wymiennika oraz minimalizacji ryzyka związanego z zastosowaniem palnych czynników chłodniczych. Opracowany model wykazał wysoką efektywność pracy w realnych warunkach eksploatacyjnych, co potwierdzono w badaniach na rzeczywistym układzie.

W toku realizacji rozprawy doktorskiej i prowadzonych badań naukowych osiągnięto wszystkie postawione cele naukowe:

- opracowanie modelu wymiennika ciepła - zaprojektowano wymiennik ciepła o geometrii zoptymalizowanej pod kątem niezbędnej wydajności chłodniczej. W procesie projektowania uwzględniono zarówno wymagania funkcjonalne, jak i ograniczenia techniczne wynikające z dostępnej przestrzeni montażowej w indywidualnym lokalu mieszkalnym budynku wielorodzinnego,
- analiza parametrów konstrukcyjnych wymiennika - przeprowadzono szczegółową analizę materiałową oraz geometryczną wymiennika. Dobór materiału o wysokiej przewodności cieplnej oraz optymalizacja konstrukcji ścianek i powierzchni wymiany ciepła pozwoliły na uzyskanie odpowiednich parametrów pracy,

- analiza przepływu czynnika i wymiany ciepła w różnych warunkach pracy - zbadano zachowanie wymiennika w szerokim zakresie warunków pracy, analizując wpływ przepływu czynnika chłodniczego oraz powietrza wentylacyjnego na wydajność cieplną. Wyniki symulacji numerycznych przeprowadzonych w oprogramowaniu SOLIDWORKS oraz obliczeń cieplno-przepływowych wykazały zgodność z założeniami projektowymi,
- minimalizacja napełnienia układu czynnikiem palnym – toku prowadzonych badań naukowych zastosowano podejście minimalizujące ilość czynnika chłodniczego w układzie, bez negatywnego wpływu na wydajność urządzenia. Zastosowanie odpowiednio zoptymalizowanego wymiennika pozwoliło na osiągnięcie wymaganego bilansu cieplnego przy minimalnym obciążeniu środowiskowym i zwiększonym bezpieczeństwie eksploatacji.

Zakres pracy obejmował zarówno analizę techniczną budynku referencyjnego, jak i projektowanie, obliczenia oraz testy eksploatacyjne. Wykonano szczegółowy audyt energetyczny i obliczono zapotrzebowanie cieplne budynku oraz mieszkania referencyjnego. W oparciu o te dane określono szczegółowe założenia konstrukcyjne wymiennika ciepła. Model wymiennika opracowano w programie SOLIDWORKS 2021, uwzględniając optymalizację geometrii pod kątem efektywności cieplnej i przepływowej. Obliczenia cieplno-przepływowe oraz analiza CFD dostarczyły istotnych informacji na temat parametrów pracy urządzenia. Finalnie przeprowadzono testy eksploatacyjne, które wykazały zgodność uzyskanych wyników z założeniami teoretycznymi.

Rozprawa doktorska potwierdziła, że możliwe jest zaprojektowanie i zbudowanie efektywnej sprężarkowej pompy ciepła, zdolnej do pokrycia zapotrzebowania cieplnego w warunkach budynku wielorodzinnego. Opracowane urządzenie spełnia wymagania funkcjonalne i eksploatacyjne, charakteryzując się jednocześnie wysoką efektywnością, bezpieczeństwem i niskim wpływem na środowisko. Uzyskane wyniki mają istotne znaczenie praktyczne i mogą znaleźć zastosowanie w dalszym rozwoju technologii pomp ciepła przeznaczonych do zastosowań indywidualnych. Przeprowadzona analiza teoretyczna oraz wyniki badań doświadczalnych w pełni realizują cele pracy i potwierdzają postawioną hipotezę badawczą.

Na podstawie uzyskanych rezultatów sformułowano następujące wnioski szczegółowe:

1. Opracowana konstrukcja hybrydowego urządzenia grzewczego bazującego na współpracy sprężarkowej pompy ciepła z centralą wentylacyjną – rekuperatorem,

zapewnia pokrycie obciążenia cieplnego z tytułu centralnego ogrzewania i przygotowania ciepłej wody użytkowej w indywidualnym lokalu budynku wielorodzinnego.

2. Zastosowanie naturalnego, ekologicznego czynnika chłodniczego R290 w porównaniu z czynnikiem R410a pozwala na przekazanie większej mocy przy tej samej powierzchni wymiany ciepła wymiennika. Dla tych samych warunków pracy wymiennika jako parownika w badaniach symulacyjnych w zależności od punktu pracy uzyskano wzrost mocy chłodniczej w przedziale 23 % ÷ 77 %. Zastosowanie czynnika R290 umożliwia zmniejszenie powierzchni wymiany ciepła wymiennika do 50 % przy jednoczesnym ograniczeniu napełnienia układu chłodniczego czynnikiem, bez utraty mocy chłodniczej.
3. W przypadku lamelowego wymiennika ciepła przy zastosowaniu czynnika R290 w porównaniu z czynnikami z grupy HFC możliwe jest zwiększenie rozstawu między lamelami (redukcja powierzchni wymiany ciepła) przy zachowaniu wymaganej mocy chłodniczej, co w znacznym stopniu zredukuje szronienie parownika, a tym samym zmniejszy energochłonny proces jego oszraniania.
4. Redukcja masy czynnika chłodniczego w układzie możliwa jest przez zastosowanie wymiennika mikrokanałowego. Kształt mikrokanałów w mikrokanałowym wymienniku ciepła ma znaczący wpływ na efektywność wymiany ciepła. Zastosowanie mikrokanałów o regularnym przekroju sześciokątnym i o falistych ściankach umożliwia dwukrotne zwiększenie intensywności wymiany ciepła w skraplaczu w porównaniu z powszechnie stosowanymi mikrokanałami o przekroju kwadratowym i kołowym.
5. W przypadku opracowanej konstrukcji grzebieniowego wymiennika ciepła dla analizowanych w badaniach symulacyjnych punktów pracy możliwe jest uzyskanie 1 kW mocy chłodniczej z 121 g czynnika R290, a w przypadku skraplacza możliwe jest uzyskanie 1 kW z 245 g czynnika R290.
6. Zastosowanie zaawansowanych modeli obliczeniowych i symulacyjnych umożliwia oszacowanie całkowitej przewodności cieplnej wymienników ciepła na różnych poziomach szczegółowości. W środowisku Matlab&Simulink, wyznaczone wartości całkowitej przewodności cieplnej wyniosły 500 W/K dla parownika oraz 50 W/K dla niskotemperaturowej części skraplacza. Symulacje CFD w oprogramowaniu SolidWorks, również wykazały większą intensywność

wymiany ciepła w przypadku parownika: 5,39 kW/K niż w przypadku skraplacza: 0,85 kW/K.

7. Spełnienie warunków technicznych WT2021 oprócz zastosowania ekologicznego źródła ciepła w postaci sprężarkowej pompy ciepła i wentylacji mechanicznej z odzyskiem ciepła wymaga zastosowania wysokiej izolacyjności przegród budowlanych. W analizowanym przypadku wartość współczynnika EP przy zastosowaniu pompy ciepła i wentylacji mechanicznej z odzyskiem ciepła dla budynku wynosiła 76,1 kWh/(m²·rok), a dla lokalu referencyjnego 67,9 kWh/(m²·rok). Termomodernizacja budynku przez dostosowanie współczynników przenikania przegród do wymagań WT2021 umożliwiła osiągnięcie dla analizowanego rozwiązania współczynnika EP na poziomie 64,9 kWh/(m²·rok) dla budynku, a dla lokalu referencyjnego 60,1 kWh/(m²·rok).
8. Istnieje znacząca korelacja pomiędzy wydajnością wentylatorów wentylacji mechanicznej, a wydajnością objętościową sprężarki hybrydowej pompy ciepła. Z przeprowadzonych badań symulacyjnych wynika, że w zależności od punktu pracy i wydajności objętościowej sprężarki w funkcji wydajności wentylatorów, wartość współczynnika COP mieściła się w granicach od 2,48 do 7,2. W celu zapewnienia wysokiej sprawności urządzenia niezbędne jest opracowanie i wdrożenie układu automatycznej regulacji umożliwiającego płynną regulację wydajności objętościowej sprężarki i wentylatorów rekuperatora.
9. Badania laboratoryjne w wybranych punktach pracy hybrydowej sprężarkowej pompy ciepła potwierdziły możliwość pokrycia zapotrzebowania na ciepło indywidualnego modelowego lokalu mieszkalnego budynku wielorodzinnego. Wartość współczynnika COP w porównaniu z wynikami otrzymanymi w badaniach symulacyjnych była niższa i zawierała się w przedziale od 2,81 do 4,14 dla temperatur zewnętrznych w granicach od -10 °C do 10 °C.

Zaprojektowana hybrydowa sprężarkowa pompa ciepła osiąga wymagane parametry eksploatacyjne w zakresie zapewnienia komfortu cieplnego.

14 Załączniki

Załącznik 14.1. Przekrój budynku

Załącznik 14.2. Świadectwo charakterystyki energetycznej lokalu referencyjnego – świadectwo 1

Załącznik 14.3. Świadectwo charakterystyki energetycznej budynku referencyjnego – świadectwo 2

Załącznik 14.4. Rzut piętra

Załącznik 14.5. Rzut mieszkania

Załącznik 14.6. Obliczenia ciepłne budynku i lokalu referencyjnego

Załącznik 14.7. Analiza wariantowa budynku referencyjnego – wariant 1

Załącznik 14.8. Analiza wariantowa budynku referencyjnego – wariant 2

Załącznik 14.9. Analiza wariantowa budynku referencyjnego – wariant 3

Załącznik 14.10. Analiza wariantowa budynku referencyjnego – wariant 4

Załącznik 14.11. Analiza wariantowa budynku referencyjnego – wariant 5

Załącznik 14.12. Analiza wariantowa budynku referencyjnego – wariant 6

Załącznik 14.13. Analiza wariantowa budynku referencyjnego – wariant 7

Załącznik 14.14. Analiza wariantowa budynku referencyjnego – wariant 8

Załącznik 14.15. Analiza wariantowa budynku referencyjnego – wariant 9

Załącznik 14.16. Analiza wariantowa budynku referencyjnego – wariant 10

Załącznik 14.17. Analiza wariantowa budynku referencyjnego – wariant 10 – budynek zgodny z WT2021

Załącznik 14.18. Analiza wariantowa budynku referencyjnego – wariant 10 – lokal zgodny z WT2021

Załącznik 14.19. Analiza wydajności rekuperatora strony pierwotnej i wtórnej dla różnych wartości przepływu powietrza

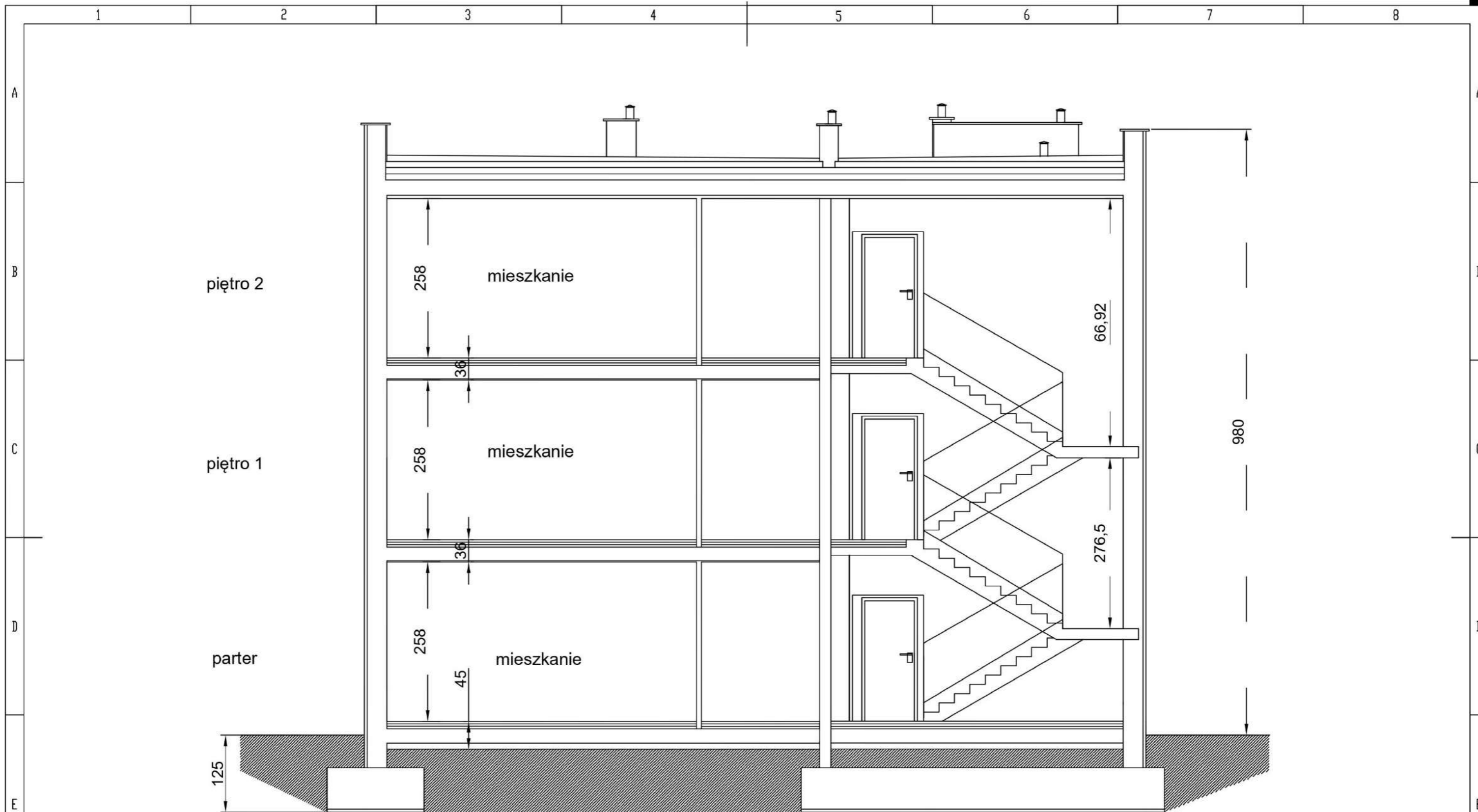
Załącznik 14.20. Wyniki symulacji pracy zaprojektowanego hybrydowego urządzenia (CO)

Załącznik 14.21. Wyniki symulacji pracy zaprojektowanego hybrydowego urządzenia (CO+CWU)

Załącznik 14.22. Lamelowy wymiennik ciepła

Załącznik 14.23. Grzebieniowy wymiennik ciepła

Załącznik 14.24. Hybrydowa pompa ciepła



	IMIE I NAZWISKO	DATA	TYTUL:	
WYK.	mgr inż. Anna Choma	16.08.2025	Przekrój budynku	
SPRAWDZ.	dr hab. inż. Paweł Obstawski, prof. SGGW	16.08.2025		
Szkoła Główna Gospodarstwa Wiejskiego w Warszawie			NR RYSUNKU	SKALA
			1	1:6
				A3 1/1

**ŚWIADECTWO CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ
CZĘŚCI BUDYNKU
Grupa M2**

NUMER ŚWIADECTWA¹⁾

1

OCENIANA CZĘŚĆ BUDYNKU

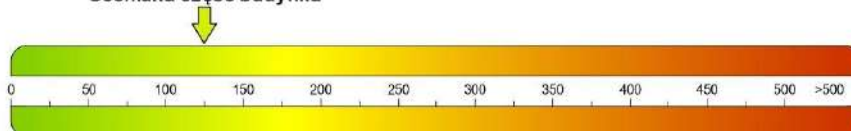
RODZAJ BUDYNKU ²⁾	Mieszkalny
PRZEZNACZENIE BUDYNKU ³⁾	Wielorodzinny
ADRES BUDYNKU	Warszawa, ul. Skarbka z gór 23a
BUDYNEK, O KTÓRYM MOWA W ART 3 UST.2 USTAWY ⁴⁾	Nie
ROK ODDANIA DO UŻYTKOWANIA BUDYNKU ⁵⁾	2009
METODA WYZNACZANIA CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ ⁶⁾	Metoda obliczeniowa
POWIERZCHNIA POMIESZCZEŃ O REGULOWANEJ TEMPERATURZE POWIETRZA (POWIERZCHNIA OGRZEWANA LUB CHŁODZONA) A _f [m ²] ⁷⁾	56,44
POWIERZCHNIA UŻYTKOWA CZĘŚCI BUDYNKU [m ²]	56,44
WAŻNE DO ⁸⁾	21 Grudnia 2035
STACJA METEOROLOGICZNA, WEDŁUG KTÓREJ DANYCH OBLICZANA JEST CHARAKTERYSTYKA ENERGETYCZNA ⁹⁾	Warszawa Okęcie

OCENA CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ CZĘŚCI BUDYNKU¹⁰⁾

WSKAŹNIK CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ	OCENIANA CZĘŚĆ BUDYNKU
WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ UŻYTKOWĄ	EU = 69,9 kWh/(m ² ·rok)
WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ KOŃCOWĄ ¹¹⁾	EK = 110,5 kWh/(m ² ·rok)
WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA NIEODNAWIALNĄ ENERGIĘ PIERWOTNĄ ¹²⁾	EP = 125,3 kWh/(m ² ·rok)
JEDNOSTKOWA WIELKOŚĆ EMISJI CO ₂	E _{CO2} = 0,024 t CO ₂ /(m ² ·rok)
UDZIAŁ ODNAWIALNYCH ŹRÓDEŁ ENERGII W ROCZNYM ZAPOTRZEBOWANIU NA ENERGIĘ KOŃCOWĄ	U _{oZE} = 0,0 %

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA NIEODNAWIALNĄ ENERGIĘ PIERWOTNĄ EP [kWh/(m²·rok)]

Oceniana część budynku



OBLICZENIOWA ROCZNA ILOŚĆ ZUŻYWANEGO NOŚNIKA ENERGII LUB ENERGII PRZEZ CZĘŚĆ BUDYNKU¹³⁾

SYSTEM TECHNICZNY	RODZAJ NOŚNIKA ENERGII LUB ENERGII	ILOŚĆ NOŚNIKA ENERGII LUB ENERGII	JEDNOSTKA/(m ² ·rok)
OGRZEWACZY	Gaz ziemny - wartość opałowa z RMŚ 12.09.2008.	5,547	m ³
	Energia elektryczna.	1,361	kWh
PRZYGOTOWANIA CIEPŁEJ WODY UŻYTKOWEJ	Gaz ziemny - wartość opałowa z RMŚ 12.09.2008.	5,855	m ³
	Energia elektryczna.	0,613	kWh
CHŁODZENIA			

SPORZĄDZAJĄCY ŚWIADECTWO

IMIĘ I NAZWISKO	Anna Choma	PODPIS I PIECZĄTKA
NR WPISU DO WYKAZU ¹⁴⁾	1234	
DATA WYSTAWIENIA	21 Grudnia 2025	

PODSTAWOWE PARAMETRY TECHNICZNO-UZYTKOWE CZĘŚCI BUDYNKU

LICZBA KONDYGNACJI CZĘŚCI BUDYNKU	3
KUBATURA CZĘŚCI BUDYNKU [m ³]	145,6
KUBATURA CZĘŚCI BUDYNKU O REGULOWANEJ TEMPERATURZE POWIETRZA [m ³]	145,6
PODZIAŁ POWIERZCHNI UZYTKOWEJ CZĘŚCI BUDYNKU ¹⁵⁾	MIESZKALNA: 100,0% NIEMIESZKALNA: 0,0%
TEMPERATURY WEWNĘTRZNE W CZĘŚCI BUDYNKU W ZALEŻNOŚCI OD STREF OGRZEWANYCH CZĘŚCI BUDYNKU	20/24°C
RODZAJ KONSTRUKCJI BUDYNKU	Tradycyjna

PRZEGRODY CZĘŚCI BUDYNKU	NAZWA PRZEGRODY	OPIS PRZEGRODY	WSPÓŁCZYNNIK PRZENIKANIA CIEPŁA PRZEGRODY U [W/m ² ·K]	
			UZYSKANY	WYMAGANY ¹⁵⁾
	DW	Drzwi wewnętrzne	2,000	
	DW_M	Drzwi wewnętrzne L×H= 90,0×200,0 cm	2,000	
	O_115	Okno zewnętrzne L×H= 115,0×120,0 cm	0,900	0,900
	O_190	Okno zewnętrzne L×H= 190,0×120,0 cm	0,900	0,900
	O_285	Okno zewnętrzne L×H= 285,0×200,0 cm	0,900	0,900
	PG_K	Podłoga na gruncie 45,0 cm	0,172	0,300
	PG_P	Podłoga na gruncie 45,0 cm	0,176	0,300
	STR_K	Strop ciepło do góry 36,0 cm	0,482	
	STR_P	Strop ciepło do góry 36,0 cm	0,517	
	SW_12	Ściana wewnętrzna 12,0 cm	2,414	
	SW_18	Ściana wewnętrzna 18,0 cm	2,032	1,000
	SW_8	Ściana wewnętrzna 8,0 cm	0,681	
	SZ_37	Ściana zewnętrzna 37,0 cm	0,260	0,200

SYSTEM OGRZEWANIA ¹⁶⁾	ELEMENTY SKŁADOWE SYSTEMU	OPIS	ŚREDNIA SEZONOWA SPRAWNOŚĆ
	WYTWARZANIE CIEPŁA	KOCIOŁ GAZOWY KONDENSACYJNY - do 50 kW (55/45°C)	0,94
	PRZESYŁ CIEPŁA	OGRZEWANIE CENTRALNE WODNE - z lokalnego źródła ciepła usytuowanego w ogrzewanym budynku - z zaizolowanymi przewodami, armaturą i urządzeniami - w pomieszczeniach ogrzewanych	0,96
	AKUMULACJA CIEPŁA	BRAK ZASOBNIKA BUFOROWEGO	1,00
	REGULACJA I WYKORZYSTANIE CIEPŁA	OGRZEWANIE WODNE - grzejniki członowe/plytowe - z regulacją centralną - i miejscową (zakres P - 1 K)	0,89

SYSTEM PRZYGOTOWANIA CIEPŁEJ WODY UZYTKOWEJ ¹⁶⁾	ELEMENTY SKŁADOWE SYSTEMU	OPIS	ŚREDNIA ROCZNA SPRAWNOŚĆ
	WYTWARZANIE CIEPŁA	Kotły niskotemperaturowe - o mocy do 50 kW	0,83
	PRZESYŁ CIEPŁA	CENTRALNE PRZYGOTOWANIE - obiegi izolowane - małe instalacje do 30 punktów poboru	0,70
	AKUMULACJA CIEPŁA	Zasobnik w systemie c.w.u. wyprodukowany po 2005 r.	0,85

SYSTEM CHŁODZENIA ¹⁶⁾	ELEMENTY SKŁADOWE SYSTEMU	OPIS	ŚREDNIA SEZONOWA SPRAWNOŚĆ
	WYTWARZANIE CHŁODU		
	PRZESYŁ CHŁODU		
	AKUMULACJA CHŁODU		
	REGULACJA I WYKORZYSTANIE CHŁODU		

WENTYLACJA

SYSTEM WBUDOWANEJ INSTALACJI OŚWIETLENIA ^{17), 18)}

INNE ISTOTNE DANE DOTYCZĄCE CZĘŚCI BUDYNKU

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ UŻYTKOWĄ EU [kWh/(m²·rok)] ¹⁷⁾

	OGRZEWANIE I WENTYLACJA	CIEPŁA WODA UŻYTKOWA	CHŁODZENIE	OŚWIETLENIE WBUDOWANE	SUMA
[kWh/(m ² ·rok)]	42,4	27,5			69,9
UDZIAŁ [%]	60,6	39,4			100,0
WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ UŻYTKOWĄ EU:				69,9 kWh/(m²·rok)	

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ KOŃCOWĄ EK [kWh/(m²·rok)] ¹⁷⁾

RODZAJ NOŚNIKA ENERGII LUB ENERGII	OGRZEWANIE I WENTYLACJA	CIEPŁA WODA UŻYTKOWA	CHŁODZENIE	OŚWIETLENIE WBUDOWANE ¹⁸⁾	SUMA
PALIWA - Gaz ziemny	52,8	55,7	0,0		108,5
SIEĆ ELEKTROENERGETYCZNA SYSTEMOWA - Energia elektryczna	1,4	0,6	0,0		2,0
SUMA [kWh/(m ² ·rok)]	54,2	56,4			110,5
UDZIAŁ [%]	49,0	51,0			100,0

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ KOŃCOWĄ EK: 110,5 kWh/(m²·rok)

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA NIEODNAWIALNĄ ENERGIĘ PIERWOTNĄ EP [kWh/(m²·rok)] ¹⁷⁾

RODZAJ NOŚNIKA ENERGII LUB ENERGII	OGRZEWANIE I WENTYLACJA	CIEPŁA WODA UŻYTKOWA	CHŁODZENIE	OŚWIETLENIE WBUDOWANE ¹⁸⁾	SUMA
PALIWA - Gaz ziemny	58,1	61,3	0,0		119,4
SIEĆ ELEKTROENERGETYCZNA SYSTEMOWA - Energia elektryczna	4,1	1,8	0,0		5,9
SUMA [kWh/(m ² ·rok)]	62,2	63,2			125,3
UDZIAŁ [%]	49,6	50,4			100,0

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA NIEODNAWIALNĄ ENERGIĘ PIERWOTNĄ EP: 125,3 kWh/(m²·rok)

ZALECENIA DOTYCZĄCE OPLĄCALNEJ EKONOMICZNIE I WYKONALNEJ TECHNICZNIE POPRAWY CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ CZĘŚCI BUDYNKU W ZAKRESIE¹⁹⁾:

- 1) PRZEGRÓD BUDYNKU W PRZYPADKU PLANOWANIA ROBÓT BUDOWLANYCH POLEGAJĄCYCH NA OCIEPLENIU BUDYNKU, OBEJMUJĄCYCH PONIAD 25% POWIERZCHNI PRZEGRÓD ZEWNĘTRZNYCH TEGO BUDYNKU
Bez uwag
- 2) SYSTEMÓW TECHNICZNYCH W BUDYNKU LUB CZĘŚCI BUDYNKU W PRZYPADKU PLANOWANIA ROBÓT BUDOWLANYCH POLEGAJĄCYCH NA OCIEPLENIU BUDYNKU, OBEJMUJĄCYCH PONIAD 25% POWIERZCHNI PRZEGRÓD ZEWNĘTRZNYCH TEGO BUDYNKU
Bez uwag
- 3) PRZEGRÓD BUDYNKU NIEZALEŻNIE OD PLANOWANYCH ROBÓT BUDOWLANYCH, O KTÓRYCH MOWA W PKT 1
Bez uwag
- 4) SYSTEMÓW TECHNICZNYCH W BUDYNKU LUB CZĘŚCI BUDYNKU NIEZALEŻNIE OD PLANOWANYCH ROBÓT BUDOWLANYCH, O KTÓRYCH MOWA W PKT 2
Bez uwag
- 5) INNYCH UWAG DOTYCZĄCYCH POPRAWY CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ BUDYNKU (W TYM WSKAZANIE, GDZIE MOŻNA UZYSKAĆ SZCZEGÓŁOWE INFORMACJE DOTYCZĄCE OPLĄCALNOŚCI EKONOMICZNEJ ZALECEŃ ZAWARTYCH W ŚWIADECTWIE ORAZ INFORMACJĘ DOTYCZĄCĄ DZIAŁAŃ, JAKIE NALEŻY PODJAĆ W CELU WYPEŁNIENIA ZALECEŃ)
Bez uwag

OBJAŚNIENIA

- ¹ Nr świadectwa w wykazie świadectw charakterystyki energetycznej, nadany w systemie teleinformatycznym, w którym jest prowadzony centralny rejestr charakterystyki energetycznej budynków, o którym mowa w art. 31 ust. 1 pkt 3 ustawy z dnia 29 sierpnia 2014 r. o charakterystyce energetycznej budynków (Dz. U. z 2018 r. poz. 1984 z późn. zm.).
- ² Rodzaj budynku: mieszkalny, zamieszkania zbiorowego, użyteczności publicznej, rekreacji indywidualnej, gospodarczy, produkcyjny, magazynowy.
- ³ Należy określić zgodnie z przepisami wydanymi na podstawie art. 7 ust. 2 pkt 1 ustawy z dnia 7 lipca 1994 r. – Prawo budowlane (Dz. U. z 2019 r. poz. 1186, z późn. zm.), zwanymi dalej „przepisami techniczno-budowlanymi”, np. budynek przeznaczony na potrzeby opieki zdrowotnej.
- ⁴ Budynek, o którym mowa w art. 3 ust. 2 ustawy z dnia 29 sierpnia 2014 r. o charakterystyce energetycznej budynków: tak / nie.
- ⁵ Dotyczy budynku oddanego do użytkowania.
- ⁶ Należy wpisać: metoda obliczeniowa albo metoda zużyciowa.
- ⁷ Jest to ogrzewana lub chłodzona powierzchnia kondygnacji netto wyznaczana według Polskiej Normy dotyczącej właściwości użytkowych w budownictwie – określanie i obliczanie wskaźników powierzchniowych i kubaturowych.
- ⁸ Świadectwo charakterystyki energetycznej traci ważność po upływie terminu wskazanego w tym świadectwie albo w przypadku, o którym mowa w art. 14 ust. 2 ustawy z dnia 29 sierpnia 2014 r. o charakterystyce energetycznej budynków.
- ⁹ Należy wypełnić w przypadku metody obliczeniowej.
- ¹⁰ Charakterystyka energetyczna części budynku jest określana na podstawie wyznaczenia wartości wskaźnika rocznego zapotrzebowania na nieodnawialną energię pierwotną EP niezbędnego do zaspokojenia potrzeb energetycznych części budynku w zakresie ogrzewania, wentylacji, chłodzenia, oświetlenia i przygotowania ciepłej wody użytkowej oraz porównania wartości współczynnika przenikania ciepła przegród U w części budynku z wartością współczynnika wynikającą z przepisów techniczno-budowlanych.
W przypadku części budynku w budynku nowo wznoszonym uzyskane wartości współczynników przenikania ciepła przegród U nie powinny przekraczać wartości wynikających z przepisów techniczno-budowlanych.
- ¹¹ Roczne zapotrzebowanie na energię końcową oraz nieodnawialną energię pierwotną przez system wbudowanej instalacji oświetlenia nie wyznacza się w przypadku budynku mieszkalnego i lokalu mieszkalnego.
- ¹² Metoda obliczeniowa odnosi się do standardowego sposobu użytkowania i standardowych warunków klimatycznych, natomiast metoda zużyciowa odnosi się do faktycznego sposobu użytkowania części budynku, w związku z czym mogą wystąpić różnice w wynikach końcowych między obliczeniami sporządzonymi tymi metodami. W przypadku korzystania z metody obliczeniowej, z uwagi na standardowy sposób użytkowania, uzyskane wartości obliczeniowej rocznej ilości zużywanego nośnika energii lub energii nie pozwalają wnioskować o rzeczywistym zużyciu energii w części budynku; wartości te są przybliżone.
- ¹³ Wykaz, o którym mowa w art. 31 ust. 1 pkt 1 ustawy z dnia 29 sierpnia 2014 r. o charakterystyce energetycznej budynków.
- ¹⁴ Podział powierzchni użytkowej (np. część mieszkalna: ... m², część garażowa: ... m², część usługowa: ... m², część techniczna: ... m²).
- ¹⁵ Wymagania dotyczące wartości współczynnika przenikania ciepła przegród U powinny być spełnione jedynie w przypadku części budynku w budynku nowo wznoszonym.
- ¹⁶ W przypadku kilku systemów technicznych lub podsystemów w systemach technicznych tabelę należy dostosować.
- ¹⁷ Wartości rocznego zapotrzebowania na energię użytkową, energię końcową i nieodnawialną energię pierwotną odpowiednio dla systemu ogrzewania, systemu przygotowania ciepłej wody użytkowej, systemu chłodzenia, systemu wbudowanej instalacji oświetlenia i dla urządzeń pomocniczych odniesione do powierzchni A. Wartości rocznego zapotrzebowania na energię pomocniczą końcową i nieodnawialną energię pierwotną dla urządzeń pomocniczych systemów technicznych odniesione do powierzchni A₁ należy wykazać w odpowiednich polach dotyczących celu ich zużycia.
- ¹⁸ Wypełnienie jest obowiązkowe, chyba że nie ma sensownej możliwości takiej poprawy w porównaniu z obowiązującymi wymaganiami zawartymi w przepisach techniczno-budowlanych.

UWAGI

1. Niniejsze świadectwo charakterystyki energetycznej zostało wydane na podstawie oceny charakterystyki energetycznej części budynku zgodnie z przepisami ustawy z dnia 29 sierpnia 2014 r. o charakterystyce energetycznej budynków oraz rozporządzenia Ministra Infrastruktury i Rozwoju z dnia 27 lutego 2015 r. w sprawie metodologii wyznaczania charakterystyki energetycznej budynku lub części budynku oraz świadectw charakterystyki energetycznej (Dz. U. poz. 376, z późn. zm.).
2. Roczne zapotrzebowanie na energię w świadectwie charakterystyki energetycznej jest wyrażane przez roczne zapotrzebowanie na nieodnawialną energię pierwotną, energię końcową oraz energię użytkową. Dane do obliczeń określa się na podstawie budowlanej dokumentacji technicznej lub obmiaru budynku istniejącego i przyjmuje się standardowy albo faktyczny sposób użytkowania, w zależności od wybranej metody obliczania.
3. Roczne zapotrzebowanie na nieodnawialną energię pierwotną uwzględnia obok energii końcowej dodatkowe nakłady nieodnawialnej energii pierwotnej na dostarczenie do budynku każdego wykorzystanego nośnika energii lub energii. Uzyskane niskie wartości wskazują na nieznaczne zapotrzebowanie na energię i tym samym wysoką efektywność energetyczną części budynku i zużycie energii chroniące zasoby naturalne i środowisko.
4. Roczne zapotrzebowanie na energię końcową określa roczną ilość energii dostarczaną do części budynku dla systemów: ogrzewania, chłodzenia, przygotowania ciepłej wody użytkowej oraz wbudowanej instalacji oświetlenia. Zapotrzebowanie na energię końcową jest to ilość energii, która powinna być dostarczona do części budynku przy standardowym lub faktycznym sposobie użytkowania z uwzględnieniem wszystkich strat, aby zapewnić utrzymanie temperatury wewnętrznej, której wartość została określona w przepisach techniczno-budowlanych, niezbędną wentylację, oświetlenie oraz przygotowanie ciepłej wody użytkowej. Niskie wartości sygnalizują wysokosprawne systemy techniczne i wysoką efektywność energetyczną części budynku.
5. Roczne zapotrzebowanie na energię użytkową określa:
 - a) w przypadku ogrzewania – energię przenoszoną z części budynku do jej otoczenia przez przenikanie lub z powietrzem wentylacyjnym, pomniejszoną o zyski ciepła,
 - b) w przypadku chłodzenia – zyski ciepła pomniejszone o energię przenoszoną z części budynku do jej otoczenia przez przenikanie lub z powietrzem wentylacyjnym,
 - c) w przypadku przygotowania ciepłej wody użytkowej – energię przenoszoną z części budynku do jego otoczenia ze ściekami.
 Niskie wartości sygnalizują bardzo dobrą charakterystykę energetyczną przegród, niewielkie straty ciepła przez wentylację oraz optymalne zarządzanie zyskami słonecznymi.

ŚWIADECTWO CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ BUDYNKU

NUMER ŚWIADECTWA¹⁾

2

BUDYNEK OCENIANY

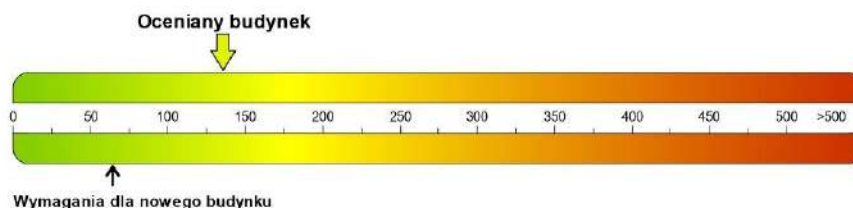
RODZAJ BUDYNKU ²⁾	Mieszkalny
PRZEZNACZENIE BUDYNKU ³⁾	Wielorodzinny
ADRES BUDYNKU	Warszawa, ul. Skarbka z gór 23a
BUDYNEK, O KTÓRYM MOWA W ART. 3 UST. 2 USTAWY ⁴⁾	Nie
ROK ODDANIA DO UŻYTKOWANIA BUDYNKU ⁵⁾	2009
METODA WYZNACZANIA CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ ⁶⁾	Metoda obliczeniowa
POWIERZCHNIA POMIESZCZEŃ O REGULOWANEJ TEMPERATURZE POWIETRZA (POWIERZCHNIA OGRZEWANA LUB CHŁODZONA) A _f [m ²] ⁷⁾	464,15
POWIERZCHNIA UŻYTKOWA [m ²]	434,67
WAŻNE DO ⁸⁾	21 Grudnia 2035
STACJA METEOROLOGICZNA, WEDŁUG KTÓREJ DANYCH OBLICZANA JEST CHARAKTERYSTYKA ENERGETYCZNA ⁹⁾	Warszawa Okęcie



OCENA CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ BUDYNKU¹⁰⁾

WSKAŹNIK CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ	OCENIANY BUDYNEK	WYMAGANIA DLA NOWEGO BUDYNKU WEDŁUG PRZEPISÓW TECHNICZNO-BUDOWLANYCH
WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ UŻYTKOWĄ	EU = 78,0 kWh/(m ² ·rok)	
WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ KOŃCOWĄ ¹¹⁾	EK = 120,4 kWh/(m ² ·rok)	
WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA NIEODNAWIALNĄ ENERGIĘ PIERWOTNĄ ¹¹⁾	EP = 136,1 kWh/(m ² ·rok)	EP = 65,0 kWh/(m ² ·rok)
JEDNOSTKOWA WIELKOŚĆ EMISJI CO ₂	E _{CO2} = 0,026 t CO ₂ /(m ² ·rok)	
UDZIAŁ ODNAWIALNYCH ŹRÓDEŁ ENERGII W ROCZNYM ZAPOTRZEBOWANIU NA ENERGIĘ KOŃCOWĄ	U _{0ZE} = 0,0 %	

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA NIEODNAWIALNĄ ENERGIĘ PIERWOTNĄ EP [kWh/(m²·rok)]



OBLICZENIOWA ROCZNA ILOŚĆ ZUŻYWANEGO NOŚNIKA ENERGII LUB ENERGII PRZEZ BUDYNEK¹²⁾

SYSTEM TECHNICZNY	RODZAJ NOŚNIKA ENERGII LUB ENERGII	ILOŚĆ NOŚNIKA ENERGII LUB ENERGII	JEDNOSTKA/(m ² ·rok)
OGRZEWACZY	Gaz ziemny - wartość opałowa z RMS 12.09.2008.	6,597	m ³
	Energia elektryczna.	1,287	kWh
PRZYGOTOWANIA CIEPŁEJ WODY UŻYTKOWEJ	Gaz ziemny - wartość opałowa z RMS 12.09.2008.	5,855	m ³
	Energia elektryczna.	0,613	kWh
CHŁODZENIA			

SPORZĄDZAJĄCY ŚWIADECTWO

IMIĘ I NAZWISKO	Anna Choma	PODPIS I PIECZĄTKA
NR WPISU DO WYKAZU ¹³⁾	1234	
DATA WYSTAWIENIA ŚWIADECTWA	21 Grudnia 2025	

PODSTAWOWE PARAMETRY TECHNICZNO-UZYTKOWE BUDYNKU

LICZBA KONDYGNACJI BUDYNKU	3
KUBATURA BUDYNKU [m ³]	1281,3
KUBATURA BUDYNKU O REGULOWANEJ TEMPERATURZE POWIETRZA [m ³]	1281,3
PODZIAŁ POWIERZCHNI UŻYTKOWEJ BUDYNKU ¹⁴⁰⁾	MIESZKALNA: 100,0% NIEMIESZKALNA: 0,0%
TEMPERATURY WEWNĘTRZNE W BUDYNKU W ZALEŻNOŚCI OD STREF OGRZEWANYCH	8/20/24°C
RODZAJ KONSTRUKCJI BUDYNKU	Tradycyjna

PRZEGRODY BUDYNKU	NAZWA PRZEGRODY	OPIS PRZEGRODY	WSPÓLCZYNNIK PRZENIKANIA CIEPŁA PRZEGRODY U [W/m ² ·K]	
			UZYSKANY	WYMAGANY ¹⁴²⁾
	D	Dach 51,0 cm	0,250	0,150
	DW	Drzwi wewnętrzne	2,000	
	DW_M	Drzwi wewnętrzne L×H= 90,0×200,0 cm	2,000	
	DZ	Drzwi zewnętrzne L×H= 130,0×200,0 cm	1,300	1,300
	O_115	Okno zewnętrzne L×H= 115,0×120,0 cm	0,900	0,900
	O_190	Okno zewnętrzne L×H= 190,0×120,0 cm	0,900	0,900
	O_285	Okno zewnętrzne L×H= 285,0×200,0 cm	0,900	0,900
	PG_K	Podłoga na gruncie 45,0 cm	0,172	0,300
	PG_P	Podłoga na gruncie 45,0 cm	0,176	0,300
	STR_K	Strop ciepło do góry 36,0 cm	0,482	
	STR_P	Strop ciepło do góry 36,0 cm	0,517	
	SW_12	Ściana wewnętrzna 12,0 cm	2,414	
	SW_18	Ściana wewnętrzna 18,0 cm	2,032	1,000
	SW_8	Ściana wewnętrzna 8,0 cm	0,681	
	SZ_37	Ściana zewnętrzna 37,0 cm	0,260	0,200

SYSTEM OGRZEWANIA ¹⁴⁰⁾	ELEMENTY SKŁADOWE SYSTEMU	OPIS	ŚREDNIA SEZONOWA SPRAWNOŚĆ
	WYTWARZANIE CIEPŁA	KOCIOŁ GAZOWY KONDENSACYJNY - do 50 kW (55/45°C)	0,94
	PRZESYŁ CIEPŁA	OGRZEWANIE CENTRALNE WODNE - z lokalnego źródła ciepła usytuowanego w ogrzewanym budynku - z zaizolowanymi przewodami, armaturą i urządzeniami - w pomieszczeniach ogrzewanych	0,96
	AKUMULACJA CIEPŁA	BRĄK ZASOBNIKA BUFOROWEGO	1,00
	REGULACJA I WYKORZYSTANIE CIEPŁA	OGRZEWANIE WODNE - grzejniki członowe/płytkowe - z regulacją centralną - i miejscową (zakres P - 1 K)	0,89

SYSTEM PRZYGOTOWANIA CIEPŁEJ WODY UŻYTKOWEJ ¹⁴⁰⁾	ELEMENTY SKŁADOWE SYSTEMU	OPIS	ŚREDNIA ROCZNA SPRAWNOŚĆ
	WYTWARZANIE CIEPŁA	Kotły niskotemperaturowe - o mocy do 50 kW	0,83
	PRZESYŁ CIEPŁA	CENTRALNE PRZYGOTOWANIE - oblegi izolowane - małe instalacje do 30 punktów poboru	0,70
	AKUMULACJA CIEPŁA	Zasobnik w systemie c.w.u. wyprodukowany po 2005 r.	0,85

SYSTEM CHŁODZENIA ¹⁴⁰⁾	ELEMENTY SKŁADOWE SYSTEMU	OPIS	ŚREDNIA SEZONOWA SPRAWNOŚĆ
	WYTWARZANIE CHŁODU		
	PRZESYŁ CHŁODU		
	AKUMULACJA CHŁODU		
	REGULACJA I WYKORZYSTANIE CHŁODU		

WENTYLACJA

SYSTEM WBUDOWANEJ INSTALACJI OŚWIETLENIA ^{141), 146)}

INNE ISTOTNE DANE DOTYCZĄCE BUDYNKU

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ UŻYTKOWĄ EU [kWh/(m²·rok)]¹⁷⁾

	OGRZEWANIE I WENTYLACJA	CIEPŁA WODA UŻYTKOWA	CHŁODZENIE	OŚWIETLENIE WBUDOWANE	SUMA
[kWh/(m ² ·rok)]	50,4	27,5	0,0		78,0
UDZIAŁ [%]	64,7	35,3	0,0		100,0

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ UŻYTKOWĄ EU:

78,0 kWh/(m²·rok)WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ KOŃCOWĄ EK [kWh/(m²·rok)]¹⁷⁾

RODZAJ NOŚNIKA ENERGII LUB ENERGII	OGRZEWANIE I WENTYLACJA	CIEPŁA WODA UŻYTKOWA	CHŁODZENIE	OŚWIETLENIE WBUDOWANE ¹³⁾	SUMA
PALIWA - Gaz ziemny	62,8	55,7	0,0		118,5
SIEĆ ELEKTROENERGETYCZNA SYSTEMOWA - Energia elektryczna	1,3	0,6	0,0		1,9
SUMA [kWh/(m ² ·rok)]	64,1	56,4	0,0		120,4
UDZIAŁ [%]	53,2	46,8	0,0		100,0

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ KOŃCOWĄ EK:

120,4 kWh/(m²·rok)WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA NIEODNAWIALNĄ ENERGIĘ PIERWOTNĄ EP [kWh/(m²·rok)]¹⁷⁾

RODZAJ NOŚNIKA ENERGII LUB ENERGII	OGRZEWANIE I WENTYLACJA	CIEPŁA WODA UŻYTKOWA	CHŁODZENIE	OŚWIETLENIE WBUDOWANE ¹³⁾	SUMA
PALIWA - Gaz ziemny	69,1	61,3	0,0		130,4
SIEĆ ELEKTROENERGETYCZNA SYSTEMOWA - Energia elektryczna	3,9	1,8	0,0		5,7
SUMA [kWh/(m ² ·rok)]	72,9	63,2	0,0		136,1
UDZIAŁ [%]	53,6	46,4	0,0		100,0

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA NIEODNAWIALNĄ ENERGIĘ PIERWOTNĄ EP:

136,1 kWh/(m²·rok)ZALECENIA DOTYCZĄCE OPLĄCALNEJ EKONOMICZNIE I WYKONALNEJ TECHNICZNIE POPRAWY CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ BUDYNKU W ZAKRESIE¹⁸⁾:

1) PRZEGRÓD BUDYNKU W PRZYPADKU PLANOWANIA ROBÓT BUDOWLANYCH POLEGAJĄCYCH NA OCIEPLENIU BUDYNKU, OBEJMUJĄCYCH PONAD 25% POWIERZCHNI PRZEGRÓD ZEWNĘTRZNYCH TEGO BUDYNKU

Bez uwag

2) SYSTEMÓW TECHNICZNYCH W BUDYNKU W PRZYPADKU PLANOWANIA ROBÓT BUDOWLANYCH POLEGAJĄCYCH NA OCIEPLENIU BUDYNKU, OBEJMUJĄCYCH PONAD 25% POWIERZCHNI PRZEGRÓD ZEWNĘTRZNYCH TEGO BUDYNKU

Bez uwag

3) PRZEGRÓD BUDYNKU NIEZALEŻNIE OD PLANOWANYCH ROBÓT BUDOWLANYCH, O KTÓRYCH MOWA W PKT 1

Bez uwag

4) SYSTEMÓW TECHNICZNYCH W BUDYNKU LUB CZĘŚCI BUDYNKU NIEZALEŻNIE OD PLANOWANYCH ROBÓT BUDOWLANYCH, O KTÓRYCH MOWA W PKT 2

Bez uwag

5) INNYCH UWAG DOTYCZĄCYCH POPRAWY CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ BUDYNKU (W TYM WSKAZANIE, GDZIE MOŻNA UZYSKAĆ SZCZEGÓŁOWE INFORMACJE DOTYCZĄCE OPLĄCALNOŚCI EKONOMICZNEJ ZALECEŃ ZAWARTYCH W ŚWIADECTWIE ORAZ INFORMACJE DOTYCZĄCĄ DZIAŁAŃ, JAKIE NALEŻY PODJĄĆ W CELU WYPEŁNIENIA ZALECEŃ)

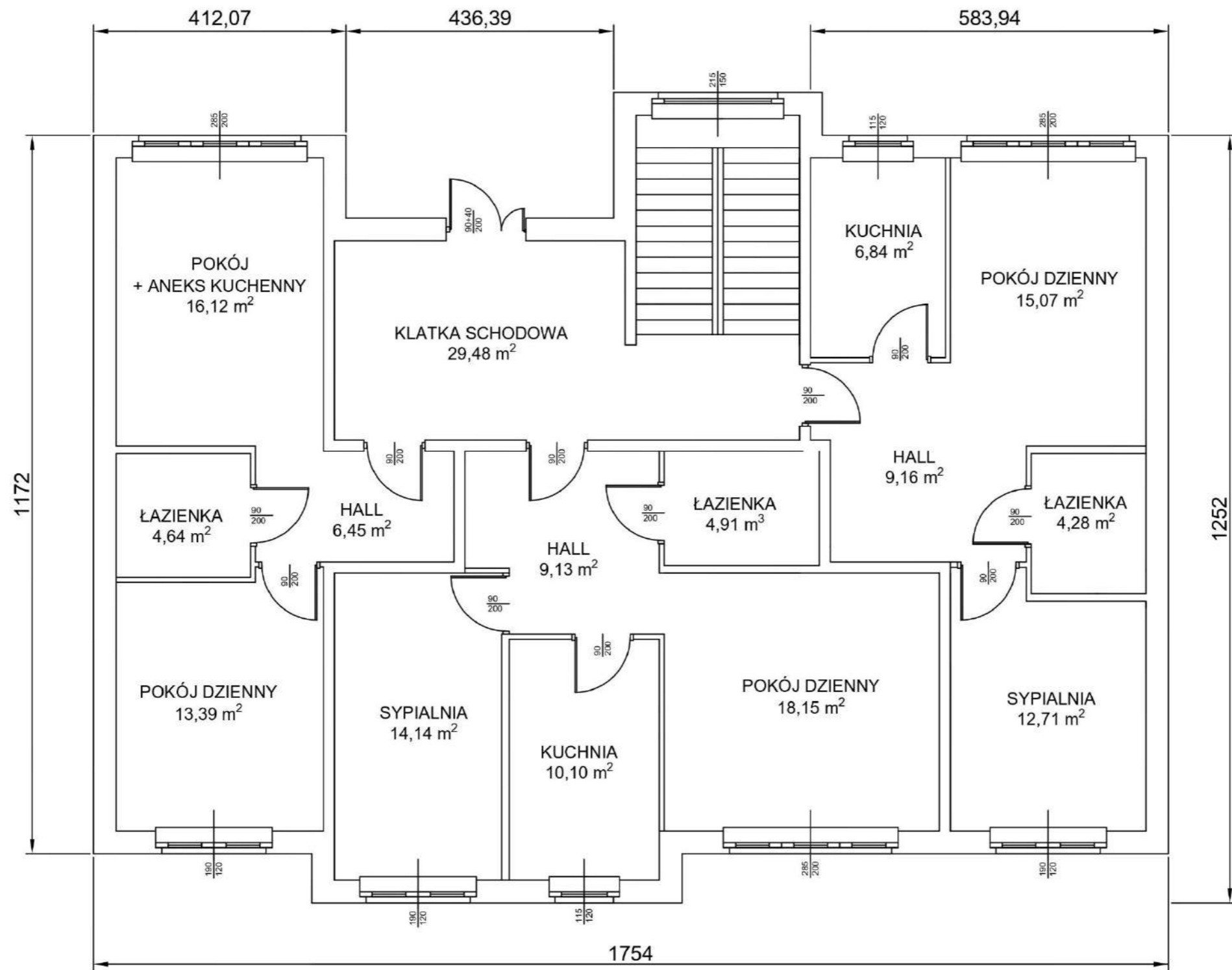
Bez uwag

OBJAŚNIENIA

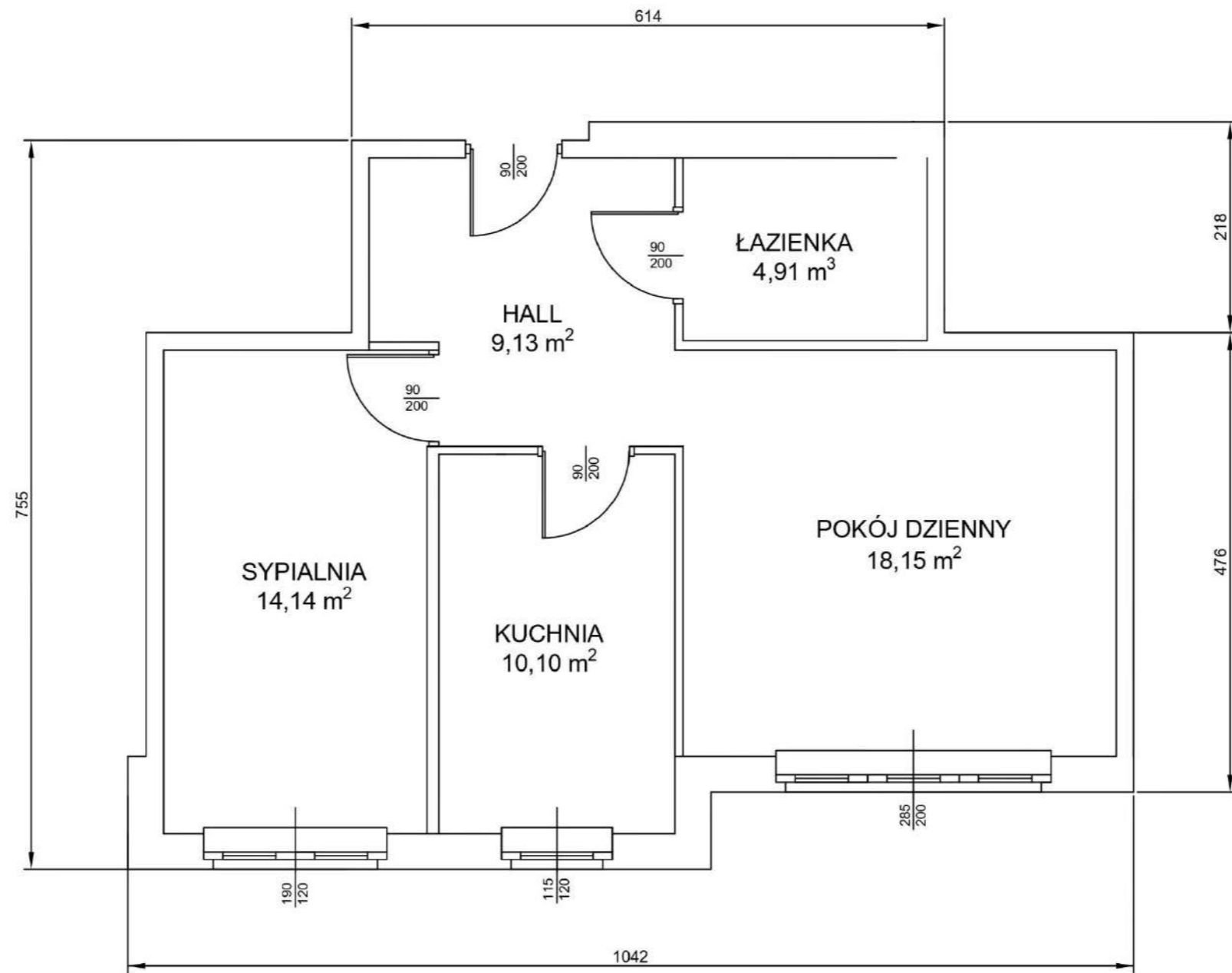
- ¹ Nr świadectwa w wykazie świadectw charakterystyki energetycznej, nadany w systemie teleinformatycznym, w którym jest prowadzony centralny rejestr charakterystyki energetycznej budynków, o którym mowa w art. 31 ust. 1 pkt 3 ustawy z dnia 29 sierpnia 2014 r. o charakterystyce energetycznej budynków (Dz. U. z 2018 r. poz. 1984, z późn. zm.).
- ² Rodzaj budynku: mieszkalny, zamieszkania zbiorowego, użyteczności publicznej, rekreacji indywidualnej, gospodarczy, produkcyjny, magazynowy.
- ³ Należy określić zgodnie z przepisami wydanymi na podstawie art. 7 ust. 2 pkt 1 ustawy z dnia 7 lipca 1994 r. – Prawo budowlane (Dz. U. z 2019 r. poz. 1186, z późn. zm.), zwanymi dalej „przepisami techniczno-budowlanymi”, np. budynek przeznaczony na potrzeby opieki zdrowotnej.
- ⁴ Budynek, o którym mowa w art. 3 ust. 2 ustawy z dnia 29 sierpnia 2014 r. o charakterystyce energetycznej budynków: tak / nie.
- ⁵ Dotyczy budynku oddanego do użytkowania.
- ⁶ Należy wpisać: metoda obliczeniowa albo metoda zużyciowa.
- ⁷ Jest to ogrzewana lub chłodzona powierzchnia kondygnacji netto wyznaczana według Polskiej Normy dotyczącej właściwości użytkowych w budownictwie – określanie i obliczanie wskaźników powierzchniowych i kubaturowych.
- ⁸ Świadectwo charakterystyki energetycznej traci ważność po upływie terminu wskazanego w tym świadectwie albo w przypadku, o którym mowa w art. 14 ust. 2 ustawy z dnia 29 sierpnia 2014 r. o charakterystyce energetycznej budynków.
- ⁹ Należy wypełnić w przypadku metody obliczeniowej.
- ¹⁰ Charakterystyka energetyczna budynku jest określana na podstawie porównania wskaźnika rocznego zapotrzebowania na nieodnawialną energię pierwotną EP niezbędnego do zaspokojenia potrzeb energetycznych budynku w zakresie ogrzewania, wentylacji, chłodzenia, przygotowania ciepłej wody użytkowej i wbudowanej instalacji oświetlenia z maksymalną wartością wskaźnika EP wynikającą z przepisów techniczno-budowlanych oraz porównania wartości współczynnika przenikania ciepła przegród U w budynku z maksymalną wartością współczynnika wynikającą z przepisów techniczno-budowlanych.
W przypadku budynku nowo wznoszonego uzyskane wartości wskaźnika EP oraz współczynników przenikania ciepła przegród U nie powinny przekraczać wartości wynikających z przepisów techniczno-budowlanych.
W przypadku budynku podlegającego przebudowie jedynie wartości współczynników przenikania ciepła przegród U podlegających przebudowie nie powinny przekraczać wartości wynikających z przepisów techniczno-budowlanych.
- ¹¹ Roczne zapotrzebowanie na energię końcową oraz nieodnawialną energię pierwotną przez system wbudowanej instalacji oświetlenia nie wyznacza się w przypadku budynku mieszkalnego.
- ¹² Metoda obliczeniowa odnosi się do standardowego sposobu użytkowania i standardowych warunków klimatycznych, natomiast metoda zużyciowa odnosi się do faktycznego sposobu użytkowania budynku, w związku z czym mogą wystąpić różnice w wynikach końcowych między obliczeniami sporządzonymi tymi metodami. W przypadku korzystania z metody obliczeniowej, z uwagi na standardowy sposób użytkowania, uzyskane wartości obliczeniowej rocznej ilości zużywanego nośnika energii lub energii nie pozwalają wnioskować o rzeczywistym zużyciu energii w budynku; wartości te są przybliżone.
- ¹³ Wykaz, o którym mowa w art. 31 ust. 1 pkt 1 ustawy z dnia 29 sierpnia 2014 r. o charakterystyce energetycznej budynków.
- ¹⁴ Podział powierzchni użytkowej (np. część mieszkalna: ... m², część garażowa: ... m², część usługowa: ... m², część techniczna: ... m²).
- ¹⁵ Wymagania dotyczące wartości współczynnika przenikania ciepła przegród U powinny być spełnione jedynie w przypadku budynku nowo wznoszonego albo budynku podlegającego przebudowie.
- ¹⁶ W przypadku kilku systemów technicznych lub podsystemów w systemach technicznych tabelę należy dostosować.
- ¹⁷ Wartości rocznego zapotrzebowania na energię użytkową, energię końcową i nieodnawialną energię pierwotną odpowiednio dla systemu ogrzewania, systemu przygotowania ciepłej wody użytkowej, systemu chłodzenia, systemu wbudowanej instalacji oświetlenia i dla urządzeń pomocniczych odniesione do powierzchni A₀. Wartości rocznego zapotrzebowania na energię pomocniczą końcową i nieodnawialną energię pierwotną dla urządzeń pomocniczych systemów technicznych odniesione do powierzchni A₀ należy wykazać w odpowiednich polach dotyczących celu ich zużycia.
- ¹⁸ Wypełnienie jest obowiązkowe, chyba że nie ma sensownej możliwości takiej poprawy w porównaniu z obowiązującymi wymaganiami zawartymi w przepisach techniczno-budowlanych.

UWAGI

1. Niniejsze świadectwo charakterystyki energetycznej zostało wydane na podstawie oceny charakterystyki energetycznej budynku zgodnie z przepisami ustawy z dnia 29 sierpnia 2014 r. o charakterystyce energetycznej budynków oraz rozporządzenia Ministra Infrastruktury i Rozwoju z dnia 27 lutego 2015 r. w sprawie metodologii wyznaczania charakterystyki energetycznej budynku lub części budynku oraz świadectw charakterystyki energetycznej (Dz. U. poz. 376 z późn. zm.).
2. **Roczne zapotrzebowanie na energię** w świadectwie charakterystyki energetycznej jest wyrażane przez roczne zapotrzebowanie na nieodnawialną energię pierwotną, energię końcową oraz energię użytkową. Dane do obliczeń określa się na podstawie budowlanej dokumentacji technicznej lub obmiaru budynku istniejącego i przyjmuje się standardowy albo faktyczny sposób użytkowania, w zależności od wybranej metody obliczania.
3. **Roczne zapotrzebowanie na nieodnawialną energię pierwotną** uwzględnia obok energii końcowej dodatkowe nakłady nieodnawialnej energii pierwotnej na dostarczenie do budynku każdego wykorzystanego nośnika energii lub energii. Uzyskane niskie wartości wskazują na nieznaczne zapotrzebowanie na energię i tym samym wysoką efektywność energetyczną budynku i zużycie energii chroniące zasoby naturalne i środowisko.
4. **Roczne zapotrzebowanie na energię końcową** określa roczną ilość energii dostarczaną do budynku dla systemów: ogrzewania, chłodzenia, przygotowania ciepłej wody użytkowej oraz wbudowanej instalacji oświetlenia. Zapotrzebowanie na energię końcową jest to ilość energii, która powinna być dostarczona do budynku przy standardowym lub faktycznym sposobie użytkowania z uwzględnieniem wszystkich strat, aby zapewnić utrzymanie temperatury wewnętrznej, której wartość została określona w przepisach techniczno-budowlanych, niezbędną wentylację oraz oświetlenie i przygotowanie ciepłej wody użytkowej. Niskie wartości sygnalizują wysokosprawne systemy techniczne w budynku i jego wysoką efektywność energetyczną.
5. **Roczne zapotrzebowanie na energię użytkową** określa:
 - a) w przypadku ogrzewania budynku – energię przenoszoną z budynku do jego otoczenia przez przenikanie lub z powietrzem wentylacyjnym, pomniejszoną o zyski ciepła,
 - b) w przypadku chłodzenia budynku – zyski ciepła pomniejszone o energię przenoszoną z budynku do jego otoczenia przez przenikanie lub z powietrzem wentylacyjnym,
 - c) w przypadku przygotowania ciepłej wody użytkowej – energię przenoszoną z budynku do jego otoczenia ze ściekami.
 Niskie wartości sygnalizują bardzo dobrą charakterystykę energetyczną przegród, niewielkie straty ciepła przez wentylację oraz optymalne zarządzanie zyskami słonecznymi.



	IMIE I NAZWISKO	DATA	TYTUŁ:	
WYK.	mgr inż. Anna Choma	16.08.2025	Rzut piątra	
SPRAWDZ.	dr hab. inż. Paweł Obstawski, prof. SGGW	16.08.2025		
Szkoła Główna Gospodarstwa Wiejskiego w Warszawie			NR RYSUNKU	2
			SKALA	A3
			1:8	1/1



	IMIE I NAZWISKO	DATA	TYTUŁ:	
WYK.	mgr inż. Anna Choma	16.08.2025	Rzut mieszkania	
SPRAWDZ.	dr hab. inż. Paweł Obstawski, prof. SGGW	16.08.2025		
Szkoła Główna Gospodarstwa Wiejskiego w Warszawie			NR RYSUNKU	SKALA
			3	1:6
				A3 1/1

Obliczenia cieplne budynku i lokalu referencyjnego

Podstawowe informacje:		
Nazwa projektu:	Mieszkanie	
Miejscowość:	Warszawa	
Adres:	ul. Skarbka z gór 23a	
Projektant:	Anna Choma	
Data obliczeń:	Sobota 16 Sierpnia 2025 20:09	
Data utworzenia projektu:	Sobota 16 Sierpnia 2025 20:09	
Plik danych:	C:\Users\ania_\OneDrive\Dokumenty\Studia\Dr\	
Normy:		
Norma na obliczanie wsp. przenikania ciepła:	PN-EN ISO 6946	
Norma na obliczanie projekt. obciążenia cieplnego:	PN-EN 12831:2006	
Norma na obliczanie E:	PN-EN ISO 13790	
Dane klimatyczne:		
Strefa klimatyczna:	STREFA III	
Projektowa temperatura zewnętrzna θ_e :	-20	°C
Średnia roczna temperatura zewnętrzna $\theta_{m,e}$:	7,6	°C
Stacja meteorologiczna:	Warszawa Okęcie	
Grunt:		
Rodzaj gruntu:	Piasek lub żwir	
Pojemność cieplna:	2,000	MJ/(m ³ ·K)
Głębokość okresowego wnikania ciepła δ :	3,167	m
Współczynnik przewodzenia ciepła λ_g :	2,0	W/(m·K)
Podstawowe wyniki obliczeń budynku:		
Powierzchnia ogrzewana budynku A_H :	464,1	m ²
Kubatura ogrzewana budynku V_H :	1281,3	m ³
Projektowa strata ciepła przez przenikanie Φ_T :	15213	W
Projektowa wentylacyjna strata ciepła Φ_V :	8212	W
Całkowita projektowa strata ciepła Φ :	22891	W
Nadwyżka mocy cieplnej Φ_{RH} :	0	W
Projektowe obciążenie cieplne budynku Φ_{HL} :	22891	W
Wskaźniki i współczynniki strat ciepła:		
Wskaźnik Φ_{HL} odniesiony do powierzchni $\phi_{HL,A}$:	49,3	W/m ²
Wskaźnik Φ_{HL} odniesiony do kubatury $\phi_{HL,V}$:	17,9	W/m ³
Wyniki obliczeń wentylacji na potrzeby projektowego obciążenia cieplnego:		
Powietrze infiltrujące V_{infv} :	39,0	m ³ /h
Powietrze dodatkowo infiltrujące $V_{m,infv}$:		m ³ /h
Wymagane powietrze nawiewane mech. $V_{su,min}$:		m ³ /h
Powietrze nawiewane mech. V_{su} :		m ³ /h
Wymagane powietrze usuwane mech. $V_{ex,min}$:		m ³ /h
Powietrze usuwane mech. V_{ex} :		m ³ /h
Średnia liczba wymian powietrza n:	0,5	
Dopływające powietrze wentylacyjne V_v :	608,1	m ³ /h
Średnia temperatura dopływającego powietrza θ_v :	-20,0	°C
Wyniki obliczeń sezonowego zapotrzebowania na energię wg PN-EN ISO 13790		
Stacja meteorologiczna:	Warszawa Okęcie	
Sezonowe zapotrzebowanie na energię na ogrzewanie		

Strumień powietrza wentylacyjnego-ogrzewanie $V_{v,H}$:	1313,9	m^3/h
Zapotrzebowanie na ciepło - ogrzewanie $Q_{H,nd}$:	164,47	GJ/rok
Zapotrzebowanie na ciepło - ogrzewanie $Q_{H,nd}$:	45687	kWh/rok
Powierzchnia ogrzewana budynku A_H :	464,15	m^2
Kubatura ogrzewana budynku V_H :	1281,3	m^3
Wskaźnik zapotrzebowania - ogrzewanie EA_H :	354,4	MJ/($m^2 \cdot rok$)
Wskaźnik zapotrzebowania - ogrzewanie EA_H :	98,4	kWh/($m^2 \cdot rok$)
Wskaźnik zapotrzebowania - ogrzewanie EV_H :	128,4	MJ/($m^3 \cdot rok$)
Wskaźnik zapotrzebowania - ogrzewanie EV_H :	35,7	kWh/($m^3 \cdot rok$)
Parametry obliczeń projektu:		
Obliczanie przenikania ciepła przy min. $\Delta\theta_{min}$:	4,0	K
Wariant obliczeń strat ciepła do pomieszczeń w sąsiednich grupach:		
Obliczaj z ograniczeniem do $\theta_{j,u}$		
Minimalna temperatura dyżurna $\theta_{j,u}$:	16	$^{\circ}C$
Obliczaj straty do pomieszczeń w sąsiednich budynkach tak jak by były nieogrzewane:		
	Nie	
Obliczanie automatyczne mostków cieplnych:		
	Tak	
Obliczanie mostków cieplnych metodą uproszczoną:		
	Tak	
Domyślne dane do obliczeń:		
Typ budynku:	Wielorodzinny	
Typ konstrukcji budynku:	Średnia	
Typ systemu ogrzewania w budynku:	Konwekcyjne	
Oslabienie ogrzewania:	Bez osłabienia	
Regulacja dostawy ciepła w grupach:	Indywidualna reg.	
Stopień szczelności obudowy budynku:	Średni	
Krotność wymiany powietrza wewn. n_{50} :	3,5	1/h
Klasa osłonięcia budynku:	Dobre osłonięcie	
Domyślne dane dotyczące wentylacji:		
System wentylacji:	Naturalna	
Temperatura powietrza nawiewanego θ_{su} :		$^{\circ}C$
Temperatura powietrza kompensacyjnego θ_c :	20,0	$^{\circ}C$
Domyślne dane dotyczące rekuperacji i recyrkulacji:		
Temperatura dopływającego powietrza $\theta_{ex,rec}$:	20,0	$^{\circ}C$
Projektowa sprawność rekuperacji η_{recup} :	70,0	%
Sezonowa sprawność rekuperacji $\eta_{E,recup}$:	49,0	%
Projektowy stopień recyrkulacji η_{recir} :		%
Sezonowy stopień recyrkulacji $\eta_{E,recir}$:		%
Geometria budynku:		
Rzędna poziomu terenu:	0,00	m
Domyślna rzędna podłogi L_f :	0,00	m
Rzędna wody gruntowej:	-3,00	m
Domyślna wysokość kondygnacji H :	2,94	m
Domyślna wys. pomieszczeń w świetle stropów H_1 :	2,58	m
Pole powierzchni podłogi na gruncie A_g :	100,00	m^2
Obwód podłogi na gruncie w świetle ścian zewn. P_g :	40,00	m
Obrót budynku:	Bez obrotu	
Statystyka budynku:		
Liczba kondygnacji:	3	

Grupa: M2	Grupa M2		
Powierzchnia i kubatura:	$A_h = 56,44 \text{ m}^2$	$V_h = 145,6 \text{ m}^3$	
Parametry konstrukcyjne:	Typ konstr.: Średnia	Typ grupy: Wielorodzinny	
Stopień szczelności:	Średni	$n_{50} = 3,5 \text{ l/h}$	
Ogrzewanie:	Konwekcyjne	Bez osłabienia	Indywidualna reg.
Parametry osłabienia:	$T_h = h$	$\Delta\theta_{i,o} = K$	$f_{RH} = 0 \text{ W/m}^2$
System wentylacji:	Naturalna		
Temperatury powietrza:	$\theta_{eu} = \text{ } ^\circ\text{C}$	$\theta_c = 20,0 \text{ } ^\circ\text{C}$	
Rekuperacja:	$\theta_{ex,rec} = 20,0 \text{ } ^\circ\text{C}$	$\eta_{recup} = 70,0 \%$	$\eta_{E,recup} = 49,0 \%$
Recykulacja:	$\theta_{ex,rec} = 20,0 \text{ } ^\circ\text{C}$	$\eta_{recir} = \%$	$\eta_{E,recir} = \%$

Powietrze infiltrujące:	$V_{infv} = 7,7 \text{ m}^3/\text{h}$	$V_{m,infv} = \text{ m}^3/\text{h}$	
Powietrze nawiewane:	$V_{su,min} = \text{ m}^3/\text{h}$	$V_{su} = \text{ m}^3/\text{h}$	
Powietrze usuwane:	$V_{ex,min} = \text{ m}^3/\text{h}$	$V_{ex} = \text{ m}^3/\text{h}$	
Powietrze wentylacyjne:	$n = 0,5 \text{ l/h}$	$V_v = 72,8 \text{ m}^3/\text{h}$	$\theta_{v} = -20,0 \text{ } ^\circ\text{C}$

Projektowe straty ciepła przez przenikanie Φ_T , [W]:	2103
Projektowa wentylacyjna strata ciepła Φ_V , [W]:	999
Całkowita projektowa strata ciepła Φ , [W]:	3101
Nadwyżka mocy cieplnej Φ_{RH} , [W]:	0
Projektowe obciążenie cieplne Φ_{HL} , [W]:	3101
Wskaźnik Φ_{HL} odniesiony do powierzchni $\phi_{HL,e}$, [W/m ²]:	55,0
Wskaźnik Φ_{HL} odniesiony do kubatury $\phi_{HL,v}$, [W/m ³]:	21,3

Pomieszczenie: B21 $\theta_i = 20,0 \text{ } ^\circ\text{C}$	$\Phi_{HL} = 468 \text{ W}$	Przedpokój	
Powierzchnia i kubatura:	$A = 9,13 \text{ m}^2$	$V = 23,6 \text{ m}^3$	
Rzędna i wysokość:	$L_f = 0,00$	$H_1 = 2,58 \text{ m}$	
Kondygnacja: Piętro	Typ pomieszczenia: Przedpokój		
Parametry konstrukcyjne:	Typ: Wielorodzinny	Typ konstrukcji: Średnia	
Stopień szczelności:	Średni	$n_{50} = 3,5 \text{ l/h}$	
Ogrzewanie:	Konwekcyjne	Bez osłabienia	Indywidualna reg.
Parametry osłabienia:	$T_h = h$	$\Delta\theta_{i,o} = K$	$f_{RH} = 0,0 \text{ W/m}^2$
System wentylacji:	Indywidualna naturalna		
Wymagania higieniczne:	$n_{min} = 0,50 \text{ l/h}$	$V_{min} = 11,8 \text{ m}^3/\text{h}$	
Powietrze infiltrujące:	$V_{infv} = 0,0 \text{ m}^3/\text{h}$	$V_{m,infv} = \text{ m}^3/\text{h}$	
Powietrze nawiewane:	$V_{su,min} = \text{ m}^3/\text{h}$	$V_{su} = \text{ m}^3/\text{h}$	
Powietrze usuwane:	$V_{ex,min} = \text{ m}^3/\text{h}$	$V_{ex} = \text{ m}^3/\text{h}$	
Powietrze wentylacyjne:	$n = 0,5 \text{ l/h}$	$V_v = 11,8 \text{ m}^3/\text{h}$	$\theta_{v} = -20,0 \text{ } ^\circ\text{C}$

Projektowa strata ciepła przez przenikanie Φ_T , [W]:	307
Projektowa wentylacyjna strata ciepła Φ_V , [W]:	160
Współczynnik korygujący ze względu na wysokość pomieszczenia f_h :	1,00
Całkowita projektowa strata ciepła $\Phi = (\Phi_T + \Phi_V) \cdot f_h$, [W]:	468
Nadwyżka mocy cieplnej $\Phi_{RH} = A \cdot f_{RH}$, [W]:	0
Projektowe obciążenie cieplne Φ_{HL} , [W]:	468
Wskaźnik Φ_{HL} pomieszc. odnies. do jego powierzchni $\phi_{HL,e}$, [W/m ²]:	51,2
Wskaźnik Φ_{HL} pomieszc. odnies. do jego kubatury $\phi_{HL,v}$, [W/m ³]:	19,8
Współczynnik projektowej straty ciepła przez przenikanie H_T , [W/K]:	7,68
Współczynnik wentylacyjnej projektowej straty ciepła H_V , [W/K]:	4,00

Pomieszczenie: B22 $\theta_i = 20,0$ °C $\Phi_{HL} = 872$ W Pokój			
Powierzchnia i kubatura:	A= 18,15 m ²	V= 46,8 m ³	
Rzędna i wysokość:	L _F = 0,00	H _i = 2,58 m	
Kondygnacja: Piętro	Typ pomieszczenia: Pokój		
Parametry konstrukcyjne:	Typ: Wielorodzinny	Typ konstrukcji: Średnia	
Stopień szczelności:	Średni	n ₅₀ = 3,5 1/h	
Ogrzewanie:	Konwekcyjne	Bez osłabienia	Indywidualna reg.
Parametry osłabienia:	T _h = h	$\Delta\theta_{1,c}$ = K	f _{RR} = 0,0 W/m ²
System wentylacji:	Indywidualna naturalna		
Wymagania higieniczne:	n _{min} = 0,50 1/h	V _{min} = 23,4 m ³ /h	
Powietrze infiltrujące:	V _{infv} = 3,3 m ³ /h	V _{m, infv} = m ³ /h	
Powietrze nawiewane:	V _{su, min} = m ³ /h	V _{su} = m ³ /h	
Powietrze usuwane:	V _{ex, min} = m ³ /h	V _{ex} = m ³ /h	
Powietrze wentylacyjne:	n= 0,5 1/h	V _v = 23,4 m ³ /h	$\theta_v = -20,0$ °C

Projektowa strata ciepła przez przenikanie Φ_T , [W]: 553

Projektowa wentylacyjna strata ciepła Φ_v , [W]:	318
Współczynnik korygujący ze względu na wysokość pomieszczenia f_h :	1,00
Całkowita projektowa strata ciepła $\Phi = (\Phi_T + \Phi_v) \cdot f_h$, [W]:	872
Nadwyżka mocy cieplnej $\Phi_{RH} = A \cdot f_{RH}$, [W]:	0
Projektowe obciążenie cieplne Φ_{HL} , [W]:	872
Wskaznik Φ_{HL} pomieszc. odnies. do jego powierzchni $\phi_{HL, f}$, [W/m ²]:	48,0
Wskaznik Φ_{HL} pomieszc. odnies. do jego kubatury $\phi_{HL, v}$, [W/m ³]:	18,6
Współczynnik projektowej straty ciepła przez przenikanie H_T , [W/K]:	13,83
Współczynnik wentylacyjnej projektowej straty ciepła H_v , [W/K]:	7,96

Pomieszczenie: B14 $\theta_i = 24,0$ °C $\Phi_{HL} = 585$ W Łazienka bez okna			
Powierzchnia i kubatura:	A= 4,91 m ²	V= 12,7 m ³	
Rzędna i wysokość:	L _F = 0,00	H _i = 2,58 m	
Kondygnacja: Piętro	Typ pomieszczenia: Łazienka bez okna		
Parametry konstrukcyjne:	Typ: Wielorodzinny	Typ konstrukcji: Średnia	
Stopień szczelności:	Średni	n ₅₀ = 3,5 1/h	
Ogrzewanie:	Konwekcyjne	Bez osłabienia	Indywidualna reg.
Parametry osłabienia:	T _h = h	$\Delta\theta_{1,c}$ = K	f _{RR} = 0,0 W/m ²
System wentylacji:	Indywidualna naturalna		
Wymagania higieniczne:	n _{min} = 0,50 1/h	V _{min} = 6,3 m ³ /h	
Powietrze infiltrujące:	V _{infv} = 0,0 m ³ /h	V _{m, infv} = m ³ /h	
Powietrze nawiewane:	V _{su, min} = m ³ /h	V _{su} = m ³ /h	
Powietrze usuwane:	V _{ex, min} = m ³ /h	V _{ex} = m ³ /h	
Powietrze wentylacyjne:	n= 0,5 1/h	V _v = 6,3 m ³ /h	$\theta_v = -20,0$ °C

Wersja edukacyjna

Projektowa strata ciepła przez przenikanie Φ_T , [W]:	490
Projektowa wentylacyjna strata ciepła Φ_V , [W]:	95
Współczynnik korygujący ze względu na wysokość pomieszczenia f_h :	1,00
Całkowita projektowa strata ciepła $\Phi = (\Phi_T + \Phi_V) \cdot f_h$, [W]:	585
Nadwyżka mocy cieplnej $\Phi_{RH} = A \cdot f_{RH}$, [W]:	0
Projektowe obciążenie cieplne Φ_{HL} , [W]:	585
Wskaźnik Φ_{HL} pomieszc. odnies. do jego powierzchni $\phi_{HL,\epsilon}$, [W/m ²]:	119,0
Wskaźnik Φ_{HL} pomieszc. odnies. do jego kubatury $\phi_{HL,v}$, [W/m ³]:	46,1
Współczynnik projektowej straty ciepła przez przenikanie R_T , [W/K]:	11,13
Współczynnik wentylacyjnej projektowej straty ciepła H_V , [W/K]:	2,16

Pomieszczenie: Bl7 $\theta_1 = 20,0$ °C $\Phi_{HL} = 441$ W Kuchnia el. z oknem >3

Powierzchnia i kubatura: $A = 10,10$ m ²	$V = 26,1$ m ³	
Rzędna i wysokość: $L_f = 0,00$	$H_1 = 2,58$ m	
Kondygnacja: Piętro	Typ pomieszczenia: Kuchnia el. z oknem >3	
Parametry konstrukcyjne: Typ: Wielorodzinny	Typ konstrukcji: Średnia	
Stopień szczelności: Średni	$n_{50} = 3,5$ 1/h	
Ogrzewanie: Konwekcyjne	Bez osłabienia	Indywidualna reg.
Parametry osłabienia: $T_h = h$	$\Delta\theta_{1,0} = K$	$f_{RH} = 0,0$ W/m ²
System wentylacji: Indywidualna naturalna		
Wymagania higieniczne: $n_{min} = 0,50$ 1/h	$V_{min} = 13,0$ m ³ /h	
Powietrze infiltrujące: $V_{infv} = 1,8$ m ³ /h	$V_{n,infv} = m^3/h$	
Powietrze nawiewane: $V_{su,min} = m^3/h$	$V_{su} = m^3/h$	
Powietrze usuwane: $V_{ex,min} = m^3/h$	$V_{ex} = m^3/h$	
Powietrze wentylacyjne: $n = 0,5$ 1/h	$V_v = 13,0$ m ³ /h	$\theta_v = -20,0$ °C

Wersja edukacyjna

Projektowa strata ciepła przez przenikanie Φ_T , [W]:	264
Projektowa wentylacyjna strata ciepła Φ_V , [W]:	177
Współczynnik korygujący ze względu na wysokość pomieszczenia f_h :	1,00

Całkowita projektowa strata ciepła $\Phi = (\Phi_T + \Phi_V) \cdot f_h$, [W]:	441
Nadwyżka mocy cieplnej $\Phi_{RH} = A \cdot f_{RH}$, [W]:	0
Projektowe obciążenie cieplne Φ_{HL} , [W]:	441
Wskaźnik Φ_{HL} pomieszc. odnies. do jego powierzchni $\phi_{HL,\epsilon}$, [W/m ²]:	43,7
Wskaźnik Φ_{HL} pomieszc. odnies. do jego kubatury $\phi_{HL,v}$, [W/m ³]:	16,9
Współczynnik projektowej straty ciepła przez przenikanie R_T , [W/K]:	6,60
Współczynnik wentylacyjnej projektowej straty ciepła H_V , [W/K]:	4,43

Wersja edukacyjna

Pomieszczenie: B18 $\theta_i = 20,0$ °C	$\Phi_{HL} = 736$ W	Sypialnia
Powierzchnia i kubatura: A= 14,14 m ²	V= 36,5 m ³	
Rzędna i wysokość: L _r = 0,00	H ₁ = 2,58 m	
Kondygnacja: Piętro	Typ pomieszczenia: Sypialnia	
Parametry konstrukcyjne: Typ: Wielorodzinny	Typ konstrukcji: Średnia	
Stopień szczelności: Średni	n ₅₀ = 3,5 1/h	
Ogrzewanie: Konwekcyjne	Bez osłabienia	Indywidualna reg.
Parametry osłabienia: T _h = h	$\Delta\theta_{i,c} = K$	f _{RH} = 0,0 W/m ²
System wentylacji: Indywidualna naturalna		
Wymagania higieniczne: n _{min} = 0,50 1/h	V _{min} = 18,2 m ³ /h	
Powietrze infiltrujące: V _{infv} = 2,6 m ³ /h	V _{m,infv} = m ³ /h	
Powietrze nawiewane: V _{su,min} = m ³ /h	V _{su} = m ³ /h	
Powietrze usuwane: V _{ex,min} = m ³ /h	V _{ex} = m ³ /h	
Powietrze wentylacyjne: n= 0,5 1/h	V _v = 18,2 m ³ /h	$\theta_v = -20,0$ °C
Projektowa strata ciepła przez przenikanie Φ_T , [W]: 488		
Projektowa wentylacyjna strata ciepła Φ_V , [W]: 248		
Współczynnik korygujący ze względu na wysokość pomieszczenia f _h : 1,00		
Całkowita projektowa strata ciepła $\Phi = (\Phi_T + \Phi_V) \cdot f_h$, [W]: 736		
Nadwyżka mocy cieplnej $\Phi_{RH} = A \cdot f_{RH}$, [W]: 0		
Projektowe obciążenie cieplne Φ_{HL} , [W]: 736		
Wskaźnik Φ_{HL} pomieszc. odnies. do jego powierzchni $\phi_{HL,r}$, [W/m ²]: 52,1		
Wskaźnik Φ_{HL} pomieszc. odnies. do jego kubatury $\phi_{HL,v}$, [W/m ³]: 20,2		
Współczynnik projektowej straty ciepła przez przenikanie H _T , [W/K]: 12,21		
Współczynnik wentylacyjnej projektowej straty ciepła H _V , [W/K]: 6,20		

Wersja edukacyjna

ŚWIADECTWO CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ BUDYNKU

NUMER ŚWIADECTWA¹⁾

Wariant 1

BUDYNEK OCENIANY

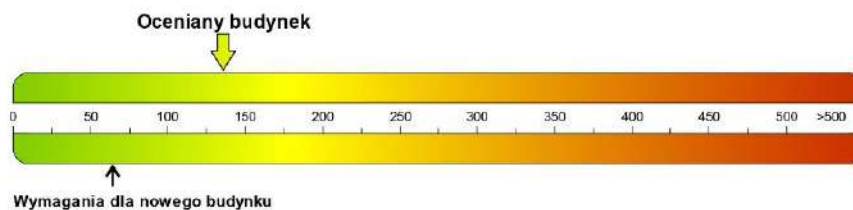
RODZAJ BUDYNKU ²⁾	Mieszkalny
PRZEZNACZENIE BUDYNKU ²⁾	Wielorodzinny
ADRES BUDYNKU	Warszawa, ul. Skarbka z gór 23a
BUDYNEK, O KTÓRYM MÓWA W ART 3 UST.2 USTAWY ³⁾	Nie
ROK ODDANIA DO UŻYTKOWANIA BUDYNKU ³⁾	2009
METODA WYZNACZANIA CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ ⁴⁾	Metoda obliczeniowa
POWIERZCHNIA POMIESZCZEŃ O REGULOWANEJ TEMPERATURZE POWIETRZA (POWIERZCHNIA OGRZEWANA LUB CHŁODZONA) A [m ²] ⁵⁾	464,15
POWIERZCHNIA UŻYTKOWA [m ²]	434,67
WAŻNE DO ⁶⁾	20 Grudnia 2035
STACJA METEOROLOGICZNA, WEDŁUG KTÓREJ DANYCH OBLICZANA JEST CHARAKTERYSTYKA ENERGETYCZNA ⁷⁾	Warszawa Okęcie



OCENA CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ BUDYNKU¹⁰⁾

WSKAŹNIK CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ	OCENIANY BUDYNEK	WYMAGANIA DLA NOWEGO BUDYNKU WEDŁUG PRZEPISÓW TECHNICZNO-BUDOWLANYCH
WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ UŻYTKOWĄ	EU = 78,0 kWh/(m ² ·rok)	
WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ KOŃCOWĄ ¹¹⁾	EK = 120,4 kWh/(m ² ·rok)	
WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA NIEODNAWIALNĄ ENERGIĘ PIERWOTNĄ ¹¹⁾	EP = 136,1 kWh/(m ² ·rok)	EP = 65,0 kWh/(m ² ·rok)
JEDNOSTKOWA WIELKOŚĆ EMISJI CO ₂	E _{CO2} = 0,026 t CO ₂ /(m ² ·rok)	
UDZIAŁ ODNAWIALNYCH ŹRÓDEŁ ENERGII W ROCZNYM ZAPOTRZEBOWANIU NA ENERGIĘ KOŃCOWĄ	U _{oZE} = 0,0 %	

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA NIEODNAWIALNĄ ENERGIĘ PIERWOTNĄ EP [kWh/(m²·rok)]



OBLICZENIOWA ROCZNA ILOŚĆ ZUŻYWANEGO NOŚNIKA ENERGII LUB ENERGII PRZEZ BUDYNEK¹²⁾

SYSTEM TECHNICZNY	RODZAJ NOŚNIKA ENERGII LUB ENERGII	ILOŚĆ NOŚNIKA ENERGII LUB ENERGII	JEDNOSTKA/(m ² ·rok)
OGRZEWACZY	Gaz ziemny - wartość opałowa z RMS 12.09.2008.	6,597	m ³
	Energia elektryczna.	1,287	kWh
PRZYGOTOWANIA CIEPŁEJ WODY UŻYTKOWEJ	Gaz ziemny - wartość opałowa z RMS 12.09.2008.	5,855	m ³
	Energia elektryczna.	0,613	kWh
CHŁODZENIA			

SPORZĄDZAJĄCY ŚWIADECTWO

IMIĘ I NAZWISKO	Anna Choma	PODPIS I PIĘCZĄTKA
NR WPISU DO WYKAZU ¹³⁾	1234	
DATA WYSTAWIENIA ŚWIADECTWA	20 Grudnia 2025	

PODSTAWOWE PARAMETRY TECHNICZNO-UŻYTKOWE BUDYNKU				
LICZBA KONDYGNACJI BUDYNKU	3			
KUBATURA BUDYNKU [m ³]	1281,3			
KUBATURA BUDYNKU O REGULOWANEJ TEMPERATURZE POWIETRZA [m ³]	1281,3			
PODZIAŁ POWIERZCHNI UŻYTKOWEJ BUDYNKU ¹⁴⁰	MIESZKALNA: 100,0%		NIEMIESZKALNA: 0,0%	
TEMPERATURY WEWNĘTRZNE W BUDYNKU W ZALEŻNOŚCI OD STREF OGRZEWANYCH	8/20/24°C			
RODZAJ KONSTRUKCJI BUDYNKU	Tradycyjna			
PRZEGRODY BUDYNKU	NAZWA PRZEGRODY	OPIS PRZEGRODY	WSPÓŁCZYNNIK PRZENIKANIA CIEPŁA PRZEGRODY U [W/m ² ·K]	
			UZYSKANY	WYMAGANY ¹⁴⁵
	D	Dach 51,0 cm	0,250	0,150
	DW	Drzwi wewnętrzne	2,000	
	DW_M	Drzwi wewnętrzne L×H= 90,0×200,0 cm	2,000	
	DZ	Drzwi zewnętrzne L×H= 130,0×200,0 cm	1,300	1,300
	O_115	Okno zewnętrzne L×H= 115,0×120,0 cm	0,900	0,900
	O_190	Okno zewnętrzne L×H= 190,0×120,0 cm	0,900	0,900
	O_285	Okno zewnętrzne L×H= 285,0×200,0 cm	0,900	0,900
	PG_K	Podłoga na gruncie 45,0 cm	0,172	0,300
	PG_P	Podłoga na gruncie 45,0 cm	0,176	0,300
	STR_K	Strop ciepło do góry 36,0 cm	0,482	
	STR_P	Strop ciepło do góry 36,0 cm	0,517	
	SW_12	Ściana wewnętrzna 12,0 cm	2,414	
	SW_18	Ściana wewnętrzna 18,0 cm	2,032	1,000
	SW_8	Ściana wewnętrzna 8,0 cm	0,681	
	SZ_37	Ściana zewnętrzna 37,0 cm	0,260	0,200
SYSTEM OGRZEWANIA ¹⁴⁶	ELEMENTY SKŁADOWE SYSTEMU	OPIS	ŚREDNIA SEZONOWA SPRAWNOŚĆ	
	WYTWARZANIE CIEPŁA	KOCIOŁ GAZOWY KONDENSACYJNY - do 50 kW (55/45°C)	0,94	
	PRZESYŁ CIEPŁA	OGRZEWANIE CENTRALNE WODNE - z lokalnego źródła ciepła usytuowanego w ogrzewanym budynku - z zaizolowanymi przewodami, armaturą i urządzeniami - w pomieszczeniach ogrzewanych	0,96	
	AKUMULACJA CIEPŁA	BRAK ZASOBNIKA BUFOROWEGO	1,00	
	REGULACJA I WYKORZYSTANIE CIEPŁA	OGRZEWANIE WODNE - grzejniki członowe/płytkowe - z regulacją centralną - i miejscową (zakres P - 1 K)	0,89	
SYSTEM PRZYGOTOWANIA CIEPŁEJ WODY UŻYTKOWEJ ¹⁴⁷	ELEMENTY SKŁADOWE SYSTEMU	OPIS	ŚREDNIA ROCZNA SPRAWNOŚĆ	
	WYTWARZANIE CIEPŁA	Kotły niskotemperaturowe - o mocy do 50 kW	0,83	
	PRZESYŁ CIEPŁA	CENTRALNE PRZYGOTOWANIE - obiegi izolowane - małe instalacje do 30 punktów poboru	0,70	
	AKUMULACJA CIEPŁA	Zasobnik w systemie c.w.u. wyprodukowany po 2005 r.	0,85	
SYSTEM CHŁODZENIA ¹⁴⁸	ELEMENTY SKŁADOWE SYSTEMU	OPIS	ŚREDNIA SEZONOWA SPRAWNOŚĆ	
	WYTWARZANIE CHŁODU			
	PRZESYŁ CHŁODU			
	AKUMULACJA CHŁODU			
	REGULACJA I WYKORZYSTANIE CHŁODU			
WENTYLACJA				
SYSTEM WBUDOWANEJ INSTALACJI OŚWIETLENIA ^{149, 150}				
INNE ISTOTNE DANE DOTYCZĄCE BUDYNKU				

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ UŻYTKOWĄ EU [kWh/(m²·rok)]¹⁷⁾

	OGRZEWANIE I WENTYLACJA	CIEPŁA WODA UŻYTKOWA	CHŁODZENIE	OŚWIETLENIE WBUDOWANE	SUMA
[kWh/(m ² ·rok)]	50,4	27,5	0,0		78,0
UDZIAŁ [%]	64,7	35,3	0,0		100,0

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ UŻYTKOWĄ EU: 78,0 kWh/(m²·rok)

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ KOŃCOWĄ EK [kWh/(m²·rok)]¹⁷⁾

RODZAJ NOŚNIKA ENERGII LUB ENERGII	OGRZEWANIE I WENTYLACJA	CIEPŁA WODA UŻYTKOWA	CHŁODZENIE	OŚWIETLENIE WBUDOWANE ¹⁸⁾	SUMA
PALIWA - Gaz ziemny	62,8	55,7	0,0		118,5
SIEĆ ELEKTROENERGETYCZNA SYSTEMOWA - Energia elektryczna	1,3	0,6	0,0		1,9
SUMA [kWh/(m ² ·rok)]	64,1	56,4	0,0		120,4
UDZIAŁ [%]	53,2	46,8	0,0		100,0

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ KOŃCOWĄ EK: 120,4 kWh/(m²·rok)

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA NIEODNAWIALNĄ ENERGIĘ PIERWOTNĄ EP [kWh/(m²·rok)]¹⁷⁾

RODZAJ NOŚNIKA ENERGII LUB ENERGII	OGRZEWANIE I WENTYLACJA	CIEPŁA WODA UŻYTKOWA	CHŁODZENIE	OŚWIETLENIE WBUDOWANE ¹⁸⁾	SUMA
PALIWA - Gaz ziemny	69,1	61,3	0,0		130,4
SIEĆ ELEKTROENERGETYCZNA SYSTEMOWA - Energia elektryczna	3,9	1,8	0,0		5,7
SUMA [kWh/(m ² ·rok)]	72,9	63,2	0,0		136,1
UDZIAŁ [%]	53,6	46,4	0,0		100,0

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA NIEODNAWIALNĄ ENERGIĘ PIERWOTNĄ EP: 136,1 kWh/(m²·rok)

ZALECENIA DOTYCZĄCE OPLĄCALNEJ EKONOMICZNIE I WYKONALNEJ TECHNICZNIE POPRAWY CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ BUDYNKU W ZAKRESIE¹⁸⁾:

- PRZEGRÓD BUDYNKU W PRZYPADKU PLANOWANIA ROBÓT BUDOWLANYCH POLEGAJĄCYCH NA OCIEPLENIU BUDYNKU, OBEJMUJĄCYCH PONAD 25% POWIERZCHNI PRZEGRÓD ZEWNĘTRZNYCH TEGO BUDYNKU
Bez uwag
- SYSTEMÓW TECHNICZNYCH W BUDYNKU W PRZYPADKU PLANOWANIA ROBÓT BUDOWLANYCH POLEGAJĄCYCH NA OCIEPLENIU BUDYNKU, OBEJMUJĄCYCH PONAD 25% POWIERZCHNI PRZEGRÓD ZEWNĘTRZNYCH TEGO BUDYNKU
Bez uwag
- PRZEGRÓD BUDYNKU NIEZALEŻNIE OD PLANOWANYCH ROBÓT BUDOWLANYCH, O KTÓRYCH MOWA W PKT 1
Bez uwag
- SYSTEMÓW TECHNICZNYCH W BUDYNKU LUB CZĘŚCI BUDYNKU NIEZALEŻNIE OD PLANOWANYCH ROBÓT BUDOWLANYCH, O KTÓRYCH MOWA W PKT 2
Bez uwag
- INNYCH UWAG DOTYCZĄCYCH POPRAWY CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ BUDYNKU (W TYM WSKAZANIE, GDZIE MOŻNA UZYSKAĆ SZCZEGÓŁOWE INFORMACJE DOTYCZĄCE OPLĄCALNOŚCI EKONOMICZNEJ ZALECEŃ ZAWARTYCH W ŚWIADECTWIE ORAZ INFORMACJE DOTYCZĄCĄ DZIAŁAŃ, JAKIE NALEŻY PODJĄĆ W CELU WYPEŁNIENIA ZALECEŃ)
Bez uwag

OBJAŚNIENIA

- ¹ Nr świadectwa w wykazie świadectw charakterystyki energetycznej, nadany w systemie teleinformatycznym, w którym jest prowadzony centralny rejestr charakterystyki energetycznej budynków, o którym mowa w art. 31 ust. 1 pkt 3 ustawy z dnia 29 sierpnia 2014 r. o charakterystyce energetycznej budynków (Dz. U. z 2018 r. poz. 1984, z późn. zm.).
- ² Rodzaj budynku: mieszkalny, zamieszkania zbiorowego, użyteczności publicznej, rekreacji indywidualnej, gospodarczy, produkcyjny, magazynowy.
- ³ Należy określić zgodnie z przepisami wydanymi na podstawie art. 7 ust. 2 pkt 1 ustawy z dnia 7 lipca 1994 r. – Prawo budowlane (Dz. U. z 2019 r. poz. 1186, z późn. zm.), zwanymi dalej „przepisami techniczno-budowlanymi”, np. budynek przeznaczony na potrzeby opieki zdrowotnej.
- ⁴ Budynek, o którym mowa w art. 3 ust. 2 ustawy z dnia 29 sierpnia 2014 r. o charakterystyce energetycznej budynków: tak / nie.
- ⁵ Dotyczy budynku oddanego do użytkowania.
- ⁶ Należy wpisać: metoda obliczeniowa albo metoda zużyciowa.
- ⁷ Jest to ogrzewana lub chłodzona powierzchnia kondygnacji netto wyznaczana według Polskiej Normy dotyczącej właściwości użytkowych w budownictwie – określanie i obliczanie wskaźników powierzchniowych i kubaturowych.
- ⁸ Świadectwo charakterystyki energetycznej traci ważność po upływie terminu wskazanego w tym świadectwie albo w przypadku, o którym mowa w art. 14 ust. 2 ustawy z dnia 29 sierpnia 2014 r. o charakterystyce energetycznej budynków.
- ⁹ Należy wypełnić w przypadku metody obliczeniowej.
- ¹⁰ Charakterystyka energetyczna budynku jest określana na podstawie porównania wskaźnika rocznego zapotrzebowania na nieodnawialną energię pierwotną EP niezbędnego do zaspokojenia potrzeb energetycznych budynku w zakresie ogrzewania, wentylacji, chłodzenia, przygotowania ciepłej wody użytkowej i wbudowanej instalacji oświetlenia z maksymalną wartością wskaźnika EP wynikającą z przepisów techniczno-budowlanych oraz porównania wartości współczynnika przenikania ciepła przegród U w budynku z maksymalną wartością współczynnika wynikającą z przepisów techniczno-budowlanych.
W przypadku budynku nowo wznoszonego uzyskane wartości wskaźnika EP oraz współczynników przenikania ciepła przegród U nie powinny przekraczać wartości wynikających z przepisów techniczno-budowlanych.
W przypadku budynku podlegającego przebudowie jedynie wartości współczynników przenikania ciepła przegród U podlegających przebudowie nie powinny przekraczać wartości wynikających z przepisów techniczno-budowlanych.
- ¹¹ Roczne zapotrzebowanie na energię końcową oraz nieodnawialną energię pierwotną przez system wbudowanej instalacji oświetlenia nie wyznacza się w przypadku budynku mieszkalnego.
- ¹² Metoda obliczeniowa odnosi się do standardowego sposobu użytkowania i standardowych warunków klimatycznych, natomiast metoda zużyciowa odnosi się do faktycznego sposobu użytkowania budynku, w związku z czym mogą wystąpić różnice w wynikach końcowych między obliczeniami sporządzonymi tymi metodami. W przypadku korzystania z metody obliczeniowej, z uwagi na standardowy sposób użytkowania, uzyskane wartości obliczeniowej rocznej ilości zużywanego nośnika energii lub energii nie pozwalają wnioskować o rzeczywistym zużyciu energii w budynku; wartości te są przybliżone.
- ¹³ Wykaz, o którym mowa w art. 31 ust. 1 pkt 1 ustawy z dnia 29 sierpnia 2014 r. o charakterystyce energetycznej budynków.
- ¹⁴ Podział powierzchni użytkowej (np. część mieszkalna: ... m², część garażowa: ... m², część usługowa: ... m², część techniczna: ... m²).
- ¹⁵ Wymagania dotyczące wartości współczynnika przenikania ciepła przegród U powinny być spełnione jedynie w przypadku budynku nowo wznoszonego albo budynku podlegającego przebudowie.
- ¹⁶ W przypadku kilku systemów technicznych lub podsystemów w systemach technicznych tabelę należy dostosować.
- ¹⁷ Wartości rocznego zapotrzebowania na energię użytkową, energię końcową i nieodnawialną energię pierwotną odpowiednio dla systemu ogrzewania, systemu przygotowania ciepłej wody użytkowej, systemu chłodzenia, systemu wbudowanej instalacji oświetlenia i dla urządzeń pomocniczych odniesione do powierzchni A_f. Wartości rocznego zapotrzebowania na energię pomocniczą końcową i nieodnawialną energię pierwotną dla urządzeń pomocniczych systemów technicznych odniesione do powierzchni A_f należy wykazać w odpowiednich polach dotyczących celu ich zużycia.
- ¹⁸ Wypełnienie jest obowiązkowe, chyba że nie ma sensownej możliwości takiej poprawy w porównaniu z obowiązującymi wymaganiami zawartymi w przepisach techniczno-budowlanych.

UWAGI

1. Niniejsze świadectwo charakterystyki energetycznej zostało wydane na podstawie oceny charakterystyki energetycznej budynku zgodnie z przepisami ustawy z dnia 29 sierpnia 2014 r. o charakterystyce energetycznej budynków oraz rozporządzenia Ministra Infrastruktury i Rozwoju z dnia 27 lutego 2015 r. w sprawie metodologii wyznaczania charakterystyki energetycznej budynku lub części budynku oraz świadectw charakterystyki energetycznej (Dz. U. poz. 376 z późn. zm.).
2. **Roczne zapotrzebowanie na energię** w świadectwie charakterystyki energetycznej jest wyrażane przez roczne zapotrzebowanie na nieodnawialną energię pierwotną, energię końcową oraz energię użytkową. Dane do obliczeń określa się na podstawie budowlanej dokumentacji technicznej lub obmiaru budynku istniejącego i przyjmuje się standardowy albo faktyczny sposób użytkowania, w zależności od wybranej metody obliczania.
3. **Roczne zapotrzebowanie na nieodnawialną energię pierwotną** uwzględnia obok energii końcowej dodatkowe nakłady nieodnawialnej energii pierwotnej na dostarczenie do budynku każdego wykorzystanego nośnika energii lub energii. Uzyskane niskie wartości wskazują na nieznaczne zapotrzebowanie na energię i tym samym wysoką efektywność energetyczną budynku i zużycie energii chroniące zasoby naturalne i środowisko.
4. **Roczne zapotrzebowanie na energię końcową** określa roczną ilość energii dostarczaną do budynku dla systemów: ogrzewania, chłodzenia, przygotowania ciepłej wody użytkowej oraz wbudowanej instalacji oświetlenia. Zapotrzebowanie na energię końcową jest to ilość energii, która powinna być dostarczona do budynku przy standardowym lub faktycznym sposobie użytkowania z uwzględnieniem wszystkich strat, aby zapewnić utrzymanie temperatury wewnętrznej, której wartość została określona w przepisach techniczno-budowlanych, niezbędną wentylację oraz oświetlenie i przygotowanie ciepłej wody użytkowej. Niskie wartości sygnalizują wysokosprawne systemy techniczne w budynku i jego wysoką efektywność energetyczną.
5. **Roczne zapotrzebowanie na energię użytkową** określa:
 - a) w przypadku ogrzewania budynku – energię przenoszoną z budynku do jego otoczenia przez przenikanie lub z powietrzem wentylacyjnym, pomniejszoną o zyski ciepła,
 - b) w przypadku chłodzenia budynku – zyski ciepła pomniejszone o energię przenoszoną z budynku do jego otoczenia przez przenikanie lub z powietrzem wentylacyjnym,
 - c) w przypadku przygotowania ciepłej wody użytkowej – energię przenoszoną z budynku do jego otoczenia ze ściekami.
 Niskie wartości sygnalizują bardzo dobrą charakterystykę energetyczną przegród, niewielkie straty ciepła przez wentylację oraz optymalne zarządzanie zyskami słonecznymi.

ŚWIADECTWO CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ BUDYNKU

NUMER ŚWIADECTWA¹⁾ **Wariant 2**

BUDYNEK OCENIANY

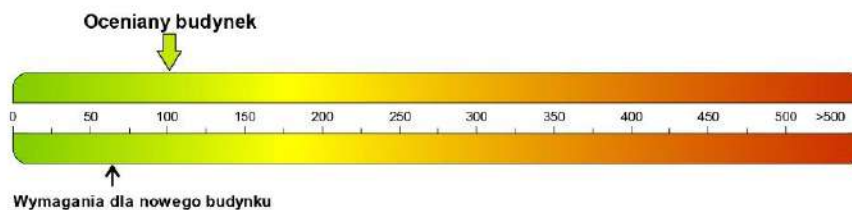
RODZAJ BUDYNKU ²⁾	Mieszkalny
PRZEZNACZENIE BUDYNKU ³⁾	Wielorodzinny
ADRES BUDYNKU	Warszawa, ul. Skarbka z gór 23a
BUDYNEK, O KTÓRYM MOWA W ART 3 UST.2 USTAWY ⁴⁾	Nie
ROK ODDANIA DO UŻYTKOWANIA BUDYNKU ⁵⁾	2009
METODA WYZNACZANIA CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ ⁶⁾	Metoda obliczeniowa
POWIERZCHNIA POMIESZCZEŃ O REGULOWANEJ TEMPERATURZE POWIETRZA (POWIERZCHNIA OGRZEWANA LUB CHŁODZONA) A[m ²] ⁷⁾	464,15
POWIERZCHNIA UŻYTKOWA [m ²]	434,67
WAŻNE DO ⁸⁾	21 Grudnia 2035
STACJA METEOROLOGICZNA, WEDŁUG KTÓREJ DANYCH OBLICZANA JEST CHARAKTERYSTYKA ENERGETYCZNA ⁹⁾	Warszawa Okęcie



OCENA CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ BUDYNKU¹⁰⁾

WSKAŹNIK CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ	OCENIANY BUDYNEK	WYMAGANIA DLA NOWEGO BUDYNKU WEDŁUG PRZEPISÓW TECHNICZNO-BUDOWLANYCH
WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ UŻYTKOWĄ	EU = 44,2 kWh/(m ² ·rok)	
WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ KOŃCOWĄ ¹¹⁾	EK = 82,4 kWh/(m ² ·rok)	
WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA NIEODNAWIALNĄ ENERGIĘ PIERWOTNĄ ¹¹⁾	EP = 101,7 kWh/(m ² ·rok)	EP = 65,0 kWh/(m ² ·rok)
JEDNOSTKOWA WIELKOŚĆ EMISJI CO ₂	E _{CO2} = 0,022 t CO ₂ /(m ² ·rok)	
UDZIAŁ ODNAWIALNYCH ŹRÓDEŁ ENERGII W ROCZNYM ZAPOTRZEBOWANIU NA ENERGIĘ KOŃCOWĄ	U _{CZE} = 0,0 %	

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA NIEODNAWIALNĄ ENERGIĘ PIERWOTNĄ EP [kWh/(m²·rok)]



OBLICZENIOWA ROCZNA ILOŚĆ ZUŻYWANEGO NOŚNIKA ENERGII LUB ENERGII PRZEZ BUDYNEK¹²⁾

SYSTEM TECHNICZNY	RODZAJ NOŚNIKA ENERGII LUB ENERGII	ILOŚĆ NOŚNIKA ENERGII LUB ENERGII	JEDNOSTKA/(m ² ·rok)
OGRZEWACZY	Gaz ziemny - wartość opałowa z RMŚ 12.09.2008.	2,179	m ³
	Energia elektryczna.	5,259	kWh
PRZYGOTOWANIA CIEPŁEJ WODY UŻYTKOWEJ	Gaz ziemny - wartość opałowa z RMŚ 12.09.2008.	5,855	m ³
	Energia elektryczna.	0,613	kWh
CHŁODZENIA			

SPORZĄDZAJĄCY ŚWIADECTWO

IMIĘ I NAZWISKO	Anna Choma	PODPIS I PIECZĄTKA
NR WPISU DO WYKAZU ¹³⁾	1234	
DATA WYSTAWIENIA ŚWIADECTWA	21 Grudnia 2025	

PODSTAWOWE PARAMETRY TECHNICZNO-UŻYTKOWE BUDYNKU

LICZBA KONDYGNACJI BUDYNKU	3
KUBATURA BUDYNKU [m ³]	1281,3
KUBATURA BUDYNKU O REGULOWANEJ TEMPERATURZE POWIETRZA [m ³]	1281,3
PODZIAŁ POWIERZCHNI UŻYTKOWEJ BUDYNKU ¹⁴⁰	MIESZKALNA: 100,0% NIEMIESZKALNA: 0,0%
TEMPERATURY WEWNĘTRZNE W BUDYNKU W ZALEŻNOŚCI OD STREF OGRZEWANYCH	8/20/24°C
RODZAJ KONSTRUKCJI BUDYNKU	Tradycyjna

PRZEGRODY BUDYNKU	NAZWA PRZEGRODY	OPIS PRZEGRODY	WSPÓŁCZYNNIK PRZENIKANIA CIEPŁA PRZEGRODY U [W/m ² ·K]	
			UZYSKANY	WYMAGANY ¹⁵¹
	D	Dach 51,0 cm	0,250	0,150
	DW	Drzwi wewnętrzne	2,000	
	DW_M	Drzwi wewnętrzne L×H= 90,0×200,0 cm	2,000	
	DZ	Drzwi zewnętrzne L×H= 130,0×200,0 cm	1,300	1,300
	O_115	Okno zewnętrzne L×H= 115,0×120,0 cm	0,900	0,900
	O_190	Okno zewnętrzne L×H= 190,0×120,0 cm	0,900	0,900
	O_285	Okno zewnętrzne L×H= 285,0×200,0 cm	0,900	0,900
	PG_K	Podłoga na gruncie 45,0 cm	0,172	0,300
	PG_P	Podłoga na gruncie 45,0 cm	0,176	0,300
	STR_K	Strop ciepło do góry 36,0 cm	0,482	
	STR_P	Strop ciepło do góry 36,0 cm	0,517	
	SW_12	Ściana wewnętrzna 12,0 cm	2,414	
	SW_18	Ściana wewnętrzna 18,0 cm	2,032	1,000
	SW_8	Ściana wewnętrzna 8,0 cm	0,681	
	SZ_37	Ściana zewnętrzna 37,0 cm	0,260	0,200

SYSTEM OGRZEWANIA ¹⁴⁶	ELEMENTY SKŁADOWE SYSTEMU	OPIS	ŚREDNIA SEZONOWA SPRAWNOŚĆ
	WYTWARZANIE CIEPŁA	KOCIOŁ GAZOWY KONDENSACYJNY - do 50 kW (55/45°C)	0,94
	PRZESYŁ CIEPŁA	OGRZEWANIE CENTRALNE WODNE - z lokalnego źródła ciepła usytuowanego w ogrzewanym budynku - z zaizolowanymi przewodami, armaturą i urządzeniami - w pomieszczeniach ogrzewanych	0,96
	AKUMULACJA CIEPŁA	BRAK ZASOBNIKA BUFOROWEGO	1,00
	REGULACJA I WYKORZYSTANIE CIEPŁA	OGRZEWANIE WODNE - grzejniki członowe/płytkowe - z regulacją centralną - i miejscową (zakres P - 1 K)	0,89

SYSTEM PRZYGOTOWANIA CIEPŁEJ WODY UŻYTKOWEJ ¹⁴⁹	ELEMENTY SKŁADOWE SYSTEMU	OPIS	ŚREDNIA ROCZNA SPRAWNOŚĆ
	WYTWARZANIE CIEPŁA	Kotły niskotemperaturowe - o mocy do 50 kW	0,83
	PRZESYŁ CIEPŁA	CENTRALNE PRZYGOTOWANIE - obiegi izolowane - małe instalacje do 30 punktów poboru	0,70
	AKUMULACJA CIEPŁA	Zasobnik w systemie c.w.u. wyprodukowany po 2005 r.	0,85

SYSTEM CHŁODZENIA ¹⁴⁹	ELEMENTY SKŁADOWE SYSTEMU	OPIS	ŚREDNIA SEZONOWA SPRAWNOŚĆ
	WYTWARZANIE CHŁODU		
	PRZESYŁ CHŁODU		
	AKUMULACJA CHŁODU		
	REGULACJA I WYKORZYSTANIE CHŁODU		

WENTYLACJA

Kocioł gazowy kondensacyjny + wentylacja mechaniczna z odzyskiem ciepła + ogrzewanie grzejnikowe

SYSTEM WBUDOWANEJ INSTALACJI OŚWIETLENIA ^{153, 159}

INNE ISTOTNE DANE DOTYCZĄCE BUDYNKU

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ UŻYTKOWĄ EU [kWh/(m²·rok)] ¹⁷⁾

	OGRZEWANIE I WENTYLACJA	CIEPŁA WODA UŻYTKOWA	CHŁODZENIE	OŚWIETLENIE WBUDOWANE	SUMA
[kWh/(m ² ·rok)]	16,7	27,5	0,0		44,2
UDZIAŁ [%]	37,7	62,3	0,0		100,0

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ UŻYTKOWĄ EU: 44,2 kWh/(m²·rok)

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ KOŃCOWĄ EK [kWh/(m²·rok)] ¹⁷⁾

RODZAJ NOŚNIKA ENERGII LUB ENERGII	OGRZEWANIE I WENTYLACJA	CIEPŁA WODA UŻYTKOWA	CHŁODZENIE	OŚWIETLENIE WBUDOWANE ¹¹⁾	SUMA
PALIWA - Gaz ziemny	20,7	55,7	0,0		76,5
SIEĆ ELEKTROENERGETYCZNA SYSTEMOWA - Energia elektryczna	5,3	0,6	0,0		5,9
SUMA [kWh/(m ² ·rok)]	26,0	56,4	0,0		82,4
UDZIAŁ [%]	31,6	68,4	0,0		100,0

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ KOŃCOWĄ EK: 82,4 kWh/(m²·rok)

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA NIEODNAWIALNĄ ENERGIĘ PIERWOTNĄ EP [kWh/(m²·rok)] ¹⁷⁾

RODZAJ NOŚNIKA ENERGII LUB ENERGII	OGRZEWANIE I WENTYLACJA	CIEPŁA WODA UŻYTKOWA	CHŁODZENIE	OŚWIETLENIE WBUDOWANE ¹¹⁾	SUMA
PALIWA - Gaz ziemny	22,8	61,3	0,0		84,1
SIEĆ ELEKTROENERGETYCZNA SYSTEMOWA - Energia elektryczna	15,8	1,8	0,0		17,6
SUMA [kWh/(m ² ·rok)]	38,6	63,2	0,0		101,7
UDZIAŁ [%]	37,9	62,1	0,0		100,0

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA NIEODNAWIALNĄ ENERGIĘ PIERWOTNĄ EP: 101,7 kWh/(m²·rok)

ZALECENIA DOTYCZĄCE OPLACALNEJ EKONOMICZNIE I WYKONALNEJ TECHNICZNIE POPRAWY CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ BUDYNKU W ZAKRESIE ¹⁸⁾:

- PRZEGRÓD BUDYNKU W PRZYPADKU PLANOWANIA ROBÓT BUDOWLANYCH POLEGAJĄCYCH NA OCIEPLENIU BUDYNKU, OBEJMUJĄCYCH PONAD 25% POWIERZCHNI PRZEGRÓD ZEWNĘTRZNYCH TEGO BUDYNKU
Bez uwag
- SYSTEMÓW TECHNICZNYCH W BUDYNKU W PRZYPADKU PLANOWANIA ROBÓT BUDOWLANYCH POLEGAJĄCYCH NA OCIEPLENIU BUDYNKU, OBEJMUJĄCYCH PONAD 25% POWIERZCHNI PRZEGRÓD ZEWNĘTRZNYCH TEGO BUDYNKU
Bez uwag
- PRZEGRÓD BUDYNKU NIEZALEŻNIE OD PLANOWANYCH ROBÓT BUDOWLANYCH, O KTÓRYCH MOWA W PKT 1
Bez uwag
- SYSTEMÓW TECHNICZNYCH W BUDYNKU LUB CZĘŚCI BUDYNKU NIEZALEŻNIE OD PLANOWANYCH ROBÓT BUDOWLANYCH, O KTÓRYCH MOWA W PKT 2
Bez uwag
- INNYCH UWAG DOTYCZĄCYCH POPRAWY CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ BUDYNKU (W TYM WSKAZANIE, GDZIE MOŻNA UZYSKAĆ SZCZEGÓŁOWE INFORMACJE DOTYCZĄCE OPLACALNOŚCI EKONOMICZNEJ ZALECEŃ ZAWARTYCH W ŚWIADECTWIE ORAZ INFORMACJE DOTYCZĄCĄ DZIAŁAŃ, JAKIE NALEŻY PODJĄĆ W CELU WYPEŁNIENIA ZALECEŃ)
Bez uwag

OBJAŚNIENIA

- ¹ Nr świadectwa w wykazie świadectw charakterystyki energetycznej, nadany w systemie teleinformatycznym, w którym jest prowadzony centralny rejestr charakterystyki energetycznej budynków, o którym mowa w art. 31 ust. 1 pkt 3 ustawy z dnia 29 sierpnia 2014 r. o charakterystyce energetycznej budynków (Dz. U. z 2018 r. poz. 1984, z późn. zm.).
- ² Rodzaj budynku: mieszkalny, zamieszkania zbiorowego, użyteczności publicznej, rekreacji indywidualnej, gospodarczy, produkcyjny, magazynowy.
- ³ Należy określić zgodnie z przepisami wydanymi na podstawie art. 7 ust. 2 pkt 1 ustawy z dnia 7 lipca 1994 r. – Prawo budowlane (Dz. U. z 2019 r. poz. 1186, z późn. zm.), zwanymi dalej „przepisami techniczno-budowlanymi”, np. budynek przeznaczony na potrzeby opieki zdrowotnej.
- ⁴ Budynek, o którym mowa w art. 3 ust. 2 ustawy z dnia 29 sierpnia 2014 r. o charakterystyce energetycznej budynków: tak / nie.
- ⁵ Dotyczy budynku oddanego do użytkowania.
- ⁶ Należy wpisać: metoda obliczeniowa albo metoda zużyciowa.
- ⁷ Jest to ogrzewana lub chłodzona powierzchnia kondygnacji netto wyznaczana według Polskiej Normy dotyczącej właściwości użytkowych w budownictwie – określanie i obliczanie wskaźników powierzchniowych i kubaturowych.
- ⁸ Świadectwo charakterystyki energetycznej traci ważność po upływie terminu wskazanego w tym świadectwie albo w przypadku, o którym mowa w art. 14 ust. 2 ustawy z dnia 29 sierpnia 2014 r. o charakterystyce energetycznej budynków.
- ⁹ Należy wypełnić w przypadku metody obliczeniowej.
- ¹⁰ Charakterystyka energetyczna budynku jest określana na podstawie porównania wskaźnika rocznego zapotrzebowania na nieodnawialną energię pierwotną EP niezbędnego do zaspokojenia potrzeb energetycznych budynku w zakresie ogrzewania, wentylacji, chłodzenia, przygotowania ciepłej wody użytkowej i wbudowanej instalacji oświetlenia z maksymalną wartością wskaźnika EP wynikającą z przepisów techniczno-budowlanych oraz porównania wartości współczynnika przenikania ciepła przegród U w budynku z maksymalną wartością współczynnika wynikającą z przepisów techniczno-budowlanych.
W przypadku budynku nowo wznoszonego uzyskane wartości wskaźnika EP oraz współczynników przenikania ciepła przegród U nie powinny przekraczać wartości wynikających z przepisów techniczno-budowlanych.
W przypadku budynku podlegającego przebudowie jedynie wartości współczynników przenikania ciepła przegród U podlegających przebudowie nie powinny przekraczać wartości wynikających z przepisów techniczno-budowlanych.
- ¹¹ Roczne zapotrzebowanie na energię końcową oraz nieodnawialną energię pierwotną przez system wbudowanej instalacji oświetlenia nie wyznacza się w przypadku budynku mieszkalnego.
- ¹² Metoda obliczeniowa odnosi się do standardowego sposobu użytkowania i standardowych warunków klimatycznych, natomiast metoda zużyciowa odnosi się do faktycznego sposobu użytkowania budynku, w związku z czym mogą wystąpić różnice w wynikach końcowych między obliczeniami sporządzonymi tymi metodami. W przypadku korzystania z metody obliczeniowej, z uwagi na standardowy sposób użytkowania, uzyskane wartości obliczeniowej rocznej ilości zużywanego nośnika energii lub energii nie pozwalają wnioskować o rzeczywistym zużyciu energii w budynku; wartości te są przybliżone.
- ¹³ Wykaz, o którym mowa w art. 31 ust. 1 pkt 1 ustawy z dnia 29 sierpnia 2014 r. o charakterystyce energetycznej budynków.
- ¹⁴ Podział powierzchni użytkowej (np. część mieszkalna: ... m², część garażowa: ... m², część usługowa: ... m², część techniczna: ... m²).
- ¹⁵ Wymagania dotyczące wartości współczynnika przenikania ciepła przegród U powinny być spełnione jedynie w przypadku budynku nowo wznoszonego albo budynku podlegającego przebudowie.
- ¹⁶ W przypadku kilku systemów technicznych lub podsystemów w systemach technicznych tabelę należy dostosować.
- ¹⁷ Wartości rocznego zapotrzebowania na energię użytkową, energię końcową i nieodnawialną energię pierwotną odpowiednio dla systemu ogrzewania, systemu przygotowania ciepłej wody użytkowej, systemu chłodzenia, systemu wbudowanej instalacji oświetlenia i dla urządzeń pomocniczych odniesione do powierzchni A_f. Wartości rocznego zapotrzebowania na energię pomocniczą końcową i nieodnawialną energię pierwotną dla urządzeń pomocniczych systemów technicznych odniesione do powierzchni A_f należy wykazać w odpowiednich polach dotyczących celu ich zużycia.
- ¹⁸ Wypełnienie jest obowiązkowe, chyba że nie ma sensownej możliwości takiej poprawy w porównaniu z obowiązującymi wymaganiami zawartymi w przepisach techniczno-budowlanych.

UWAGI

1. Niniejsze świadectwo charakterystyki energetycznej zostało wydane na podstawie oceny charakterystyki energetycznej budynku zgodnie z przepisami ustawy z dnia 29 sierpnia 2014 r. o charakterystyce energetycznej budynków oraz rozporządzenia Ministra Infrastruktury i Rozwoju z dnia 27 lutego 2015 r. w sprawie metodologii wyznaczania charakterystyki energetycznej budynku lub części budynku oraz świadectw charakterystyki energetycznej (Dz. U. poz. 376 z późn. zm.).
2. **Roczne zapotrzebowanie na energię** w świadectwie charakterystyki energetycznej jest wyrażane przez roczne zapotrzebowanie na nieodnawialną energię pierwotną, energię końcową oraz energię użytkową. Dane do obliczeń określa się na podstawie budowlanej dokumentacji technicznej lub obmiaru budynku istniejącego i przyjmuje się standardowy albo faktyczny sposób użytkowania, w zależności od wybranej metody obliczania.
3. **Roczne zapotrzebowanie na nieodnawialną energię pierwotną** uwzględnia obok energii końcowej dodatkowe nakłady nieodnawialnej energii pierwotnej na dostarczenie do budynku każdego wykorzystanego nośnika energii lub energii. Uzyskane niskie wartości wskazują na nieznaczne zapotrzebowanie na energię i tym samym wysoką efektywność energetyczną budynku i zużycie energii chroniące zasoby naturalne i środowisko.
4. **Roczne zapotrzebowanie na energię końcową** określa roczną ilość energii dostarczaną do budynku dla systemów: ogrzewania, chłodzenia, przygotowania ciepłej wody użytkowej oraz wbudowanej instalacji oświetlenia. Zapotrzebowanie na energię końcową jest to ilość energii, która powinna być dostarczona do budynku przy standardowym lub faktycznym sposobie użytkowania z uwzględnieniem wszystkich strat, aby zapewnić utrzymanie temperatury wewnętrznej, której wartość została określona w przepisach techniczno-budowlanych, niezbędną wentylację oraz oświetlenie i przygotowanie ciepłej wody użytkowej. Niskie wartości sygnalizują wysokosprawne systemy techniczne w budynku i jego wysoką efektywność energetyczną.
5. **Roczne zapotrzebowanie na energię użytkową** określa:
 - a) w przypadku ogrzewania budynku – energię przenoszoną z budynku do jego otoczenia przez przenikanie lub z powietrzem wentylacyjnym, pomniejszoną o zyski ciepła,
 - b) w przypadku chłodzenia budynku – zyski ciepła pomniejszone o energię przenoszoną z budynku do jego otoczenia przez przenikanie lub z powietrzem wentylacyjnym,
 - c) w przypadku przygotowania ciepłej wody użytkowej – energię przenoszoną z budynku do jego otoczenia ze ściekami.
 Niskie wartości sygnalizują bardzo dobrą charakterystykę energetyczną przegród, niewielkie straty ciepła przez wentylację oraz optymalne zarządzanie zyskami słonecznymi.

ŚWIADECTWO CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ BUDYNKU

NUMER ŚWIADECTWA¹⁾ **Wariant 3**

BUDYNEK OCENIANY

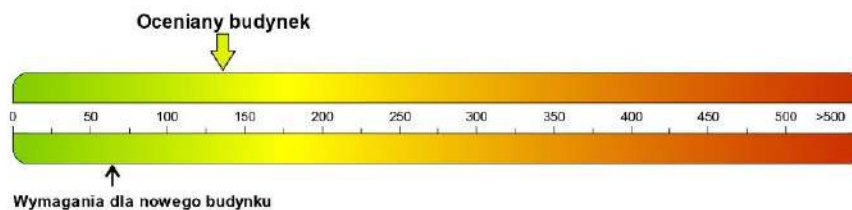
RODZAJ BUDYNKU ²⁾	Mieszkalny
PRZEZNACZENIE BUDYNKU ²⁾	Wielorodzinny
ADRES BUDYNKU	Warszawa, ul. Skarbka z gór 23a
BUDYNEK, O KTÓRYM MOWA W ART 3 UST.2 USTAWY ³⁾	Nie
ROK ODDANIA DO UŻYTKOWANIA BUDYNKU ⁴⁾	2009
METODA WYZNACZANIA CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ ⁵⁾	Metoda obliczeniowa
POWIERZCHNIA POMIESZCZEŃ O REGULOWANEJ TEMPERATURZE POWIETRZA (POWIERZCHNIA OGRZEWANA LUB CHŁODZONA) A[m ²] ⁶⁾	464,15
POWIERZCHNIA UŻYTKOWA [m ²]	434,67
WAŻNE DO ⁸⁾	21 Grudnia 2035
STACJA METEOROLOGICZNA, WEDŁUG KTÓREJ DANYCH OBLICZANA JEST CHARAKTERYSTYKA ENERGETYCZNA ⁹⁾	Warszawa Okęcie



OCENA CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ BUDYNKU¹⁰⁾

WSKAŹNIK CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ	OCENIANY BUDYNEK	WYMAGANIA DLA NOWEGO BUDYNKU WEDŁUG PRZEPISÓW TECHNICZNO-BUDOWLANYCH
WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ UŻYTKOWĄ	EU = 78,0 kWh/(m ² ·rok)	
WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ KOŃCOWĄ ¹¹⁾	EK = 120,4 kWh/(m ² ·rok)	
WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA NIEODNAWIALNĄ ENERGIĘ PIERWOTNĄ ¹¹⁾	EP = 136,1 kWh/(m ² ·rok)	EP = 65,0 kWh/(m ² ·rok)
JEDNOSTKOWA WIELKOŚĆ EMISJI CO ₂	E _{CO2} = 0,026 t CO ₂ /(m ² ·rok)	
UDZIAŁ ODNAWIALNYCH ŹRÓDEŁ ENERGII W ROCZNYM ZAPOTRZEBOWANIU NA ENERGIĘ KOŃCOWĄ	U _{OZE} = 0,0 %	

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA NIEODNAWIALNĄ ENERGIĘ PIERWOTNĄ EP [kWh/(m²·rok)]



OBLICZENIOWA ROCZNA ILOŚĆ ZUŻYWANEGO NOŚNIKA ENERGII LUB ENERGII PRZEZ BUDYNEK¹²⁾

SYSTEM TECHNICZNY	RODZAJ NOŚNIKA ENERGII LUB ENERGII	ILOŚĆ NOŚNIKA ENERGII LUB ENERGII	JEDNOSTKA/(m ² ·rok)
OGRZEWACZY	Gaz ziemny - wartość opałowa z RMŚ 12.09.2008.	6,597	m ³
	Energia elektryczna.	1,287	kWh
PRZYGOTOWANIA CIEPŁEJ WODY UŻYTKOWEJ	Gaz ziemny - wartość opałowa z RMŚ 12.09.2008.	5,855	m ³
	Energia elektryczna.	0,613	kWh
CHŁODZENIA			

SPORZĄDZAJĄCY ŚWIADECTWO

IMIĘ I NAZWISKO	Anna Choma	PODPIS I PIECZĄTKA
NR WPISU DO WYKAZU ¹³⁾	1234	
DATA WYSTAWIENIA ŚWIADECTWA	21 Grudnia 2025	

PODSTAWOWE PARAMETRY TECHNICZNO-UŻYTKOWE BUDYNKU

LICZBA KONDYGNACJI BUDYNKU	3
KUBATURA BUDYNKU [m ³]	1281,3
KUBATURA BUDYNKU O REGULOWANEJ TEMPERATURZE POWIETRZA [m ³]	1281,3
PODZIAŁ POWIERZCHNI UŻYTKOWEJ BUDYNKU ¹⁴⁾	MIESZKALNA: 100,0% NIEMIESZKALNA: 0,0%
TEMPERATURY WEWNĘTRZNE W BUDYNKU W ZALEŻNOŚCI OD STREF OGRZEWANYCH	8/20/24°C
RODZAJ KONSTRUKCJI BUDYNKU	Tradycyjna

PRZEGRODY BUDYNKU	NAZWA PRZEGRODY	OPIS PRZEGRODY	WSPÓŁCZYNNIK PRZENIKANIA CIEPŁA PRZEGRODY U [W/m ² ·K]	
			UZYSKANY	WYMAGANY ¹⁵⁾
	D	Dach 51,0 cm	0,250	0,150
	DW	Drzwi wewnętrzne	2,000	
	DW_M	Drzwi wewnętrzne L×H= 90,0×200,0 cm	2,000	
	DZ	Drzwi zewnętrzne L×H= 130,0×200,0 cm	1,300	1,300
	O_115	Okno zewnętrzne L×H= 115,0×120,0 cm	0,900	0,900
	O_190	Okno zewnętrzne L×H= 190,0×120,0 cm	0,900	0,900
	O_285	Okno zewnętrzne L×H= 285,0×200,0 cm	0,900	0,900
	PG_K	Podłoga na gruncie 45,0 cm	0,172	0,300
	PG_P	Podłoga na gruncie 45,0 cm	0,176	0,300
	STR_K	Strop ciepło do góry 36,0 cm	0,482	
	STR_P	Strop ciepło do góry 36,0 cm	0,517	
	SW_12	Ściana wewnętrzna 12,0 cm	2,414	
	SW_18	Ściana wewnętrzna 18,0 cm	2,032	1,000
	SW_8	Ściana wewnętrzna 8,0 cm	0,681	
	SZ_37	Ściana zewnętrzna 37,0 cm	0,260	0,200

SYSTEM OGRZEWANIA ¹⁶⁾	ELEMENTY SKŁADOWE SYSTEMU	OPIS	ŚREDNIA SEZONOWA SPRAWNOŚĆ
	WYTWARZANIE CIEPŁA	KOCIOŁ GAZOWY KONDENSACYJNY - do 50 kW (55/45°C)	0,94
	PRZESYŁ CIEPŁA	OGRZEWANIE CENTRALNE WODNE - z lokalnego źródła ciepła usytuowanego w ogrzewanym budynku - z zaizolowanymi przewodami, armaturą i urządzeniami - w pomieszczeniach ogrzewanym	0,96
	AKUMULACJA CIEPŁA	BRAK ZASOBNIKA BUFOROWEGO	1,00
	REGULACJA I WYKORZYSTANIE CIEPŁA	OGRZEWANIE PODŁOGOWE - regulacja centralna - i miejscowa - regulator dwustawny lub P	0,89

SYSTEM PRZYGOTOWANIA CIEPŁEJ WODY UŻYTKOWEJ ¹⁷⁾	ELEMENTY SKŁADOWE SYSTEMU	OPIS	ŚREDNIA ROCZNA SPRAWNOŚĆ
	WYTWARZANIE CIEPŁA	Kotły niskotemperaturowe - o mocy do 50 kW	0,83
	PRZESYŁ CIEPŁA	CENTRALNE PRZYGOTOWANIE - obiegi izolowane - małe instalacje do 30 punktów poboru	0,70
	AKUMULACJA CIEPŁA	Zasobnik w systemie c.w.u. wyprodukowany po 2005 r.	0,85

SYSTEM CHŁODZENIA ¹⁸⁾	ELEMENTY SKŁADOWE SYSTEMU	OPIS	ŚREDNIA SEZONOWA SPRAWNOŚĆ
	WYTWARZANIE CHŁODU		
	PRZESYŁ CHŁODU		
	AKUMULACJA CHŁODU		
	REGULACJA I WYKORZYSTANIE CHŁODU		

WENTYLACJA Kocioł gazowy kondensacyjny + wentylacja grawitacyjna + ogrzewanie podłogowe

SYSTEM WBUDOWANEJ INSTALACJI OŚWIETLENIA ^{19), 20)}

INNE ISTOTNE DANE DOTYCZĄCE BUDYNKU

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ UŻYTKOWĄ EU [kWh/(m²·rok)] ¹⁷⁾

	OGRZEWANIE I WENTYLACJA	CIEPŁA WODA UŻYTKOWA	CHŁODZENIE	OŚWIETLENIE WBUDOWANE	SUMA
[kWh/(m ² ·rok)]	50,4	27,5	0,0		78,0
UDZIAŁ [%]	64,7	35,3	0,0		100,0

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ UŻYTKOWĄ EU: 78,0 kWh/(m²·rok)

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ KOŃCOWĄ EK [kWh/(m²·rok)] ¹⁷⁾

RODZAJ NOŚNIKA ENERGII LUB ENERGII	OGRZEWANIE I WENTYLACJA	CIEPŁA WODA UŻYTKOWA	CHŁODZENIE	OŚWIETLENIE WBUDOWANE ¹¹⁾	SUMA
PALIWA - Gaz ziemny	62,8	55,7	0,0		118,5
SIEĆ ELEKTROENERGETYCZNA SYSTEMOWA - Energia elektryczna	1,3	0,6	0,0		1,9
SUMA [kWh/(m ² ·rok)]	64,1	56,4	0,0		120,4
UDZIAŁ [%]	53,2	46,8	0,0		100,0

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ KOŃCOWĄ EK: 120,4 kWh/(m²·rok)

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA NIEODNAWIALNĄ ENERGIĘ PIERWOTNĄ EP [kWh/(m²·rok)] ¹⁷⁾

RODZAJ NOŚNIKA ENERGII LUB ENERGII	OGRZEWANIE I WENTYLACJA	CIEPŁA WODA UŻYTKOWA	CHŁODZENIE	OŚWIETLENIE WBUDOWANE ¹¹⁾	SUMA
PALIWA - Gaz ziemny	69,1	61,3	0,0		130,4
SIEĆ ELEKTROENERGETYCZNA SYSTEMOWA - Energia elektryczna	3,9	1,8	0,0		5,7
SUMA [kWh/(m ² ·rok)]	72,9	63,2	0,0		136,1
UDZIAŁ [%]	53,6	46,4	0,0		100,0

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA NIEODNAWIALNĄ ENERGIĘ PIERWOTNĄ EP: 136,1 kWh/(m²·rok)

ZALECENIA DOTYCZĄCE OPLĄCALNEJ EKONOMICZNIE I WYKONALNEJ TECHNICZNIE POPRAWY CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ BUDYNKU W ZAKRESIE ¹⁸⁾:

- PRZEGRÓD BUDYNKU W PRZYPADKU PLANOWANIA ROBÓT BUDOWLANYCH POLEGAJĄCYCH NA OCIEPLENIU BUDYNKU, OBEJMUJĄCYCH PONAD 25% POWIERZCHNI PRZEGRÓD ZEWNĘTRZNYCH TEGO BUDYNKU
Bez uwag
- SYSTEMÓW TECHNICZNYCH W BUDYNKU W PRZYPADKU PLANOWANIA ROBÓT BUDOWLANYCH POLEGAJĄCYCH NA OCIEPLENIU BUDYNKU, OBEJMUJĄCYCH PONAD 25% POWIERZCHNI PRZEGRÓD ZEWNĘTRZNYCH TEGO BUDYNKU
Bez uwag
- PRZEGRÓD BUDYNKU NIEZALEŻNIE OD PLANOWANYCH ROBÓT BUDOWLANYCH, O KTÓRYCH MOWA W PKT 1
Bez uwag
- SYSTEMÓW TECHNICZNYCH W BUDYNKU LUB CZĘŚCI BUDYNKU NIEZALEŻNIE OD PLANOWANYCH ROBÓT BUDOWLANYCH, O KTÓRYCH MOWA W PKT 2
Bez uwag
- INNYCH UWAG DOTYCZĄCYCH POPRAWY CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ BUDYNKU (W TYM WSKAZANIE, GDZIE MOŻNA UZYSKAĆ SZCZEGÓŁOWE INFORMACJE DOTYCZĄCE OPLĄCALNOŚCI EKONOMICZNEJ ZALECEŃ ZAWARTYCH W ŚWIADECTWIE ORAZ INFORMACJE DOTYCZĄCĄ DZIAŁAŃ, JAKIE NALEŻY PODJĄĆ W CELU WYPEŁNIENIA ZALECEŃ)
Bez uwag

OBJAŚNIENIA

- ¹ Nr świadectwa w wykazie świadectw charakterystyki energetycznej, nadany w systemie teleinformatycznym, w którym jest prowadzony centralny rejestr charakterystyki energetycznej budynków, o którym mowa w art. 31 ust. 1 pkt 3 ustawy z dnia 29 sierpnia 2014 r. o charakterystyce energetycznej budynków (Dz. U. z 2018 r. poz. 1984, z późn. zm.).
- ² Rodzaj budynku: mieszkalny, zamieszkania zbiorowego, użyteczności publicznej, rekreacji indywidualnej, gospodarczy, produkcyjny, magazynowy.
- ³ Należy określić zgodnie z przepisami wydanymi na podstawie art. 7 ust. 2 pkt 1 ustawy z dnia 7 lipca 1994 r. – Prawo budowlane (Dz. U. z 2019 r. poz. 1186, z późn. zm.), zwanymi dalej „przepisami techniczno-budowlanymi”, np. budynek przeznaczony na potrzeby opieki zdrowotnej.
- ⁴ Budynek, o którym mowa w art. 3 ust. 2 ustawy z dnia 29 sierpnia 2014 r. o charakterystyce energetycznej budynków: tak / nie.
- ⁵ Dotyczy budynku oddanego do użytkowania.
- ⁶ Należy wpisać: metoda obliczeniowa albo metoda zużyciowa.
- ⁷ Jest to ogrzewana lub chłodzona powierzchnia kondygnacji netto wyznaczana według Polskiej Normy dotyczącej właściwości użytkowych w budownictwie – określanie i obliczanie wskaźników powierzchniowych i kubaturowych.
- ⁸ Świadectwo charakterystyki energetycznej traci ważność po upływie terminu wskazanego w tym świadectwie albo w przypadku, o którym mowa w art. 14 ust. 2 ustawy z dnia 29 sierpnia 2014 r. o charakterystyce energetycznej budynków.
- ⁹ Należy wypełnić w przypadku metody obliczeniowej.
- ¹⁰ Charakterystyka energetyczna budynku jest określana na podstawie porównania wskaźnika rocznego zapotrzebowania na nieodnawialną energię pierwotną EP niezbędnego do zaspokojenia potrzeb energetycznych budynku w zakresie ogrzewania, wentylacji, chłodzenia, przygotowania ciepłej wody użytkowej i wbudowanej instalacji oświetlenia z maksymalną wartością wskaźnika EP wynikającą z przepisów techniczno-budowlanych oraz porównania wartości współczynnika przenikania ciepła przegród U w budynku z maksymalną wartością współczynnika wynikającą z przepisów techniczno-budowlanych.
W przypadku budynku nowo wznoszonego uzyskane wartości wskaźnika EP oraz współczynników przenikania ciepła przegród U nie powinny przekraczać wartości wynikających z przepisów techniczno-budowlanych.
W przypadku budynku podlegającego przebudowie jedynie wartości współczynników przenikania ciepła przegród U podlegających przebudowie nie powinny przekraczać wartości wynikających z przepisów techniczno-budowlanych.
- ¹¹ Roczne zapotrzebowanie na energię końcową oraz nieodnawialną energię pierwotną przez system wbudowanej instalacji oświetlenia nie wyznacza się w przypadku budynku mieszkalnego.
- ¹² Metoda obliczeniowa odnosi się do standardowego sposobu użytkowania i standardowych warunków klimatycznych, natomiast metoda zużyciowa odnosi się do faktycznego sposobu użytkowania budynku, w związku z czym mogą wystąpić różnice w wynikach końcowych między obliczeniami sporządzonymi tymi metodami. W przypadku korzystania z metody obliczeniowej, z uwagi na standardowy sposób użytkowania, uzyskane wartości obliczeniowej rocznej ilości zużywanego nośnika energii lub energii nie pozwalają wnioskować o rzeczywistym zużyciu energii w budynku; wartości te są przybliżone.
- ¹³ Wykaz, o którym mowa w art. 31 ust. 1 pkt 1 ustawy z dnia 29 sierpnia 2014 r. o charakterystyce energetycznej budynków.
- ¹⁴ Podział powierzchni użytkowej (np. część mieszkalna: ... m², część garażowa: ... m², część usługowa: ... m², część techniczna: ... m²).
- ¹⁵ Wymagania dotyczące wartości współczynnika przenikania ciepła przegród U powinny być spełnione jedynie w przypadku budynku nowo wznoszonego albo budynku podlegającego przebudowie.
- ¹⁶ W przypadku kilku systemów technicznych lub podsystemów w systemach technicznych tabelę należy dostosować.
- ¹⁷ Wartości rocznego zapotrzebowania na energię użytkową, energię końcową i nieodnawialną energię pierwotną odpowiednio dla systemu ogrzewania, systemu przygotowania ciepłej wody użytkowej, systemu chłodzenia, systemu wbudowanej instalacji oświetlenia i dla urządzeń pomocniczych odniesione do powierzchni A_f. Wartości rocznego zapotrzebowania na energię pomocniczą końcową i nieodnawialną energię pierwotną dla urządzeń pomocniczych systemów technicznych odniesione do powierzchni A_f należy wykazać w odpowiednich polach dotyczących celu ich zużycia.
- ¹⁸ Wypełnienie jest obowiązkowe, chyba że nie ma sensownej możliwości takiej poprawy w porównaniu z obowiązującymi wymaganiami zawartymi w przepisach techniczno-budowlanych.

UWAGI

1. Niniejsze świadectwo charakterystyki energetycznej zostało wydane na podstawie oceny charakterystyki energetycznej budynku zgodnie z przepisami ustawy z dnia 29 sierpnia 2014 r. o charakterystyce energetycznej budynków oraz rozporządzenia Ministra Infrastruktury i Rozwoju z dnia 27 lutego 2015 r. w sprawie metodologii wyznaczania charakterystyki energetycznej budynku lub części budynku oraz świadectw charakterystyki energetycznej (Dz. U. poz. 376 z późn. zm.).
2. **Roczne zapotrzebowanie na energię** w świadectwie charakterystyki energetycznej jest wyrażane przez roczne zapotrzebowanie na nieodnawialną energię pierwotną, energię końcową oraz energię użytkową. Dane do obliczeń określa się na podstawie budowlanej dokumentacji technicznej lub obmiaru budynku istniejącego i przyjmuje się standardowy albo faktyczny sposób użytkowania, w zależności od wybranej metody obliczania.
3. **Roczne zapotrzebowanie na nieodnawialną energię pierwotną** uwzględnia obok energii końcowej dodatkowe nakłady nieodnawialnej energii pierwotnej na dostarczenie do budynku każdego wykorzystanego nośnika energii lub energii. Uzyskane niskie wartości wskazują na nieznaczne zapotrzebowanie na energię i tym samym wysoką efektywność energetyczną budynku i zużycie energii chroniące zasoby naturalne i środowisko.
4. **Roczne zapotrzebowanie na energię końcową** określa roczną ilość energii dostarczaną do budynku dla systemów: ogrzewania, chłodzenia, przygotowania ciepłej wody użytkowej oraz wbudowanej instalacji oświetlenia. Zapotrzebowanie na energię końcową jest to ilość energii, która powinna być dostarczona do budynku przy standardowym lub faktycznym sposobie użytkowania z uwzględnieniem wszystkich strat, aby zapewnić utrzymanie temperatury wewnętrznej, której wartość została określona w przepisach techniczno-budowlanych, niezbędną wentylację oraz oświetlenie i przygotowanie ciepłej wody użytkowej. Niskie wartości sygnalizują wysokosprawne systemy techniczne w budynku i jego wysoką efektywność energetyczną.
5. **Roczne zapotrzebowanie na energię użytkową** określa:
 - a) w przypadku ogrzewania budynku – energię przenoszoną z budynku do jego otoczenia przez przenikanie lub z powietrzem wentylacyjnym, pomniejszoną o zyski ciepła,
 - b) w przypadku chłodzenia budynku – zyski ciepła pomniejszone o energię przenoszoną z budynku do jego otoczenia przez przenikanie lub z powietrzem wentylacyjnym,
 - c) w przypadku przygotowania ciepłej wody użytkowej – energię przenoszoną z budynku do jego otoczenia ze ściekami.
 Niskie wartości sygnalizują bardzo dobrą charakterystykę energetyczną przegród, niewielkie straty ciepła przez wentylację oraz optymalne zarządzanie zyskami słonecznymi.

ŚWIADECTWO CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ BUDYNKU

NUMER ŚWIADECTWA¹⁾ **Wariant 4**

BUDYNEK OCENIANY

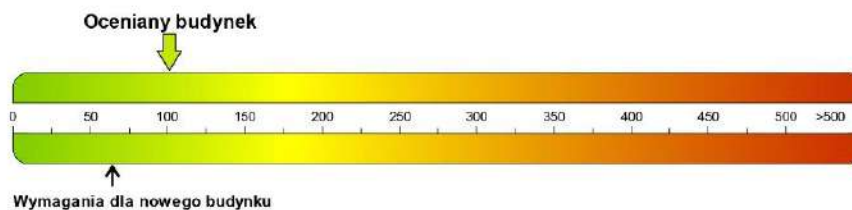
RODZAJ BUDYNKU ²⁾	Mieszkalny
PRZEZNACZENIE BUDYNKU ²⁾	Wielorodzinny
ADRES BUDYNKU	Warszawa, ul. Skarbka z gór 23a
BUDYNEK, O KTÓRYM MOWA W ART 3 UST.2 USTAWY ³⁾	Nie
ROK ODDANIA DO UŻYTKOWANIA BUDYNKU ⁴⁾	2009
METODA WYZNACZANIA CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ ⁵⁾	Metoda obliczeniowa
POWIERZCHNIA POMIESZCZEŃ O REGULOWANEJ TEMPERATURZE POWIETRZA (POWIERZCHNIA OGRZEWANA LUB CHŁODZONA) A[m ²] ⁶⁾	464,15
POWIERZCHNIA UŻYTKOWA [m ²]	434,67
WAŻNE DO ⁸⁾	21 Grudnia 2035
STACJA METEOROLOGICZNA, WEDŁUG KTÓREJ DANYCH OBLICZANA JEST CHARAKTERYSTYKA ENERGETYCZNA ⁹⁾	Warszawa Okęcie



OCENA CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ BUDYNKU¹⁰⁾

WSKAŹNIK CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ	OCENIANY BUDYNEK	WYMAGANIA DLA NOWEGO BUDYNKU WEDŁUG PRZEPISÓW TECHNICZNO-BUDOWLANYCH
WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ UŻYTKOWĄ	EU = 44,2 kWh/(m ² ·rok)	
WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ KOŃCOWĄ ¹¹⁾	EK = 82,4 kWh/(m ² ·rok)	
WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA NIEODNAWIALNĄ ENERGIĘ PIERWOTNĄ ¹¹⁾	EP = 101,7 kWh/(m ² ·rok)	EP = 65,0 kWh/(m ² ·rok)
JEDNOSTKOWA WIELKOŚĆ EMISJI CO ₂	E _{CO2} = 0,022 t CO ₂ /(m ² ·rok)	
UDZIAŁ ODNAWIALNYCH ŹRÓDEŁ ENERGII W ROCZNYM ZAPOTRZEBOWANIU NA ENERGIĘ KOŃCOWĄ	U _{oZE} = 0,0 %	

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA NIEODNAWIALNĄ ENERGIĘ PIERWOTNĄ EP [kWh/(m²·rok)]



OBLICZENIOWA ROCZNA ILOŚĆ ZUŻYWANEGO NOŚNIKA ENERGII LUB ENERGII PRZEZ BUDYNEK¹²⁾

SYSTEM TECHNICZNY	RODZAJ NOŚNIKA ENERGII LUB ENERGII	ILOŚĆ NOŚNIKA ENERGII LUB ENERGII	JEDNOSTKA/(m ² ·rok)
OGRZEWACZY	Gaz ziemny - wartość opałowa z RMŚ 12.09.2008.	2,179	m ³
	Energia elektryczna.	5,259	kWh
PRZYGOTOWANIA CIEPŁEJ WODY UŻYTKOWEJ	Gaz ziemny - wartość opałowa z RMŚ 12.09.2008.	5,855	m ³
	Energia elektryczna.	0,613	kWh
CHŁODZENIA			

SPORZĄDZAJĄCY ŚWIADECTWO

IMIĘ I NAZWISKO	Anna Choma	PODPIS I PIECZĄTKA
NR WPISU DO WYKAZU ¹³⁾	1234	
DATA WYSTAWIENIA ŚWIADECTWA	21 Grudnia 2025	

PODSTAWOWE PARAMETRY TECHNICZNO-UŻYTKOWE BUDYNKU

LICZBA KONDYGNACJI BUDYNKU	3
KUBATURA BUDYNKU [m ³]	1281,3
KUBATURA BUDYNKU O REGULOWANEJ TEMPERATURZE POWIETRZA [m ³]	1281,3
PODZIAŁ POWIERZCHNI UŻYTKOWEJ BUDYNKU ¹⁴⁰	MIESZKALNA: 100,0% NIEMIESZKALNA: 0,0%
TEMPERATURY WEWNĘTRZNE W BUDYNKU W ZALEŻNOŚCI OD STREF OGRZEWANYCH	8/20/24°C
RODZAJ KONSTRUKCJI BUDYNKU	Tradycyjna

PRZEGRODY BUDYNKU	NAZWA PRZEGRODY	OPIS PRZEGRODY	WSPÓŁCZYNNIK PRZENIKANIA CIEPŁA PRZEGRODY U [W/m ² ·K]	
			UZYSKANY	WYMAGANY ¹⁵¹
	D	Dach 51,0 cm	0,250	0,150
	DW	Drzwi wewnętrzne	2,000	
	DW_M	Drzwi wewnętrzne L×H= 90,0×200,0 cm	2,000	
	DZ	Drzwi zewnętrzne L×H= 130,0×200,0 cm	1,300	1,300
	O_115	Okno zewnętrzne L×H= 115,0×120,0 cm	0,900	0,900
	O_190	Okno zewnętrzne L×H= 190,0×120,0 cm	0,900	0,900
	O_285	Okno zewnętrzne L×H= 285,0×200,0 cm	0,900	0,900
	PG_K	Podłoga na gruncie 45,0 cm	0,172	0,300
	PG_P	Podłoga na gruncie 45,0 cm	0,176	0,300
	STR_K	Strop ciepło do góry 36,0 cm	0,482	
	STR_P	Strop ciepło do góry 36,0 cm	0,517	
	SW_12	Ściana wewnętrzna 12,0 cm	2,414	
	SW_18	Ściana wewnętrzna 18,0 cm	2,032	1,000
	SW_8	Ściana wewnętrzna 8,0 cm	0,681	
	SZ_37	Ściana zewnętrzna 37,0 cm	0,260	0,200

SYSTEM OGRZEWANIA ¹⁴⁶	ELEMENTY SKŁADOWE SYSTEMU	OPIS	ŚREDNIA SEZONOWA SPRAWNOŚĆ
	WYTWARZANIE CIEPŁA	KOCIOŁ GAZOWY KONDENSACYJNY - do 50 kW (55/45°C)	0,94
	PRZESYŁ CIEPŁA	OGRZEWANIE CENTRALNE WODNE - z lokalnego źródła ciepła usytuowanego w ogrzewanym budynku - z zaizolowanymi przewodami, armaturą i urządzeniami - w pomieszczeniach ogrzewanych	0,96
	AKUMULACJA CIEPŁA	BRAK ZASOBNIKA BUFOROWEGO	1,00
	REGULACJA I WYKORZYSTANIE CIEPŁA	OGRZEWANIE PODŁOGOWE - regulacja centralna - i miejscowa - regulator dwustawny lub P	0,89

SYSTEM PRZYGOTOWANIA CIEPŁEJ WODY UŻYTKOWEJ ¹⁴⁹	ELEMENTY SKŁADOWE SYSTEMU	OPIS	ŚREDNIA ROCZNA SPRAWNOŚĆ
	WYTWARZANIE CIEPŁA	Kotły niskotemperaturowe - o mocy do 50 kW	0,83
	PRZESYŁ CIEPŁA	CENTRALNE PRZYGOTOWANIE - obiegi izolowane - małe instalacje do 30 punktów poboru	0,70
	AKUMULACJA CIEPŁA	Zasobnik w systemie c.w.u. wyprodukowany po 2005 r.	0,85

SYSTEM CHŁODZENIA ¹⁴⁹	ELEMENTY SKŁADOWE SYSTEMU	OPIS	ŚREDNIA SEZONOWA SPRAWNOŚĆ
	WYTWARZANIE CHŁODU		
	PRZESYŁ CHŁODU		
	AKUMULACJA CHŁODU		
	REGULACJA I WYKORZYSTANIE CHŁODU		

WENTYLACJA

Kocioł gazowy kondensacyjny + wentylacja mechaniczna z odzyskiem ciepła + ogrzewanie grzejnikowe

SYSTEM WBUDOWANEJ INSTALACJI OŚWIETLENIA ^{153, 159}

INNE ISTOTNE DANE DOTYCZĄCE BUDYNKU

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ UŻYTKOWĄ EU [kWh/(m²·rok)] ¹⁷⁾

	OGRZEWANIE I WENTYLACJA	CIEPŁA WODA UŻYTKOWA	CHŁODZENIE	OŚWIETLENIE WBUDOWANE	SUMA
[kWh/(m ² ·rok)]	16,7	27,5	0,0		44,2
UDZIAŁ [%]	37,7	62,3	0,0		100,0

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ UŻYTKOWĄ EU: **44,2 kWh/(m²·rok)**

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ KOŃCOWĄ EK [kWh/(m²·rok)] ¹⁷⁾

RODZAJ NOŚNIKA ENERGII LUB ENERGII	OGRZEWANIE I WENTYLACJA	CIEPŁA WODA UŻYTKOWA	CHŁODZENIE	OŚWIETLENIE WBUDOWANE ¹¹⁾	SUMA
PALIWA - Gaz ziemny	20,7	55,7	0,0		76,5
SIEĆ ELEKTROENERGETYCZNA SYSTEMOWA - Energia elektryczna	5,3	0,6	0,0		5,9
SUMA [kWh/(m ² ·rok)]	26,0	56,4	0,0		82,4
UDZIAŁ [%]	31,6	68,4	0,0		100,0

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ KOŃCOWĄ EK: **82,4 kWh/(m²·rok)**

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA NIEODNAWIALNĄ ENERGIĘ PIERWOTNĄ EP [kWh/(m²·rok)] ¹⁷⁾

RODZAJ NOŚNIKA ENERGII LUB ENERGII	OGRZEWANIE I WENTYLACJA	CIEPŁA WODA UŻYTKOWA	CHŁODZENIE	OŚWIETLENIE WBUDOWANE ¹¹⁾	SUMA
PALIWA - Gaz ziemny	22,8	61,3	0,0		84,1
SIEĆ ELEKTROENERGETYCZNA SYSTEMOWA - Energia elektryczna	15,8	1,8	0,0		17,6
SUMA [kWh/(m ² ·rok)]	38,6	63,2	0,0		101,7
UDZIAŁ [%]	37,9	62,1	0,0		100,0

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA NIEODNAWIALNĄ ENERGIĘ PIERWOTNĄ EP: **101,7 kWh/(m²·rok)**

ZALECENIA DOTYCZĄCE OPLACALNEJ EKONOMICZNIE I WYKONALNEJ TECHNICZNIE POPRAWY CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ BUDYNKU W ZAKRESIE ¹⁸⁾:

- PRZEGRÓD BUDYNKU W PRZYPADKU PLANOWANIA ROBÓT BUDOWLANYCH POLEGAJĄCYCH NA OCIEPLENIU BUDYNKU, OBEJMUJĄCYCH PONAD 25% POWIERZCHNI PRZEGRÓD ZEWNĘTRZNYCH TEGO BUDYNKU
Bez uwag
- SYSTEMÓW TECHNICZNYCH W BUDYNKU W PRZYPADKU PLANOWANIA ROBÓT BUDOWLANYCH POLEGAJĄCYCH NA OCIEPLENIU BUDYNKU, OBEJMUJĄCYCH PONAD 25% POWIERZCHNI PRZEGRÓD ZEWNĘTRZNYCH TEGO BUDYNKU
Bez uwag
- PRZEGRÓD BUDYNKU NIEZALEŻNIE OD PLANOWANYCH ROBÓT BUDOWLANYCH, O KTÓRYCH MOWA W PKT 1
Bez uwag
- SYSTEMÓW TECHNICZNYCH W BUDYNKU LUB CZĘŚCI BUDYNKU NIEZALEŻNIE OD PLANOWANYCH ROBÓT BUDOWLANYCH, O KTÓRYCH MOWA W PKT 2
Bez uwag
- INNYCH UWAG DOTYCZĄCYCH POPRAWY CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ BUDYNKU (W TYM WSKAZANIE, GDZIE MOŻNA UZYSKAĆ SZCZEGÓŁOWE INFORMACJE DOTYCZĄCE OPLACALNOŚCI EKONOMICZNEJ ZALECEŃ ZAWARTYCH W ŚWIADECTWIE ORAZ INFORMACJE DOTYCZĄCĄ DZIAŁAŃ, JAKIE NALEŻY PODJĄĆ W CELU WYPEŁNIENIA ZALECEŃ)
Bez uwag

OBJAŚNIENIA

- ¹ Nr świadectwa w wykazie świadectw charakterystyki energetycznej, nadany w systemie teleinformatycznym, w którym jest prowadzony centralny rejestr charakterystyki energetycznej budynków, o którym mowa w art. 31 ust. 1 pkt 3 ustawy z dnia 29 sierpnia 2014 r. o charakterystyce energetycznej budynków (Dz. U. z 2018 r. poz. 1984, z późn. zm.).
- ² Rodzaj budynku: mieszkalny, zamieszkania zbiorowego, użyteczności publicznej, rekreacji indywidualnej, gospodarczy, produkcyjny, magazynowy.
- ³ Należy określić zgodnie z przepisami wydanymi na podstawie art. 7 ust. 2 pkt 1 ustawy z dnia 7 lipca 1994 r. – Prawo budowlane (Dz. U. z 2019 r. poz. 1186, z późn. zm.), zwanymi dalej „przepisami techniczno-budowlanymi”, np. budynek przeznaczony na potrzeby opieki zdrowotnej.
- ⁴ Budynek, o którym mowa w art. 3 ust. 2 ustawy z dnia 29 sierpnia 2014 r. o charakterystyce energetycznej budynków: tak / nie.
- ⁵ Dotyczy budynku oddanego do użytkowania.
- ⁶ Należy wpisać: metoda obliczeniowa albo metoda zużyciowa.
- ⁷ Jest to ogrzewana lub chłodzona powierzchnia kondygnacji netto wyznaczana według Polskiej Normy dotyczącej właściwości użytkowych w budownictwie – określanie i obliczanie wskaźników powierzchniowych i kubaturowych.
- ⁸ Świadectwo charakterystyki energetycznej traci ważność po upływie terminu wskazanego w tym świadectwie albo w przypadku, o którym mowa w art. 14 ust. 2 ustawy z dnia 29 sierpnia 2014 r. o charakterystyce energetycznej budynków.
- ⁹ Należy wypełnić w przypadku metody obliczeniowej.
- ¹⁰ Charakterystyka energetyczna budynku jest określana na podstawie porównania wskaźnika rocznego zapotrzebowania na nieodnawialną energię pierwotną EP niezbędnego do zaspokojenia potrzeb energetycznych budynku w zakresie ogrzewania, wentylacji, chłodzenia, przygotowania ciepłej wody użytkowej i wbudowanej instalacji oświetlenia z maksymalną wartością wskaźnika EP wynikającą z przepisów techniczno-budowlanych oraz porównania wartości współczynnika przenikania ciepła przegród U w budynku z maksymalną wartością współczynnika wynikającą z przepisów techniczno-budowlanych.
W przypadku budynku nowo wznoszonego uzyskane wartości wskaźnika EP oraz współczynników przenikania ciepła przegród U nie powinny przekraczać wartości wynikających z przepisów techniczno-budowlanych.
W przypadku budynku podlegającego przebudowie jedynie wartości współczynników przenikania ciepła przegród U podlegających przebudowie nie powinny przekraczać wartości wynikających z przepisów techniczno-budowlanych.
- ¹¹ Roczne zapotrzebowanie na energię końcową oraz nieodnawialną energię pierwotną przez system wbudowanej instalacji oświetlenia nie wyznacza się w przypadku budynku mieszkalnego.
- ¹² Metoda obliczeniowa odnosi się do standardowego sposobu użytkowania i standardowych warunków klimatycznych, natomiast metoda zużyciowa odnosi się do faktycznego sposobu użytkowania budynku, w związku z czym mogą wystąpić różnice w wynikach końcowych między obliczeniami sporządzonymi tymi metodami. W przypadku korzystania z metody obliczeniowej, z uwagi na standardowy sposób użytkowania, uzyskane wartości obliczeniowej rocznej ilości zużywanego nośnika energii lub energii nie pozwalają wnioskować o rzeczywistym zużyciu energii w budynku; wartości te są przybliżone.
- ¹³ Wykaz, o którym mowa w art. 31 ust. 1 pkt 1 ustawy z dnia 29 sierpnia 2014 r. o charakterystyce energetycznej budynków.
- ¹⁴ Podział powierzchni użytkowej (np. część mieszkalna: ... m², część garażowa: ... m², część usługowa: ... m², część techniczna: ... m²).
- ¹⁵ Wymagania dotyczące wartości współczynnika przenikania ciepła przegród U powinny być spełnione jedynie w przypadku budynku nowo wznoszonego albo budynku podlegającego przebudowie.
- ¹⁶ W przypadku kilku systemów technicznych lub podsystemów w systemach technicznych tabelę należy dostosować.
- ¹⁷ Wartości rocznego zapotrzebowania na energię użytkową, energię końcową i nieodnawialną energię pierwotną odpowiednio dla systemu ogrzewania, systemu przygotowania ciepłej wody użytkowej, systemu chłodzenia, systemu wbudowanej instalacji oświetlenia i dla urządzeń pomocniczych odniesione do powierzchni A_p. Wartości rocznego zapotrzebowania na energię pomocniczą końcową i nieodnawialną energię pierwotną dla urządzeń pomocniczych systemów technicznych odniesione do powierzchni A_p należy wykazać w odpowiednich polach dotyczących celu ich zużycia.
- ¹⁸ Wypełnienie jest obowiązkowe, chyba że nie ma sensownej możliwości takiej poprawy w porównaniu z obowiązującymi wymaganiami zawartymi w przepisach techniczno-budowlanych.

UWAGI

1. Niniejsze świadectwo charakterystyki energetycznej zostało wydane na podstawie oceny charakterystyki energetycznej budynku zgodnie z przepisami ustawy z dnia 29 sierpnia 2014 r. o charakterystyce energetycznej budynków oraz rozporządzenia Ministra Infrastruktury i Rozwoju z dnia 27 lutego 2015 r. w sprawie metodologii wyznaczania charakterystyki energetycznej budynku lub części budynku oraz świadectw charakterystyki energetycznej (Dz. U. poz. 376 z późn. zm.).
2. **Roczne zapotrzebowanie na energię** w świadectwie charakterystyki energetycznej jest wyrażane przez roczne zapotrzebowanie na nieodnawialną energię pierwotną, energię końcową oraz energię użytkową. Dane do obliczeń określa się na podstawie budowlanej dokumentacji technicznej lub obmiaru budynku istniejącego i przyjmuje się standardowy albo faktyczny sposób użytkowania, w zależności od wybranej metody obliczania.
3. **Roczne zapotrzebowanie na nieodnawialną energię pierwotną** uwzględnia obok energii końcowej dodatkowe nakłady nieodnawialnej energii pierwotnej na dostarczenie do budynku każdego wykorzystanego nośnika energii lub energii. Uzyskane niskie wartości wskazują na nieznaczne zapotrzebowanie na energię i tym samym wysoką efektywność energetyczną budynku i zużycie energii chroniące zasoby naturalne i środowisko.
4. **Roczne zapotrzebowanie na energię końcową** określa roczną ilość energii dostarczaną do budynku dla systemów: ogrzewania, chłodzenia, przygotowania ciepłej wody użytkowej oraz wbudowanej instalacji oświetlenia. Zapotrzebowanie na energię końcową jest to ilość energii, która powinna być dostarczona do budynku przy standardowym lub faktycznym sposobie użytkowania z uwzględnieniem wszystkich strat, aby zapewnić utrzymanie temperatury wewnętrznej, której wartość została określona w przepisach techniczno-budowlanych, niezbędną wentylację oraz oświetlenie i przygotowanie ciepłej wody użytkowej. Niskie wartości sygnalizują wysokosprawne systemy techniczne w budynku i jego wysoką efektywność energetyczną.
5. **Roczne zapotrzebowanie na energię użytkową** określa:
 - a) w przypadku ogrzewania budynku – energię przenoszoną z budynku do jego otoczenia przez przenikanie lub z powietrzem wentylacyjnym, pomniejszoną o zyski ciepła,
 - b) w przypadku chłodzenia budynku – zyski ciepła pomniejszone o energię przenoszoną z budynku do jego otoczenia przez przenikanie lub z powietrzem wentylacyjnym,
 - c) w przypadku przygotowania ciepłej wody użytkowej – energię przenoszoną z budynku do jego otoczenia ze ściekami.
 Niskie wartości sygnalizują bardzo dobrą charakterystykę energetyczną przegród, niewielkie straty ciepła przez wentylację oraz optymalne zarządzanie zyskami słonecznymi.

ŚWIADECTWO CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ BUDYNKU

NUMER ŚWIADECTWA¹⁾ **Wariant 5**

BUDYNEK OCENIANY

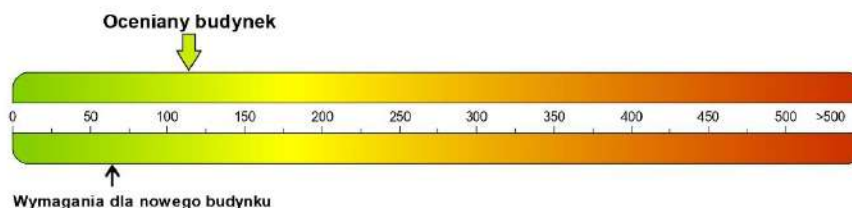
RODZAJ BUDYNKU ²⁾	Mieszkalny
PRZEZNACZENIE BUDYNKU ²⁾	Wielorodzinny
ADRES BUDYNKU	Warszawa, ul. Skarbka z gór 23a
BUDYNEK, O KTÓRYM MOWA W ART 3 UST.2 USTAWY ⁴⁾	Nie
ROK ODDANIA DO UŻYTKOWANIA BUDYNKU ³⁾	2009
METODA WYZNACZANIA CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ ⁶⁾	Metoda obliczeniowa
POWIERZCHNIA POMIESZCZEŃ O REGULOWANEJ TEMPERATURZE POWIETRZA (POWIERZCHNIA OGRZEWANA LUB CHŁODZONA) A _f [m ²] ⁷⁾	464,15
POWIERZCHNIA UŻYTKOWA [m ²]	434,67
WAŻNE DO ⁸⁾	21 Grudnia 2035
STACJA METEOROLOGICZNA, WEDŁUG KTÓREJ DANYCH OBLICZANA JEST CHARAKTERYSTYKA ENERGETYCZNA ⁹⁾	Warszawa Okęcie



OCENA CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ BUDYNKU¹⁰⁾

WSKAŹNIK CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ	OCENIANY BUDYNEK	WYMAGANIA DLA NOWEGO BUDYNKU WEDŁUG PRZEPISÓW TECHNICZNO-BUDOWLANYCH
WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ UŻYTKOWĄ	EU = 78,0 kWh/(m ² ·rok)	
WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ KOŃCOWĄ ¹¹⁾	EK = 38,1 kWh/(m ² ·rok)	
WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA NIEODNAWIALNĄ ENERGIĘ PIERWOTNĄ ¹¹⁾	EP = 114,4 kWh/(m ² ·rok)	EP = 65,0 kWh/(m ² ·rok)
JEDNOSTKOWA WIELKOŚĆ EMISJI CO ₂	E _{CO2} = 0,041 t CO ₂ /(m ² ·rok)	
UDZIAŁ ODNAWIALNYCH ŹRÓDEŁ ENERGII W ROCZNYM ZAPOTRZEBOWANIU NA ENERGIĘ KOŃCOWĄ	U _{OZE} = 63,6 %	

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA NIEODNAWIALNĄ ENERGIĘ PIERWOTNĄ EP [kWh/(m²·rok)]



OBLICZENIOWA ROCZNA IŁOŚĆ ZUŻYWANEGO NOŚNIKA ENERGII LUB ENERGII PRZEZ BUDYNEK¹²⁾

SYSTEM TECHNICZNY	RODZAJ NOŚNIKA ENERGII LUB ENERGII	IŁOŚĆ NOŚNIKA ENERGII LUB ENERGII	JEDNOSTKA/(m ² ·rok)
OGRZEWACZY	Energia elektryczna.	22,707	kWh
PRZYGOTOWANIA CIEPŁEJ WODY UŻYTKOWEJ	Energia elektryczna.	15,422	kWh
CHŁODZENIA			

SPORZĄDZAJĄCY ŚWIADECTWO

IMIĘ I NAZWISKO	Anna Choma	PODPIS I PIECZĄTKA
NR WPISU DO WYKAZU ¹³⁾	1234	
DATA WYSTAWIENIA ŚWIADECTWA	21 Grudnia 2025	

PODSTAWOWE PARAMETRY TECHNICZNO-UŻYTKOWE BUDYNKU

LICZBA KONDYGNACJI BUDYNKU	3
KUBATURA BUDYNKU [m ³]	1281,3
KUBATURA BUDYNKU O REGULOWANEJ TEMPERATURZE POWIETRZA [m ³]	1281,3
PODZIAŁ POWIERZCHNI UŻYTKOWEJ BUDYNKU ¹⁴⁰⁾	MIESZKALNA: 100,0% NIEMIESZKALNA: 0,0%
TEMPERATURY WEWNĘTRZNE W BUDYNKU W ZALEŻNOŚCI OD STREF OGRZEWANYCH	8/20/24°C
RODZAJ KONSTRUKCJI BUDYNKU	Tradycyjna

PRZEGRODY BUDYNKU	NAZWA PRZEGRODY	OPIS PRZEGRODY	WSPÓŁCZYNNIK PRZENIKANIA CIEPŁA PRZEGRODY U [W/m ² ·K]	
			UZYSKANY	WYMAGANY ¹⁴⁵⁾
	D	Dach 51,0 cm	0,250	0,150
	DW	Drzwi wewnętrzne	2,000	
	DW_M	Drzwi wewnętrzne L×H= 90,0×200,0 cm	2,000	
	DZ	Drzwi zewnętrzne L×H= 130,0×200,0 cm	1,300	1,300
	O_115	Okno zewnętrzne L×H= 115,0×120,0 cm	0,900	0,900
	O_190	Okno zewnętrzne L×H= 190,0×120,0 cm	0,900	0,900
	O_285	Okno zewnętrzne L×H= 285,0×200,0 cm	0,900	0,900
	PG_K	Podłoga na gruncie 45,0 cm	0,172	0,300
	PG_P	Podłoga na gruncie 45,0 cm	0,176	0,300
	STR_K	Strop ciepło do góry 36,0 cm	0,482	
	STR_P	Strop ciepło do góry 36,0 cm	0,517	
	SW_12	Ściana wewnętrzna 12,0 cm	2,414	
	SW_18	Ściana wewnętrzna 18,0 cm	2,032	1,000
	SW_8	Ściana wewnętrzna 8,0 cm	0,681	
	SZ_37	Ściana zewnętrzna 37,0 cm	0,260	0,200

SYSTEM OGRZEWANIA ¹⁴⁶⁾	ELEMENTY SKŁADOWE SYSTEMU	OPIS	ŚREDNIA SEZONOWA SPRAWNOŚĆ
	WYTWARZANIE CIEPŁA	POMPA CIEPŁA - powietrze/woda - sprężarkowa - elektryczna: 55/45oC	2,60
	PRZESYŁ CIEPŁA	OGRZEWANIE CENTRALNE WODNE - z lokalnego źródła ciepła usytuowanego w ogrzewanym budynku - z zaizolowanymi przewodami, armaturą i urządzeniami - w pomieszczeniach ogrzewanym	0,96
	AKUMULACJA CIEPŁA	BRAK ZASOBNIKA BUFOROWEGO	1,00
	REGULACJA I WYKORZYSTANIE CIEPŁA	OGRZEWANIE WODNE - grzejniki członowe/płytkowe - z regulacją centralną - i miejscową (zakres P - 1 K)	0,89

SYSTEM PRZYGOTOWANIA CIEPŁEJ WODY UŻYTKOWEJ ¹⁴⁹⁾	ELEMENTY SKŁADOWE SYSTEMU	OPIS	ŚREDNIA ROCZNA SPRAWNOŚĆ
	WYTWARZANIE CIEPŁA	Pompa ciepła typu powietrze/woda, sprężarkowa, napędzana elektrycznie	3,00
	PRZESYŁ CIEPŁA	CENTRALNE PRZYGOTOWANIE - obiegi izolowane - małe instalacje do 30 punktów poboru	0,70
	AKUMULACJA CIEPŁA	Zasobnik w systemie c.w.u. wyprodukowany po 2005 r.	0,85

SYSTEM CHŁODZENIA ¹⁴⁶⁾	ELEMENTY SKŁADOWE SYSTEMU	OPIS	ŚREDNIA SEZONOWA SPRAWNOŚĆ
	WYTWARZANIE CHŁODU		
	PRZESYŁ CHŁODU		
	AKUMULACJA CHŁODU		
	REGULACJA I WYKORZYSTANIE CHŁODU		

WENTYLACJA Pompa ciepła + wentylacja grawitacyjna + ogrzewanie grzejnikowe

SYSTEM WBUDOWANEJ INSTALACJI OŚWIETLENIA ^{145), 148)}

INNE ISTOTNE DANE DOTYCZĄCE BUDYNKU

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ UŻYTKOWĄ EU [kWh/(m²·rok)] ¹⁷⁾

	OGRZEWANIE I WENTYLACJA	CIEPŁA WODA UŻYTKOWA	CHŁODZENIE	OŚWIETLENIE WBUDOWANE	SUMA
[kWh/(m ² ·rok)]	50,4	27,5	0,0		78,0
UDZIAŁ [%]	64,7	35,3	0,0		100,0

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ UŻYTKOWĄ EU: 78,0 kWh/(m²·rok)

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ KOŃCOWĄ EK [kWh/(m²·rok)] ¹⁷⁾

RODZAJ NOŚNIKA ENERGII LUB ENERGII	OGRZEWANIE I WENTYLACJA	CIEPŁA WODA UŻYTKOWA	CHŁODZENIE	OŚWIETLENIE WBUDOWANE ¹⁸⁾	SUMA
SIEĆ ELEKTROENERGETYCZNA SYSTEMOWA - Energia elektryczna	22,7	15,4	0,0		38,1
SUMA [kWh/(m ² ·rok)]	22,7	15,4	0,0		38,1
UDZIAŁ [%]	59,6	40,4	0,0		100,0

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ KOŃCOWĄ EK: 38,1 kWh/(m²·rok)

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA NIEODNAWIALNĄ ENERGIĘ PIERWOTNĄ EP [kWh/(m²·rok)] ¹⁷⁾

RODZAJ NOŚNIKA ENERGII LUB ENERGII	OGRZEWANIE I WENTYLACJA	CIEPŁA WODA UŻYTKOWA	CHŁODZENIE	OŚWIETLENIE WBUDOWANE ¹⁸⁾	SUMA
SIEĆ ELEKTROENERGETYCZNA SYSTEMOWA - Energia elektryczna	68,1	46,3	0,0		114,4
SUMA [kWh/(m ² ·rok)]	68,1	46,3	0,0		114,4
UDZIAŁ [%]	59,6	40,4	0,0		100,0

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA NIEODNAWIALNĄ ENERGIĘ PIERWOTNĄ EP: 114,4 kWh/(m²·rok)

ZALECENIA DOTYCZĄCE OPIĘCZNEJ EKONOMICZNIE I WYKONALNEJ TECHNICZNIE POPRAWY CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ BUDYNKU W ZAKRESIE ¹⁸⁾:

- PRZEGRÓD BUDYNKU W PRZYPADKU PLANOWANIA ROBÓT BUDOWLANYCH POLEGAJĄCYCH NA OCIEPLENIU BUDYNKU, OBEJMUJĄCYCH PONAD 25% POWIERZCHNI PRZEGRÓD ZEWNĘTRZNYCH TEGO BUDYNKU
Bez uwag
- SYSTEMÓW TECHNICZNYCH W BUDYNKU W PRZYPADKU PLANOWANIA ROBÓT BUDOWLANYCH POLEGAJĄCYCH NA OCIEPLENIU BUDYNKU, OBEJMUJĄCYCH PONAD 25% POWIERZCHNI PRZEGRÓD ZEWNĘTRZNYCH TEGO BUDYNKU
Bez uwag
- PRZEGRÓD BUDYNKU NIEZALEŻNIE OD PLANOWANYCH ROBÓT BUDOWLANYCH, O KTÓRYCH MOWA W PKT 1
Bez uwag
- SYSTEMÓW TECHNICZNYCH W BUDYNKU LUB CZĘŚCI BUDYNKU NIEZALEŻNIE OD PLANOWANYCH ROBÓT BUDOWLANYCH, O KTÓRYCH MOWA W PKT 2
Bez uwag
- INNYCH UWAG DOTYCZĄCYCH POPRAWY CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ BUDYNKU (W TYM WSKAZANIE, GDZIE MOŻNA UZYSKAĆ SZCZEGÓŁOWE INFORMACJE DOTYCZĄCE OPIĘCZNOŚCI EKONOMICZNEJ ZALECEŃ ZAWARTYCH W ŚWIADECTWIE ORAZ INFORMACJĘ DOTYCZĄCĄ DZIAŁAŃ, JAKIE NALEŻY PODJAĆ W CELU WYPEŁNIENIA ZALECEŃ)
Bez uwag

OBJAŚNIENIA

- ¹ Nr świadectwa w wykazie świadectw charakterystyki energetycznej, nadany w systemie teleinformatycznym, w którym jest prowadzony centralny rejestr charakterystyki energetycznej budynków, o którym mowa w art. 31 ust. 1 pkt 3 ustawy z dnia 29 sierpnia 2014 r. o charakterystyce energetycznej budynków (Dz. U. z 2018 r. poz. 1984, z późn. zm.).
- ² Rodzaj budynku: mieszkalny, zamieszkania zbiorowego, użyteczności publicznej, rekreacji indywidualnej, gospodarczy, produkcyjny, magazynowy.
- ³ Należy określić zgodnie z przepisami wydanymi na podstawie art. 7 ust. 2 pkt 1 ustawy z dnia 7 lipca 1994 r. – Prawo budowlane (Dz. U. z 2019 r. poz. 1186, z późn. zm.), zwanymi dalej „przepisami techniczno-budowlanymi”, np. budynek przeznaczony na potrzeby opieki zdrowotnej.
- ⁴ Budynek, o którym mowa w art. 3 ust. 2 ustawy z dnia 29 sierpnia 2014 r. o charakterystyce energetycznej budynków: tak / nie.
- ⁵ Dotyczy budynku oddanego do użytkowania.
- ⁶ Należy wpisać: metoda obliczeniowa albo metoda zużyciowa.
- ⁷ Jest to ogrzewana lub chłodzona powierzchnia kondygnacji netto wyznaczana według Polskiej Normy dotyczącej właściwości użytkowych w budownictwie – określanie i obliczanie wskaźników powierzchniowych i kubaturowych.
- ⁸ Świadectwo charakterystyki energetycznej traci ważność po upływie terminu wskazanego w tym świadectwie albo w przypadku, o którym mowa w art. 14 ust. 2 ustawy z dnia 29 sierpnia 2014 r. o charakterystyce energetycznej budynków.
- ⁹ Należy wypełnić w przypadku metody obliczeniowej.
- ¹⁰ Charakterystyka energetyczna budynku jest określana na podstawie porównania wskaźnika rocznego zapotrzebowania na nieodnawialną energię pierwotną EP niezbędnego do zaspokojenia potrzeb energetycznych budynku w zakresie ogrzewania, wentylacji, chłodzenia, przygotowania ciepłej wody użytkowej i wbudowanej instalacji oświetlenia z maksymalną wartością wskaźnika EP wynikającą z przepisów techniczno-budowlanych oraz porównania wartości współczynnika przenikania ciepła przegród U w budynku z maksymalną wartością współczynnika wynikającą z przepisów techniczno-budowlanych.
W przypadku budynku nowo wznoszonego uzyskane wartości wskaźnika EP oraz współczynników przenikania ciepła przegród U nie powinny przekraczać wartości wynikających z przepisów techniczno-budowlanych.
W przypadku budynku podlegającego przebudowie jedynie wartości współczynników przenikania ciepła przegród U podlegających przebudowie nie powinny przekraczać wartości wynikających z przepisów techniczno-budowlanych.
- ¹¹ Roczne zapotrzebowanie na energię końcową oraz nieodnawialną energię pierwotną przez system wbudowanej instalacji oświetlenia nie wyznacza się w przypadku budynku mieszkalnego.
- ¹² Metoda obliczeniowa odnosi się do standardowego sposobu użytkowania i standardowych warunków klimatycznych, natomiast metoda zużyciowa odnosi się do faktycznego sposobu użytkowania budynku, w związku z czym mogą wystąpić różnice w wynikach końcowych między obliczeniami sporządzonymi tymi metodami. W przypadku korzystania z metody obliczeniowej, z uwagi na standardowy sposób użytkowania, uzyskane wartości obliczeniowej rocznej ilości zużywanego nośnika energii lub energii nie pozwalają wnioskować o rzeczywistym zużyciu energii w budynku; wartości te są przybliżone.
- ¹³ Wykaz, o którym mowa w art. 31 ust. 1 pkt 1 ustawy z dnia 29 sierpnia 2014 r. o charakterystyce energetycznej budynków.
- ¹⁴ Podział powierzchni użytkowej (np. część mieszkalna: ... m², część garażowa: ... m², część usługowa: ... m², część techniczna: ... m²).
- ¹⁵ Wymagania dotyczące wartości współczynnika przenikania ciepła przegród U powinny być spełnione jedynie w przypadku budynku nowo wznoszonego albo budynku podlegającego przebudowie.
- ¹⁶ W przypadku kilku systemów technicznych lub podsystemów w systemach technicznych tabelę należy dostosować.
- ¹⁷ Wartości rocznego zapotrzebowania na energię użytkową, energię końcową i nieodnawialną energię pierwotną odpowiednio dla systemu ogrzewania, systemu przygotowania ciepłej wody użytkowej, systemu chłodzenia, systemu wbudowanej instalacji oświetlenia i dla urządzeń pomocniczych odniesione do powierzchni A. Wartości rocznego zapotrzebowania na energię pomocniczą końcową i nieodnawialną energię pierwotną dla urządzeń pomocniczych systemów technicznych odniesione do powierzchni A_z należy wykazać w odpowiednich polach dotyczących celu ich zużycia.
- ¹⁸ Wypełnienie jest obowiązkowe, chyba że nie ma sensownej możliwości takiej poprawy w porównaniu z obowiązującymi wymaganiami zawartymi w przepisach techniczno-budowlanych.

UWAGI

1. Niniejsze świadectwo charakterystyki energetycznej zostało wydane na podstawie oceny charakterystyki energetycznej budynku zgodnie z przepisami ustawy z dnia 29 sierpnia 2014 r. o charakterystyce energetycznej budynków oraz rozporządzenia Ministra Infrastruktury i Rozwoju z dnia 27 lutego 2015 r. w sprawie metodologii wyznaczania charakterystyki energetycznej budynku lub części budynku oraz świadectw charakterystyki energetycznej (Dz. U. poz. 376 z późn. zm.).
2. **Roczne zapotrzebowanie na energię** w świadectwie charakterystyki energetycznej jest wyrażane przez roczne zapotrzebowanie na nieodnawialną energię pierwotną, energię końcową oraz energię użytkową. Dane do obliczeń określa się na podstawie budowlanej dokumentacji technicznej lub obmiaru budynku istniejącego i przyjmuje się standardowy albo faktyczny sposób użytkowania, w zależności od wybranej metody obliczania.
3. **Roczne zapotrzebowanie na nieodnawialną energię pierwotną** uwzględnia obok energii końcowej dodatkowe nakłady nieodnawialnej energii pierwotnej na dostarczenie do budynku każdego wykorzystanego nośnika energii lub energii. Uzyskane niskie wartości wskazują na nieznaczne zapotrzebowanie na energię i tym samym wysoką efektywność energetyczną budynku i zużycie energii chroniące zasoby naturalne i środowisko.
4. **Roczne zapotrzebowanie na energię końcową** określa roczną ilość energii dostarczaną do budynku dla systemów: ogrzewania, chłodzenia, przygotowania ciepłej wody użytkowej oraz wbudowanej instalacji oświetlenia. Zapotrzebowanie na energię końcową jest to ilość energii, która powinna być dostarczona do budynku przy standardowym lub faktycznym sposobie użytkowania z uwzględnieniem wszystkich strat, aby zapewnić utrzymanie temperatury wewnętrznej, której wartość została określona w przepisach techniczno-budowlanych, niezbędną wentylację oraz oświetlenie i przygotowanie ciepłej wody użytkowej. Niskie wartości sygnalizują wysokosprawne systemy techniczne w budynku i jego wysoką efektywność energetyczną.
5. **Roczne zapotrzebowanie na energię użytkową** określa:
 - a) w przypadku ogrzewania budynku – energię przenoszoną z budynku do jego otoczenia przez przenikanie lub z powietrzem wentylacyjnym, pomniejszoną o zyski ciepła,
 - b) w przypadku chłodzenia budynku – zyski ciepła pomniejszone o energię przenoszoną z budynku do jego otoczenia przez przenikanie lub z powietrzem wentylacyjnym,
 - c) w przypadku przygotowania ciepłej wody użytkowej – energię przenoszoną z budynku do jego otoczenia ze ściekami.
 Niskie wartości sygnalizują bardzo dobrą charakterystykę energetyczną przegród, niewielkie straty ciepła przez wentylację oraz optymalne zarządzanie zyskami słonecznymi.

ŚWIADECTWO CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ BUDYNKU

NUMER ŚWIADECTWA¹⁾ **Wariant 6**

BUDYNEK OCENIANY

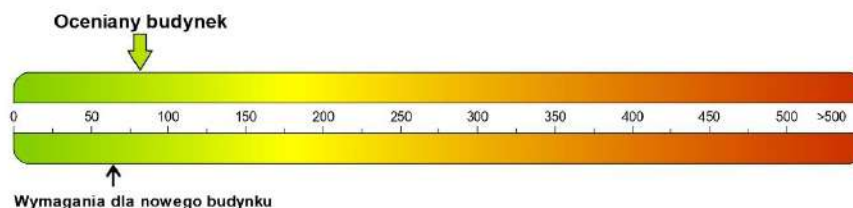
RODZAJ BUDYNKU ²⁾	Mieszkalny
PRZEZNACZENIE BUDYNKU ²⁾	Wielorodzinny
ADRES BUDYNKU	Warszawa, ul. Skarbka z gór 23a
BUDYNEK, O KTÓRYM MOWA W ART 3 UST.2 USTAWY ⁴⁾	Nie
ROK ODDANIA DO UŻYTKOWANIA BUDYNKU ³⁾	2009
METODA WYZNACZANIA CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ ⁶⁾	Metoda obliczeniowa
POWIERZCHNIA POMIESZCZEŃ O REGULOWANEJ TEMPERATURZE POWIETRZA (POWIERZCHNIA OGRZEWANA LUB CHŁODZONA) A _f [m ²] ⁷⁾	464,15
POWIERZCHNIA UŻYTKOWA [m ²]	434,67
WAŻNE DO ⁸⁾	21 Grudnia 2035
STACJA METEOROLOGICZNA, WEDŁUG KTÓREJ DANYCH OBLICZANA JEST CHARAKTERYSTYKA ENERGETYCZNA ⁹⁾	Warszawa Okęcie



OCENA CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ BUDYNKU¹⁰⁾

WSKAŹNIK CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ	OCENIANY BUDYNEK	WYMAGANIA DLA NOWEGO BUDYNKU WEDŁUG PRZEPISÓW TECHNICZNO-BUDOWLANYCH
WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ UŻYTKOWĄ	EU = 44,2 kWh/(m ² ·rok)	
WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ KOŃCOWĄ ¹¹⁾	EK = 27,4 kWh/(m ² ·rok)	
WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA NIEODNAWIALNĄ ENERGIĘ PIERWOTNĄ ¹¹⁾	EP = 82,2 kWh/(m ² ·rok)	EP = 65,0 kWh/(m ² ·rok)
JEDNOSTKOWA WIELKOŚĆ EMISJI CO ₂	E _{CO2} = 0,029 t CO ₂ /(m ² ·rok)	
UDZIAŁ ODNAWIALNYCH ŹRÓDEŁ ENERGII W ROCZNYM ZAPOTRZEBOWANIU NA ENERGIĘ KOŃCOWĄ	U _{OZE} = 54,6 %	

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA NIEODNAWIALNĄ ENERGIĘ PIERWOTNĄ EP [kWh/(m²·rok)]



OBLICZENIOWA ROCZNA IŁOŚĆ ZUŻYWANEGO NOŚNIKA ENERGII LUB ENERGII PRZEZ BUDYNEK¹²⁾

SYSTEM TECHNICZNY	RODZAJ NOŚNIKA ENERGII LUB ENERGII	IŁOŚĆ NOŚNIKA ENERGII LUB ENERGII	JEDNOSTKA/(m ² ·rok)
OGRZEWACZY	Energia elektryczna.	11,965	kWh
PRZYGOTOWANIA CIEPŁEJ WODY UŻYTKOWEJ	Energia elektryczna.	15,422	kWh
CHŁODZENIA			

SPORZĄDZAJĄCY ŚWIADECTWO

IMIĘ I NAZWISKO	Anna Choma
NR WPISU DO WYKAZU ¹³⁾	1234
DATA WYSTAWIENIA ŚWIADECTWA	21 Grudnia 2025

PODPIS I PIECZĄTKA

PODSTAWOWE PARAMETRY TECHNICZNO-UŻYTKOWE BUDYNKU

LICZBA KONDYGNACJI BUDYNKU	3
KUBATURA BUDYNKU [m ³]	1281,3
KUBATURA BUDYNKU O REGULOWANEJ TEMPERATURZE POWIETRZA [m ³]	1281,3
PODZIAŁ POWIERZCHNI UŻYTKOWEJ BUDYNKU ¹⁴⁾	MIESZKALNA: 100,0% NIEMIESZKALNA: 0,0%
TEMPERATURY WEWNĘTRZNE W BUDYNKU W ZALEŻNOŚCI OD STREF OGRZEWANYCH	8/20/24°C
RODZAJ KONSTRUKCJI BUDYNKU	Tradycyjna

PRZEGRODY BUDYNKU	NAZWA PRZEGRODY	OPIS PRZEGRODY	WSPÓŁCZYNNIK PRZENIKANIA CIEPŁA PRZEGRODY U [W/m ² ·K]	
			UZYSKANY	WYMAGANY ¹⁵⁾
	D	Dach 51,0 cm	0,250	0,150
	DW	Drzwi wewnętrzne	2,000	
	DW_M	Drzwi wewnętrzne L×H= 90,0×200,0 cm	2,000	
	DZ	Drzwi zewnętrzne L×H= 130,0×200,0 cm	1,300	1,300
	O_115	Okno zewnętrzne L×H= 115,0×120,0 cm	0,900	0,900
	O_190	Okno zewnętrzne L×H= 190,0×120,0 cm	0,900	0,900
	O_285	Okno zewnętrzne L×H= 285,0×200,0 cm	0,900	0,900
	PG_K	Podłoga na gruncie 45,0 cm	0,172	0,300
	PG_P	Podłoga na gruncie 45,0 cm	0,176	0,300
	STR_K	Strop ciepło do góry 36,0 cm	0,482	
	STR_P	Strop ciepło do góry 36,0 cm	0,517	
	SW_12	Ściana wewnętrzna 12,0 cm	2,414	
	SW_18	Ściana wewnętrzna 18,0 cm	2,032	1,000
	SW_8	Ściana wewnętrzna 8,0 cm	0,681	
	SZ_37	Ściana zewnętrzna 37,0 cm	0,260	0,200

SYSTEM OGRZEWANIA ¹⁶⁾	ELEMENTY SKŁADOWE SYSTEMU	OPIS	ŚREDNIA SEZONOWA SPRAWNOŚĆ
	WYTWARZANIE CIEPŁA	POMPA CIEPŁA - powietrze/woda - sprężarkowa - elektryczna: 55/45oC	2,60
	PRZESYŁ CIEPŁA	OGRZEWANIE CENTRALNE WODNE - z lokalnego źródła ciepła usytuowanego w ogrzewanym budynku - z zaizolowanymi przewodami, armaturą i urządzeniami - w pomieszczeniach ogrzewanych	0,96
	AKUMULACJA CIEPŁA	BRAK ZASOBNIKA BUFOROWEGO	1,00
	REGULACJA I WYKORZYSTANIE CIEPŁA	Inna	0,88

SYSTEM PRZYGOTOWANIA CIEPŁEJ WODY UŻYTKOWEJ ¹⁶⁾	ELEMENTY SKŁADOWE SYSTEMU	OPIS	ŚREDNIA ROCZNA SPRAWNOŚĆ
	WYTWARZANIE CIEPŁA	Pompa ciepła typu powietrze/woda, sprężarkowa, napędzana elektrycznie	3,00
	PRZESYŁ CIEPŁA	CENTRALNE PRZYGOTOWANIE - obiegi izolowane - małe instalacje do 30 punktów poboru	0,70
	AKUMULACJA CIEPŁA	Zasobnik w systemie c.w.u. wyprodukowany po 2005 r.	0,85

SYSTEM CHŁODZENIA ¹⁶⁾	ELEMENTY SKŁADOWE SYSTEMU	OPIS	ŚREDNIA SEZONOWA SPRAWNOŚĆ
	WYTWARZANIE CHŁODU		
	PRZESYŁ CHŁODU		
	AKUMULACJA CHŁODU		
	REGULACJA I WYKORZYSTANIE CHŁODU		

WENTYLACJA Pompa ciepła + wentylacja mechaniczna z odzyskiem ciepła + ogrzewanie grzejnikowe

SYSTEM WBUDOWANEJ INSTALACJI OŚWIETLENIA ^{11), 16)}

INNE ISTOTNE DANE DOTYCZĄCE BUDYNKU

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ UŻYTKOWĄ EU [kWh/(m²·rok)] ¹⁷⁾

	OGRZEWANIE I WENTYLACJA	CIEPŁA WODA UŻYTKOWA	CHŁODZENIE	OŚWIETLENIE WBUDOWANE	SUMA
[kWh/(m ² ·rok)]	16,7	27,5	0,0		44,2
UDZIAŁ [%]	37,7	62,3	0,0		100,0

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ UŻYTKOWĄ EU: 44,2 kWh/(m²·rok)

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ KOŃCOWĄ EK [kWh/(m²·rok)] ¹⁷⁾

RODZAJ NOŚNIKA ENERGII LUB ENERGII	OGRZEWANIE I WENTYLACJA	CIEPŁA WODA UŻYTKOWA	CHŁODZENIE	OŚWIETLENIE WBUDOWANE ¹⁵⁾	SUMA
SIEĆ ELEKTROENERGETYCZNA SYSTEMOWA - Energia elektryczna	12,0	15,4	0,0		27,4
SUMA [kWh/(m ² ·rok)]	12,0	15,4	0,0		27,4
UDZIAŁ [%]	43,7	56,3	0,0		100,0

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ KOŃCOWĄ EK: 27,4 kWh/(m²·rok)

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA NIEODNAWIALNĄ ENERGIĘ PIERWOTNĄ EP [kWh/(m²·rok)] ¹⁷⁾

RODZAJ NOŚNIKA ENERGII LUB ENERGII	OGRZEWANIE I WENTYLACJA	CIEPŁA WODA UŻYTKOWA	CHŁODZENIE	OŚWIETLENIE WBUDOWANE ¹⁵⁾	SUMA
SIEĆ ELEKTROENERGETYCZNA SYSTEMOWA - Energia elektryczna	35,9	46,3	0,0		82,2
SUMA [kWh/(m ² ·rok)]	35,9	46,3	0,0		82,2
UDZIAŁ [%]	43,7	56,3	0,0		100,0

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA NIEODNAWIALNĄ ENERGIĘ PIERWOTNĄ EP: 82,2 kWh/(m²·rok)

ZALECENIA DOTYCZĄCE OPLĄCALNEJ EKONOMICZNIE I WYKONALNEJ TECHNICZNIE POPRAWY CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ BUDYNKU W ZAKRESIE ¹⁸⁾:

- PRZEGRÓD BUDYNKU W PRZYPADKU PLANOWANIA ROBÓT BUDOWLANYCH POLEGAJĄCYCH NA OCIEPLENIU BUDYNKU, OBEJMUJĄCYCH PONAD 25% POWIERZCHNI PRZEGRÓD ZEWNĘTRZNYCH TEGO BUDYNKU
Bez uwag
- SYSTEMÓW TECHNICZNYCH W BUDYNKU W PRZYPADKU PLANOWANIA ROBÓT BUDOWLANYCH POLEGAJĄCYCH NA OCIEPLENIU BUDYNKU, OBEJMUJĄCYCH PONAD 25% POWIERZCHNI PRZEGRÓD ZEWNĘTRZNYCH TEGO BUDYNKU
Bez uwag
- PRZEGRÓD BUDYNKU NIEZALEŻNIE OD PLANOWANYCH ROBÓT BUDOWLANYCH, O KTÓRYCH MOWA W PKT 1
Bez uwag
- SYSTEMÓW TECHNICZNYCH W BUDYNKU LUB CZĘŚCI BUDYNKU NIEZALEŻNIE OD PLANOWANYCH ROBÓT BUDOWLANYCH, O KTÓRYCH MOWA W PKT 2
Bez uwag
- INNYCH UWAG DOTYCZĄCYCH POPRAWY CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ BUDYNKU (W TYM WSKAZANIE, GDZIE MOŻNA UZYSKAĆ SZCZEGÓŁOWE INFORMACJE DOTYCZĄCE OPLĄCALNOŚCI EKONOMICZNEJ ZALECEŃ ZAWARTYCH W ŚWIADECTWIE ORAZ INFORMACJĘ DOTYCZĄCĄ DZIAŁAŃ, JAKIE NALEŻY PODJĄĆ W CELU WYPEŁNIENIA ZALECEŃ)
Bez uwag

OBJAŚNIENIA

- ¹ Nr świadectwa w wykazie świadectw charakterystyki energetycznej, nadany w systemie teleinformatycznym, w którym jest prowadzony centralny rejestr charakterystyki energetycznej budynków, o którym mowa w art. 31 ust. 1 pkt 3 ustawy z dnia 29 sierpnia 2014 r. o charakterystyce energetycznej budynków (Dz. U. z 2018 r. poz. 1984, z późn. zm.).
- ² Rodzaj budynku: mieszkalny, zamieszkania zbiorowego, użyteczności publicznej, rekreacji indywidualnej, gospodarczy, produkcyjny, magazynowy.
- ³ Należy określić zgodnie z przepisami wydanymi na podstawie art. 7 ust. 2 pkt 1 ustawy z dnia 7 lipca 1994 r. – Prawo budowlane (Dz. U. z 2019 r. poz. 1186, z późn. zm.), zwanymi dalej „przepisami techniczno-budowlanymi”, np. budynek przeznaczony na potrzeby opieki zdrowotnej.
- ⁴ Budynek, o którym mowa w art. 3 ust. 2 ustawy z dnia 29 sierpnia 2014 r. o charakterystyce energetycznej budynków: tak / nie.
- ⁵ Dotyczy budynku oddanego do użytkowania.
- ⁶ Należy wpisać: metoda obliczeniowa albo metoda zużyciowa.
- ⁷ Jest to ogrzewana lub chłodzona powierzchnia kondygnacji netto wyznaczana według Polskiej Normy dotyczącej właściwości użytkowych w budownictwie – określanie i obliczanie wskaźników powierzchniowych i kubaturowych.
- ⁸ Świadectwo charakterystyki energetycznej traci ważność po upływie terminu wskazanego w tym świadectwie albo w przypadku, o którym mowa w art. 14 ust. 2 ustawy z dnia 29 sierpnia 2014 r. o charakterystyce energetycznej budynków.
- ⁹ Należy wypełnić w przypadku metody obliczeniowej.
- ¹⁰ Charakterystyka energetyczna budynku jest określana na podstawie porównania wskaźnika rocznego zapotrzebowania na nieodnawialną energię pierwotną EP niezbędnego do zaspokojenia potrzeb energetycznych budynku w zakresie ogrzewania, wentylacji, chłodzenia, przygotowania ciepłej wody użytkowej i wbudowanej instalacji oświetlenia z maksymalną wartością wskaźnika EP wynikającą z przepisów techniczno-budowlanych oraz porównania wartości współczynnika przenikania ciepła przegród U w budynku z maksymalną wartością współczynnika wynikającą z przepisów techniczno-budowlanych.
W przypadku budynku nowo wznoszonego uzyskane wartości wskaźnika EP oraz współczynników przenikania ciepła przegród U nie powinny przekraczać wartości wynikających z przepisów techniczno-budowlanych.
W przypadku budynku podlegającego przebudowie jedynie wartości współczynników przenikania ciepła przegród U podlegających przebudowie nie powinny przekraczać wartości wynikających z przepisów techniczno-budowlanych.
- ¹¹ Roczne zapotrzebowanie na energię końcową oraz nieodnawialną energię pierwotną przez system wbudowanej instalacji oświetlenia nie wyznacza się w przypadku budynku mieszkalnego.
- ¹² Metoda obliczeniowa odnosi się do standardowego sposobu użytkowania i standardowych warunków klimatycznych, natomiast metoda zużyciowa odnosi się do faktycznego sposobu użytkowania budynku, w związku z czym mogą wystąpić różnice w wynikach końcowych między obliczeniami sporządzonymi tymi metodami. W przypadku korzystania z metody obliczeniowej, z uwagi na standardowy sposób użytkowania, uzyskane wartości obliczeniowej rocznej ilości zużywanego nośnika energii lub energii nie pozwalają wnioskować o rzeczywistym zużyciu energii w budynku; wartości te są przybliżone.
- ¹³ Wykaz, o którym mowa w art. 31 ust. 1 pkt 1 ustawy z dnia 29 sierpnia 2014 r. o charakterystyce energetycznej budynków.
- ¹⁴ Podział powierzchni użytkowej (np. część mieszkalna: ... m², część garażowa: ... m², część usługowa: ... m², część techniczna: ... m²).
- ¹⁵ Wymagania dotyczące wartości współczynnika przenikania ciepła przegród U powinny być spełnione jedynie w przypadku budynku nowo wznoszonego albo budynku podlegającego przebudowie.
- ¹⁶ W przypadku kilku systemów technicznych lub podsystemów w systemach technicznych tabelę należy dostosować.
- ¹⁷ Wartości rocznego zapotrzebowania na energię użytkową, energię końcową i nieodnawialną energię pierwotną odpowiednio dla systemu ogrzewania, systemu przygotowania ciepłej wody użytkowej, systemu chłodzenia, systemu wbudowanej instalacji oświetlenia i dla urządzeń pomocniczych odniesione do powierzchni A. Wartości rocznego zapotrzebowania na energię pomocniczą końcową i nieodnawialną energię pierwotną dla urządzeń pomocniczych systemów technicznych odniesione do powierzchni A_z należy wykazać w odpowiednich polach dotyczących celu ich zużycia.
- ¹⁸ Wypełnienie jest obowiązkowe, chyba że nie ma sensownej możliwości takiej poprawy w porównaniu z obowiązującymi wymaganiami zawartymi w przepisach techniczno-budowlanych.

UWAGI

1. Niniejsze świadectwo charakterystyki energetycznej zostało wydane na podstawie oceny charakterystyki energetycznej budynku zgodnie z przepisami ustawy z dnia 29 sierpnia 2014 r. o charakterystyce energetycznej budynków oraz rozporządzenia Ministra Infrastruktury i Rozwoju z dnia 27 lutego 2015 r. w sprawie metodologii wyznaczania charakterystyki energetycznej budynku lub części budynku oraz świadectw charakterystyki energetycznej (Dz. U. poz. 376 z późn. zm.).
2. **Roczne zapotrzebowanie na energię** w świadectwie charakterystyki energetycznej jest wyrażane przez roczne zapotrzebowanie na nieodnawialną energię pierwotną, energię końcową oraz energię użytkową. Dane do obliczeń określa się na podstawie budowlanej dokumentacji technicznej lub obmiaru budynku istniejącego i przyjmuje się standardowy albo faktyczny sposób użytkowania, w zależności od wybranej metody obliczania.
3. **Roczne zapotrzebowanie na nieodnawialną energię pierwotną** uwzględnia obok energii końcowej dodatkowe nakłady nieodnawialnej energii pierwotnej na dostarczenie do budynku każdego wykorzystanego nośnika energii lub energii. Uzyskane niskie wartości wskazują na nieznaczne zapotrzebowanie na energię i tym samym wysoką efektywność energetyczną budynku i zużycie energii chroniące zasoby naturalne i środowisko.
4. **Roczne zapotrzebowanie na energię końcową** określa roczną ilość energii dostarczaną do budynku dla systemów: ogrzewania, chłodzenia, przygotowania ciepłej wody użytkowej oraz wbudowanej instalacji oświetlenia. Zapotrzebowanie na energię końcową jest to ilość energii, która powinna być dostarczona do budynku przy standardowym lub faktycznym sposobie użytkowania z uwzględnieniem wszystkich strat, aby zapewnić utrzymanie temperatury wewnętrznej, której wartość została określona w przepisach techniczno-budowlanych, niezbędną wentylację oraz oświetlenie i przygotowanie ciepłej wody użytkowej. Niskie wartości sygnalizują wysokosprawne systemy techniczne w budynku i jego wysoką efektywność energetyczną.
5. **Roczne zapotrzebowanie na energię użytkową** określa:
 - a) w przypadku ogrzewania budynku – energię przenoszoną z budynku do jego otoczenia przez przenikanie lub z powietrzem wentylacyjnym, pomniejszoną o zyski ciepła,
 - b) w przypadku chłodzenia budynku – zyski ciepła pomniejszone o energię przenoszoną z budynku do jego otoczenia przez przenikanie lub z powietrzem wentylacyjnym,
 - c) w przypadku przygotowania ciepłej wody użytkowej – energię przenoszoną z budynku do jego otoczenia ze ściekami.
 Niskie wartości sygnalizują bardzo dobrą charakterystykę energetyczną przegród, niewielkie straty ciepła przez wentylację oraz optymalne zarządzanie zyskami słonecznymi.

ŚWIADECTWO CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ BUDYNKU

NUMER ŚWIADECTWA¹⁾ **Wariant 7**

BUDYNEK OCENIANY

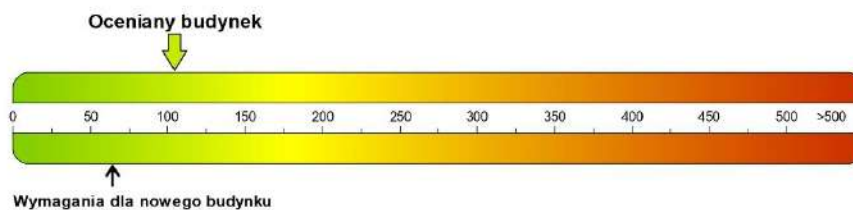
RODZAJ BUDYNKU ²⁾	Mieszkalny
PRZEZNACZENIE BUDYNKU ²⁾	Wielorodzinny
ADRES BUDYNKU	Warszawa, ul. Skarbka z gór 23a
BUDYNEK, O KTÓRYM MOWA W ART 3 UST.2 USTAWY ⁴⁾	Nie
ROK ODDANIA DO UŻYTKOWANIA BUDYNKU ³⁾	2009
METODA WYZNACZANIA CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ ⁶⁾	Metoda obliczeniowa
POWIERZCHNIA POMIESZCZEŃ O REGULOWANEJ TEMPERATURZE POWIETRZA (POWIERZCHNIA OGRZEWANA LUB CHŁODZONA) A _f [m ²] ⁷⁾	464,15
POWIERZCHNIA UŻYTKOWA [m ²]	434,67
WAŻNE DO ⁸⁾	21 Grudnia 2035
STACJA METEOROLOGICZNA, WEDŁUG KTÓREJ DANYCH OBLICZANA JEST CHARAKTERYSTYKA ENERGETYCZNA ⁹⁾	Warszawa Okęcie



OCENA CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ BUDYNKU¹⁰⁾

WSKAŹNIK CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ	OCENIANY BUDYNEK	WYMAGANIA DLA NOWEGO BUDYNKU WEDŁUG PRZEPISÓW TECHNICZNO-BUDOWLANYCH
WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ UŻYTKOWĄ	EU = 78,0 kWh/(m ² ·rok)	
WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ KOŃCOWĄ ¹¹⁾	EK = 35,1 kWh/(m ² ·rok)	
WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA NIEODNAWIALNĄ ENERGIĘ PIERWOTNĄ ¹¹⁾	EP = 105,3 kWh/(m ² ·rok)	EP = 65,0 kWh/(m ² ·rok)
JEDNOSTKOWA WIELKOŚĆ EMISJI CO ₂	E _{CO2} = 0,038 t CO ₂ /(m ² ·rok)	
UDZIAŁ ODNAWIALNYCH ŹRÓDEŁ ENERGII W ROCZNYM ZAPOTRZEBOWANIU NA ENERGIĘ KOŃCOWĄ	U _{OZE} = 66,7 %	

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA NIEODNAWIALNĄ ENERGIĘ PIERWOTNĄ EP [kWh/(m²·rok)]



OBLICZENIOWA ROCZNA IŁOŚĆ ZUŻYWANEGO NOŚNIKA ENERGII LUB ENERGII PRZEZ BUDYNEK¹²⁾

SYSTEM TECHNICZNY	RODZAJ NOŚNIKA ENERGII LUB ENERGII	IŁOŚĆ NOŚNIKA ENERGII LUB ENERGII	JEDNOSTKA/(m ² ·rok)
OGRZEWACZY	Energia elektryczna.	19,679	kWh
PRZYGOTOWANIA CIEPŁEJ WODY UŻYTKOWEJ	Energia elektryczna.	15,422	kWh
CHŁODZENIA			

SPORZĄDZAJĄCY ŚWIADECTWO

IMIĘ I NAZWISKO	Anna Choma	PODPIS I PIECZĄTKA
NR WPISU DO WYKAZU ¹³⁾	1234	
DATA WYSTAWIENIA ŚWIADECTWA	21 Grudnia 2025	

PODSTAWOWE PARAMETRY TECHNICZNO-UŻYTKOWE BUDYNKU

LICZBA KONDYGNACJI BUDYNKU	3
KUBATURA BUDYNKU [m ³]	1281,3
KUBATURA BUDYNKU O REGULOWANEJ TEMPERATURZE POWIETRZA [m ³]	1281,3
PODZIAŁ POWIERZCHNI UŻYTKOWEJ BUDYNKU ¹⁴⁰⁾	MIESZKALNA: 100,0% NIEMIESZKALNA: 0,0%
TEMPERATURY WEWNĘTRZNE W BUDYNKU W ZALEŻNOŚCI OD STREF OGRZEWANYCH	8/20/24°C
RODZAJ KONSTRUKCJI BUDYNKU	Tradycyjna

PRZEGRODY BUDYNKU	NAZWA PRZEGRODY	OPIS PRZEGRODY	WSPÓŁCZYNNIK PRZENIKANIA CIEPŁA PRZEGRODY U [W/m ² ·K]	
			UZYSKANY	WYMAGANY ¹⁴⁵⁾
	D	Dach 51,0 cm	0,250	0,150
	DW	Drzwi wewnętrzne	2,000	
	DW_M	Drzwi wewnętrzne L×H= 90,0×200,0 cm	2,000	
	DZ	Drzwi zewnętrzne L×H= 130,0×200,0 cm	1,300	1,300
	O_115	Okno zewnętrzne L×H= 115,0×120,0 cm	0,900	0,900
	O_190	Okno zewnętrzne L×H= 190,0×120,0 cm	0,900	0,900
	O_285	Okno zewnętrzne L×H= 285,0×200,0 cm	0,900	0,900
	PG_K	Podłoga na gruncie 45,0 cm	0,172	0,300
	PG_P	Podłoga na gruncie 45,0 cm	0,176	0,300
	STR_K	Strop ciepło do góry 36,0 cm	0,482	
	STR_P	Strop ciepło do góry 36,0 cm	0,517	
	SW_12	Ściana wewnętrzna 12,0 cm	2,414	
	SW_18	Ściana wewnętrzna 18,0 cm	2,032	1,000
	SW_8	Ściana wewnętrzna 8,0 cm	0,681	
	SZ_37	Ściana zewnętrzna 37,0 cm	0,260	0,200

SYSTEM OGRZEWANIA ¹⁴⁶⁾	ELEMENTY SKŁADOWE SYSTEMU	OPIS	ŚREDNIA SEZONOWA SPRAWNOŚĆ
	WYTWARZANIE CIEPŁA	POMPA CIEPŁA - powietrze/woda - sprężarkowa - elektryczna: 35/28oC	3,00
	PRZESYŁ CIEPŁA	OGRZEWANIE CENTRALNE WODNE - z lokalnego źródła ciepła usytuowanego w ogrzewanym budynku - z zaizolowanymi przewodami, armaturą i urządzeniami - w pomieszczeniach ogrzewanych	0,96
	AKUMULACJA CIEPŁA	BRAK ZASOBNIKA BUFOROWEGO	1,00
	REGULACJA I WYKORZYSTANIE CIEPŁA	OGRZEWANIE PODŁOGOWE - regulacja centralna - i miejscowa - regulator dwustawny lub P	0,89

SYSTEM PRZYGOTOWANIA CIEPŁEJ WODY UŻYTKOWEJ ¹⁴⁹⁾	ELEMENTY SKŁADOWE SYSTEMU	OPIS	ŚREDNIA ROCZNA SPRAWNOŚĆ
	WYTWARZANIE CIEPŁA	Pompa ciepła typu powietrze/woda, sprężarkowa, napędzana elektrycznie	3,00
	PRZESYŁ CIEPŁA	CENTRALNE PRZYGOTOWANIE - obiegi izolowane - małe instalacje do 30 punktów poboru	0,70
	AKUMULACJA CIEPŁA	Zasobnik w systemie c.w.u. wyprodukowany po 2005 r.	0,85

SYSTEM CHŁODZENIA ¹⁴⁹⁾	ELEMENTY SKŁADOWE SYSTEMU	OPIS	ŚREDNIA SEZONOWA SPRAWNOŚĆ
	WYTWARZANIE CHŁODU		
	PRZESYŁ CHŁODU		
	AKUMULACJA CHŁODU		
	REGULACJA I WYKORZYSTANIE CHŁODU		

WENTYLACJA Pompa ciepła + wentylacja grawitacyjna + ogrzewanie podłogowe

SYSTEM WBUDOWANEJ INSTALACJI OŚWIETLENIA ^{145), 146)}

INNE ISTOTNE DANE DOTYCZĄCE BUDYNKU

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ UŻYTKOWĄ EU [kWh/(m²·rok)] ¹⁷⁾

	OGRZEWANIE I WENTYLACJA	CIEPŁA WODA UŻYTKOWA	CHŁODZENIE	OŚWIETLENIE WBUDOWANE	SUMA
[kWh/(m ² ·rok)]	50,4	27,5	0,0		78,0
UDZIAŁ [%]	64,7	35,3	0,0		100,0
WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ UŻYTKOWĄ EU:				78,0 kWh/(m²·rok)	

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ KOŃCOWĄ EK [kWh/(m²·rok)] ¹⁷⁾

RODZAJ NOŚNIKA ENERGII LUB ENERGII	OGRZEWANIE I WENTYLACJA	CIEPŁA WODA UŻYTKOWA	CHŁODZENIE	OŚWIETLENIE WBUDOWANE ¹⁸⁾	SUMA
SIEĆ ELEKTROENERGETYCZNA SYSTEMOWA - Energia elektryczna	19,7	15,4	0,0		35,1
SUMA [kWh/(m ² ·rok)]	19,7	15,4	0,0		35,1
UDZIAŁ [%]	56,1	43,9	0,0		100,0
WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ KOŃCOWĄ EK:				35,1 kWh/(m²·rok)	

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA NIEODNAWIALNĄ ENERGIĘ PIERWOTNĄ EP [kWh/(m²·rok)] ¹⁷⁾

RODZAJ NOŚNIKA ENERGII LUB ENERGII	OGRZEWANIE I WENTYLACJA	CIEPŁA WODA UŻYTKOWA	CHŁODZENIE	OŚWIETLENIE WBUDOWANE ¹⁸⁾	SUMA
SIEĆ ELEKTROENERGETYCZNA SYSTEMOWA - Energia elektryczna	59,0	46,3	0,0		105,3
SUMA [kWh/(m ² ·rok)]	59,0	46,3	0,0		105,3
UDZIAŁ [%]	56,1	43,9	0,0		100,0
WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA NIEODNAWIALNĄ ENERGIĘ PIERWOTNĄ EP:				105,3 kWh/(m²·rok)	

ZALECENIA DOTYCZĄCE OPLĄCALNEJ EKONOMICZNIE I WYKONALNEJ TECHNICZNIE POPRAWY CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ BUDYNKU W ZAKRESIE¹⁸⁾:

- PRZEGRÓD BUDYNKU W PRZYPADKU PLANOWANIA ROBÓT BUDOWLANYCH POLEGAJĄCYCH NA OCIEPLENIU BUDYNKU, OBEJMUJĄCYCH PONAD 25% POWIERZCHNI PRZEGRÓD ZEWNĘTRZNYCH TEGO BUDYNKU
Bez uwag
- SYSTEMÓW TECHNICZNYCH W BUDYNKU W PRZYPADKU PLANOWANIA ROBÓT BUDOWLANYCH POLEGAJĄCYCH NA OCIEPLENIU BUDYNKU, OBEJMUJĄCYCH PONAD 25% POWIERZCHNI PRZEGRÓD ZEWNĘTRZNYCH TEGO BUDYNKU
Bez uwag
- PRZEGRÓD BUDYNKU NIEZALEŻNIE OD PLANOWANYCH ROBÓT BUDOWLANYCH, O KTÓRYCH MOWA W PKT 1
Bez uwag
- SYSTEMÓW TECHNICZNYCH W BUDYNKU LUB CZĘŚCI BUDYNKU NIEZALEŻNIE OD PLANOWANYCH ROBÓT BUDOWLANYCH, O KTÓRYCH MOWA W PKT 2
Bez uwag
- INNYCH UWAG DOTYCZĄCYCH POPRAWY CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ BUDYNKU (W TYM WSKAZANIE, GDZIE MOŻNA UZYSKAĆ SZCZEGÓŁOWE INFORMACJE DOTYCZĄCE OPLĄCALNOŚCI EKONOMICZNEJ ZALECEŃ ZAWARTYCH W ŚWIADECTWIE ORAZ INFORMACJĘ DOTYCZĄCĄ DZIAŁAŃ, JAKIE NALEŻY PODJĄĆ W CELU WYPEŁNIENIA ZALECEŃ)
Bez uwag

OBJAŚNIENIA

- ¹ Nr świadectwa w wykazie świadectw charakterystyki energetycznej, nadany w systemie teleinformatycznym, w którym jest prowadzony centralny rejestr charakterystyki energetycznej budynków, o którym mowa w art. 31 ust. 1 pkt 3 ustawy z dnia 29 sierpnia 2014 r. o charakterystyce energetycznej budynków (Dz. U. z 2018 r. poz. 1984, z późn. zm.).
- ² Rodzaj budynku: mieszkalny, zamieszkania zbiorowego, użyteczności publicznej, rekreacji indywidualnej, gospodarczy, produkcyjny, magazynowy.
- ³ Należy określić zgodnie z przepisami wydanymi na podstawie art. 7 ust. 2 pkt 1 ustawy z dnia 7 lipca 1994 r. – Prawo budowlane (Dz. U. z 2019 r. poz. 1186, z późn. zm.), zwanymi dalej „przepisami techniczno-budowlanymi”, np. budynek przeznaczony na potrzeby opieki zdrowotnej.
- ⁴ Budynek, o którym mowa w art. 3 ust. 2 ustawy z dnia 29 sierpnia 2014 r. o charakterystyce energetycznej budynków: tak / nie.
- ⁵ Dotyczy budynku oddanego do użytkowania.
- ⁶ Należy wpisać: metoda obliczeniowa albo metoda zużyciowa.
- ⁷ Jest to ogrzewana lub chłodzona powierzchnia kondygnacji netto wyznaczana według Polskiej Normy dotyczącej właściwości użytkowych w budownictwie – określanie i obliczanie wskaźników powierzchniowych i kubaturowych.
- ⁸ Świadectwo charakterystyki energetycznej traci ważność po upływie terminu wskazanego w tym świadectwie albo w przypadku, o którym mowa w art. 14 ust. 2 ustawy z dnia 29 sierpnia 2014 r. o charakterystyce energetycznej budynków.
- ⁹ Należy wypełnić w przypadku metody obliczeniowej.
- ¹⁰ Charakterystyka energetyczna budynku jest określana na podstawie porównania wskaźnika rocznego zapotrzebowania na nieodnawialną energię pierwotną EP niezbędnego do zaspokojenia potrzeb energetycznych budynku w zakresie ogrzewania, wentylacji, chłodzenia, przygotowania ciepłej wody użytkowej i wbudowanej instalacji oświetlenia z maksymalną wartością wskaźnika EP wynikającą z przepisów techniczno-budowlanych oraz porównania wartości współczynnika przenikania ciepła przegród U w budynku z maksymalną wartością współczynnika wynikającą z przepisów techniczno-budowlanych.
W przypadku budynku nowo wznoszonego uzyskane wartości wskaźnika EP oraz współczynników przenikania ciepła przegród U nie powinny przekraczać wartości wynikających z przepisów techniczno-budowlanych.
W przypadku budynku podlegającego przebudowie jedynie wartości współczynników przenikania ciepła przegród U podlegających przebudowie nie powinny przekraczać wartości wynikających z przepisów techniczno-budowlanych.
- ¹¹ Roczne zapotrzebowanie na energię końcową oraz nieodnawialną energię pierwotną przez system wbudowanej instalacji oświetlenia nie wyznacza się w przypadku budynku mieszkalnego.
- ¹² Metoda obliczeniowa odnosi się do standardowego sposobu użytkowania i standardowych warunków klimatycznych, natomiast metoda zużyciowa odnosi się do faktycznego sposobu użytkowania budynku, w związku z czym mogą wystąpić różnice w wynikach końcowych między obliczeniami sporządzonymi tymi metodami. W przypadku korzystania z metody obliczeniowej, z uwagi na standardowy sposób użytkowania, uzyskane wartości obliczeniowej rocznej ilości zużywanego nośnika energii lub energii nie pozwalają wnioskować o rzeczywistym zużyciu energii w budynku; wartości te są przybliżone.
- ¹³ Wykaz, o którym mowa w art. 31 ust. 1 pkt 1 ustawy z dnia 29 sierpnia 2014 r. o charakterystyce energetycznej budynków.
- ¹⁴ Podział powierzchni użytkowej (np. część mieszkalna: ... m², część garażowa: ... m², część usługowa: ... m², część techniczna: ... m²).
- ¹⁵ Wymagania dotyczące wartości współczynnika przenikania ciepła przegród U powinny być spełnione jedynie w przypadku budynku nowo wznoszonego albo budynku podlegającego przebudowie.
- ¹⁶ W przypadku kilku systemów technicznych lub podsystemów w systemach technicznych tabelę należy dostosować.
- ¹⁷ Wartości rocznego zapotrzebowania na energię użytkową, energię końcową i nieodnawialną energię pierwotną odpowiednio dla systemu ogrzewania, systemu przygotowania ciepłej wody użytkowej, systemu chłodzenia, systemu wbudowanej instalacji oświetlenia i dla urządzeń pomocniczych odniesione do powierzchni A_r. Wartości rocznego zapotrzebowania na energię pomocniczą końcową i nieodnawialną energię pierwotną dla urządzeń pomocniczych systemów technicznych odniesione do powierzchni A_r należy wykazać w odpowiednich polach dotyczących celu ich zużycia.
- ¹⁸ Wypełnienie jest obowiązkowe, chyba że nie ma sensownej możliwości takiej poprawy w porównaniu z obowiązującymi wymaganiami zawartymi w przepisach techniczno-budowlanych.

UWAGI

1. Niniejsze świadectwo charakterystyki energetycznej zostało wydane na podstawie oceny charakterystyki energetycznej budynku zgodnie z przepisami ustawy z dnia 29 sierpnia 2014 r. o charakterystyce energetycznej budynków oraz rozporządzenia Ministra Infrastruktury i Rozwoju z dnia 27 lutego 2015 r. w sprawie metodologii wyznaczania charakterystyki energetycznej budynku lub części budynku oraz świadectw charakterystyki energetycznej (Dz. U. poz. 376 z późn. zm.).
2. Roczne zapotrzebowanie na energię w świadectwie charakterystyki energetycznej jest wyrażane przez roczne zapotrzebowanie na nieodnawialną energię pierwotną, energię końcową oraz energię użytkową. Dane do obliczeń określa się na podstawie budowlanej dokumentacji technicznej lub obmiaru budynku istniejącego i przyjmuje się standardowy albo faktyczny sposób użytkowania, w zależności od wybranej metody obliczania.
3. Roczne zapotrzebowanie na nieodnawialną energię pierwotną uwzględnia obok energii końcowej dodatkowe nakłady nieodnawialnej energii pierwotnej na dostarczenie do budynku każdego wykorzystanego nośnika energii lub energii. Uzyskane niskie wartości wskazują na nieznaczne zapotrzebowanie na energię i tym samym wysoką efektywność energetyczną budynku i zużycie energii chroniące zasoby naturalne i środowisko.
4. Roczne zapotrzebowanie na energię końcową określa roczną ilość energii dostarczaną do budynku dla systemów: ogrzewania, chłodzenia, przygotowania ciepłej wody użytkowej oraz wbudowanej instalacji oświetlenia. Zapotrzebowanie na energię końcową jest to ilość energii, która powinna być dostarczona do budynku przy standardowym lub faktycznym sposobie użytkowania z uwzględnieniem wszystkich strat, aby zapewnić utrzymanie temperatury wewnętrznej, której wartość została określona w przepisach techniczno-budowlanych, niezbędną wentylację oraz oświetlenie i przygotowanie ciepłej wody użytkowej. Niskie wartości sygnalizują wysokosprawne systemy techniczne w budynku i jego wysoką efektywność energetyczną.
5. Roczne zapotrzebowanie na energię użytkową określa:
 - a) w przypadku ogrzewania budynku – energię przenoszoną z budynku do jego otoczenia przez przenikanie lub z powietrzem wentylacyjnym, pomniejszoną o zyski ciepła,
 - b) w przypadku chłodzenia budynku – zyski ciepła pomniejszone o energię przenoszoną z budynku do jego otoczenia przez przenikanie lub z powietrzem wentylacyjnym,
 - c) w przypadku przygotowania ciepłej wody użytkowej – energię przenoszoną z budynku do jego otoczenia ze ściekami.
 Niskie wartości sygnalizują bardzo dobrą charakterystykę energetyczną przegród, niewielkie straty ciepła przez wentylację oraz optymalne zarządzanie zyskami słonecznymi.

ŚWIADECTWO CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ BUDYNKU

NUMER ŚWIADECTWA¹⁾

Wariant 8

BUDYNEK OCENIANY

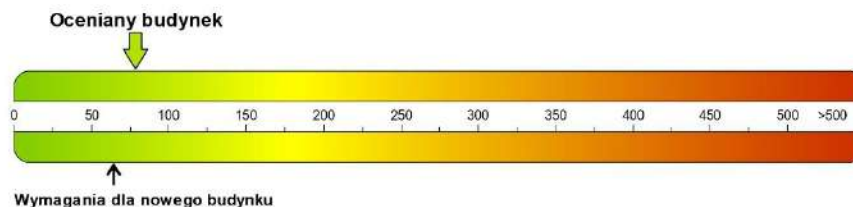
RODZAJ BUDYNKU ²⁾	Mieszkalny
PRZEZNACZENIE BUDYNKU ³⁾	Wielorodzinny
ADRES BUDYNKU	Warszawa, ul. Skarbka z gór 23a
BUDYNEK, O KTÓRYM MOWA W ART 3 UST.2 USTAWY ⁴⁾	Nie
ROK ODDANIA DO UŻYTKOWANIA BUDYNKU ⁵⁾	2009
METODA WYZNACZANIA CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ ⁶⁾	Metoda obliczeniowa
POWIERZCHNIA POMIESZCZEŃ O REGULOWANEJ TEMPERATURZE POWIETRZA (POWIERZCHNIA OGRZEWANA LUB CHŁODZONA) A ₁ [m ²] ⁷⁾	464,15
POWIERZCHNIA UŻYTKOWA [m ²]	434,67
WAŻNE DO ⁸⁾	21 Grudnia 2035
STACJA METEOROLOGICZNA, WEDŁUG KTÓREJ DANYCH OBLICZANA JEST CHARAKTERYSTYKA ENERGETYCZNA ⁹⁾	Warszawa Okęcie



OCENA CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ BUDYNKU¹⁰⁾

WSKAŹNIK CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ	OCENIANY BUDYNEK	WYMAGANIA DLA NOWEGO BUDYNKU WEDŁUG PRZEPISÓW TECHNICZNO-BUDOWLANYCH
WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ UŻYTKOWĄ	EU = 44,2 kWh/(m ² ·rok)	
WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ KOŃCOWĄ ¹¹⁾	EK = 26,3 kWh/(m ² ·rok)	
WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA NIEODNAWIALNĄ ENERGIĘ PIERWOTNĄ ¹²⁾	EP = 78,9 kWh/(m ² ·rok)	EP = 65,0 kWh/(m ² ·rok)
JEDNOSTKOWA WIELKOŚĆ EMISJI CO ₂	E _{CO2} = 0,028 t CO ₂ /(m ² ·rok)	
UDZIAŁ ODNAWIALNYCH ŹRÓDEŁ ENERGII W ROCZNYM ZAPOTRZEBOWANIU NA ENERGIĘ KOŃCOWĄ	U _{OZE} = 55,6 %	

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA NIEODNAWIALNĄ ENERGIĘ PIERWOTNĄ EP [kWh/(m²·rok)]



OBLICZENIOWA ROCZNA ILOŚĆ ZUŻYWANEGO NOŚNIKA ENERGII LUB ENERGII PRZEZ BUDYNEK¹³⁾

SYSTEM TECHNICZNY	RODZAJ NOŚNIKA ENERGII LUB ENERGII	ILOŚĆ NOŚNIKA ENERGII LUB ENERGII	JEDNOSTKA/(m ² ·rok)
OGRZEWACZY	Energia elektryczna.	10,890	kWh
PRZYGOTOWANIA CIEPŁEJ WODY UŻYTKOWEJ	Energia elektryczna.	15,422	kWh
CHŁODZENIA			

SPORZĄDZAJĄCY ŚWIADECTWO

IMIĘ I NAZWISKO	Anna Choma	PODPIS I PIECZĄTKA
NR WPISU DO WYKAZU ¹⁴⁾	1234	
DATA WYSTAWIENIA ŚWIADECTWA	21 Grudnia 2025	

PODSTAWOWE PARAMETRY TECHNICZNO-UŻYTKOWE BUDYNKU

LICZBA KONDYGNACJI BUDYNKU	2
KUBATURA BUDYNKU [m ³]	1281,3
KUBATURA BUDYNKU O REGULOWANEJ TEMPERATURZE POWIETRZA [m ³]	1281,3
PODZIAŁ POWIERZCHNI UŻYTKOWEJ BUDYNKU ¹⁴⁾	MIESZKALNA: 100,0% NIEMIESZKALNA: 0,0%
TEMPERATURY WIEWNĘTRZNE W BUDYNKU W ZALEŻNOŚCI OD STREF OGRZEWANYCH	8/20/24°C
RODZAJ KONSTRUKCJI BUDYNKU	Tradycyjna

PRZEGRODY BUDYNKU	NAZWA PRZEGRODY	OPIS PRZEGRODY	WSPÓŁCZYNNIK PRZENIKANIA CIEPŁA PRZEGRODY U [W/m ² ·K]	
			UZYSKANY	WYMAGANY ¹⁵⁾
	D	Dach 51,0 cm	0,250	0,150
	DW	Drzwi wewnętrzne	2,000	
	DW_M	Drzwi wewnętrzne L×H= 90,0×200,0 cm	2,000	
	DZ	Drzwi zewnętrzne L×H= 130,0×200,0 cm	1,300	1,300
	O_115	Okno zewnętrzne L×H= 115,0×120,0 cm	0,900	0,900
	O_190	Okno zewnętrzne L×H= 190,0×120,0 cm	0,900	0,900
	O_285	Okno zewnętrzne L×H= 285,0×200,0 cm	0,900	0,900
	PG_K	Podłoga na gruncie 45,0 cm	0,172	0,300
	PG_P	Podłoga na gruncie 45,0 cm	0,176	0,300
	STR_K	Strop ciepło do góry 36,0 cm	0,482	
	STR_P	Strop ciepło do góry 36,0 cm	0,517	
	SW_12	Ściana wewnętrzna 12,0 cm	2,414	
	SW_18	Ściana wewnętrzna 18,0 cm	2,032	1,000
	SW_8	Ściana wewnętrzna 8,0 cm	0,681	
	SZ_37	Ściana zewnętrzna 37,0 cm	0,260	0,200

SYSTEM OGRZEWANIA ¹⁶⁾	ELEMENTY SKŁADOWE SYSTEMU	OPIS	ŚREDNIA SEZONOWA SPRAWNOŚĆ
	WYTWARZANIE CIEPŁA	POMPA CIEPŁA - powietrze/woda - sprężarkowa - elektryczna: 35/28oC	3,00
	PRZESYL CIEPŁA	OGRZEWANIE CENTRALNE WODNE - z lokalnego źródła ciepła usytuowanego w ogrzewanym budynku - z zaizolowanymi przewodami, armaturą i urządzeniami - w pomieszczeniach ogrzewanych	0,96
	AKUMULACJA CIEPŁA	BRAK ZASOBNIKA BUFOROWEGO	1,00
	REGULACJA I WYKORZYSTANIE CIEPŁA	OGRZEWANIE PODŁOGOWE - regulacja centralna - i miejscowa - regulator dwustawny lub P	0,89

SYSTEM PRZYGOTOWANIA CIEPŁEJ WODY UŻYTKOWEJ ¹⁶⁾	ELEMENTY SKŁADOWE SYSTEMU	OPIS	ŚREDNIA ROCZNA SPRAWNOŚĆ
	WYTWARZANIE CIEPŁA	Pompa ciepła typu powietrze/woda, sprężarkowa, napędzana elektrycznie	3,00
	PRZESYL CIEPŁA	CENTRALNE PRZYGOTOWANIE - obiegi izolowane - małe instalacje do 30 punktów poboru	0,70
	AKUMULACJA CIEPŁA	Zasobnik w systemie c.w.u. wyprodukowany po 2005 r.	0,85

SYSTEM CHŁODZENIA ¹⁶⁾	ELEMENTY SKŁADOWE SYSTEMU	OPIS	ŚREDNIA SEZONOWA SPRAWNOŚĆ
	WYTWARZANIE CHŁODU		
	PRZESYL CHŁODU		
	AKUMULACJA CHŁODU		
	REGULACJA I WYKORZYSTANIE CHŁODU		

WENTYLACJA Pompa ciepła + wentylacja mechaniczna z odzyskiem ciepła + ogrzewanie podłogowe

SYSTEM WBUDOWANEJ INSTALACJI OŚWIETLENIA ^{11), 16)}

INNE ISTOTNE DANE DOTYCZĄCE BUDYNKU

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ UŻYTKOWĄ EU [kWh/(m²·rok)] ¹⁷⁾

	OGRZEWANIE I WENTYLACJA	CIEPŁA WODA UŻYTKOWA	CHŁODZENIE	OŚWIETLENIE WBUDOWANE	SUMA
[kWh/(m ² ·rok)]	16,7	27,5	0,0		44,2
UDZIAŁ [%]	37,7	62,3	0,0		100,0

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ UŻYTKOWĄ EU: 44,2 kWh/(m²·rok)

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ KOŃCOWĄ EK [kWh/(m²·rok)] ¹⁷⁾

RODZAJ NOŚNIKA ENERGII LUB ENERGII	OGRZEWANIE I WENTYLACJA	CIEPŁA WODA UŻYTKOWA	CHŁODZENIE	OŚWIETLENIE WBUDOWANE ¹⁸⁾	SUMA
SIEĆ ELEKTROENERGETYCZNA SYSTEMOWA - Energia elektryczna	10,9	15,4	0,0		26,3
SUMA [kWh/(m ² ·rok)]	10,9	15,4	0,0		26,3
UDZIAŁ [%]	41,4	58,6	0,0		100,0

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ KOŃCOWĄ EK: 26,3 kWh/(m²·rok)

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA NIEODNAWIALNĄ ENERGIĘ PIERWOTNĄ EP [kWh/(m²·rok)] ¹⁷⁾

RODZAJ NOŚNIKA ENERGII LUB ENERGII	OGRZEWANIE I WENTYLACJA	CIEPŁA WODA UŻYTKOWA	CHŁODZENIE	OŚWIETLENIE WBUDOWANE ¹⁸⁾	SUMA
SIEĆ ELEKTROENERGETYCZNA SYSTEMOWA - Energia elektryczna	32,7	46,3	0,0		78,9
SUMA [kWh/(m ² ·rok)]	32,7	46,3	0,0		78,9
UDZIAŁ [%]	41,4	58,6	0,0		100,0

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA NIEODNAWIALNĄ ENERGIĘ PIERWOTNĄ EP: 78,9 kWh/(m²·rok)

ZALECENIA DOTYCZĄCE OPLĄCALNEJ EKONOMICZNIE I WYKONALNEJ TECHNICZNIE POPRAWY CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ BUDYNKU W ZAKRESIE ¹⁸⁾:

- PRZEGRÓD BUDYNKU W PRZYPADKU PLANOWANIA ROBÓT BUDOWLANYCH POLEGAJĄCYCH NA OCIEPLENIU BUDYNKU, OBEJMUJĄCYCH PONAD 25% POWIERZCHNI PRZEGRÓD ZEWNĘTRZNYCH TEGO BUDYNKU
Bez uwag
- SYSTEMÓW TECHNICZNYCH W BUDYNKU W PRZYPADKU PLANOWANIA ROBÓT BUDOWLANYCH POLEGAJĄCYCH NA OCIEPLENIU BUDYNKU, OBEJMUJĄCYCH PONAD 25% POWIERZCHNI PRZEGRÓD ZEWNĘTRZNYCH TEGO BUDYNKU
Bez uwag
- PRZEGRÓD BUDYNKU NIEZALEŻNIE OD PLANOWANYCH ROBÓT BUDOWLANYCH, O KTÓRYCH MOWA W PKT 1
Bez uwag
- SYSTEMÓW TECHNICZNYCH W BUDYNKU LUB CZĘŚCI BUDYNKU NIEZALEŻNIE OD PLANOWANYCH ROBÓT BUDOWLANYCH, O KTÓRYCH MOWA W PKT 2
Bez uwag
- INNYCH UWAG DOTYCZĄCYCH POPRAWY CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ BUDYNKU (W TYM WSKAZANIE, GDZIE MOŻNA UZYSKAĆ SZCZEGÓŁOWE INFORMACJE DOTYCZĄCE OPLĄCALNOŚCI EKONOMICZNEJ ZALECEŃ ZAWARTYCH W ŚWIADECTWIE ORAZ INFORMACJĘ DOTYCZĄCĄ DZIAŁAŃ, JAKIE NALEŻY PODJĄĆ W CELU WYPEŁNIENIA ZALECEŃ)
Bez uwag

OBJAŚNIENIA

- ¹ Nr świadectwa w wykazie świadectw charakterystyki energetycznej, nadany w systemie teleinformatycznym, w którym jest prowadzony centralny rejestr charakterystyki energetycznej budynków, o którym mowa w art. 31 ust. 1 pkt 3 ustawy z dnia 29 sierpnia 2014 r. o charakterystyce energetycznej budynków (Dz. U. z 2018 r. poz. 1984, z późn. zm.).
- ² Rodzaj budynku: mieszkalny, zamieszkania zbiorowego, użyteczności publicznej, rekreacji indywidualnej, gospodarczy, produkcyjny, magazynowy.
- ³ Należy określić zgodnie z przepisami wydanymi na podstawie art. 7 ust. 2 pkt 1 ustawy z dnia 7 lipca 1994 r. – Prawo budowlane (Dz. U. z 2019 r. poz. 1186, z późn. zm.), zwanymi dalej „przepisami techniczno-budowlanymi”, np. budynek przeznaczony na potrzeby opieki zdrowotnej.
- ⁴ Budynek, o którym mowa w art. 3 ust. 2 ustawy z dnia 29 sierpnia 2014 r. o charakterystyce energetycznej budynków: tak / nie.
- ⁵ Dotyczy budynku oddanego do użytkowania.
- ⁶ Należy wpisać: metoda obliczeniowa albo metoda użytkownika.
- ⁷ Jest to ogrzewana lub chłodzona powierzchnia kondygnacji netto wyznaczana według Polskiej Normy dotyczącej właściwości użytkowych w budownictwie – określanie i obliczanie wskaźników powierzchniowych i kubaturowych.
- ⁸ Świadectwo charakterystyki energetycznej traci ważność po upływie terminu wskazanego w tym świadectwie albo w przypadku, o którym mowa w art. 14 ust. 2 ustawy z dnia 29 sierpnia 2014 r. o charakterystyce energetycznej budynków.
- ⁹ Należy wypełnić w przypadku metody obliczeniowej.
- ¹⁰ Charakterystyka energetyczna budynku jest określana na podstawie porównania wskaźnika rocznego zapotrzebowania na nieodnawialną energię pierwotną EP niezbędnego do zaspokojenia potrzeb energetycznych budynku w zakresie ogrzewania, wentylacji, chłodzenia, przygotowania ciepłej wody użytkowej i wbudowanej instalacji oświetlenia z maksymalną wartością wskaźnika EP wynikającą z przepisów techniczno-budowlanych oraz porównania wartości współczynnika przenikania ciepła przegród U w budynku z maksymalną wartością współczynnika wynikającą z przepisów techniczno-budowlanych.
W przypadku budynku nowo wznoszonego uzyskane wartości wskaźnika EP oraz współczynników przenikania ciepła przegród U nie powinny przekraczać wartości wynikających z przepisów techniczno-budowlanych.
W przypadku budynku podlegającego przebudowie jedynie wartości współczynników przenikania ciepła przegród U podlegających przebudowie nie powinny przekraczać wartości wynikających z przepisów techniczno-budowlanych.
- ¹¹ Roczne zapotrzebowanie na energię końcową oraz nieodnawialną energię pierwotną przez system wbudowanej instalacji oświetlenia nie wyznacza się w przypadku budynku mieszkalnego.
- ¹² Metoda obliczeniowa odnosi się do standardowego sposobu użytkowania i standardowych warunków klimatycznych, natomiast metoda użytkownika odnosi się do faktycznego sposobu użytkowania budynku, w związku z czym mogą wystąpić różnice w wynikach końcowych między obliczeniami sporządzonymi tymi metodami. W przypadku korzystania z metody obliczeniowej, z uwagi na standardowy sposób użytkowania, uzyskane wartości obliczeniowej rocznej ilości zużywanego nośnika energii lub energii nie pozwalają wnioskować o rzeczywistym zużyciu energii w budynku; wartości te są przybliżone.
- ¹³ Wykaz, o którym mowa w art. 31 ust. 1 pkt 1 ustawy z dnia 29 sierpnia 2014 r. o charakterystyce energetycznej budynków.
- ¹⁴ Podział powierzchni użytkowej (np. część mieszkalna: ... m², część garażowa: ... m², część usługowa: ... m², część techniczna: ... m²).
- ¹⁵ Wymagania dotyczące wartości współczynnika przenikania ciepła przegród U powinny być spełnione jedynie w przypadku budynku nowo wznoszonego albo budynku podlegającego przebudowie.
- ¹⁶ W przypadku kilku systemów technicznych lub podsystemów w systemach technicznych tabelę należy dostosować.
- ¹⁷ Wartości rocznego zapotrzebowania na energię użytkową, energię końcową i nieodnawialną energię pierwotną odpowiednio dla systemu ogrzewania, systemu przygotowania ciepłej wody użytkowej, systemu chłodzenia, systemu wbudowanej instalacji oświetlenia i dla urządzeń pomocniczych odniesione do powierzchni A. Wartości rocznego zapotrzebowania na energię pomocniczą końcową i nieodnawialną energię pierwotną dla urządzeń pomocniczych systemów technicznych odniesione do powierzchni A_z należy wykazać w odpowiednich polach dotyczących celu ich zużycia.
- ¹⁸ Wypełnienie jest obowiązkowe, chyba że nie ma sensownej możliwości takiej poprawy w porównaniu z obowiązującymi wymaganiami zawartymi w przepisach techniczno-budowlanych.

UWAGI

1. Niniejsze świadectwo charakterystyki energetycznej zostało wydane na podstawie oceny charakterystyki energetycznej budynku zgodnie z przepisami ustawy z dnia 29 sierpnia 2014 r. o charakterystyce energetycznej budynków oraz rozporządzenia Ministra Infrastruktury i Rozwoju z dnia 27 lutego 2015 r. w sprawie metodologii wyznaczania charakterystyki energetycznej budynku lub części budynku oraz świadectw charakterystyki energetycznej (Dz. U. poz. 376 z późn. zm.).
2. **Roczne zapotrzebowanie na energię** w świadectwie charakterystyki energetycznej jest wyrażane przez roczne zapotrzebowanie na nieodnawialną energię pierwotną, energię końcową oraz energię użytkową. Dane do obliczeń określa się na podstawie budowlanej dokumentacji technicznej lub obmiaru budynku istniejącego i przyjmuje się standardowy albo faktyczny sposób użytkowania, w zależności od wybranej metody obliczania.
3. **Roczne zapotrzebowanie na nieodnawialną energię pierwotną** uwzględnia obok energii końcowej dodatkowe nakłady nieodnawialnej energii pierwotnej na dostarczenie do budynku każdego wykorzystanego nośnika energii lub energii. Uzyskane niskie wartości wskazują na nieznaczne zapotrzebowanie na energię i tym samym wysoką efektywność energetyczną budynku i zużycie energii chroniące zasoby naturalne i środowisko.
4. **Roczne zapotrzebowanie na energię końcową** określa roczną ilość energii dostarczaną do budynku dla systemów: ogrzewania, chłodzenia, przygotowania ciepłej wody użytkowej oraz wbudowanej instalacji oświetlenia. Zapotrzebowanie na energię końcową jest to ilość energii, która powinna być dostarczona do budynku przy standardowym lub faktycznym sposobie użytkowania z uwzględnieniem wszystkich strat, aby zapewnić utrzymanie temperatury wewnętrznej, której wartość została określona w przepisach techniczno-budowlanych, niezbędną wentylację oraz oświetlenie i przygotowanie ciepłej wody użytkowej. Niskie wartości sygnalizują wysokosprawne systemy techniczne w budynku i jego wysoką efektywność energetyczną.
5. **Roczne zapotrzebowanie na energię użytkową** określa:
 - a) w przypadku ogrzewania budynku – energię przenoszoną z budynku do jego otoczenia przez przenikanie lub z powietrzem wentylacyjnym, pomniejszoną o zyski ciepła,
 - b) w przypadku chłodzenia budynku – zyski ciepła pomniejszone o energię przenoszoną z budynku do jego otoczenia przez przenikanie lub z powietrzem wentylacyjnym,
 - c) w przypadku przygotowania ciepłej wody użytkowej – energię przenoszoną z budynku do jego otoczenia ze ściekami.
 Niskie wartości sygnalizują bardzo dobrą charakterystykę energetyczną przegród, niewielkie straty ciepła przez wentylację oraz optymalne zarządzanie zyskami słonecznymi.

ŚWIADECTWO CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ BUDYNKU

NUMER ŚWIADECTWA¹⁾

Wariant 9

BUDYNEK OCENIANY

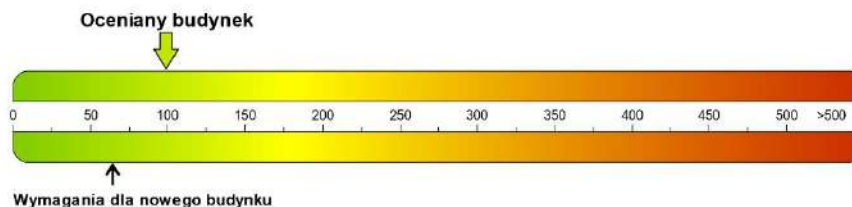
RODZAJ BUDYNKU ²⁾	Mieszkalny
PRZEZNACZENIE BUDYNKU ³⁾	Wielorodzinny
ADRES BUDYNKU	Warszawa, ul. Skarbka z gór 23a
BUDYNEK, O KTÓRYM MOWA W ART 3 UST.2 USTAWY ⁴⁾	Nie
ROK ODDANIA DO UŻYTKOWANIA BUDYNKU ⁵⁾	2009
METODA WYZNACZANIA CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ ⁶⁾	Metoda obliczeniowa
POWIERZCHNIA POMIESZCZEŃ O REGULOWANEJ TEMPERATURZE POWIETRZA (POWIERZCHNIA OGRZEWANA LUB CHŁODZONA) A ₁ [m ²] ⁷⁾	464,15
POWIERZCHNIA UŻYTKOWA [m ²]	434,67
WAŻNE DO ⁸⁾	21 Grudnia 2035
STACJA METEOROLOGICZNA, WEDŁUG KTÓREJ DANYCH OBLICZANA JEST CHARAKTERYSTYKA ENERGETYCZNA ⁹⁾	Warszawa Okęcie



OCENA CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ BUDYNKU¹⁰⁾

WSKAŹNIK CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ	OCENIANY BUDYNEK	WYMAGANIA DLA NOWEGO BUDYNKU WEDŁUG PRZEPISÓW TECHNICZNO-BUDOWLANYCH
WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ UŻYTKOWĄ	EU = 78,0 kWh/(m ² ·rok)	
WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ KOŃCOWĄ ¹¹⁾	EK = 33,1 kWh/(m ² ·rok)	
WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA NIEODNAWIALNĄ ENERGIĘ PIERWOTNĄ ¹¹⁾	EP = 99,4 kWh/(m ² ·rok)	EP = 65,0 kWh/(m ² ·rok)
JEDNOSTKOWA WIELKOŚĆ EMISJI CO ₂	E _{CO2} = 0,035 t CO ₂ /(m ² ·rok)	
UDZIAŁ ODNAWIALNYCH ŹRÓDEŁ ENERGII W ROCZNYM ZAPOTRZEBOWANIU NA ENERGIĘ KOŃCOWĄ	U _{oze} = 66,7 %	

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA NIEODNAWIALNĄ ENERGIĘ PIERWOTNĄ EP [kWh/(m²·rok)]



OBLICZENIOWA ROCZNA IŁOŚĆ ZUŻYWANEGO NOŚNIKA ENERGII LUB ENERGII PRZEZ BUDYNEK¹²⁾

SYSTEM TECHNICZNY	RODZAJ NOŚNIKA ENERGII LUB ENERGII	IŁOŚĆ NOŚNIKA ENERGII LUB ENERGII	JEDNOSTKA/(m ² ·rok)
OGRZEWACZY	Energia elektryczna.	17,699	kWh
PRZYGOTOWANIA CIEPŁEJ WODY UŻYTKOWEJ	Energia elektryczna.	15,422	kWh
CHŁODZENIA			

SPORZĄDZAJĄCY ŚWIADECTWO

IMIĘ I NAZWISKO	Anna Choma	PODPIS I PIECZĄTKA
NR WPISU DO WYKAZU ¹³⁾	1234	
DATA WYSTAWIENIA ŚWIADECTWA	21 Grudnia 2025	

PODSTAWOWE PARAMETRY TECHNICZNO-UŻYTKOWE BUDYNKU

LICZBA KONDYGNACJI BUDYNKU	3
KUBATURA BUDYNKU [m ³]	1281,3
KUBATURA BUDYNKU O REGULOWANEJ TEMPERATURZE POWIETRZA [m ³]	1281,3
PODZIAŁ POWIERZCHNI UŻYTKOWEJ BUDYNKU ¹⁴⁰	MIESZKALNA: 100,0% NIEMIESZKALNA: 0,0%
TEMPERATURY WEWNĘTRZNE W BUDYNKU W ZALEŻNOŚCI OD STREF OGRZEWANYCH	8/20/24°C
RODZAJ KONSTRUKCJI BUDYNKU	Tradycyjna

PRZEGRODY BUDYNKU	NAZWA PRZEGRODY	OPIS PRZEGRODY	WSPÓŁCZYNNIK PRZENIKANIA CIEPŁA PRZEGRODY U [W/m ² ·K]	
			UZYSKANY	WYMAGANY ¹⁵¹
	D	Dach 51,0 cm	0,250	0,150
	DW	Drzwi wewnętrzne	2,000	
	DW_M	Drzwi wewnętrzne L×H= 90,0×200,0 cm	2,000	
	DZ	Drzwi zewnętrzne L×H= 130,0×200,0 cm	1,300	1,300
	O_115	Okno zewnętrzne L×H= 115,0×120,0 cm	0,900	0,900
	O_190	Okno zewnętrzne L×H= 190,0×120,0 cm	0,900	0,900
	O_285	Okno zewnętrzne L×H= 285,0×200,0 cm	0,900	0,900
	PG_K	Podłoga na gruncie 45,0 cm	0,172	0,300
	PG_P	Podłoga na gruncie 45,0 cm	0,176	0,300
	STR_K	Strop ciepło do góry 36,0 cm	0,482	
	STR_P	Strop ciepło do góry 36,0 cm	0,517	
	SW_12	Ściana wewnętrzna 12,0 cm	2,414	
	SW_18	Ściana wewnętrzna 18,0 cm	2,032	1,000
	SW_8	Ściana wewnętrzna 8,0 cm	0,681	
	SZ_37	Ściana zewnętrzna 37,0 cm	0,260	0,200

SYSTEM OGRZEWANIA ¹⁴²	ELEMENTY SKŁADOWE SYSTEMU	OPIS	ŚREDNIA SEZONOWA SPRAWNOŚĆ
	WYTWARZANIE CIEPŁA	POMPA CIEPŁA - powietrze/powietrze - sprężarkowa - elektryczna	3,00
	PRZESYŁ CIEPŁA	OGRZEWANIE POWIETRZNE	0,95
	AKUMULACJA CIEPŁA	BRAK ZASOBNIKA BUFOROWEGO	1,00
	REGULACJA I WYKORZYSTANIE CIEPŁA	Inna	1,00

SYSTEM PRZYGOTOWANIA CIEPŁEJ WODY UŻYTKOWEJ ¹⁴³	ELEMENTY SKŁADOWE SYSTEMU	OPIS	ŚREDNIA ROCZNA SPRAWNOŚĆ
	WYTWARZANIE CIEPŁA	Pompa ciepła typu powietrze/woda, sprężarkowa, napędzana elektrycznie	3,00
	PRZESYŁ CIEPŁA	CENTRALNE PRZYGOTOWANIE - obiegi izolowane - małe instalacje do 30 punktów poboru	0,70
	AKUMULACJA CIEPŁA	Zasobnik w systemie c.w.u. wyprodukowany po 2005 r.	0,85

SYSTEM CHŁODZENIA ¹⁴⁶	ELEMENTY SKŁADOWE SYSTEMU	OPIS	ŚREDNIA SEZONOWA SPRAWNOŚĆ
	WYTWARZANIE CHŁODU		
	PRZESYŁ CHŁODU		
	AKUMULACJA CHŁODU		
	REGULACJA I WYKORZYSTANIE CHŁODU		

WENTYLACJA Pompa ciepła + wentylacja grawitacyjna + ogrzewanie powietrzne

SYSTEM WBUDOWANEJ INSTALACJI OŚWIETLENIA ^{147, 149}

INNE ISTOTNE DANE DOTYCZĄCE BUDYNKU

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ UŻYTKOWĄ EU [kWh/(m²·rok)] ¹⁷⁷

	OGRZEWANIE I WENTYLACJA	CIEPŁA WODA UŻYTKOWA	CHŁODZENIE	OŚWIETLENIE WBUDOWANE	SUMA
[kWh/(m ² ·rok)]	50,4	27,5	0,0		78,0
UDZIAŁ [%]	64,7	35,3	0,0		100,0

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ UŻYTKOWĄ EU: 78,0 kWh/(m²·rok)

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ KOŃCOWĄ EK [kWh/(m²·rok)] ¹⁷⁾

RODZAJ NOŚNIKA ENERGII LUB ENERGII	OGRZEWANIE I WENTYLACJA	CIEPŁA WODA UŻYTKOWA	CHŁODZENIE	OŚWIETLENIE WBUDOWANE ¹³⁾	SUMA
SIEĆ ELEKTROENERGETYCZNA SYSTEMOWA - Energia elektryczna	17,7	15,4	0,0		33,1
SUMA [kWh/(m ² ·rok)]	17,7	15,4	0,0		33,1
UDZIAŁ [%]	53,4	46,6	0,0		100,0

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ KOŃCOWĄ EK:

33,1 kWh/(m²·rok)WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA NIEODNAWIALNĄ ENERGIĘ PIERWOTNĄ EP [kWh/(m²·rok)] ¹⁷⁾

RODZAJ NOŚNIKA ENERGII LUB ENERGII	OGRZEWANIE I WENTYLACJA	CIEPŁA WODA UŻYTKOWA	CHŁODZENIE	OŚWIETLENIE WBUDOWANE ¹³⁾	SUMA
SIEĆ ELEKTROENERGETYCZNA SYSTEMOWA - Energia elektryczna	53,1	46,3	0,0		99,4
SUMA [kWh/(m ² ·rok)]	53,1	46,3	0,0		99,4
UDZIAŁ [%]	53,4	46,6	0,0		100,0

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA NIEODNAWIALNĄ ENERGIĘ PIERWOTNĄ EP:

99,4 kWh/(m²·rok)ZALECENIA DOTYCZĄCE OPLACALNEJ EKONOMICZNIE I WYKONALNEJ TECHNICZNIE POPRAWY CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ BUDYNKU W ZAKRESIE ¹⁸⁾:

- PRZEGRÓD BUDYNKU W PRZYPADKU PLANOWANIA ROBÓT BUDOWLANYCH POLEGAJĄCYCH NA OCIEPLENIU BUDYNKU, OBEJMUJĄCYCH PONAD 25% POWIERZCHNI PRZEGRÓD ZEWNĘTRZNYCH TEGO BUDYNKU
Bez uwag
- SYSTEMÓW TECHNICZNYCH W BUDYNKU W PRZYPADKU PLANOWANIA ROBÓT BUDOWLANYCH POLEGAJĄCYCH NA OCIEPLENIU BUDYNKU, OBEJMUJĄCYCH PONAD 25% POWIERZCHNI PRZEGRÓD ZEWNĘTRZNYCH TEGO BUDYNKU
Bez uwag
- PRZEGRÓD BUDYNKU NIEZALEŻNIE OD PLANOWANYCH ROBÓT BUDOWLANYCH, O KTÓRYCH MOWA W PKT 1
Bez uwag
- SYSTEMÓW TECHNICZNYCH W BUDYNKU LUB CZĘŚCI BUDYNKU NIEZALEŻNIE OD PLANOWANYCH ROBÓT BUDOWLANYCH, O KTÓRYCH MOWA W PKT 2
Bez uwag
- INNYCH UWAG DOTYCZĄCYCH POPRAWY CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ BUDYNKU (W TYM WSKAZANIE, GDZIE MOŻNA UZYSKAĆ SZCZEGÓŁOWE INFORMACJE DOTYCZĄCE OPLACALNOŚCI EKONOMICZNEJ ZALECEŃ ZAWARTYCH W ŚWIADECTWIE ORAZ INFORMACJĘ DOTYCZĄCĄ DZIAŁAŃ, JAKIE NALEŻY PODJĄĆ W CELU WYPEŁNIENIA ZALECEŃ)
Bez uwag

OBJAŚNIENIA

- ¹ Nr świadectwa w wykazie świadectw charakterystyki energetycznej, nadany w systemie teleinformatycznym, w którym jest prowadzony centralny rejestr charakterystyki energetycznej budynków, o którym mowa w art. 31 ust. 1 pkt 3 ustawy z dnia 29 sierpnia 2014 r. o charakterystyce energetycznej budynków (Dz. U. z 2018 r. poz. 1984, z późn. zm.).
- ² Rodzaj budynku: mieszkalny, zamieszkania zbiorowego, użyteczności publicznej, rekreacji indywidualnej, gospodarczy, produkcyjny, magazynowy.
- ³ Należy określić zgodnie z przepisami wydanymi na podstawie art. 7 ust. 2 pkt 1 ustawy z dnia 7 lipca 1994 r. – Prawo budowlane (Dz. U. z 2019 r. poz. 1186, z późn. zm.), zwanymi dalej „przepisami techniczno-budowlanymi”, np. budynek przeznaczony na potrzeby opieki zdrowotnej.
- ⁴ Budynek, o którym mowa w art. 3 ust. 2 ustawy z dnia 29 sierpnia 2014 r. o charakterystyce energetycznej budynków: tak / nie.
- ⁵ Dotyczy budynku oddanego do użytkowania.
- ⁶ Należy wpisać: metoda obliczeniowa albo metoda zużyciowa.
- ⁷ Jest to ogrzewana lub chłodzona powierzchnia kondygnacji netto wyznaczana według Polskiej Normy dotyczącej właściwości użytkowych w budownictwie – określanie i obliczanie wskaźników powierzchniowych i kubaturowych.
- ⁸ Świadectwo charakterystyki energetycznej traci ważność po upływie terminu wskazanego w tym świadectwie albo w przypadku, o którym mowa w art. 14 ust. 2 ustawy z dnia 29 sierpnia 2014 r. o charakterystyce energetycznej budynków.
- ⁹ Należy wypełnić w przypadku metody obliczeniowej.
- ¹⁰ Charakterystyka energetyczna budynku jest określana na podstawie porównania wskaźnika rocznego zapotrzebowania na nieodnawialną energię pierwotną EP niezbędnego do zaspokojenia potrzeb energetycznych budynku w zakresie ogrzewania, wentylacji, chłodzenia, przygotowania ciepłej wody użytkowej i wbudowanej instalacji oświetlenia z maksymalną wartością wskaźnika EP wynikającą z przepisów techniczno-budowlanych oraz porównania wartości współczynnika przenikania ciepła przegród U w budynku z maksymalną wartością współczynnika wynikającą z przepisów techniczno-budowlanych.
W przypadku budynku nowo wznoszonego uzyskane wartości wskaźnika EP oraz współczynników przenikania ciepła przegród U nie powinny przekraczać wartości wynikających z przepisów techniczno-budowlanych.
W przypadku budynku podlegającego przebudowie jedynie wartości współczynników przenikania ciepła przegród U podlegających przebudowie nie powinny przekraczać wartości wynikających z przepisów techniczno-budowlanych.
- ¹¹ Roczne zapotrzebowanie na energię końcową oraz nieodnawialną energię pierwotną przez system wbudowanej instalacji oświetlenia nie wyznacza się w przypadku budynku mieszkalnego.
- ¹² Metoda obliczeniowa odnosi się do standardowego sposobu użytkowania i standardowych warunków klimatycznych, natomiast metoda zużyciowa odnosi się do faktycznego sposobu użytkowania budynku, w związku z czym mogą wystąpić różnice w wynikach końcowych między obliczeniami sporządzonymi tymi metodami. W przypadku korzystania z metody obliczeniowej, z uwagi na standardowy sposób użytkowania, uzyskane wartości obliczeniowej rocznej ilości zużywanego nośnika energii lub energii nie pozwalają wnioskować o rzeczywistym zużyciu energii w budynku; wartości te są przybliżone.
- ¹³ Wykaz, o którym mowa w art. 31 ust. 1 pkt 1 ustawy z dnia 29 sierpnia 2014 r. o charakterystyce energetycznej budynków.
- ¹⁴ Podział powierzchni użytkowej (np. część mieszkalna: ... m², część garażowa: ... m², część usługowa: ... m², część techniczna: ... m²).
- ¹⁵ Wymagania dotyczące wartości współczynnika przenikania ciepła przegród U powinny być spełnione jedynie w przypadku budynku nowo wznoszonego albo budynku podlegającego przebudowie.
- ¹⁶ W przypadku kilku systemów technicznych lub podsystemów w systemach technicznych tabelę należy dostosować.
- ¹⁷ Wartości rocznego zapotrzebowania na energię użytkową, energię końcową i nieodnawialną energię pierwotną odpowiednio dla systemu ogrzewania, systemu przygotowania ciepłej wody użytkowej, systemu chłodzenia, systemu wbudowanej instalacji oświetlenia i dla urządzeń pomocniczych odniesione do powierzchni A. Wartości rocznego zapotrzebowania na energię pomocniczą końcową i nieodnawialną energię pierwotną dla urządzeń pomocniczych systemów technicznych odniesione do powierzchni A należy wykazać w odpowiednich polach dotyczących celu ich zużycia.
- ¹⁸ Wypełnienie jest obowiązkowe, chyba że nie ma sensownej możliwości takiej poprawy w porównaniu z obowiązującymi wymaganiami zawartymi w przepisach techniczno-budowlanych.

UWAGI

1. Niniejsze świadectwo charakterystyki energetycznej zostało wydane na podstawie oceny charakterystyki energetycznej budynku zgodnie z przepisami ustawy z dnia 29 sierpnia 2014 r. o charakterystyce energetycznej budynków oraz rozporządzenia Ministra Infrastruktury i Rozwoju z dnia 27 lutego 2015 r. w sprawie metodologii wyznaczania charakterystyki energetycznej budynku lub części budynku oraz świadectw charakterystyki energetycznej (Dz. U. poz. 376 z późn. zm.).
2. **Roczne zapotrzebowanie na energię** w świadectwie charakterystyki energetycznej jest wyrażane przez roczne zapotrzebowanie na nieodnawialną energię pierwotną, energię końcową oraz energię użytkową. Dane do obliczeń określa się na podstawie budowlanej dokumentacji technicznej lub obmiaru budynku istniejącego i przyjmuje się standardowy albo faktyczny sposób użytkowania, w zależności od wybranej metody obliczania.
3. **Roczne zapotrzebowanie na nieodnawialną energię pierwotną** uwzględnia obok energii końcowej dodatkowe nakłady nieodnawialnej energii pierwotnej na dostarczenie do budynku każdego wykorzystanego nośnika energii lub energii. Uzyskane niskie wartości wskazują na nieznaczne zapotrzebowanie na energię i tym samym wysoką efektywność energetyczną budynku i zużycie energii chroniące zasoby naturalne i środowisko.
4. **Roczne zapotrzebowanie na energię końcową** określa roczną ilość energii dostarczaną do budynku dla systemów: ogrzewania, chłodzenia, przygotowania ciepłej wody użytkowej oraz wbudowanej instalacji oświetlenia. Zapotrzebowanie na energię końcową jest to ilość energii, która powinna być dostarczona do budynku przy standardowym lub faktycznym sposobie użytkowania z uwzględnieniem wszystkich strat, aby zapewnić utrzymanie temperatury wewnętrznej, której wartość została określona w przepisach techniczno-budowlanych, niezbędną wentylację oraz oświetlenie i przygotowanie ciepłej wody użytkowej. Niskie wartości sygnalizują wydajne systemy techniczne w budynku i jego wysoką efektywność energetyczną.
5. **Roczne zapotrzebowanie na energię użytkową** określa:
 - a) w przypadku ogrzewania budynku – energię przenoszoną z budynku do jego otoczenia przez przenikanie lub z powietrzem wentylacyjnym, pomniejszoną o zyski ciepła,
 - b) w przypadku chłodzenia budynku – zyski ciepła pomniejszone o energię przenoszoną z budynku do jego otoczenia przez przenikanie lub z powietrzem wentylacyjnym,
 - c) w przypadku przygotowania ciepłej wody użytkowej – energię przenoszoną z budynku do jego otoczenia ze ściekami.
 Niskie wartości sygnalizują bardzo dobrą charakterystykę energetyczną przegród, niewielkie straty ciepła przez wentylację oraz optymalne zarządzanie zyskami słonecznymi.

ŚWIADECTWO CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ BUDYNKU

NUMER ŚWIADECTWA¹⁾ **Wariant 10**

BUDYNEK OCENIANY

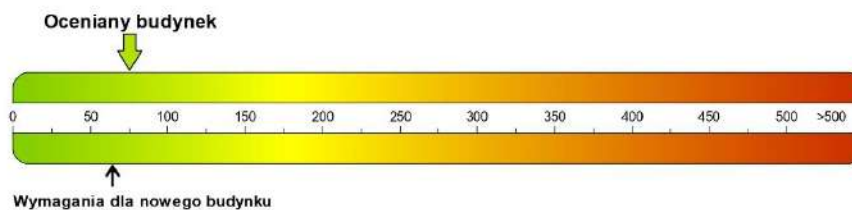
RODZAJ BUDYNKU ²⁾	Mieszkalny
PRZEZNACZENIE BUDYNKU ²⁾	Wielorodzinny
ADRES BUDYNKU	Warszawa, ul. Skarbka z gó 23a
BUDYNEK, O KTÓRYM MOWA W ART 3 UST.2 USTAWY ⁴⁾	Nie
ROK ODDANIA DO UŻYTKOWANIA BUDYNKU ³⁾	2009
METODA WYZNACZANIA CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ ⁶⁾	Metoda obliczeniowa
POWIERZCHNIA POMIESZCZEŃ O REGULOWANEJ TEMPERATURZE POWIETRZA (POWIERZCHNIA OGRZEWANA LUB CHŁODZONA) A _f [m ²] ⁷⁾	464,15
POWIERZCHNIA UŻYTKOWA [m ²]	434,67
WAŻNE DO ⁸⁾	21 Grudnia 2035
STACJA METEOROLOGICZNA, WEDŁUG KTÓREJ DANYCH OBLICZANA JEST CHARAKTERYSTYKA ENERGETYCZNA ⁹⁾	Warszawa Okęcie



OCENA CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ BUDYNKU¹⁰⁾

WSKAŹNIK CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ	OCENIANY BUDYNEK	WYMAGANIA DLA NOWEGO BUDYNKU WEDŁUG PRZEPISÓW TECHNICZNO-BUDOWLANYCH
WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ UŻYTKOWĄ	EU = 44,1 kWh/(m ² ·rok)	
WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ KOŃCOWĄ ¹¹⁾	EK = 25,4 kWh/(m ² ·rok)	
WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA NIEODNAWIALNĄ ENERGIĘ PIERWOTNĄ ¹¹⁾	EP = 76,1 kWh/(m ² ·rok)	EP = 65,0 kWh/(m ² ·rok)
JEDNOSTKOWA WIELKOŚĆ EMISJI CO ₂	E _{CO2} = 0,027 t CO ₂ /(m ² ·rok)	
UDZIAŁ ODNAWIALNYCH ŹRÓDEŁ ENERGII W ROCZNYM ZAPOTRZEBOWANIU NA ENERGIĘ KOŃCOWĄ	U _{oze} = 58,5 %	

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA NIEODNAWIALNĄ ENERGIĘ PIERWOTNĄ EP [kWh/(m²·rok)]



OBLICZENIOWA ROCZNA IŁOŚĆ ZUŻYWANEGO NOŚNIKA ENERGII LUB ENERGII PRZEZ BUDYNEK¹²⁾

SYSTEM TECHNICZNY	RODZAJ NOŚNIKA ENERGII LUB ENERGII	IŁOŚĆ NOŚNIKA ENERGII LUB ENERGII	JEDNOSTKA/(m ² ·rok)
OGRZEWACZY	Energia elektryczna.	7,569	kWh
PRZYGOTOWANIA CIEPŁEJ WODY UŻYTKOWEJ	Energia elektryczna.	17,795	kWh
CHŁODZENIA			

SPORZĄDZAJĄCY ŚWIADECTWO

IMIĘ I NAZWISKO	Anna Choma	PODPIS I PIECZĄTKA
NR WPISU DO WYKAZU ¹³⁾	1234	
DATA WYSTAWIENIA ŚWIADECTWA	21 Grudnia 2025	

PODSTAWOWE PARAMETRY TECHNICZNO-UŻYTKOWE BUDYNKU

LICZBA KONDYGNACJI BUDYNKU	2
KUBATURA BUDYNKU [m ³]	1281,3
KUBATURA BUDYNKU O REGULOWANEJ TEMPERATURZE POWIETRZA [m ³]	1281,3
PODZIAŁ POWIERZCHNI UŻYTKOWEJ BUDYNKU ¹⁴⁰	MIESZKALNA: 100,0% NIEMIESZKALNA: 0,0%
TEMPERATURY WEWNĘTRZNE W BUDYNKU W ZALEŻNOŚCI OD STREF OGRZEWANYCH	8/20/24°C
RODZAJ KONSTRUKCJI BUDYNKU	Tradycyjna

PRZEGRODY BUDYNKU	NAZWA PRZEGRODY	OPIS PRZEGRODY	WSPÓŁCZYNNIK PRZENIKANIA CIEPŁA PRZEGRODY U [W/m ² ·K]	
			UZYSKANY	WYMAGANY ¹⁴⁵
	D	Dach 51,0 cm	0,250	0,150
	DW	Drzwi wewnętrzne	2,000	
	DW_M	Drzwi wewnętrzne LxH= 90,0x200,0 cm	2,000	
	DZ	Drzwi zewnętrzne LxH= 130,0x200,0 cm	1,300	1,300
	O_115	Okno zewnętrzne LxH= 115,0x120,0 cm	0,900	0,900
	O_190	Okno zewnętrzne LxH= 190,0x120,0 cm	0,900	0,900
	O_285	Okno zewnętrzne LxH= 285,0x200,0 cm	0,900	0,900
	PG_K	Podłoga na gruncie 45,0 cm	0,172	0,300
	PG_P	Podłoga na gruncie 45,0 cm	0,176	0,300
	STR_K	Strop ciepło do góry 36,0 cm	0,482	
	STR_P	Strop ciepło do góry 36,0 cm	0,517	
	SW_12	Ściana wewnętrzna 12,0 cm	2,414	
	SW_18	Ściana wewnętrzna 18,0 cm	2,032	1,000
	SW_8	Ściana wewnętrzna 8,0 cm	0,681	
	SZ_37	Ściana zewnętrzna 37,0 cm	0,260	0,200

SYSTEM OGRZEWANIA ¹⁴⁶	ELEMENTY SKŁADOWE SYSTEMU	OPIS	ŚREDNIA SEZONOWA SPRAWNOŚĆ
	WYTWARZANIE CIEPŁA	POMPA CIEPŁA - powietrze/powietrze - sprężarkowa - elektryczna	3,00
	PRZESYŁ CIEPŁA	OGRZEWANIE POWIETRZNE	0,95
	AKUMULACJA CIEPŁA	BRAK ZASOBNIKA BUFOROWEGO	1,00
	REGULACJA I WYKORZYSTANIE CIEPŁA	Inna	1,00

SYSTEM PRZYGOTOWANIA CIEPŁEJ WODY UŻYTKOWEJ ¹⁴⁶	ELEMENTY SKŁADOWE SYSTEMU	OPIS	ŚREDNIA ROCZNA SPRAWNOŚĆ
	WYTWARZANIE CIEPŁA	Pompa ciepła typu powietrze/woda, sprężarkowa, napędzana elektrycznie	2,60
	PRZESYŁ CIEPŁA	CENTRALNE PRZYGOTOWANIE - obiegi izolowane - małe instalacje do 30 punktów poboru	0,70
	AKUMULACJA CIEPŁA	Zasobnik w systemie c.w.u. wyprodukowany po 2005 r.	0,85

SYSTEM CHŁODZENIA ¹⁴⁶	ELEMENTY SKŁADOWE SYSTEMU	OPIS	ŚREDNIA SEZONOWA SPRAWNOŚĆ
	WYTWARZANIE CHŁODU		
	PRZESYŁ CHŁODU		
	AKUMULACJA CHŁODU		
	REGULACJA I WYKORZYSTANIE CHŁODU		

WENTYLACJA Pompa ciepła + wentylacja mechaniczna z odzyskiem ciepła + ogrzewanie podłogowe

SYSTEM WBUDOWANEJ INSTALACJI OŚWIETLENIA ^{147, 148}

INNE ISTOTNE DANE DOTYCZĄCE BUDYNKU

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ UŻYTKOWĄ EU [kWh/(m²·rok)] ¹⁷¹

	OGRZEWANIE I WENTYLACJA	CIEPŁA WODA UŻYTKOWA	CHŁODZENIE	OŚWIETLENIE WBUDOWANE	SUMA
[kWh/(m ² ·rok)]	16,6	27,5	0,0		44,1
UDZIAŁ [%]	37,6	62,4	0,0		100,0

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ UŻYTKOWĄ EU: 44,1 kWh/(m²·rok)

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ KOŃCOWĄ EK [kWh/(m²·rok)]¹⁷⁾

RODZAJ NOŚNIKA ENERGII LUB ENERGII	OGRZEWANIE I WENTYLACJA	CIEPŁA WODA UŻYTKOWA	CHŁODZENIE	OŚWIETLENIE WBUDOWANE ¹⁸⁾	SUMA
SIEĆ ELEKTROENERGETYCZNA SYSTEMOWA - Energia elektryczna	7,6	17,8	0,0		25,4
SUMA [kWh/(m ² ·rok)]	7,6	17,8	0,0		25,4
UDZIAŁ [%]	29,8	70,2	0,0		100,0

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ KOŃCOWĄ EK:

25,4 kWh/(m²·rok)WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA NIEODNAWIALNĄ ENERGIĘ PIERWOTNĄ EP [kWh/(m²·rok)]¹⁷⁾

RODZAJ NOŚNIKA ENERGII LUB ENERGII	OGRZEWANIE I WENTYLACJA	CIEPŁA WODA UŻYTKOWA	CHŁODZENIE	OŚWIETLENIE WBUDOWANE ¹⁸⁾	SUMA
SIEĆ ELEKTROENERGETYCZNA SYSTEMOWA - Energia elektryczna	22,7	53,4	0,0		76,1
SUMA [kWh/(m ² ·rok)]	22,7	53,4	0,0		76,1
UDZIAŁ [%]	29,8	70,2	0,0		100,0

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA NIEODNAWIALNĄ ENERGIĘ PIERWOTNĄ EP:

76,1 kWh/(m²·rok)ZALECENIA DOTYCZĄCE OPLĄCALNEJ EKONOMICZNIE I WYKONALNEJ TECHNICZNIE POPRAWY CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ BUDYNKU W ZAKRESIE¹⁸⁾:

- PRZEGRÓD BUDYNKU W PRZYPADKU PLANOWANIA ROBÓT BUDOWLANYCH POLEGAJĄCYCH NA OCIEPLENIU BUDYNKU, OBEJMUJĄCYCH PONAD 25% POWIERZCHNI PRZEGRÓD ZEWNĘTRZNYCH TEGO BUDYNKU
Bez uwag
- SYSTEMÓW TECHNICZNYCH W BUDYNKU W PRZYPADKU PLANOWANIA ROBÓT BUDOWLANYCH POLEGAJĄCYCH NA OCIEPLENIU BUDYNKU, OBEJMUJĄCYCH PONAD 25% POWIERZCHNI PRZEGRÓD ZEWNĘTRZNYCH TEGO BUDYNKU
Bez uwag
- PRZEGRÓD BUDYNKU NIEZALEŻNIE OD PLANOWANYCH ROBÓT BUDOWLANYCH, O KTÓRYCH MOWA W PKT 1
Bez uwag
- SYSTEMÓW TECHNICZNYCH W BUDYNKU LUB CZĘŚCI BUDYNKU NIEZALEŻNIE OD PLANOWANYCH ROBÓT BUDOWLANYCH, O KTÓRYCH MOWA W PKT 2
Bez uwag
- INNYCH UWAG DOTYCZĄCYCH POPRAWY CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ BUDYNKU (W TYM WSKAZANIE, GDZIE MOŻNA UZYSKAĆ SZCZEGÓŁOWE INFORMACJE DOTYCZĄCE OPLĄCALNOŚCI EKONOMICZNEJ ZALECEŃ ZAWARTYCH W ŚWIADECTWIE ORAZ INFORMACJĘ DOTYCZĄCĄ DZIAŁAŃ, JAKIE NALEŻY PODJĄĆ W CELU WYPEŁNIENIA ZALECEŃ)
Bez uwag

OBJAŚNIENIA

- ¹ Nr świadectwa w wykazie świadectw charakterystyki energetycznej, nadany w systemie teleinformatycznym, w którym jest prowadzony centralny rejestr charakterystyki energetycznej budynków, o którym mowa w art. 31 ust. 1 pkt 3 ustawy z dnia 29 sierpnia 2014 r. o charakterystyce energetycznej budynków (Dz. U. z 2018 r. poz. 1984, z późn. zm.).
- ² Rodzaj budynku: mieszkalny, zamieszkania zbiorowego, użyteczności publicznej, rekreacji indywidualnej, gospodarczy, produkcyjny, magazynowy.
- ³ Należy określić zgodnie z przepisami wydanymi na podstawie art. 7 ust. 2 pkt 1 ustawy z dnia 7 lipca 1994 r. – Prawo budowlane (Dz. U. z 2019 r. poz. 1186, z późn. zm.), zwanymi dalej „przepisami techniczno-budowlanymi”, np. budynek przeznaczony na potrzeby opieki zdrowotnej.
- ⁴ Budynek, o którym mowa w art. 3 ust. 2 ustawy z dnia 29 sierpnia 2014 r. o charakterystyce energetycznej budynków: tak / nie.
- ⁵ Dotyczy budynku oddanego do użytkowania.
- ⁶ Należy wpisać: metoda obliczeniowa albo metoda zużyciowa.
- ⁷ Jest to ogrzewana lub chłodzona powierzchnia kondygnacji netto wyznaczana według Polskiej Normy dotyczącej właściwości użytkowych w budownictwie – określanie i obliczanie wskaźników powierzchniowych i kubaturowych.
- ⁸ Świadectwo charakterystyki energetycznej traci ważność po upływie terminu wskazanego w tym świadectwie albo w przypadku, o którym mowa w art. 14 ust. 2 ustawy z dnia 29 sierpnia 2014 r. o charakterystyce energetycznej budynków.
- ⁹ Należy wypełnić w przypadku metody obliczeniowej.
- ¹⁰ Charakterystyka energetyczna budynku jest określana na podstawie porównania wskaźnika rocznego zapotrzebowania na nieodnawialną energię pierwotną EP niezbędnego do zaspokojenia potrzeb energetycznych budynku w zakresie ogrzewania, wentylacji, chłodzenia, przygotowania ciepłej wody użytkowej i wbudowanej instalacji oświetlenia z maksymalną wartością wskaźnika EP wynikającą z przepisów techniczno-budowlanych oraz porównania wartości współczynnika przenikania ciepła przegród U w budynku z maksymalną wartością współczynnika wynikającą z przepisów techniczno-budowlanych.
W przypadku budynku nowo wznoszonego uzyskane wartości wskaźnika EP oraz współczynników przenikania ciepła przegród U nie powinny przekraczać wartości wynikających z przepisów techniczno-budowlanych.
W przypadku budynku podlegającego przebudowie jedynie wartości współczynników przenikania ciepła przegród U podlegających przebudowie nie powinny przekraczać wartości wynikających z przepisów techniczno-budowlanych.
- ¹¹ Roczne zapotrzebowanie na energię końcową oraz nieodnawialną energię pierwotną przez system wbudowanej instalacji oświetlenia nie wyznacza się w przypadku budynku mieszkalnego.
- ¹² Metoda obliczeniowa odnosi się do standardowego sposobu użytkowania i standardowych warunków klimatycznych, natomiast metoda zużyciowa odnosi się do faktycznego sposobu użytkowania budynku, w związku z czym mogą wystąpić różnice w wynikach końcowych między obliczeniami sporządzonymi tymi metodami. W przypadku korzystania z metody obliczeniowej, z uwagi na standardowy sposób użytkowania, uzyskane wartości obliczeniowej rocznej ilości zużywanego nośnika energii lub energii nie pozwalają wnioskować o rzeczywistym zużyciu energii w budynku; wartości te są przybliżone.
- ¹³ Wykaz, o którym mowa w art. 31 ust. 1 pkt 1 ustawy z dnia 29 sierpnia 2014 r. o charakterystyce energetycznej budynków.
- ¹⁴ Podział powierzchni użytkowej (np. część mieszkalna: ... m², część garażowa: ... m², część usługowa: ... m², część techniczna: ... m²).
- ¹⁵ Wymagania dotyczące wartości współczynnika przenikania ciepła przegród U powinny być spełnione jedynie w przypadku budynku nowo wznoszonego albo budynku podlegającego przebudowie.
- ¹⁶ W przypadku kilku systemów technicznych lub podsystemów w systemach technicznych tabelę należy dostosować.
- ¹⁷ Wartości rocznego zapotrzebowania na energię użytkową, energię końcową i nieodnawialną energię pierwotną odpowiednio dla systemu ogrzewania, systemu przygotowania ciepłej wody użytkowej, systemu chłodzenia, systemu wbudowanej instalacji oświetlenia i dla urządzeń pomocniczych odniesione do powierzchni A_f. Wartości rocznego zapotrzebowania na energię pomocniczą końcową i nieodnawialną energię pierwotną dla urządzeń pomocniczych systemów technicznych odniesione do powierzchni A_f należy wykazać w odpowiednich polach dotyczących celu ich zużycia.
- ¹⁸ Wypełnienie jest obowiązkowe, chyba że nie ma sensownej możliwości takiej poprawy w porównaniu z obowiązującymi wymaganiami zawartymi w przepisach techniczno-budowlanych.

UWAGI

1. Niniejsze świadectwo charakterystyki energetycznej zostało wydane na podstawie oceny charakterystyki energetycznej budynku zgodnie z przepisami ustawy z dnia 29 sierpnia 2014 r. o charakterystyce energetycznej budynków oraz rozporządzenia Ministra Infrastruktury i Rozwoju z dnia 27 lutego 2015 r. w sprawie metodologii wyznaczania charakterystyki energetycznej budynku lub części budynku oraz świadectw charakterystyki energetycznej (Dz. U. poz. 376 z późn. zm.).
2. **Roczne zapotrzebowanie na energię** w świadectwie charakterystyki energetycznej jest wyrażane przez roczne zapotrzebowanie na nieodnawialną energię pierwotną, energię końcową oraz energię użytkową. Dane do obliczeń określa się na podstawie budowlanej dokumentacji technicznej lub obmiaru budynku istniejącego i przyjmuje się standardowy albo faktyczny sposób użytkowania, w zależności od wybranej metody obliczania.
3. **Roczne zapotrzebowanie na nieodnawialną energię pierwotną** uwzględnia obok energii końcowej dodatkowe nakłady nieodnawialnej energii pierwotnej na dostarczenie do budynku każdego wykorzystanego nośnika energii lub energii. Uzyskane niskie wartości wskazują na nieznaczne zapotrzebowanie na energię i tym samym wysoką efektywność energetyczną budynku i zużycie energii chroniące zasoby naturalne i środowisko.
4. **Roczne zapotrzebowanie na energię końcową** określa roczną ilość energii dostarczaną do budynku dla systemów: ogrzewania, chłodzenia, przygotowania ciepłej wody użytkowej oraz wbudowanej instalacji oświetlenia. Zapotrzebowanie na energię końcową jest to ilość energii, która powinna być dostarczona do budynku przy standardowym lub faktycznym sposobie użytkowania z uwzględnieniem wszystkich strat, aby zapewnić utrzymanie temperatury wewnętrznej, której wartość została określona w przepisach techniczno-budowlanych, niezbędną wentylację oraz oświetlenie i przygotowanie ciepłej wody użytkowej. Niskie wartości sygnalizują wysokosprawne systemy techniczne w budynku i jego wysoką efektywność energetyczną.
5. **Roczne zapotrzebowanie na energię użytkową** określa:
 - a) w przypadku ogrzewania budynku – energię przenoszoną z budynku do jego otoczenia przez przenikanie lub z powietrzem wentylacyjnym, pomniejszoną o zyski ciepła,
 - b) w przypadku chłodzenia budynku – zyski ciepła pomniejszone o energię przenoszoną z budynku do jego otoczenia przez przenikanie lub z powietrzem wentylacyjnym,
 - c) w przypadku przygotowania ciepłej wody użytkowej – energię przenoszoną z budynku do jego otoczenia ze ściekami.
 Niskie wartości sygnalizują bardzo dobrą charakterystykę energetyczną przegród, niewielkie straty ciepła przez wentylację oraz optymalne zarządzanie zyskami słonecznymi.

ŚWIADECTWO CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ BUDYNKU

NUMER ŚWIADECTWA¹⁾ **Wariant 10 - budynek zgodny z WT2021**

BUDYNEK OCENIANY

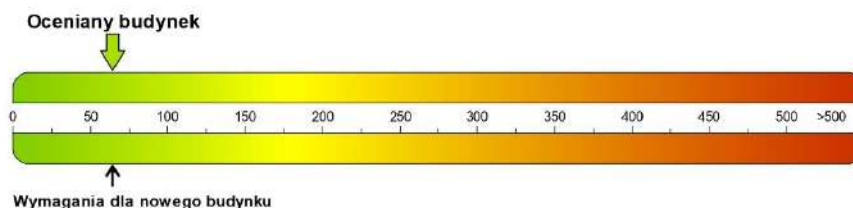
RODZAJ BUDYNKU ²⁾	Mieszkalny
PRZEZNACZENIE BUDYNKU ²⁾	Wielorodzinny
ADRES BUDYNKU	Warszawa, ul. Skarbka z gór 23a
BUDYNEK, O KTÓRYM MOWA W ART 3 UST.2 USTAWY ⁴⁾	Nie
ROK ODDANIA DO UŻYTKOWANIA BUDYNKU ³⁾	2009
METODA WYZNACZANIA CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ ⁶⁾	Metoda obliczeniowa
POWIERZCHNIA POMIESZCZEŃ O REGULOWANEJ TEMPERATURZE POWIETRZA (POWIERZCHNIA OGRZEWANA LUB CHŁODZONA) A _f [m ²] ⁷⁾	464,15
POWIERZCHNIA UŻYTKOWA [m ²]	434,67
WAŻNE DO ⁸⁾	21 Grudnia 2035
STACJA METEOROLOGICZNA, WEDŁUG KTÓREJ DANYCH OBLICZANA JEST CHARAKTERYSTYKA ENERGETYCZNA ⁹⁾	Warszawa Okęcie



OCENA CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ BUDYNKU¹⁰⁾

WSKAŹNIK CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ	OCENIANY BUDYNEK	WYMAGANIA DLA NOWEGO BUDYNKU WEDŁUG PRZEPISÓW TECHNICZNO-BUDOWLANYCH
WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ UŻYTKOWĄ	EU = 32,8 kWh/(m ² ·rok)	
WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ KOŃCOWĄ ¹¹⁾	EK = 21,6 kWh/(m ² ·rok)	
WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA NIEODNAWIALNĄ ENERGIĘ PIERWOTNĄ ¹¹⁾	EP = 64,9 kWh/(m ² ·rok)	EP = 65,0 kWh/(m ² ·rok)
JEDNOSTKOWA WIELKOŚĆ EMISJI CO ₂	E _{CO2} = 0,023 t CO ₂ /(m ² ·rok)	
UDZIAŁ ODNAWIALNYCH ŹRÓDEŁ ENERGII W ROCZNYM ZAPOTRZEBOWANIU NA ENERGIĘ KOŃCOWĄ	U _{oze} = 53,2 %	

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA NIEODNAWIALNĄ ENERGIĘ PIERWOTNĄ EP [kWh/(m²·rok)]



OBLICZENIOWA ROCZNA IŁOŚĆ ZUŻYWANEGO NOŚNIKA ENERGII LUB ENERGII PRZEZ BUDYNEK¹²⁾

SYSTEM TECHNICZNY	RODZAJ NOŚNIKA ENERGII LUB ENERGII	IŁOŚĆ NOŚNIKA ENERGII LUB ENERGII	JEDNOSTKA/(m ² ·rok)
OGRZEWACZY	Energia elektryczna.	6,216	kWh
PRZYGOTOWANIA CIEPŁEJ WODY UŻYTKOWEJ	Energia elektryczna.	15,422	kWh
CHŁODZENIA			

SPORZĄDZAJĄCY ŚWIADECTWO

IMIĘ I NAZWISKO	Anna Choma	PODPIS I PIECZĄTKA
NR WPISU DO WYKAZU ¹³⁾	1234	
DATA WYSTAWIENIA ŚWIADECTWA	21 Grudnia 2025	

PODSTAWOWE PARAMETRY TECHNICZNO-UŻYTKOWE BUDYNKU

LICZBA KONDYGNACJI BUDYNKU	2
KUBATURA BUDYNKU [m ³]	1281,3
KUBATURA BUDYNKU O REGULOWANEJ TEMPERATURZE POWIETRZA [m ³]	1281,3
PODZIAŁ POWIERZCHNI UŻYTKOWEJ BUDYNKU ¹⁴⁰	MIESZKALNA: 100,0% NIEMIESZKALNA: 0,0%
TEMPERATURY WEWNĘTRZNE W BUDYNKU W ZALEŻNOŚCI OD STREF OGRZEWANYCH	8/20/24°C
RODZAJ KONSTRUKCJI BUDYNKU	Tradycyjna

PRZEGRODY BUDYNKU	NAZWA PRZEGRODY	OPIS PRZEGRODY	WSPÓŁCZYNNIK PRZENIKANIA CIEPŁA PRZEGRODY U [W/m ² ·K]	
			UZYSKANY	WYMAGANY ¹⁴⁵
	D	Dach 68,0 cm	0,117	0,150
	DW	Drzwi wewnętrzne	2,000	
	DW_M	Drzwi wewnętrzne L×H= 90,0×200,0 cm	2,000	
	DZ	Drzwi zewnętrzne L×H= 130,0×200,0 cm	0,900	1,300
	O_115	Okno zewnętrzne L×H= 115,0×120,0 cm	0,650	0,900
	O_190	Okno zewnętrzne L×H= 190,0×120,0 cm	0,650	0,900
	O_285	Okno zewnętrzne L×H= 285,0×200,0 cm	0,650	0,900
	PG_K	Podłoga na gruncie 45,0 cm	0,171	0,300
	PG_P	Podłoga na gruncie 45,0 cm	0,175	0,300
	STR_K	Strop ciepło do góry 36,0 cm	0,482	
	STR_P	Strop ciepło do góry 36,0 cm	0,517	
	SW_12	Ściana wewnętrzna 17,0 cm	0,707	
	SW_18	Ściana wewnętrzna 26,0 cm	0,377	1,000
	SW_8	Ściana wewnętrzna 8,0 cm	0,681	
	SZ_37	Ściana zewnętrzna 45,0 cm	0,166	0,200

SYSTEM OGRZEWANIA ¹⁴⁴	ELEMENTY SKŁADOWE SYSTEMU	OPIS	ŚREDNIA SEZONOWA SPRAWNOŚĆ
	WYTWARZANIE CIEPŁA	POMPA CIEPŁA - powietrze/powietrze - sprężarkowa - elektryczna	3,00
	PRZESYŁ CIEPŁA	OGRZEWANIE POWIETRZNE	0,95
	AKUMULACJA CIEPŁA	BRAK ZASOBNIKA BUFOROWEGO	1,00
	REGULACJA I WYKORZYSTANIE CIEPŁA	Inna	1,00

SYSTEM PRZYGOTOWANIA CIEPŁEJ WODY UŻYTKOWEJ ¹⁴⁰	ELEMENTY SKŁADOWE SYSTEMU	OPIS	ŚREDNIA ROCZNA SPRAWNOŚĆ
	WYTWARZANIE CIEPŁA	Pompa ciepła typu powietrze/woda, sprężarkowa, napędzana elektrycznie	3,00
	PRZESYŁ CIEPŁA	CENTRALNE PRZYGOTOWANIE - obiegi izolowane - małe instalacje do 30 punktów poboru	0,70
	AKUMULACJA CIEPŁA	Zasobnik w systemie c.w.u. wyprodukowany po 2005 r.	0,85

SYSTEM CHŁODZENIA ¹⁴⁰	ELEMENTY SKŁADOWE SYSTEMU	OPIS	ŚREDNIA SEZONOWA SPRAWNOŚĆ
	WYTWARZANIE CHŁODU		
	PRZESYŁ CHŁODU		
	AKUMULACJA CHŁODU		
	REGULACJA I WYKORZYSTANIE CHŁODU		

WENTYLACJA Pompa ciepła + wentylacja mechaniczna z odzyskiem ciepła + ogrzewanie podłogowe + izolacja

SYSTEM WBUDOWANEJ INSTALACJI OŚWIETLENIA ^{141, 140}

INNE ISTOTNE DANE DOTYCZĄCE BUDYNKU

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ UŻYTKOWĄ EU [kWh/(m²·rok)] ¹⁷¹

	OGRZEWANIE I WENTYLACJA	CIEPŁA WODA UŻYTKOWA	CHŁODZENIE	OŚWIETLENIE WBUDOWANE	SUMA
[kWh/(m ² ·rok)]	5,2	27,5	0,0		32,8
UDZIAŁ [%]	16,0	84,0	0,0		100,0
WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ UŻYTKOWĄ EU:				32,8 kWh/(m²·rok)	

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ KOŃCOWĄ EK [kWh/(m²·rok)] ¹⁷⁾

RODZAJ NOŚNIKA ENERGII LUB ENERGII	OGRZEWANIE I WENTYLACJA	CIEPŁA WODA UŻYTKOWA	CHŁODZENIE	OŚWIETLENIE WBUDOWANE ¹³⁾	SUMA
SIEĆ ELEKTROENERGETYCZNA SYSTEMOWA - Energia elektryczna	6,2	15,4	0,0		21,6
SUMA [kWh/(m ² ·rok)]	6,2	15,4	0,0		21,6
UDZIAŁ [%]	28,7	71,3	0,0		100,0

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ KOŃCOWĄ EK:

21,6 kWh/(m²·rok)WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA NIEODNAWIALNĄ ENERGIĘ PIERWOTNĄ EP [kWh/(m²·rok)] ¹⁷⁾

RODZAJ NOŚNIKA ENERGII LUB ENERGII	OGRZEWANIE I WENTYLACJA	CIEPŁA WODA UŻYTKOWA	CHŁODZENIE	OŚWIETLENIE WBUDOWANE ¹³⁾	SUMA
SIEĆ ELEKTROENERGETYCZNA SYSTEMOWA - Energia elektryczna	18,6	46,3	0,0		64,9
SUMA [kWh/(m ² ·rok)]	18,6	46,3	0,0		64,9
UDZIAŁ [%]	28,7	71,3	0,0		100,0

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA NIEODNAWIALNĄ ENERGIĘ PIERWOTNĄ EP:

64,9 kWh/(m²·rok)ZALECENIA DOTYCZĄCE OPLĄCALNEJ EKONOMICZNIE I WYKONALNEJ TECHNICZNIE POPRAWY CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ BUDYNKU W ZAKRESIE ¹⁸⁾:

- 1) PRZEGRÓD BUDYNKU W PRZYPADKU PLANOWANIA ROBÓT BUDOWLANYCH POLEGAJĄCYCH NA OCIEPLENIU BUDYNKU, OBEJMUJĄCYCH PONAD 25% POWIERZCHNI PRZEGRÓD ZEWNĘTRZNYCH TEGO BUDYNKU

Bez uwag

- 2) SYSTEMÓW TECHNICZNYCH W BUDYNKU W PRZYPADKU PLANOWANIA ROBÓT BUDOWLANYCH POLEGAJĄCYCH NA OCIEPLENIU BUDYNKU, OBEJMUJĄCYCH PONAD 25% POWIERZCHNI PRZEGRÓD ZEWNĘTRZNYCH TEGO BUDYNKU

Bez uwag

- 3) PRZEGRÓD BUDYNKU NIEZALEŻNIE OD PLANOWANYCH ROBÓT BUDOWLANYCH, O KTÓRYCH MOWA W PKT 1

Bez uwag

- 4) SYSTEMÓW TECHNICZNYCH W BUDYNKU LUB CZĘŚCI BUDYNKU NIEZALEŻNIE OD PLANOWANYCH ROBÓT BUDOWLANYCH, O KTÓRYCH MOWA W PKT 2

Bez uwag

- 5) INNYCH UWAG DOTYCZĄCYCH POPRAWY CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ BUDYNKU (W TYM WSKAZANIE, GDZIE MOŻNA UZYSKAĆ SZCZEGÓŁOWE INFORMACJE DOTYCZĄCE OPLĄCALNOŚCI EKONOMICZNEJ ZALECEŃ ZAWARTYCH W ŚWIADECTWIE ORAZ INFORMACJĘ DOTYCZĄCĄ DZIAŁAŃ, JAKIE NALEŻY PODJAĆ W CELU WYPEŁNIENIA ZALECEŃ)

Bez uwag

OBJAŚNIENIA

- ¹ Nr świadectwa w wykazie świadectw charakterystyki energetycznej, nadany w systemie teleinformatycznym, w którym jest prowadzony centralny rejestr charakterystyki energetycznej budynków, o którym mowa w art. 31 ust. 1 pkt 3 ustawy z dnia 29 sierpnia 2014 r. o charakterystyce energetycznej budynków (Dz. U. z 2018 r. poz. 1984, z późn. zm.).
- ² Rodzaj budynku: mieszkalny, zamieszkania zbiorowego, użyteczności publicznej, rekreacji indywidualnej, gospodarczy, produkcyjny, magazynowy.
- ³ Należy określić zgodnie z przepisami wydanymi na podstawie art. 7 ust. 2 pkt 1 ustawy z dnia 7 lipca 1994 r. – Prawo budowlane (Dz. U. z 2019 r. poz. 1186, z późn. zm.), zwanymi dalej „przepisami techniczno-budowlanymi”, np. budynek przeznaczony na potrzeby opieki zdrowotnej.
- ⁴ Budynek, o którym mowa w art. 3 ust. 2 ustawy z dnia 29 sierpnia 2014 r. o charakterystyce energetycznej budynków: tak / nie.
- ⁵ Dotyczy budynku oddanego do użytkowania.
- ⁶ Należy wpisać: metoda obliczeniowa albo metoda zużyciowa.
- ⁷ Jest to ogrzewana lub chłodzona powierzchnia kondygnacji netto wyznaczana według Polskiej Normy dotyczącej właściwości użytkowych w budownictwie – określanie i obliczanie wskaźników powierzchniowych i kubaturowych.
- ⁸ Świadectwo charakterystyki energetycznej traci ważność po upływie terminu wskazanego w tym świadectwie albo w przypadku, o którym mowa w art. 14 ust. 2 ustawy z dnia 29 sierpnia 2014 r. o charakterystyce energetycznej budynków.
- ⁹ Należy wypełnić w przypadku metody obliczeniowej.
- ¹⁰ Charakterystyka energetyczna budynku jest określana na podstawie porównania wskaźnika rocznego zapotrzebowania na nieodnawialną energię pierwotną EP niezbędnego do zaspokojenia potrzeb energetycznych budynku w zakresie ogrzewania, wentylacji, chłodzenia, przygotowania ciepłej wody użytkowej i wbudowanej instalacji oświetlenia z maksymalną wartością wskaźnika EP wynikającą z przepisów techniczno-budowlanych oraz porównania wartości współczynnika przenikania ciepła przegród U w budynku z maksymalną wartością współczynnika wynikającą z przepisów techniczno-budowlanych.
W przypadku budynku nowo wznoszonego uzyskane wartości wskaźnika EP oraz współczynników przenikania ciepła przegród U nie powinny przekraczać wartości wynikających z przepisów techniczno-budowlanych.
W przypadku budynku podlegającego przebudowie jedynie wartości współczynników przenikania ciepła przegród U podlegających przebudowie nie powinny przekraczać wartości wynikających z przepisów techniczno-budowlanych.
- ¹¹ Roczne zapotrzebowanie na energię końcową oraz nieodnawialną energię pierwotną przez system wbudowanej instalacji oświetlenia nie wyznacza się w przypadku budynku mieszkalnego.
- ¹² Metoda obliczeniowa odnosi się do standardowego sposobu użytkowania i standardowych warunków klimatycznych, natomiast metoda zużyciowa odnosi się do faktycznego sposobu użytkowania budynku, w związku z czym mogą wystąpić różnice w wynikach końcowych między obliczeniami sporządzonymi tymi metodami. W przypadku korzystania z metody obliczeniowej, z uwagi na standardowy sposób użytkowania, uzyskane wartości obliczeniowej rocznej ilości zużywanego nośnika energii lub energii nie pozwalają wnioskować o rzeczywistym zużyciu energii w budynku; wartości te są przybliżone.
- ¹³ Wykaz, o którym mowa w art. 31 ust. 1 pkt 1 ustawy z dnia 29 sierpnia 2014 r. o charakterystyce energetycznej budynków.
- ¹⁴ Podział powierzchni użytkowej (np. część mieszkalna: ... m², część garażowa: ... m², część usługowa: ... m², część techniczna: ... m²).
- ¹⁵ Wymagania dotyczące wartości współczynnika przenikania ciepła przegród U powinny być spełnione jedynie w przypadku budynku nowo wznoszonego albo budynku podlegającego przebudowie.
- ¹⁶ W przypadku kilku systemów technicznych lub podsystemów w systemach technicznych tabelę należy dostosować.
- ¹⁷ Wartości rocznego zapotrzebowania na energię użytkową, energię końcową i nieodnawialną energię pierwotną odpowiednio dla systemu ogrzewania, systemu przygotowania ciepłej wody użytkowej, systemu chłodzenia, systemu wbudowanej instalacji oświetlenia i dla urządzeń pomocniczych odniesione do powierzchni A₁. Wartości rocznego zapotrzebowania na energię pomocniczą końcową i nieodnawialną energię pierwotną dla urządzeń pomocniczych systemów technicznych odniesione do powierzchni A₂ należy wykazać w odpowiednich polach dotyczących celu ich zużycia.
- ¹⁸ Wypełnienie jest obowiązkowe, chyba że nie ma sensownej możliwości takiej poprawy w porównaniu z obowiązującymi wymaganiami zawartymi w przepisach techniczno-budowlanych.

UWAGI

1. Niniejsze świadectwo charakterystyki energetycznej zostało wydane na podstawie oceny charakterystyki energetycznej budynku zgodnie z przepisami ustawy z dnia 29 sierpnia 2014 r. o charakterystyce energetycznej budynków oraz rozporządzenia Ministra Infrastruktury i Rozwoju z dnia 27 lutego 2015 r. w sprawie metodologii wyznaczania charakterystyki energetycznej budynku lub części budynku oraz świadectw charakterystyki energetycznej (Dz. U. poz. 376 z późn. zm.).
2. Roczne zapotrzebowanie na energię w świadectwie charakterystyki energetycznej jest wyrażane przez roczne zapotrzebowanie na nieodnawialną energię pierwotną, energię końcową oraz energię użytkową. Dane do obliczeń określa się na podstawie budowlanej dokumentacji technicznej lub obmiaru budynku istniejącego i przyjmuje się standardowy albo faktyczny sposób użytkowania, w zależności od wybranej metody obliczania.
3. Roczne zapotrzebowanie na nieodnawialną energię pierwotną uwzględnia obok energii końcowej dodatkowe nakłady nieodnawialnej energii pierwotnej na dostarczenie do budynku każdego wykorzystanego nośnika energii lub energii. Uzyskane niskie wartości wskazują na nieznaczne zapotrzebowanie na energię i tym samym wysoką efektywność energetyczną budynku i zużycie energii chroniące zasoby naturalne i środowisko.
4. Roczne zapotrzebowanie na energię końcową określa roczną ilość energii dostarczaną do budynku dla systemów: ogrzewania, chłodzenia, przygotowania ciepłej wody użytkowej oraz wbudowanej instalacji oświetlenia. Zapotrzebowanie na energię końcową jest to ilość energii, która powinna być dostarczona do budynku przy standardowym lub faktycznym sposobie użytkowania z uwzględnieniem wszystkich strat, aby zapewnić utrzymanie temperatury wewnętrznej, której wartość została określona w przepisach techniczno-budowlanych, niezbędną wentylację oraz oświetlenie i przygotowanie ciepłej wody użytkowej. Niskie wartości sygnalizują wysokosprawne systemy techniczne w budynku i jego wysoką efektywność energetyczną.
5. Roczne zapotrzebowanie na energię użytkową określa:
 - a) w przypadku ogrzewania budynku – energię przenoszoną z budynku do jego otoczenia przez przenikanie lub z powietrzem wentylacyjnym, pomniejszoną o zyski ciepła,
 - b) w przypadku chłodzenia budynku – zyski ciepła pomniejszone o energię przenoszoną z budynku do jego otoczenia przez przenikanie lub z powietrzem wentylacyjnym,
 - c) w przypadku przygotowania ciepłej wody użytkowej – energię przenoszoną z budynku do jego otoczenia ze ściekami.
 Niskie wartości sygnalizują bardzo dobrą charakterystykę energetyczną przegród, niewielkie straty ciepła przez wentylację oraz optymalne zarządzanie zyskami słonecznymi.

ŚWIADECTWO CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ
CZĘŚCI BUDYNKU
Grupa M2

NUMER ŚWIADECTWA¹⁾ **Wariant 10 - lokal zgodny z WT2021**

OCENIANA CZĘŚĆ BUDYNKU

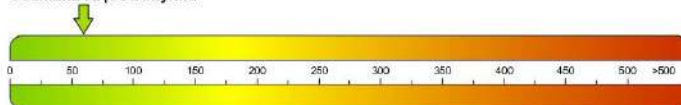
RODZAJ BUDYNKU ²⁾	Mieszkalny
PRZEZNACZENIE BUDYNKU ²⁾	Wielorodzinny
ADRES BUDYNKU	Warszawa, ul. Skarbka z gór 23a
BUDYNEK, O KTÓRYM MOWA W ART 3 UST.2 USTAWY ⁴⁾	Nie
ROK ODDANIA DO UŻYTKOWANIA BUDYNKU ²⁾	2009
METODA WYZNACZANIA CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ ⁵⁾	Metoda obliczeniowa
POWIERZCHNIA POMIESZCZEŃ O REGULOWANEJ TEMPERATURZE POWIETRZA (POWIERZCHNIA OGRZEWANA LUB CHŁODZONA) A _f [m ²] ²⁾	56,44
POWIERZCHNIA UŻYTKOWA CZĘŚCI BUDYNKU [m ²]	56,44
WAŻNE DO⁶⁾	16 Sierpnia 2035
STACJA METEOROLOGICZNA, WEDŁUG KTÓREJ DANYCH OBLICZANA JEST CHARAKTERYSTYKA ENERGETYCZNA ²⁾	Warszawa Okęcie

OCENA CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ CZĘŚCI BUDYNKU¹⁰⁾

WSKAŹNIK CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ	OCENIANA CZĘŚĆ BUDYNKU
WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ UŻYTKOWĄ	EU = 28,2 kWh/(m ² ·rok)
WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ KOŃCOWĄ ¹¹⁾	EK = 20,0 kWh/(m ² ·rok)
WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA NIEODNAWIALNĄ ENERGIĘ PIERWOTNĄ ¹¹⁾	EP = 60,1 kWh/(m ² ·rok)
JEDNOSTKOWA WIELKOŚĆ EMISJI CO ₂	E _{CO2} = 0,021 t CO ₂ /(m ² ·rok)
UDZIAŁ ODNAWIALNYCH ŹRÓDEŁ ENERGII W ROCZNYM ZAPOTRZEBOWANIU NA ENERGIĘ KOŃCOWĄ	U _{oZE} = 52,1 %

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA NIEODNAWIALNĄ ENERGIĘ PIERWOTNĄ EP [kWh/(m²·rok)]

Oceniana część budynku



OBLICZENIOWA ROCZNA ILOŚĆ ZUŻYWANEGO NOŚNIKA ENERGII LUB ENERGII PRZEZ CZĘŚĆ BUDYNKU¹²⁾

SYSTEM TECHNICZNY	RODZAJ NOŚNIKA ENERGII LUB ENERGII	ILOŚĆ NOŚNIKA ENERGII LUB ENERGII	JEDNOSTKA/(m ² ·rok)
OGRZEWACZY	Energia elektryczna.	4,611	kWh
PRZYGOTOWANIA CIEPŁEJ WODY UŻYTKOWEJ	Energia elektryczna.	15,422	kWh
CHŁODZENIA			

SPORZĄDZAJĄCY ŚWIADECTWO

IMIĘ I NAZWISKO	Anna Choma	PODPIS I PIECZĄTKA
NR WPISU DO WYKAZU ¹³⁾	1234	
DATA WYSTAWIENIA	16 Sierpnia 2025	

PODSTAWOWE PARAMETRY TECHNICZNO-UZYTKOWE CZĘŚCI BUDYNKU

LICZBA KONDYGNACJI CZĘŚCI BUDYNKU	3
KUBATURA CZĘŚCI BUDYNKU [m ³]	145,6
KUBATURA CZĘŚCI BUDYNKU O REGULOWANEJ TEMPERATURZE POWIETRZA [m ³]	145,6
PODZIAŁ POWIERZCHNI UŻYTKOWEJ CZĘŚCI BUDYNKU ¹⁴⁾	MIESZKALNA: 100,0% NIEMIESZKALNA: 0,0%
TEMPERATURY WEWNĘTRZNE W CZĘŚCI BUDYNKU W ZALEŻNOŚCI OD STREF OGRZEWANYCH CZĘŚCI BUDYNKU	20/24°C
RODZAJ KONSTRUKCJI BUDYNKU	Tradycyjna

PRZEGRODY CZĘŚCI BUDYNKU	NAZWA PRZEGRODY	OPIS PRZEGRODY	WSPÓŁCZYNNIK PRZENIKANIA CIEPŁA PRZEGRODY U [W/m ² ·K]	
			UZYSKANY	WYMAGANY ¹⁵⁾
	DW	Drzwi wewnętrzne	2,000	
	DW_M	Drzwi wewnętrzne L×H= 90,0×200,0 cm	2,000	
	O_115	Okno zewnętrzne L×H= 115,0×120,0 cm	0,650	0,900
	O_190	Okno zewnętrzne L×H= 190,0×120,0 cm	0,650	0,900
	O_285	Okno zewnętrzne L×H= 285,0×200,0 cm	0,650	0,900
	PG_K	Podłoga na gruncie 45,0 cm	0,171	0,300
	PG_P	Podłoga na gruncie 45,0 cm	0,175	0,300
	STR_K	Strop ciepło do góry 36,0 cm	0,482	
	STR_P	Strop ciepło do góry 36,0 cm	0,517	
	SW_12	Ściana wewnętrzna 17,0 cm	0,707	
	SW_18	Ściana wewnętrzna 26,0 cm	0,377	1,000
	SW_8	Ściana wewnętrzna 8,0 cm	0,681	
	SZ_37	Ściana zewnętrzna 45,0 cm	0,166	0,200

SYSTEM OGRZEWANIA ¹⁶⁾	ELEMENTY SKŁADOWE SYSTEMU	OPIS	ŚREDNIA SEZONOWA SPRAWNOŚĆ
	WYTWARZANIE CIEPŁA	POMPA CIEPŁA - powietrze/powietrze - sprężarkowa - elektryczna	3,00
	PRZESYŁ CIEPŁA	OGRZEWANIE POWIETRZNE	0,95
	AKUMULACJA CIEPŁA	BRĄK ZASOBNIKA BUFOROWEGO	1,00
	REGULACJA I WYKORZYSTANIE CIEPŁA	Inna	1,00

SYSTEM PRZYGOTOWANIA CIEPŁEJ WODY UŻYTKOWEJ ¹⁶⁾	ELEMENTY SKŁADOWE SYSTEMU	OPIS	ŚREDNIA ROCZNA SPRAWNOŚĆ
	WYTWARZANIE CIEPŁA	Pompa ciepła typu powietrze/woda, sprężarkowa, napędzana elektrycznie	3,00
	PRZESYŁ CIEPŁA	CENTRALNE PRZYGOTOWANIE - obiegi izolowane - małe instalacje do 30 punktów poboru	0,70
	AKUMULACJA CIEPŁA	Zasobnik w systemie c.w.u. wyprodukowany po 2005 r.	0,85

SYSTEM CHŁODZENIA ¹⁶⁾	ELEMENTY SKŁADOWE SYSTEMU	OPIS	ŚREDNIA SEZONOWA SPRAWNOŚĆ
	WYTWARZANIE CHŁODU		
	PRZESYŁ CHŁODU		
	AKUMULACJA CHŁODU		
	REGULACJA I WYKORZYSTANIE CHŁODU		

WENTYLACJA Pompa ciepła + wentylacja mechaniczna z odzyskiem ciepła + ogrzewanie podłogowe + izolacja

SYSTEM WBUDOWANEJ INSTALACJI OŚWIETLENIA ^{15), 16)}

INNE ISTOTNE DANE DOTYCZĄCE CZĘŚCI BUDYNKU

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ UŻYTKOWĄ EU [kWh/(m²·rok)] ¹⁷⁾

	OGRZEWANIE I WENTYLACJA	CIEPŁA WODA UŻYTKOWA	CHŁODZENIE	OŚWIETLENIE WBUDOWANE	SUMA
[kWh/(m ² ·rok)]	0,7	27,5			28,2
UDZIAŁ [%]	2,3	97,7			100,0

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ UŻYTKOWĄ EU: 28,2 kWh/(m²·rok)

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ KOŃCOWĄ EK [kWh/(m²·rok)] ¹⁷⁾

RODZAJ NOŚNIKA ENERGII LUB ENERGII	OGRZEWANIE I WENTYLACJA	CIEPŁA WODA UŻYTKOWA	CHŁODZENIE	OŚWIETLENIE WBUDOWANE ¹¹⁾	SUMA
SIEĆ ELEKTROENERGETYCZNA SYSTEMOWA - Energia elektryczna	4,6	15,4	0,0		20,0
SUMA [kWh/(m ² ·rok)]	4,6	15,4			20,0
UDZIAŁ [%]	23,0	77,0			100,0

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA ENERGIĘ KOŃCOWĄ EK: **20,0** kWh/(m²·rok)

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA NIEODNAWIALNĄ ENERGIĘ PIERWOTNĄ EP [kWh/(m²·rok)] ¹⁷⁾

RODZAJ NOŚNIKA ENERGII LUB ENERGII	OGRZEWANIE I WENTYLACJA	CIEPŁA WODA UŻYTKOWA	CHŁODZENIE	OŚWIETLENIE WBUDOWANE ¹¹⁾	SUMA
SIEĆ ELEKTROENERGETYCZNA SYSTEMOWA - Energia elektryczna	13,8	46,3	0,0		60,1
SUMA [kWh/(m ² ·rok)]	13,8	46,3			60,1
UDZIAŁ [%]	23,0	77,0			100,0

WSKAŹNIK ROCZNEGO ZAPOTRZEBOWANIA NA NIEODNAWIALNĄ ENERGIĘ PIERWOTNĄ EP: **60,1** kWh/(m²·rok)

ZALECENIA DOTYCZĄCE OPLĄCALNEJ EKONOMICZNIE I WYKONALNEJ TECHNICZNIE POPRAWY CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ CZĘŚCI BUDYNKU W ZAKRESIE ¹⁸⁾:

- PRZEGRÓD BUDYNKU W PRZYPADKU PLANOWANIA ROBÓT BUDOWLANYCH POLEGAJĄCYCH NA OCIEPLENIU BUDYNKU, OBEJMUJĄCYCH POWNAD 25% POWIERZCHNI PRZEGRÓD ZEWNĘTRZNYCH TEGO BUDYNKU
Bez uwag
- SYSTEMÓW TECHNICZNYCH W BUDYNKU LUB CZĘŚCI BUDYNKU W PRZYPADKU PLANOWANIA ROBÓT BUDOWLANYCH POLEGAJĄCYCH NA OCIEPLENIU BUDYNKU, OBEJMUJĄCYCH POWNAD 25% POWIERZCHNI PRZEGRÓD ZEWNĘTRZNYCH TEGO BUDYNKU
Bez uwag
- PRZEGRÓD BUDYNKU NIEZALEŻNIE OD PLANOWANYCH ROBÓT BUDOWLANYCH, O KTÓRYCH MOWA W PKT 1
Bez uwag
- SYSTEMÓW TECHNICZNYCH W BUDYNKU LUB CZĘŚCI BUDYNKU NIEZALEŻNIE OD PLANOWANYCH ROBÓT BUDOWLANYCH, O KTÓRYCH MOWA W PKT 2
Bez uwag
- INNYCH UWAG DOTYCZĄCYCH POPRAWY CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ BUDYNKU (W TYM WSKAZANIE, GDZIE MOŻNA UZYSKAĆ SZCZEGÓŁOWE INFORMACJE DOTYCZĄCE OPLĄCALNOŚCI EKONOMICZNEJ ZALECEŃ ZAWARTYCH W ŚWIADECTWIE ORAZ INFORMACJE DOTYCZĄCĄ DZIAŁAŃ, JAKIE NALEŻY PODJĄĆ W CELU WYPEŁNIENIA ZALECEŃ)
Bez uwag

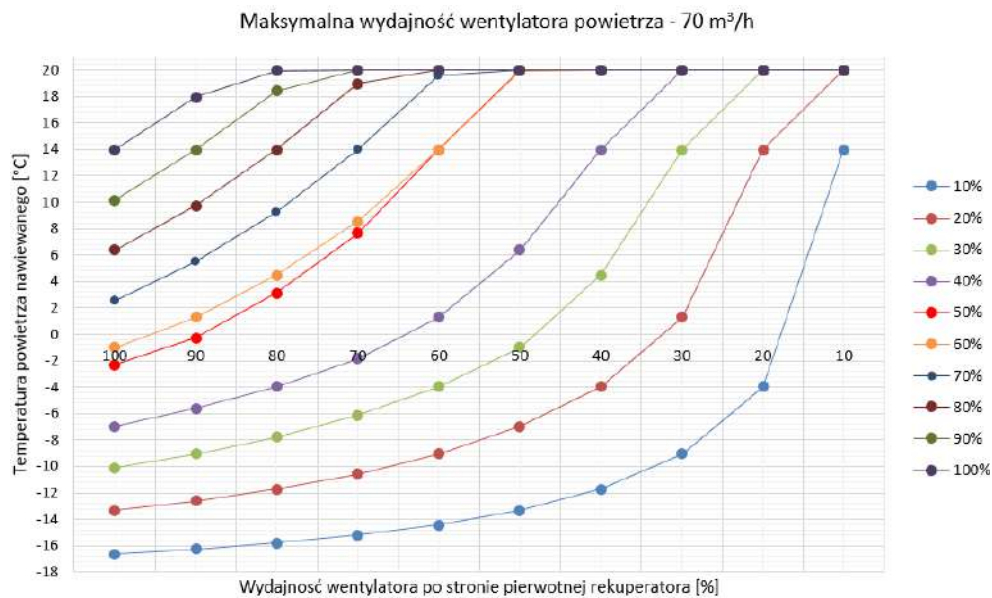
OBJAŚNIENIA

- ¹ Nr świadectwa w wykazie świadectw charakterystyki energetycznej, nadany w systemie teleinformatycznym, w którym jest prowadzony centralny rejestr charakterystyki energetycznej budynków, o którym mowa w art. 31 ust. 1 pkt 3 ustawy z dnia 29 sierpnia 2014 r. o charakterystyce energetycznej budynków (Dz. U. z 2018 r. poz. 1984 z późn. zm.).
- ² Rodzaj budynku: mieszkalny, zamieszkania zbiorowego, użyteczności publicznej, rekreacji indywidualnej, gospodarczy, produkcyjny, magazynowy.
- ³ Należy określić zgodnie z przepisami wydanymi na podstawie art. 7 ust. 2 pkt 1 ustawy z dnia 7 lipca 1994 r. – Prawo budowlane (Dz. U. z 2019 r. poz. 1186, z późn. zm.), zwanymi dalej „przepisami techniczno-budowlanymi”, np. budynek przeznaczony na potrzeby opieki zdrowotnej.
- ⁴ Budynek, o którym mowa w art. 3 ust. 2 ustawy z dnia 29 sierpnia 2014 r. o charakterystyce energetycznej budynków: tak / nie.
- ⁵ Dotyczy budynku oddanego do użytkowania.
- ⁶ Należy wpisać: metoda obliczeniowa albo metoda zużyciowa.
- ⁷ Jest to ogrzewana lub chłodzona powierzchnia kondygnacji netto wyznaczana według Polskiej Normy dotyczącej właściwości użytkowych w budownictwie – określanie i obliczanie wskaźników powierzchniowych i kubaturowych.
- ⁸ Świadectwo charakterystyki energetycznej traci ważność po upływie terminu wskazanego w tym świadectwie albo w przypadku, o którym mowa w art. 14 ust. 2 ustawy z dnia 29 sierpnia 2014 r. o charakterystyce energetycznej budynków.
- ⁹ Należy wypełnić w przypadku metody obliczeniowej.
- ¹⁰ Charakterystyka energetyczna części budynku jest określana na podstawie wyznaczenia wartości wskaźnika rocznego zapotrzebowania na nieodnawialną energię pierwotną EP niezbędnego do zaspokojenia potrzeb energetycznych części budynku w zakresie ogrzewania, wentylacji, chłodzenia, oświetlenia i przygotowania ciepłej wody użytkowej oraz porównania wartości współczynnika przenikania ciepła przegród U w części budynku z wartością współczynnika wynikającą z przepisów techniczno-budowlanych.
W przypadku części budynku w budynku nowo wznoszonym uzyskane wartości współczynników przenikania ciepła przegród U nie powinny przekraczać wartości wynikających z przepisów techniczno-budowlanych.
- ¹¹ Roczne zapotrzebowanie na energię końcową oraz nieodnawialną energię pierwotną przez system wbudowanej instalacji oświetlenia nie wyznacza się w przypadku budynku mieszkalnego i lokalu mieszkalnego.
- ¹² Metoda obliczeniowa odnosi się do standardowego sposobu użytkowania i standardowych warunków klimatycznych, natomiast metoda zużyciowa odnosi się do faktycznego sposobu użytkowania części budynku, w związku z czym mogą wystąpić różnice w wynikach końcowych między obliczeniami sporządzonymi tymi metodami. W przypadku korzystania z metody obliczeniowej, z uwagi na standardowy sposób użytkowania, uzyskane wartości obliczeniowej rocznej ilości zużywanego nośnika energii lub energii nie pozwalają wnioskować o rzeczywistym zużyciu energii w części budynku; wartości te są przybliżone.
- ¹³ Wykaz, o którym mowa w art. 31 ust. 1 pkt 1 ustawy z dnia 29 sierpnia 2014 r. o charakterystyce energetycznej budynków.
- ¹⁴ Podział powierzchni użytkowej (np. część mieszkalna: ... m², część garażowa: ... m², część usługowa: ... m², część techniczna: ... m²).
- ¹⁵ Wymagania dotyczące wartości współczynnika przenikania ciepła przegród U powinny być spełnione jedynie w przypadku części budynku w budynku nowo wznoszonym.
- ¹⁶ W przypadku kilku systemów technicznych lub podsystemów w systemach technicznych tabelę należy dostosować.
- ¹⁷ Wartości rocznego zapotrzebowania na energię użytkową, energię końcową i nieodnawialną energię pierwotną odpowiednio dla systemu ogrzewania, systemu przygotowania ciepłej wody użytkowej, systemu chłodzenia, systemu wbudowanej instalacji oświetlenia i dla urządzeń pomocniczych odniesione do powierzchni A. Wartości rocznego zapotrzebowania na energię pomocniczą końcową i nieodnawialną energię pierwotną dla urządzeń pomocniczych systemów technicznych odniesione do powierzchni A należy wykazać w odpowiednich polach dotyczących celu ich zużycia.
- ¹⁸ Wypełnienie jest obowiązkowe, chyba że nie ma sensownej możliwości takiej poprawy w porównaniu z obowiązującymi wymaganiami zawartymi w przepisach techniczno-budowlanych.

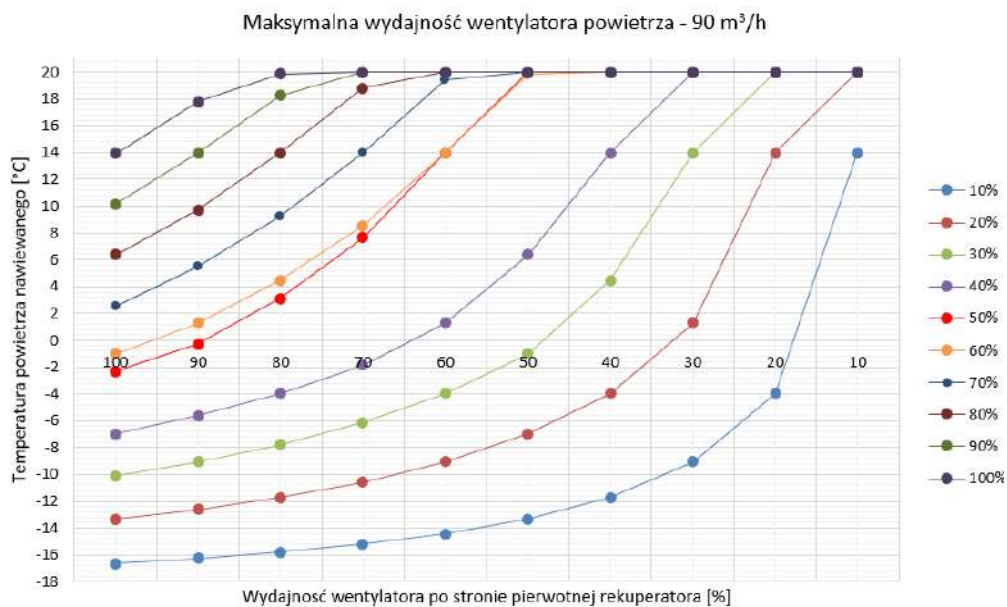
UWAGI

1. Niniejsze świadectwo charakterystyki energetycznej zostało wydane na podstawie oceny charakterystyki energetycznej części budynku zgodnie z przepisami ustawy z dnia 29 sierpnia 2014 r. o charakterystyce energetycznej budynków oraz rozporządzenia Ministra Infrastruktury i Rozwoju z dnia 27 lutego 2015 r. w sprawie metodologii wyznaczania charakterystyki energetycznej budynku lub części budynku oraz świadectw charakterystyki energetycznej (Dz. U. poz. 376, z późn. zm.).
2. **Roczne zapotrzebowanie na energię** w świadectwie charakterystyki energetycznej jest wyrażane przez roczne zapotrzebowanie na nieodnawialną energię pierwotną, energię końcową oraz energię użytkową. Dane do obliczeń określa się na podstawie budowlanej dokumentacji technicznej lub obmiaru budynku istniejącego i przyjmuje się standardowy albo faktyczny sposób użytkowania, w zależności od wybranej metody obliczania.
3. **Roczne zapotrzebowanie na nieodnawialną energię pierwotną** uwzględnia obok energii końcowej dodatkowe nakłady nieodnawialnej energii pierwotnej na dostarczenie do budynku każdego wykorzystanego nośnika energii lub energii. Uzyskane niskie wartości wskazują na nieznaczne zapotrzebowanie na energię i tym samym wysoką efektywność energetyczną części budynku i zużycie energii chroniące zasoby naturalne i środowisko.
4. **Roczne zapotrzebowanie na energię końcową** określa roczną ilość energii dostarczaną do części budynku dla systemów: ogrzewania, chłodzenia, przygotowania ciepłej wody użytkowej oraz wbudowanej instalacji oświetlenia. Zapotrzebowanie na energię końcową jest to ilość energii, która powinna być dostarczona do części budynku przy standardowym lub faktycznym sposobie użytkowania z uwzględnieniem wszystkich strat, aby zapewnić utrzymanie temperatury wewnętrznej, której wartość została określona w przepisach techniczno-budowlanych, niezbędną wentylację, oświetlenie oraz przygotowanie ciepłej wody użytkowej. Niskie wartości sygnalizują wysokosprawne systemy techniczne i wysoką efektywność energetyczną części budynku.
5. **Roczne zapotrzebowanie na energię użytkową** określa:
 - a) w przypadku ogrzewania – energię przenoszoną z części budynku do jej otoczenia przez przenikanie lub z powietrzem wentylacyjnym, pomniejszoną o zyski ciepła,
 - b) w przypadku chłodzenia – zyski ciepła pomniejszone o energię przenoszoną z części budynku do jej otoczenia przez przenikanie lub z powietrzem wentylacyjnym,
 - c) w przypadku przygotowania ciepłej wody użytkowej – energię przenoszoną z części budynku do jego otoczenia ze ściekami.
 Niskie wartości sygnalizują bardzo dobrą charakterystykę energetyczną przegród, niewielkie straty ciepła przez wentylację oraz optymalne zarządzanie zyskami słonecznymi.

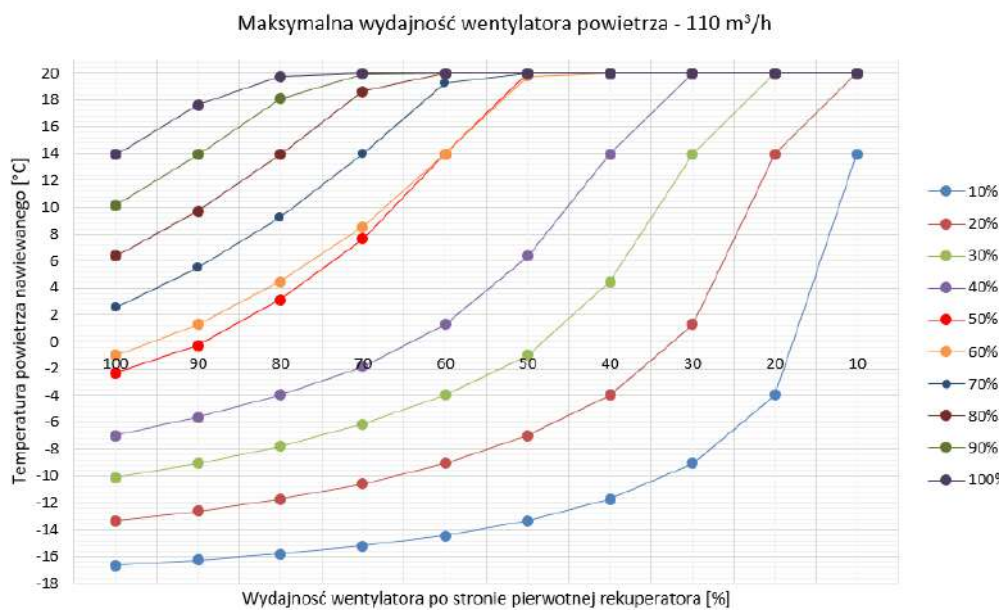
Analiza wydajności rekuperatora strony pierwotnej i wtórnej dla różnych wartości przepływu powietrza



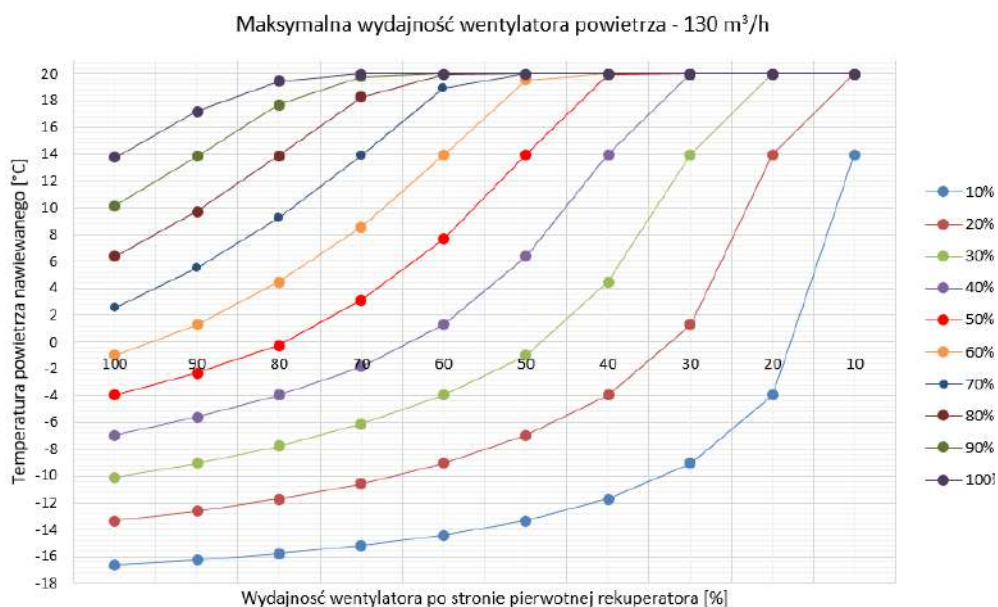
Rys. 1. Wartości temperatury powietrza nawiewanego w funkcji wydajności wentylatorów po stronie pierwotnej i wtórnej rekuperatora dla maksymalnej wydajności wentylatora 70 m³/h



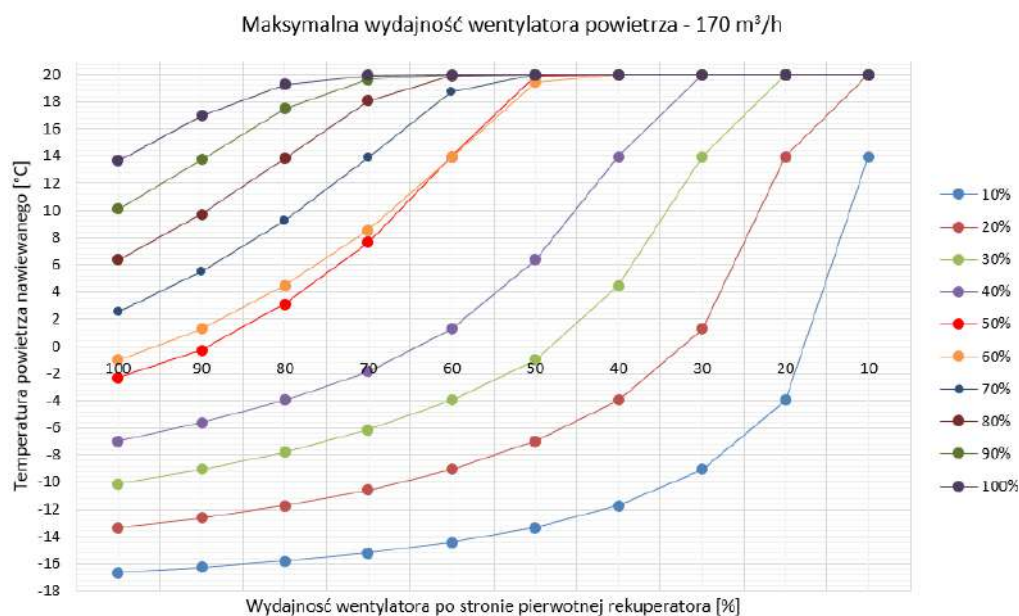
Rys. 2. Wartości temperatury powietrza nawiewanego w funkcji wydajności wentylatorów po stronie pierwotnej i wtórnej rekuperatora dla maksymalnej wydajności wentylatora 90 m³/h



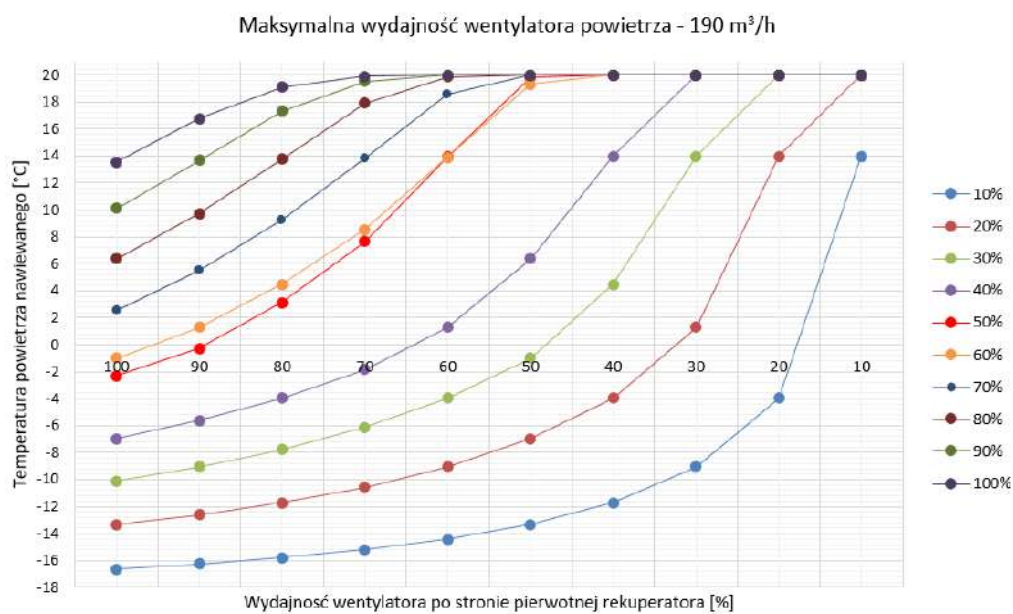
Rys. 3. Wartości temperatury powietrza nawiewanego w funkcji wydajności wentylatorów po stronie pierwotnej i wtórnej rekuperatora dla maksymalnej wydajności wentylatora 110 m³/h



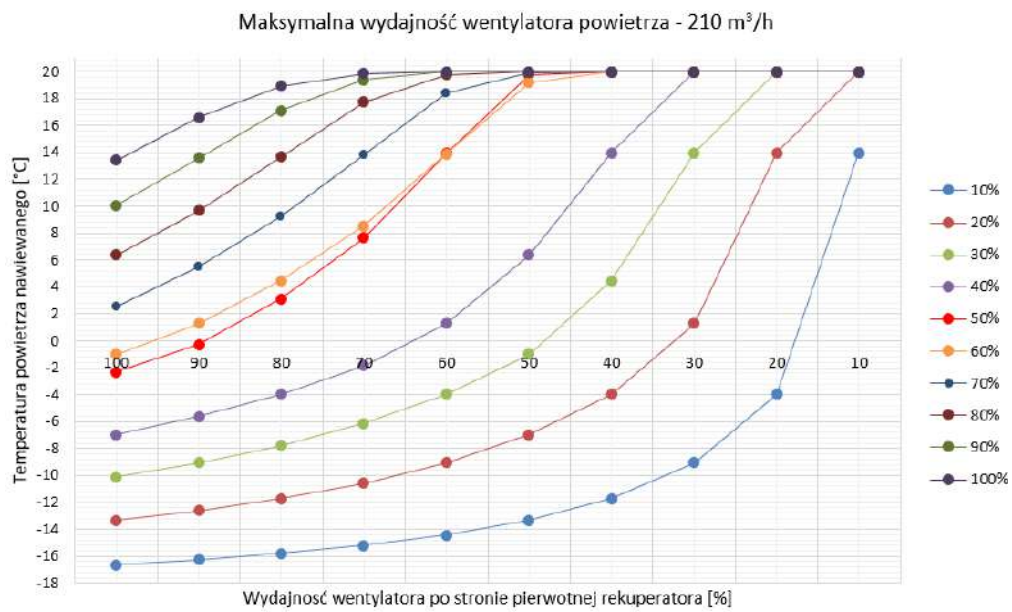
Rys. 4. Wartości temperatury powietrza nawiewanego w funkcji wydajności wentylatorów po stronie pierwotnej i wtórnej rekuperatora dla maksymalnej wydajności wentylatora 130 m³/h



Rys. 5. Wartości temperatury powietrza nawiewanego w funkcji wydajności wentylatorów po stronie pierwotnej i wtórnej rekuperatora dla maksymalnej wydajności wentylatora 170 m³/h

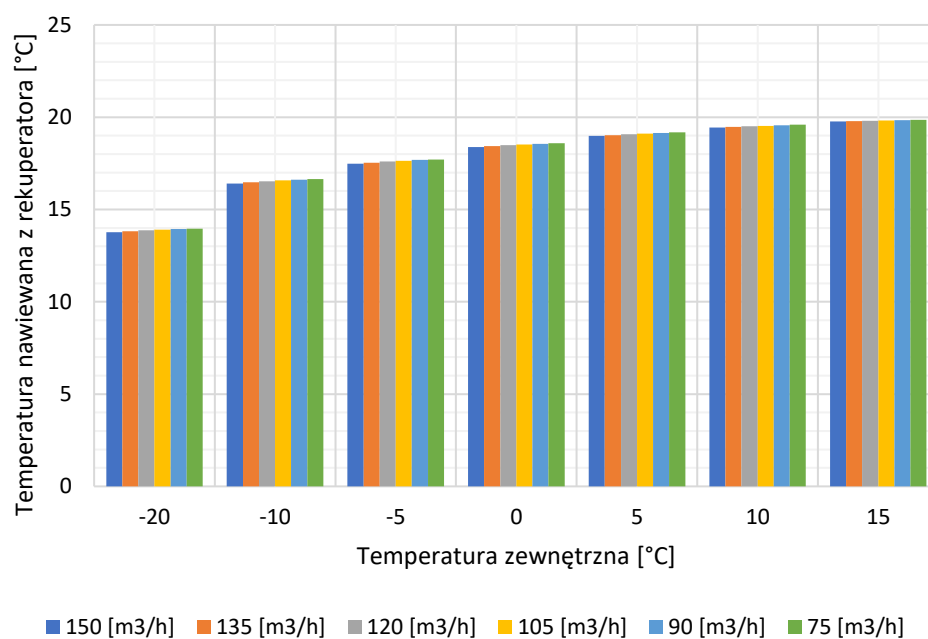


Rys. 6. Wartości temperatury powietrza nawiewanego w funkcji wydajności wentylatorów po stronie pierwotnej i wtórnej rekuperatora dla maksymalnej wydajności wentylatora 190 m³/h

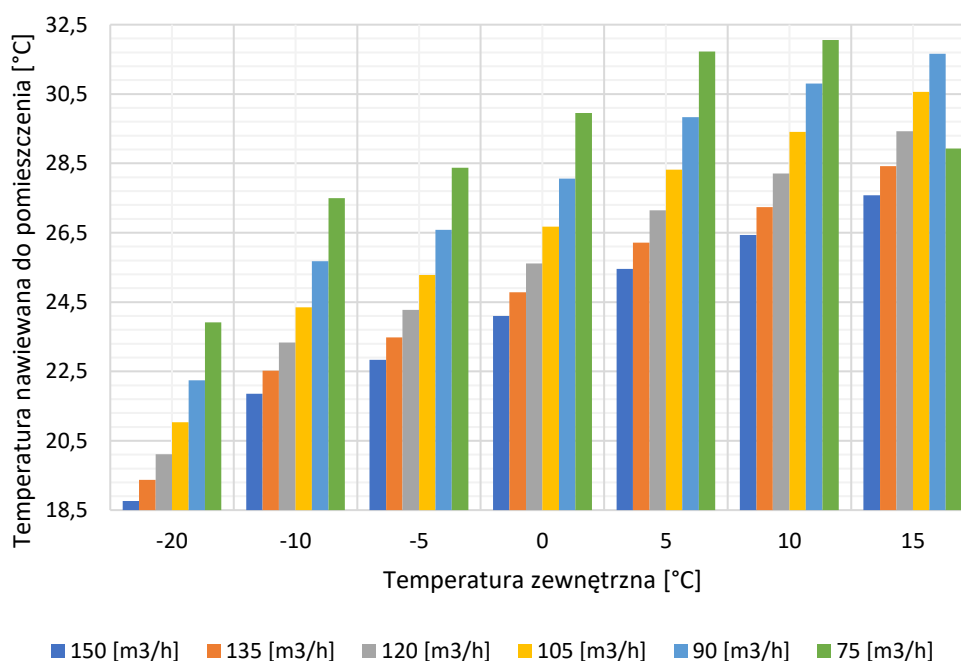


Rys. 7. Wartości temperatury powietrza nawiewanego w funkcji wydajności wentylatorów po stronie pierwotnej i wtórnej rekuperatora dla maksymalnej wydajności wentylatora 210 m³/h

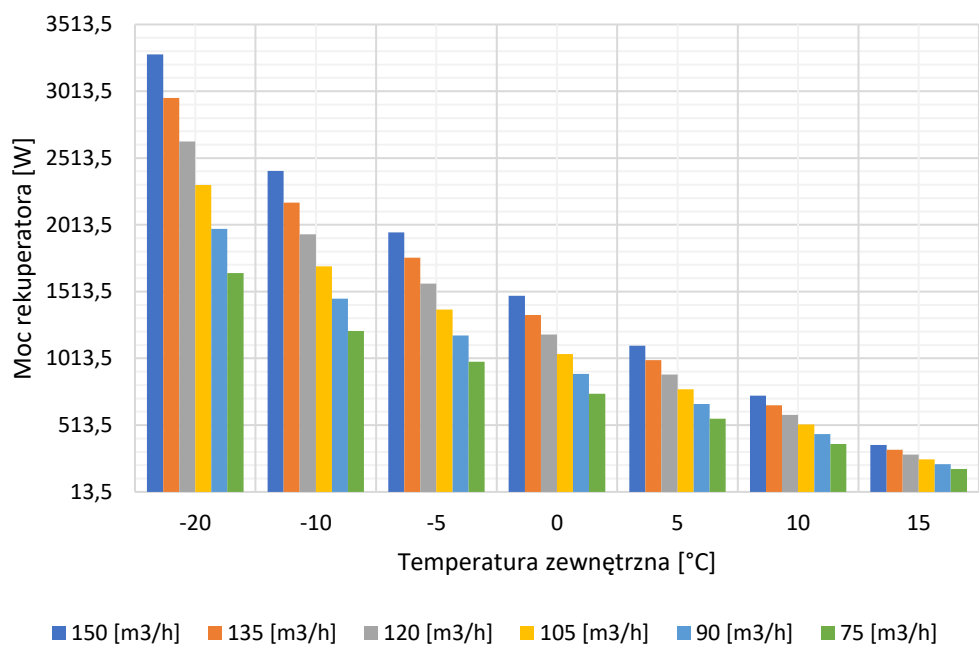
Wyniki symulacji pracy zaprojektowanego hybrydowego urządzenia (CO)



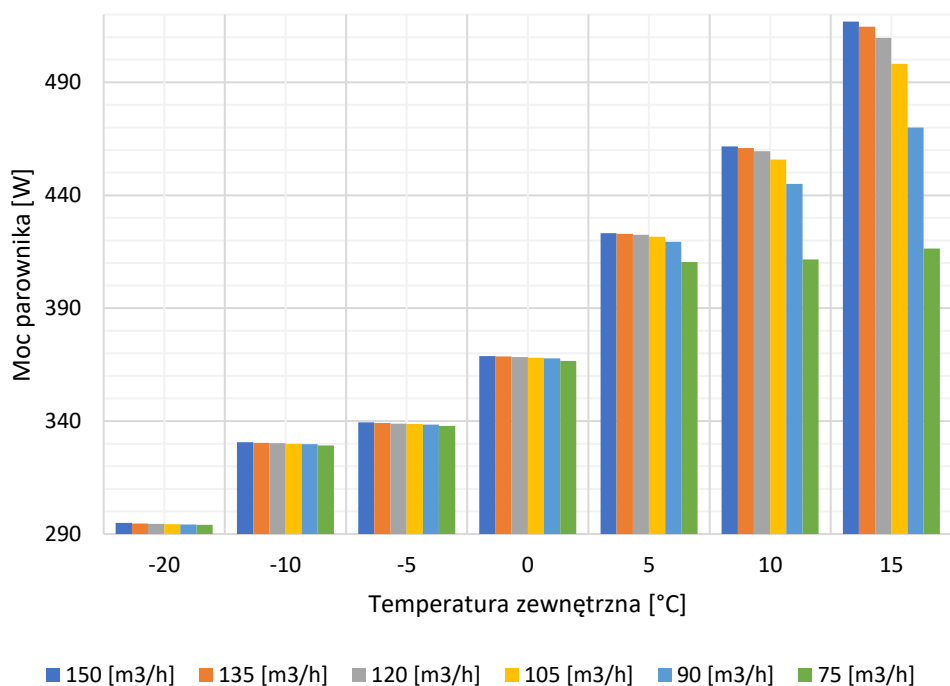
Rys. 1. Wartości temperatur nawiewanych z rekuperatora na skraplacz pompy ciepła dla temperatury kondensacji 30 °C przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego



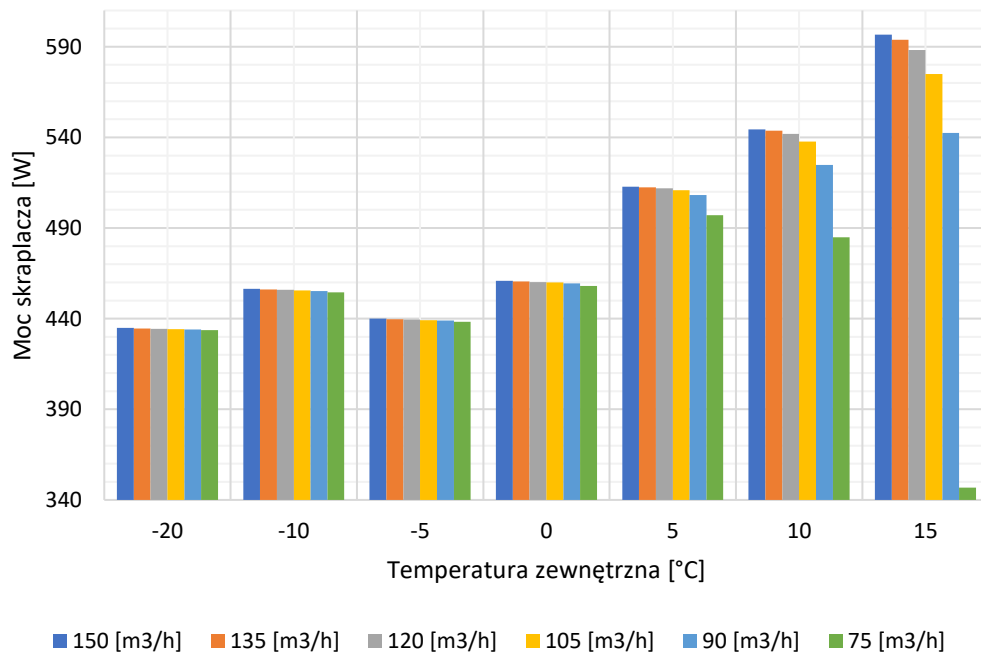
Rys. 2. Wartości temperatur nawiewanych do pomieszczenia dla temperatury kondensacji 30 °C przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego



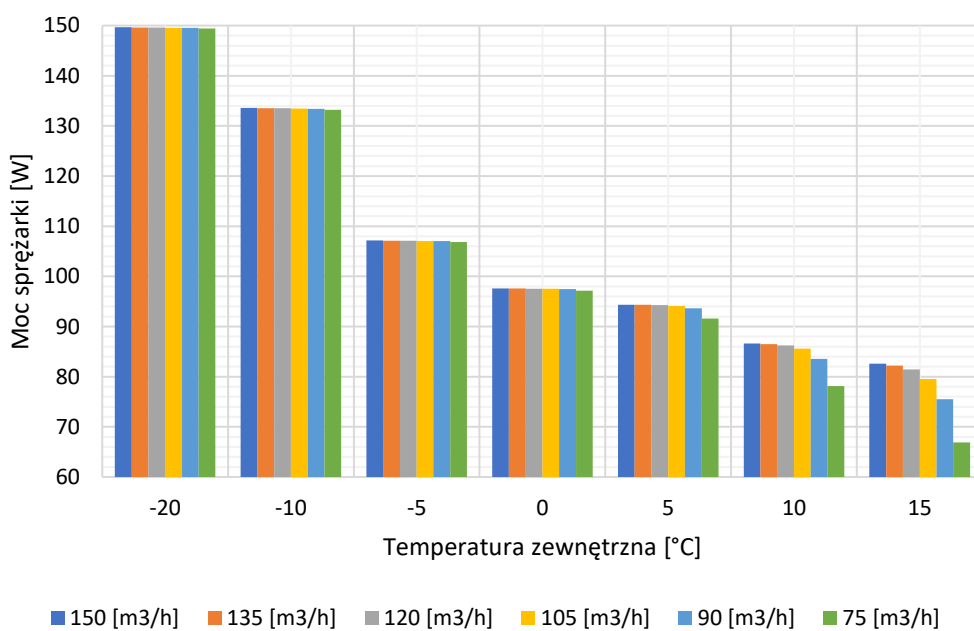
Rys. 3. Moc rekuperatora dla temperatury kondensacji 30 °C przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego



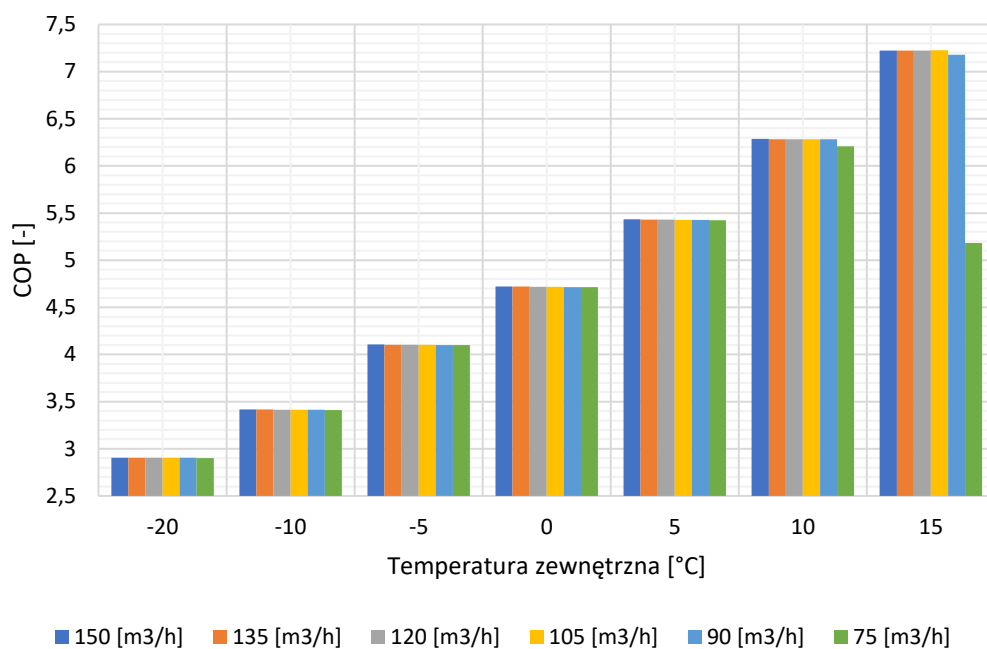
Rys. 4. Moc parownika dla temperatury kondensacji 30 °C przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego



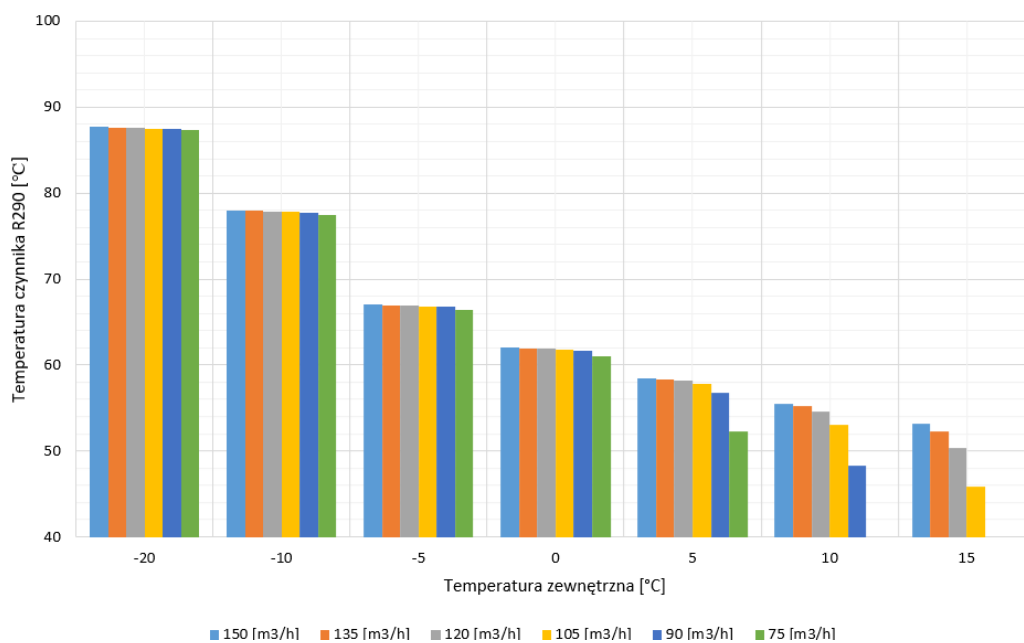
Rys. 5. Moc skraplacza dla temperatury kondensacji 30 °C przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego



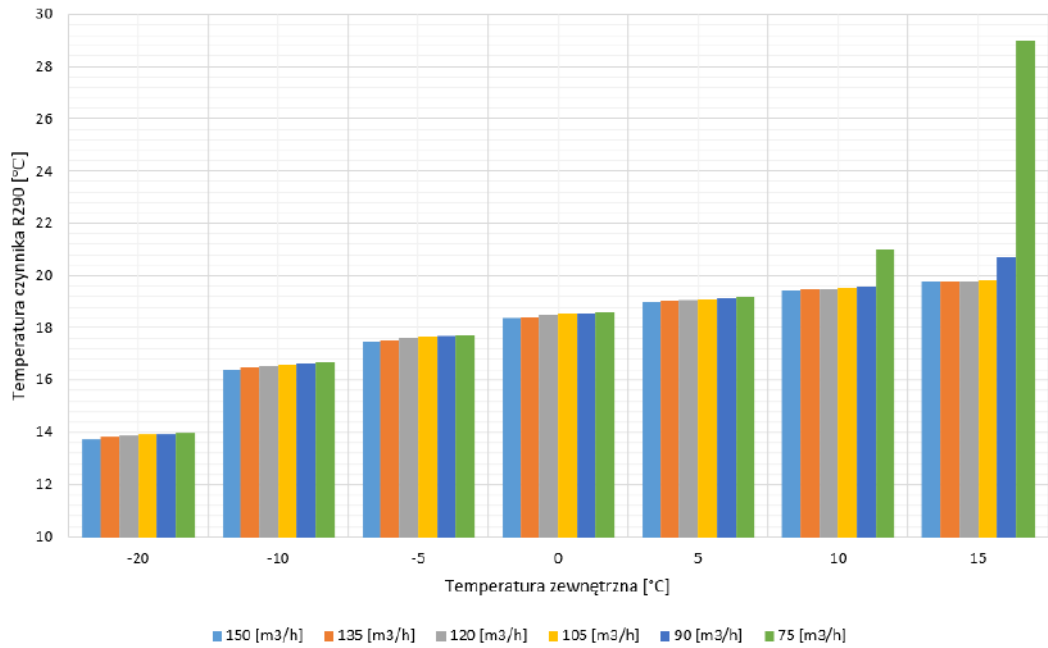
Rys. 6. Moc sprężarki dla temperatury kondensacji 30 °C przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego



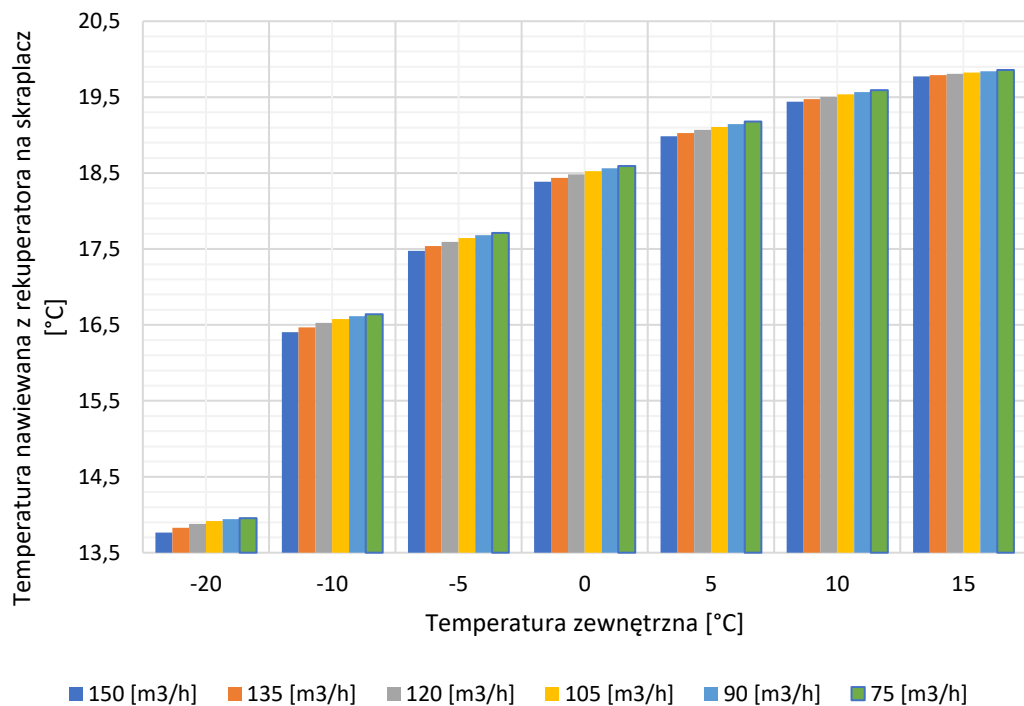
Rys. 7. COP dla temperatury kondensacji 30 °C przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego



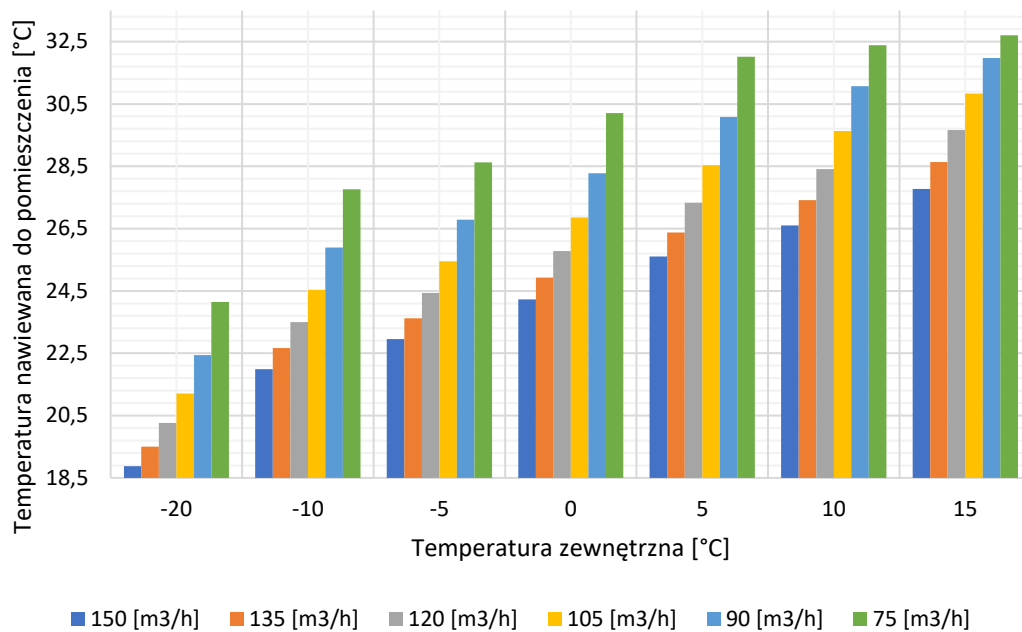
Rys. 8. Temperatura czynnika R290 na wejściu skraplacza niskotemperaturowego dla temperatury kondensacji 30 °C przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego



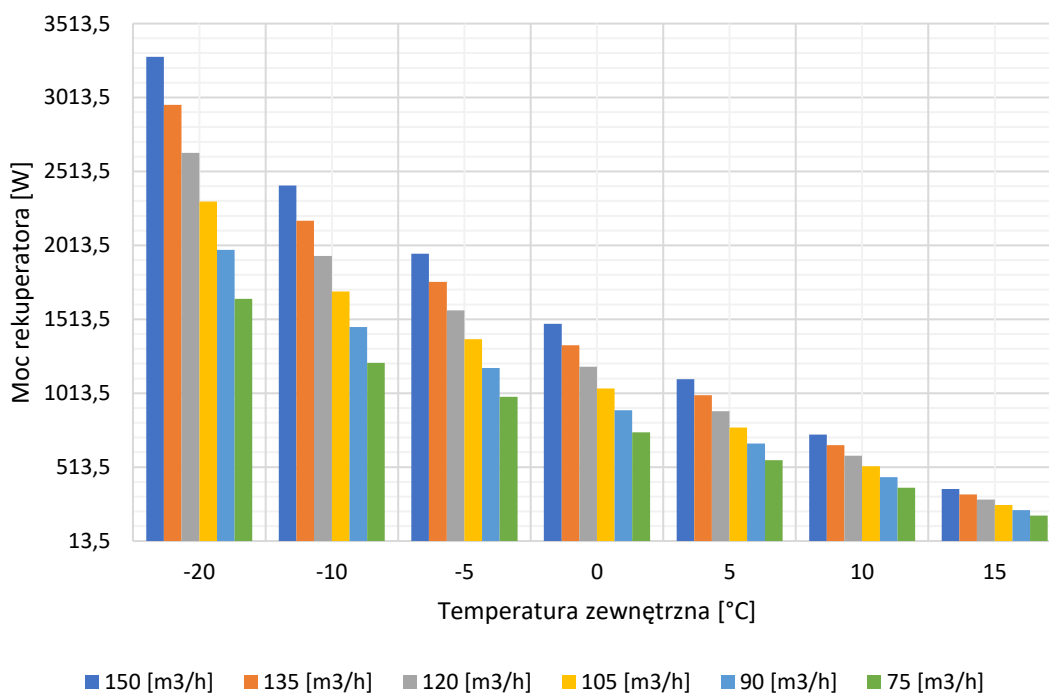
Rys. 9. Temperatura czynnika R290 na wyjściu skraplacza niskotemperaturowego dla temperatury kondensacji 30 °C przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego



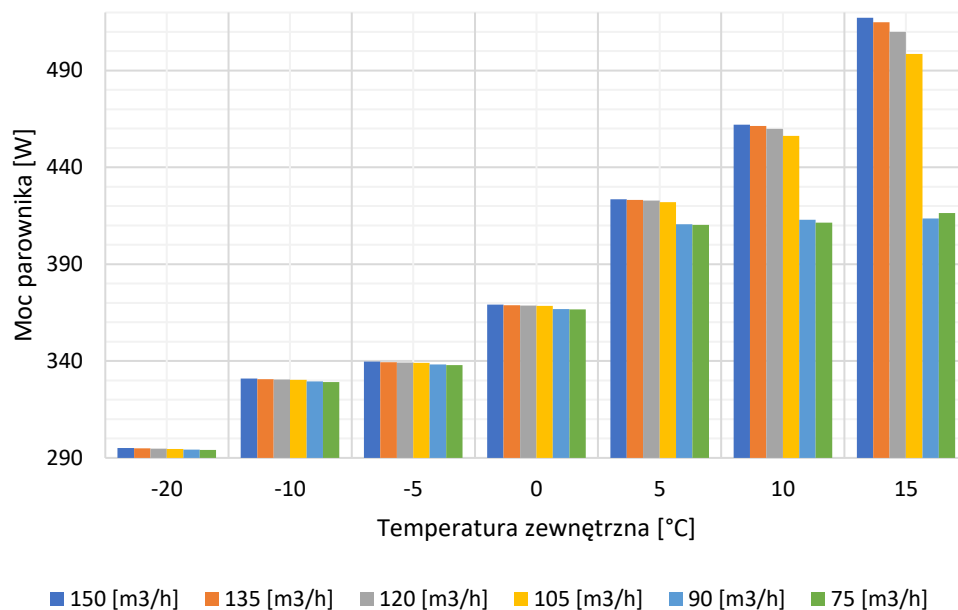
Rys. 10. Wartości temperatur nawiewanych z rekuperatora na skraplacz pompy ciepła dla temperatury kondensacji 35 °C przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego



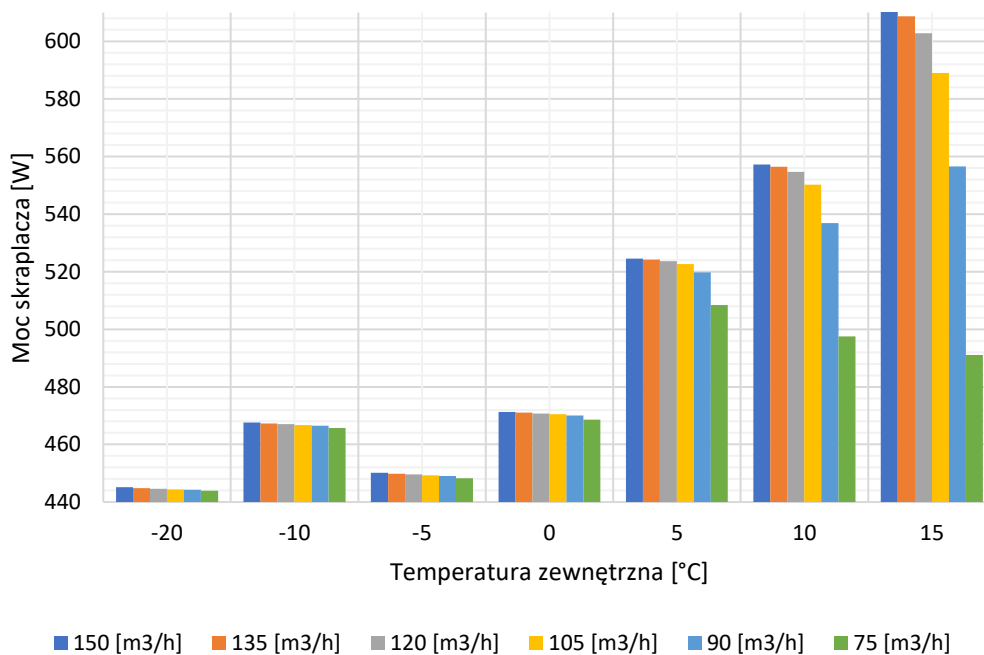
Rys. 11. Wartości temperatur nawiewanych do pomieszczenia dla temperatury kondensacji 35 °C przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego



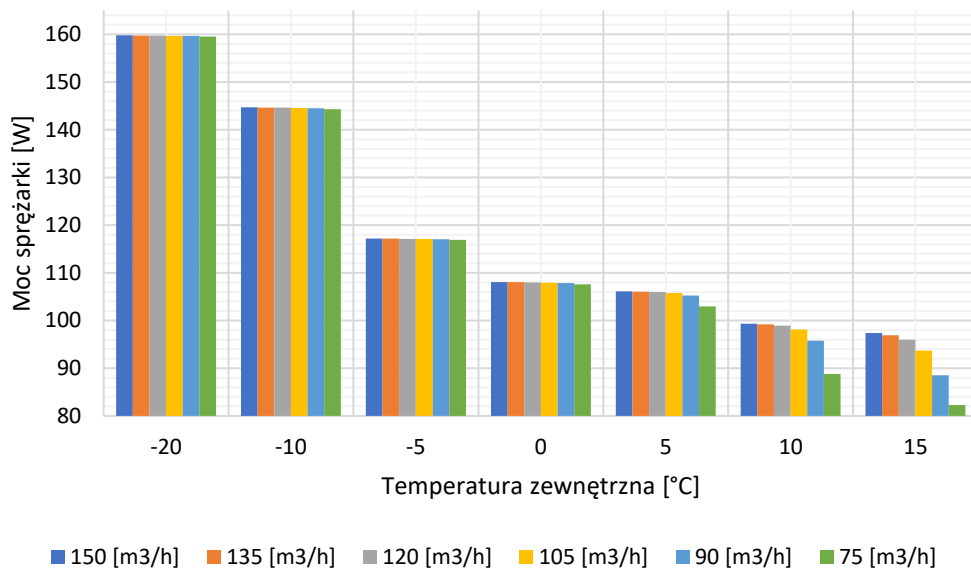
Rys. 12. Moc rekuperatora dla temperatury kondensacji 35 °C przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego



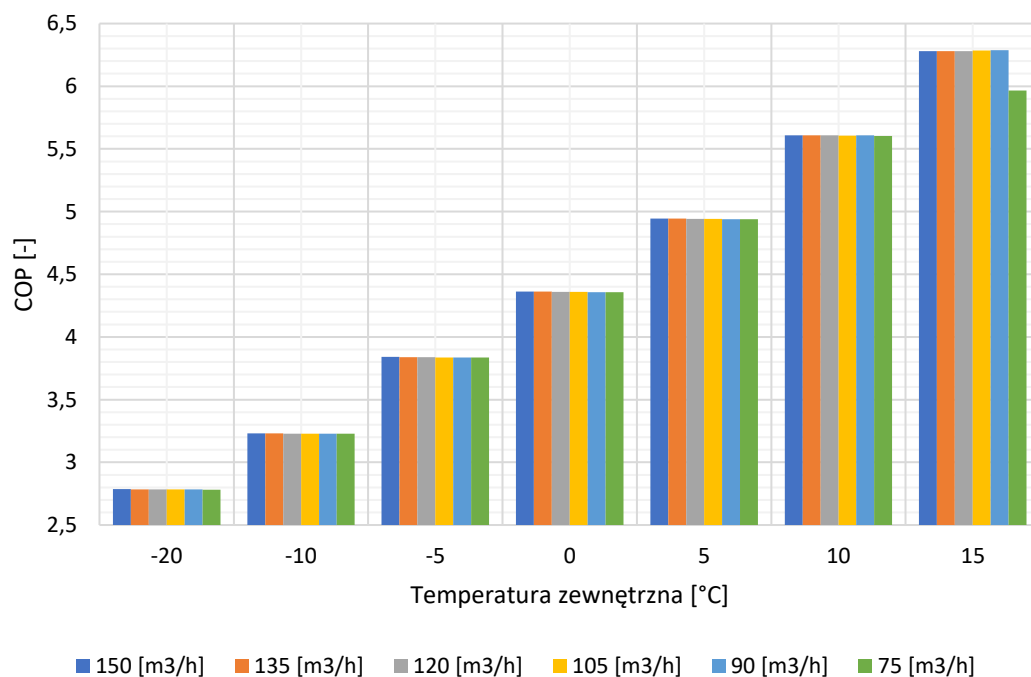
Rys. 13. Moc parownika dla temperatury kondensacji 35 °C przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego



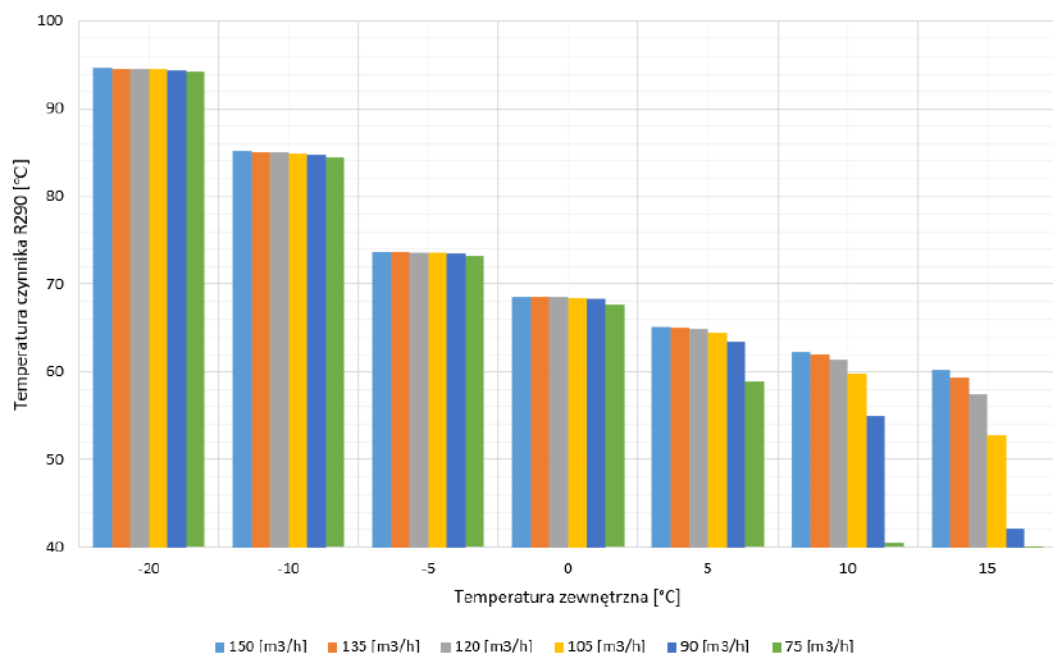
Rys. 14. Moc skraplacza dla temperatury kondensacji 35 °C przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego



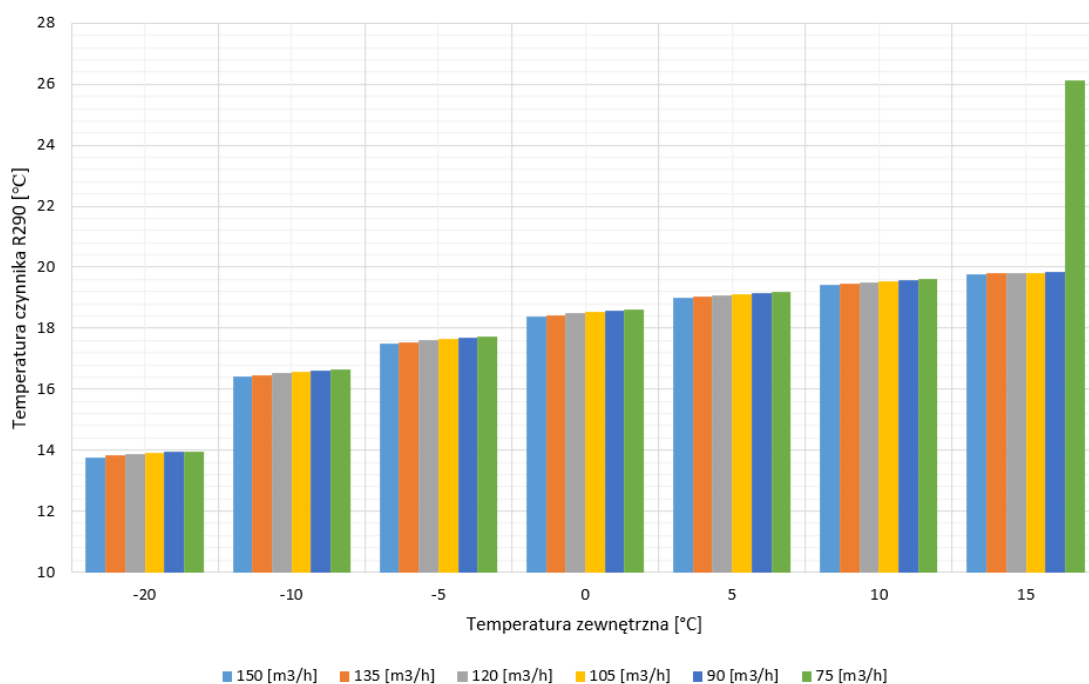
Rys. 15. Moc sprężarki dla temperatury kondensacji 35 °C przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego



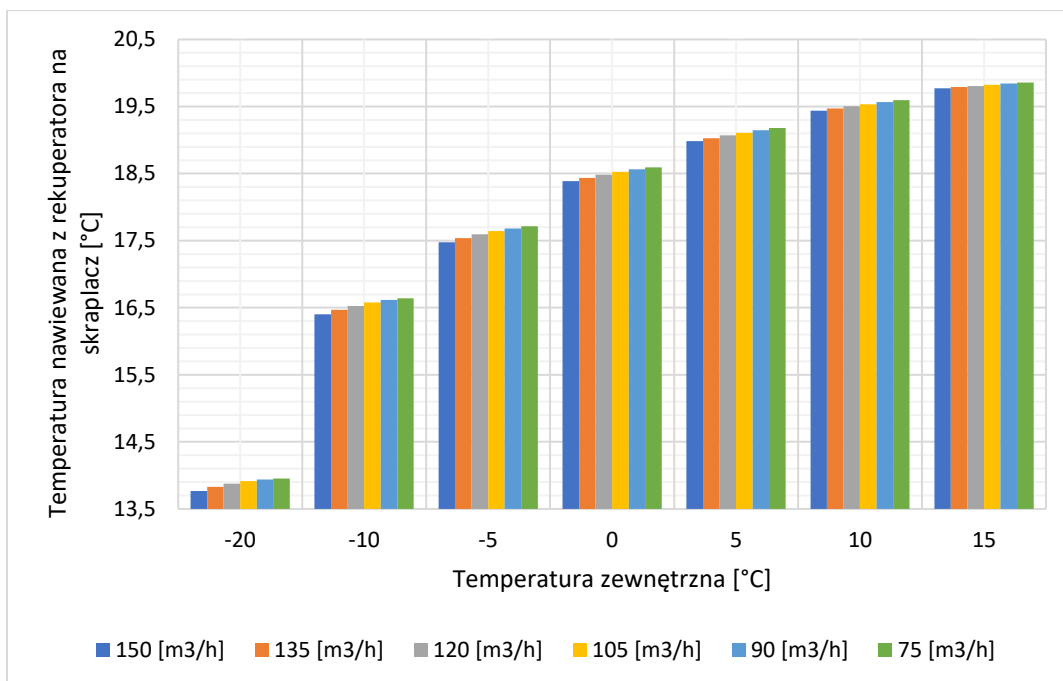
Rys. 16. COP dla temperatury kondensacji 35 °C przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego



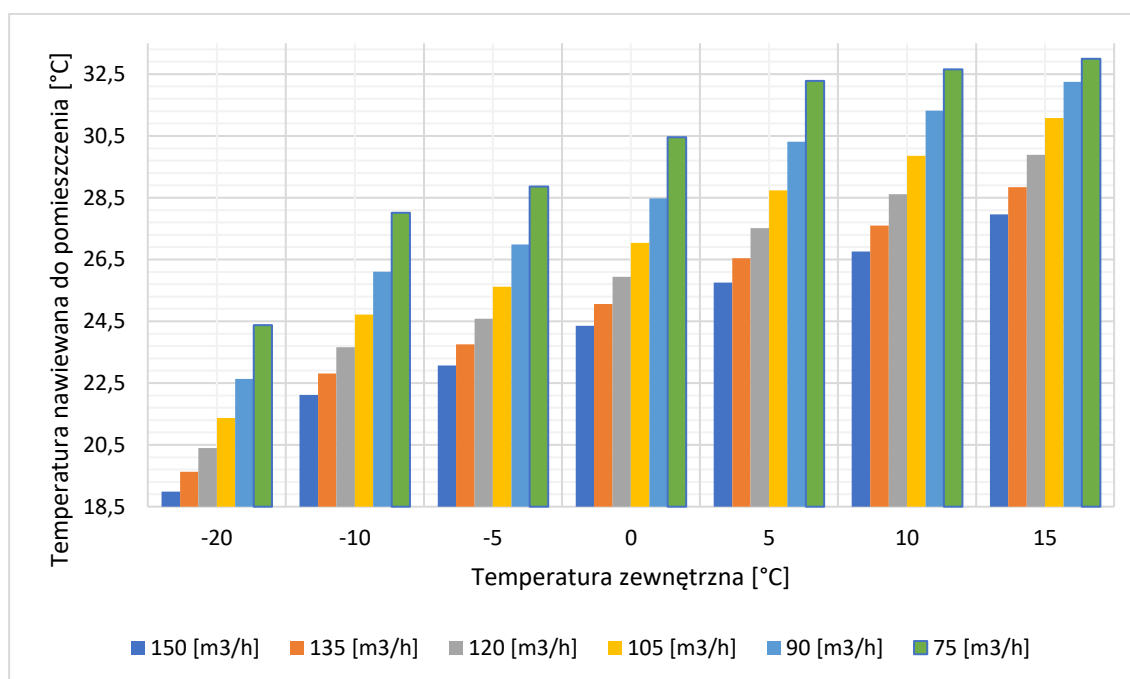
Rys. 17. Temperatura czynnika R290 na wejściu skraplacza niskotemperaturowego dla temperatury kondensacji 35 °C przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego



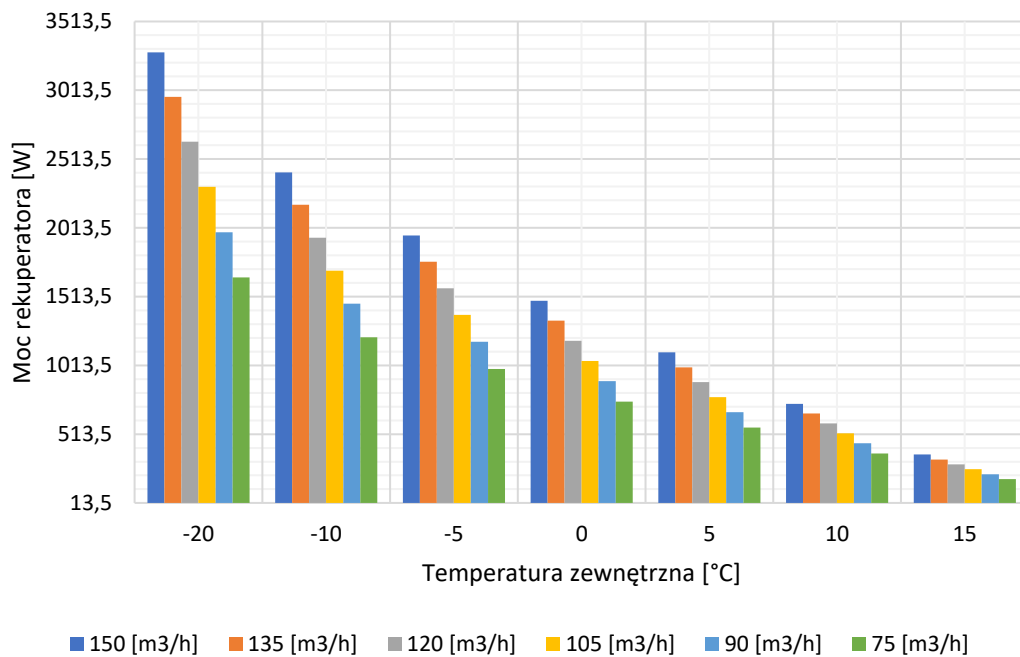
Rys. 18. Temperatura czynnika R290 na wyjściu skraplacza niskotemperaturowego dla temperatury kondensacji 35 °C przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego



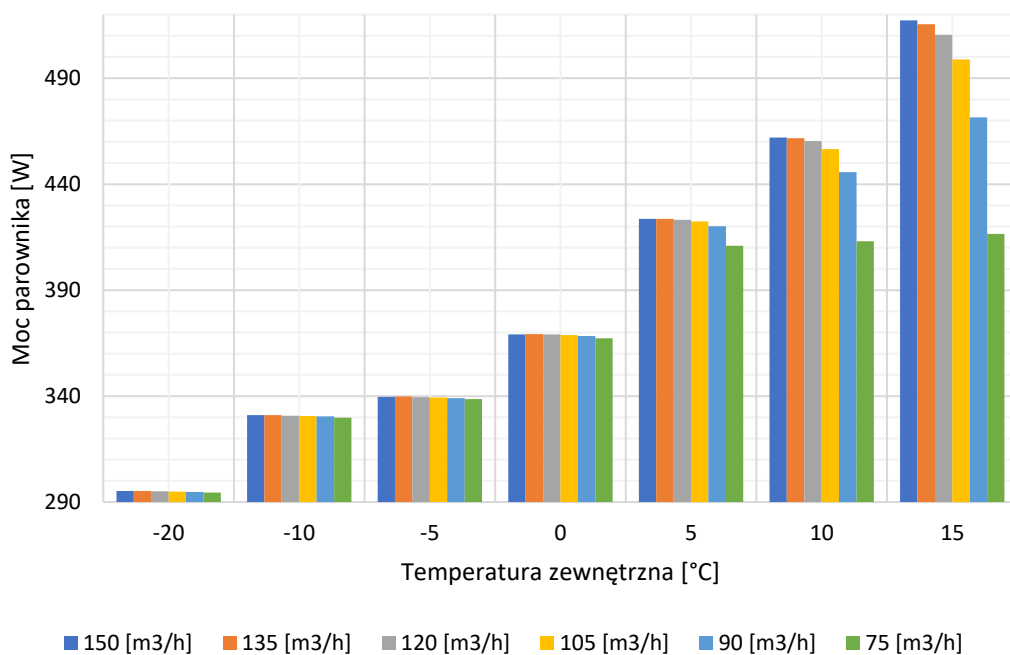
Rys. 19. Wartości temperatur nawiewanych z rekuperatora na skraplacz pompy ciepła dla temperatury kondensacji 40 °C przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego



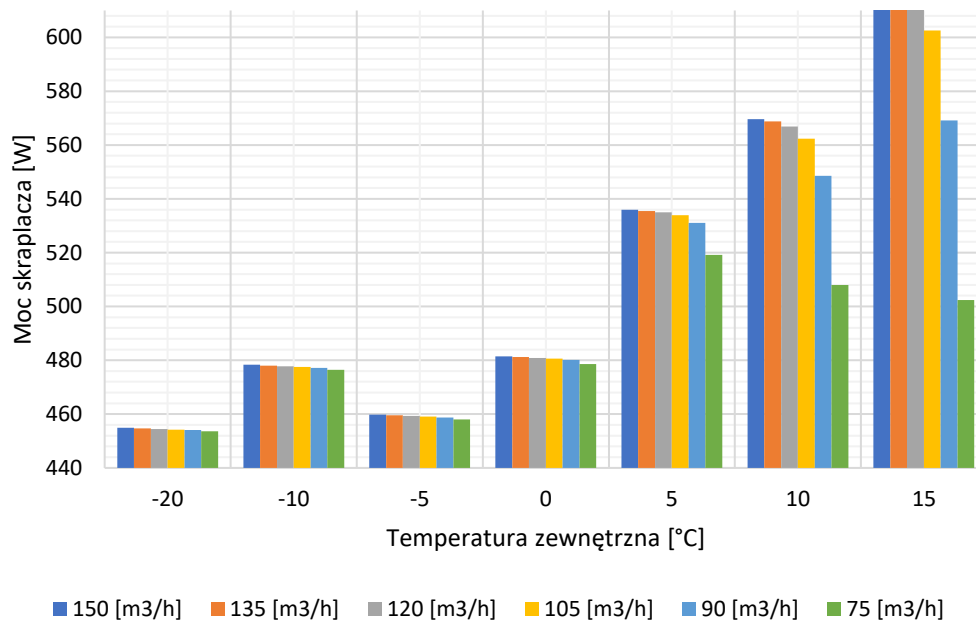
Rys. 20. Wartości temperatur nawiewanych do pomieszczenia dla temperatury kondensacji 40 °C przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego



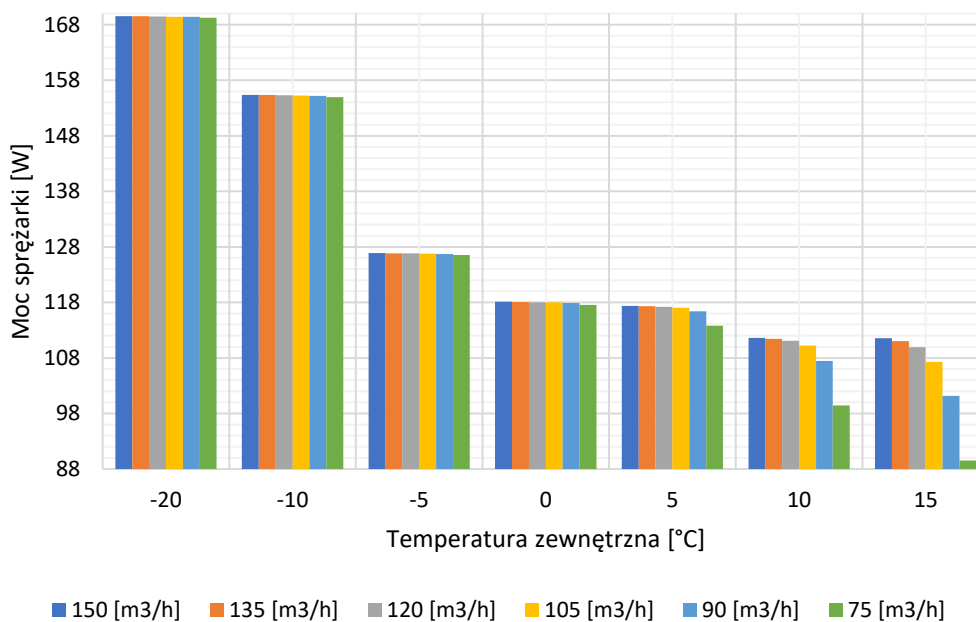
Rys. 21. Moc rekuperatora dla temperatury kondensacji 40 °C przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego



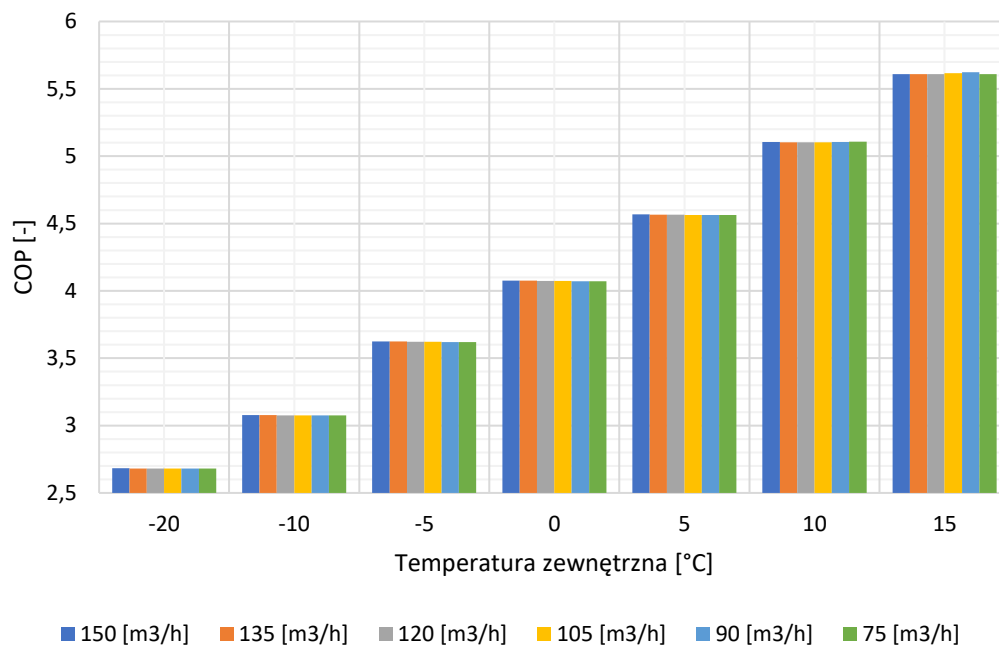
Rys. 22. Moc parownika dla temperatury kondensacji 40 °C przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego



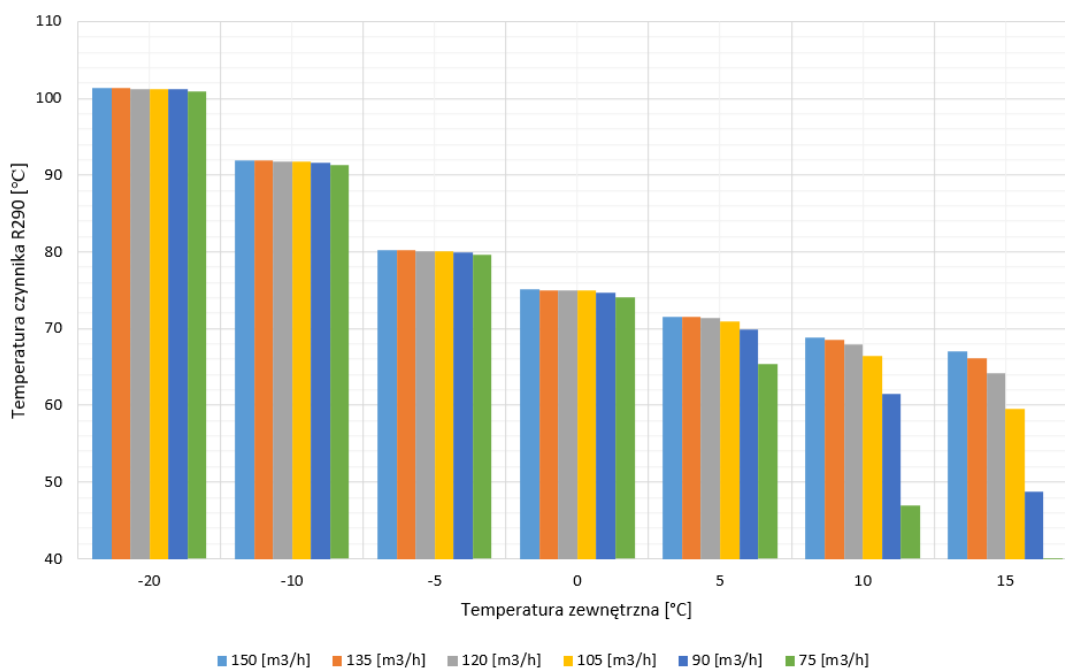
Rys. 23. Moc skraplacza dla temperatury kondensacji 40 °C przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego



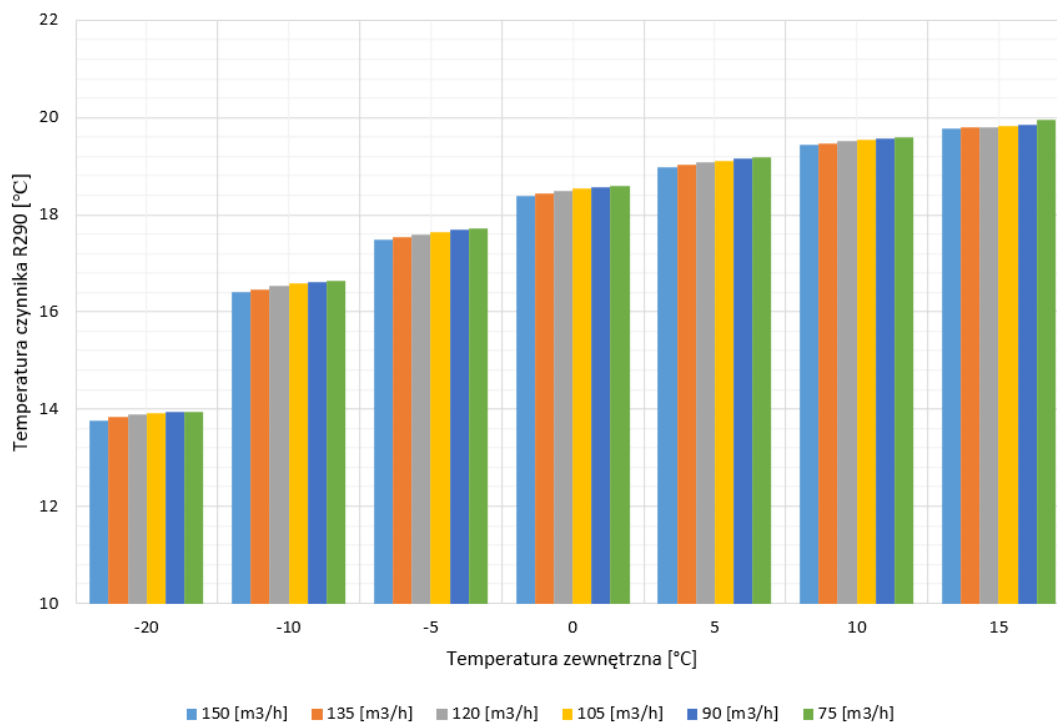
Rys. 24. Moc sprężarki dla temperatury kondensacji 40 °C przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego



Rys. 25. COP dla temperatury kondensacji 40 °C przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego

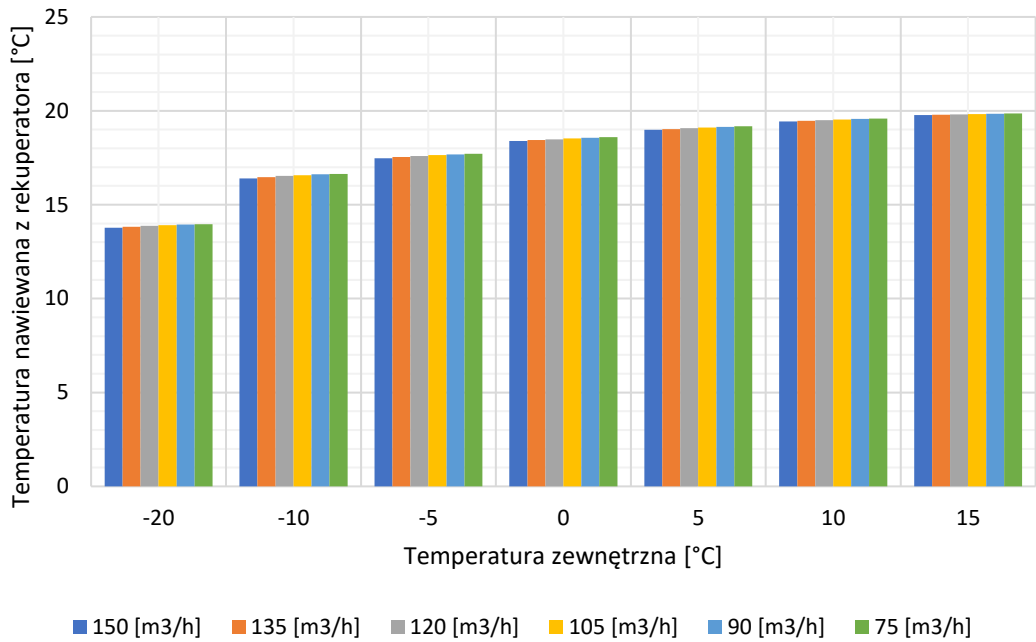


Rys. 26. Temperatura czynnika R290 na wejściu skraplacza niskotemperaturowego dla temperatury kondensacji 40 °C przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego

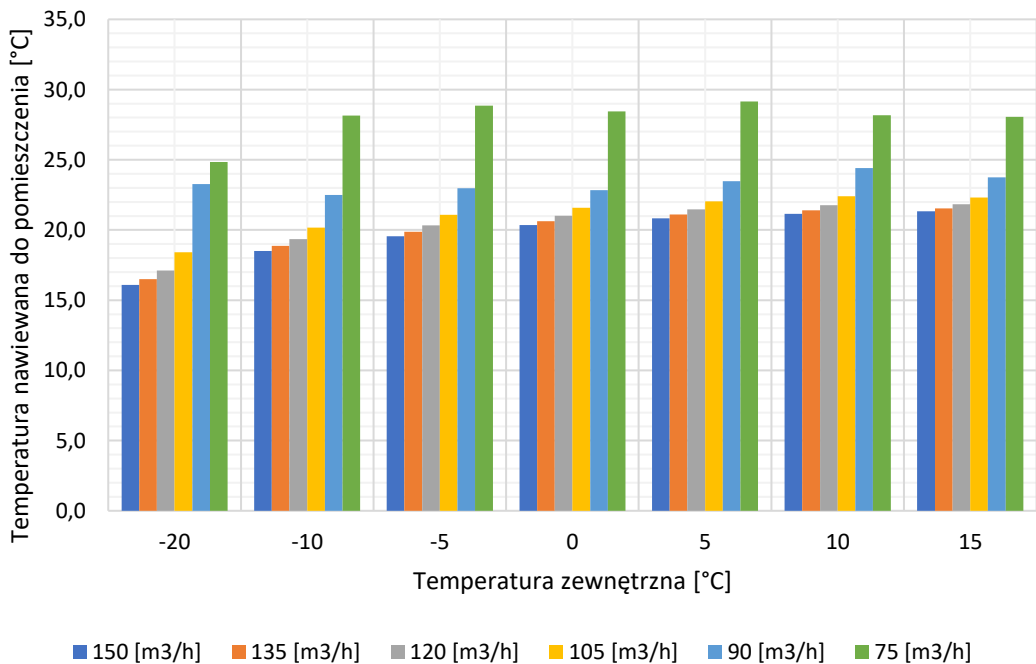


Rys. 27. Temperatura czynnika R290 na wyjściu skraplacza niskotemperaturowego dla temperatury kondensacji 40 °C przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego

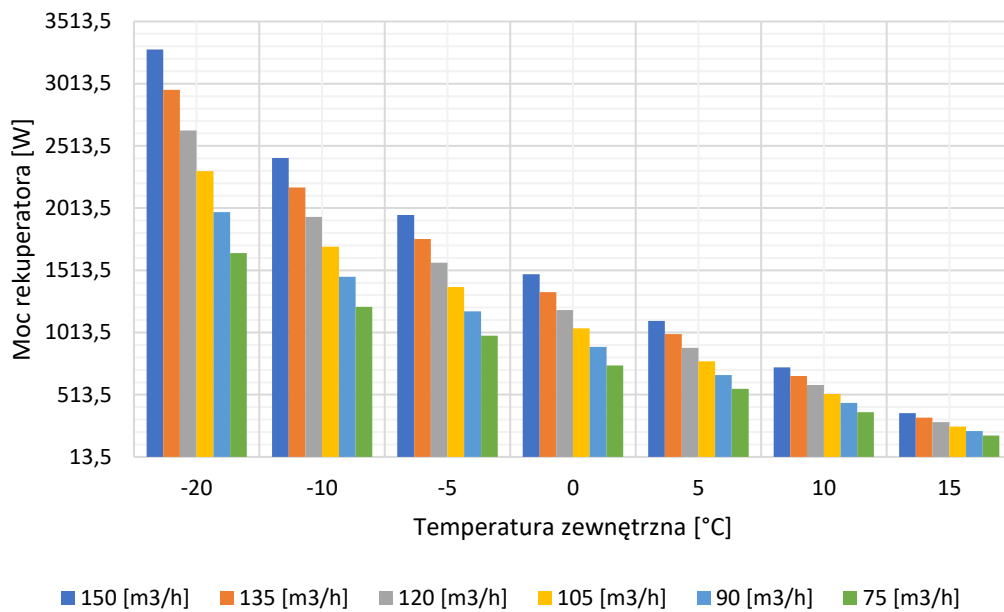
Wyniki symulacji pracy zaprojektowanego hybrydowego urządzenia (CO+CWU)



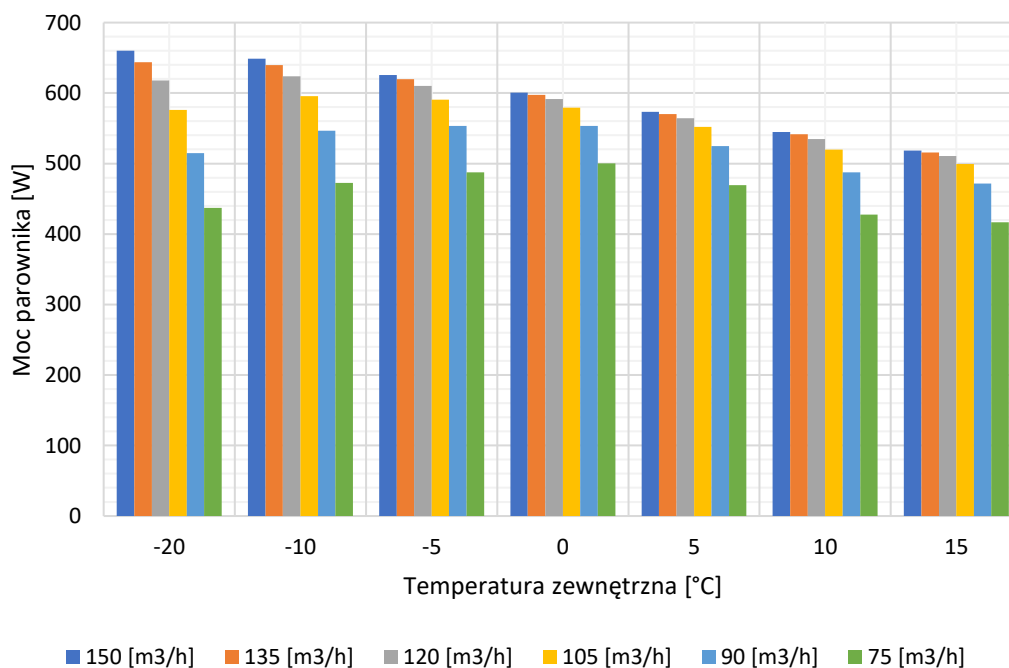
Rys. 1. Wartości temperatur nawiewanych z rekuperatora na skraplacz pompy ciepła dla temperatury kondensacji 50 °C przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego



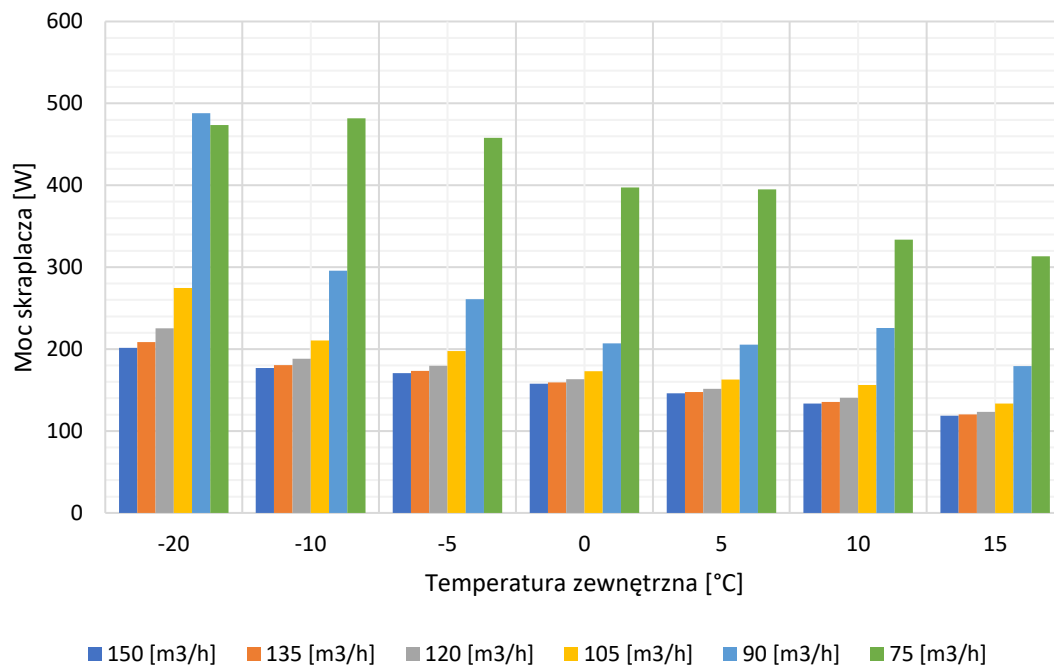
Rys. 2. Wartości temperatur nawiewanych do pomieszczenia dla temperatury kondensacji 50 °C przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego



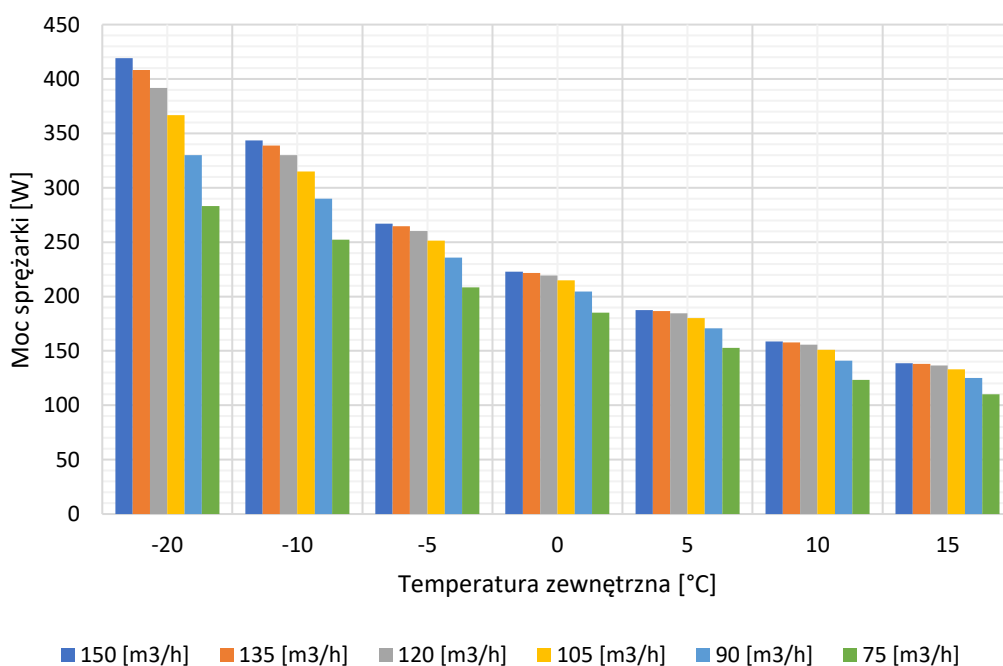
Rys. 3. Moc rekuperatora dla temperatury kondensacji 50 °C przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego



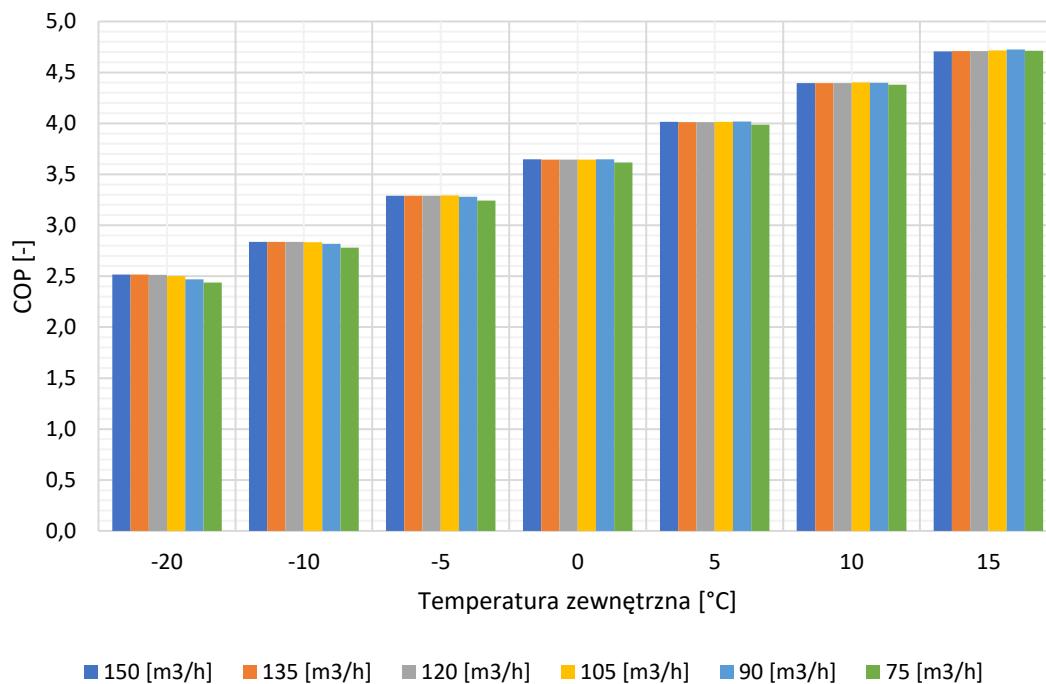
Rys. 4. Moc parownika dla temperatury kondensacji 50 °C przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego



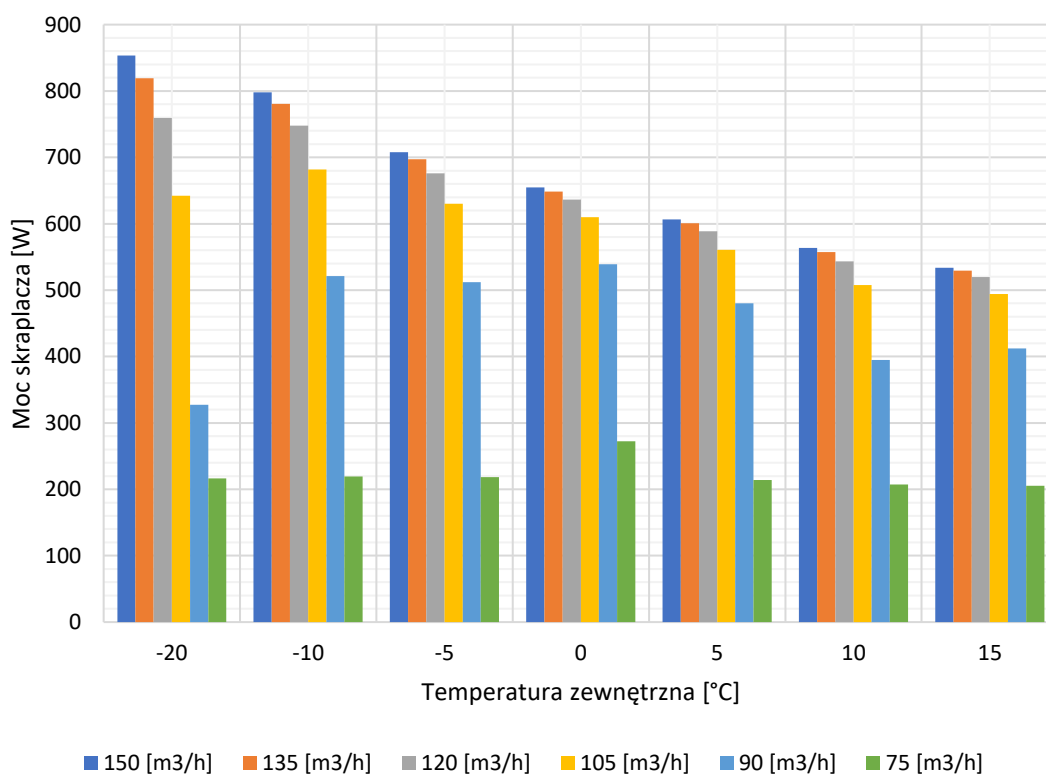
Rys. 5. Moc skraplacza dla temperatury kondensacji 50 °C przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego



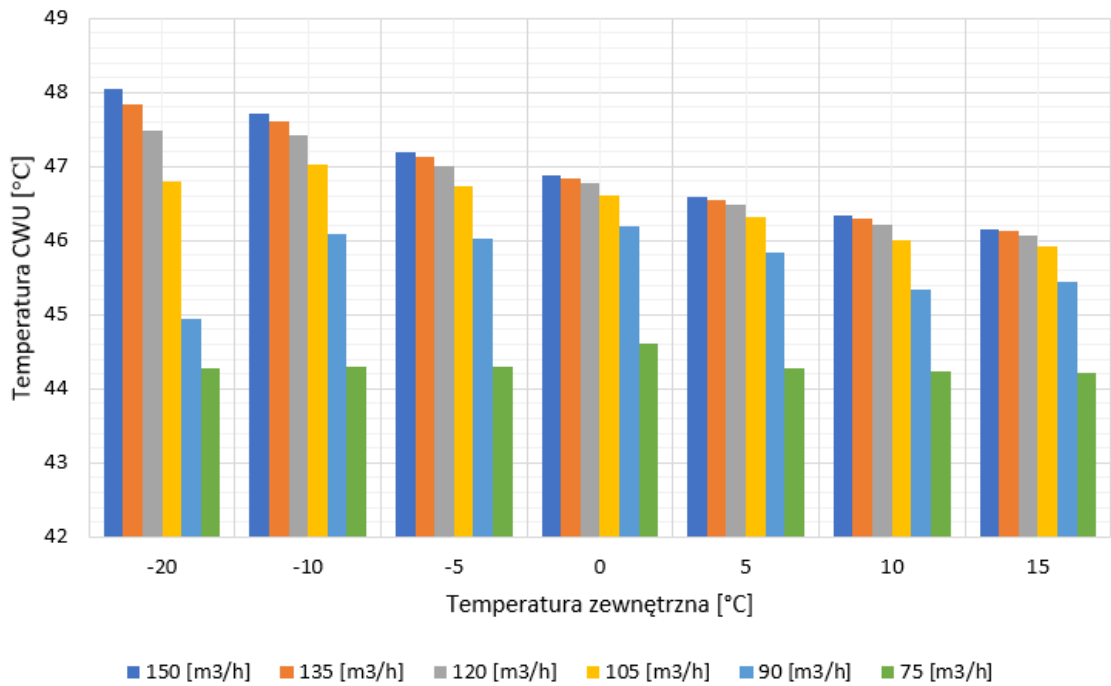
Rys. 6. Moc sprężarki dla temperatury kondensacji 50 °C przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego



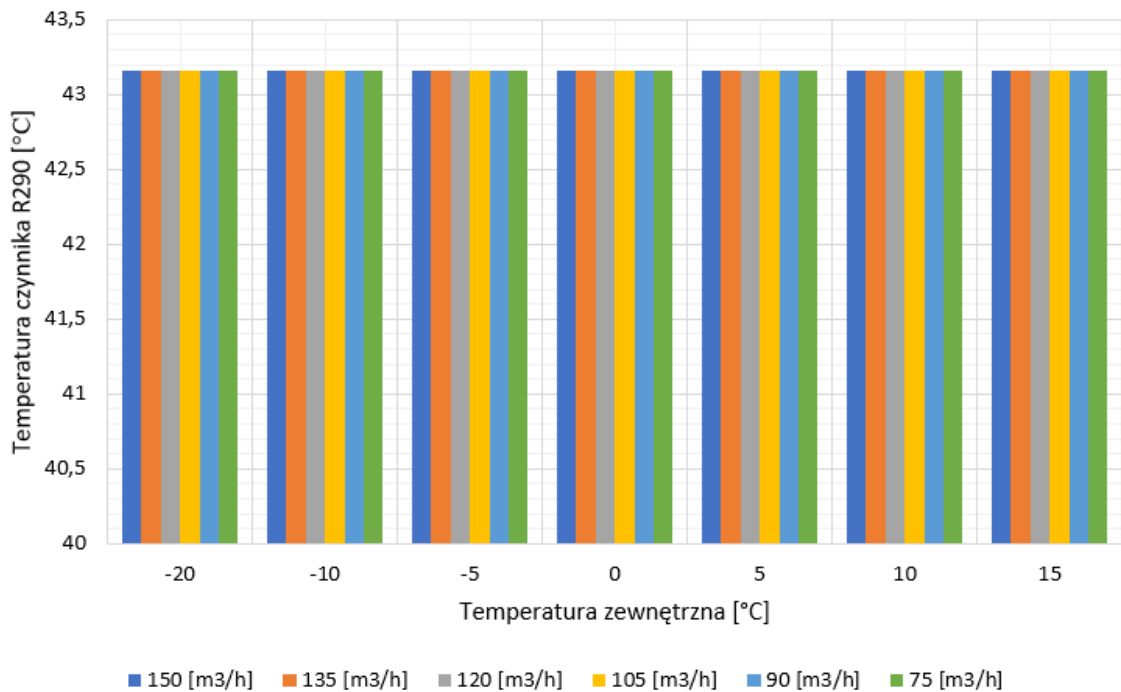
Rys. 7. COP dla temperatury kondensacji 50 °C przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego



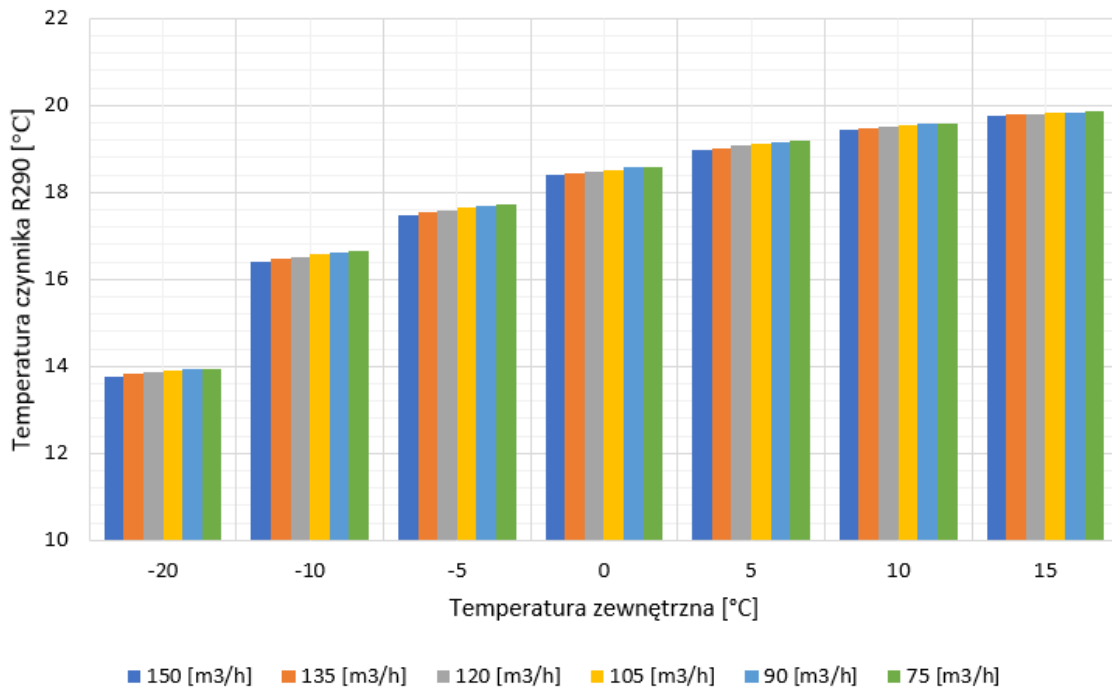
Rys. 8. Moc skraplacza CWU dla temperatury kondensacji 50 °C przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego



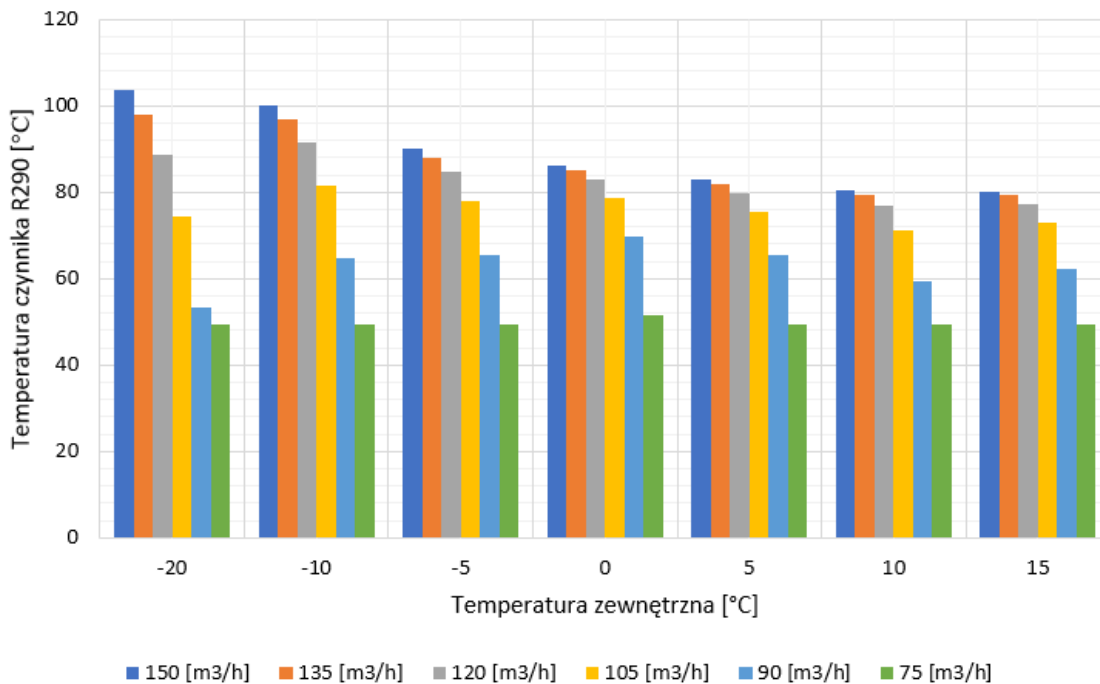
Rys. 9. Temperatura CWU dla temperatury kondensacji 50 °C przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego



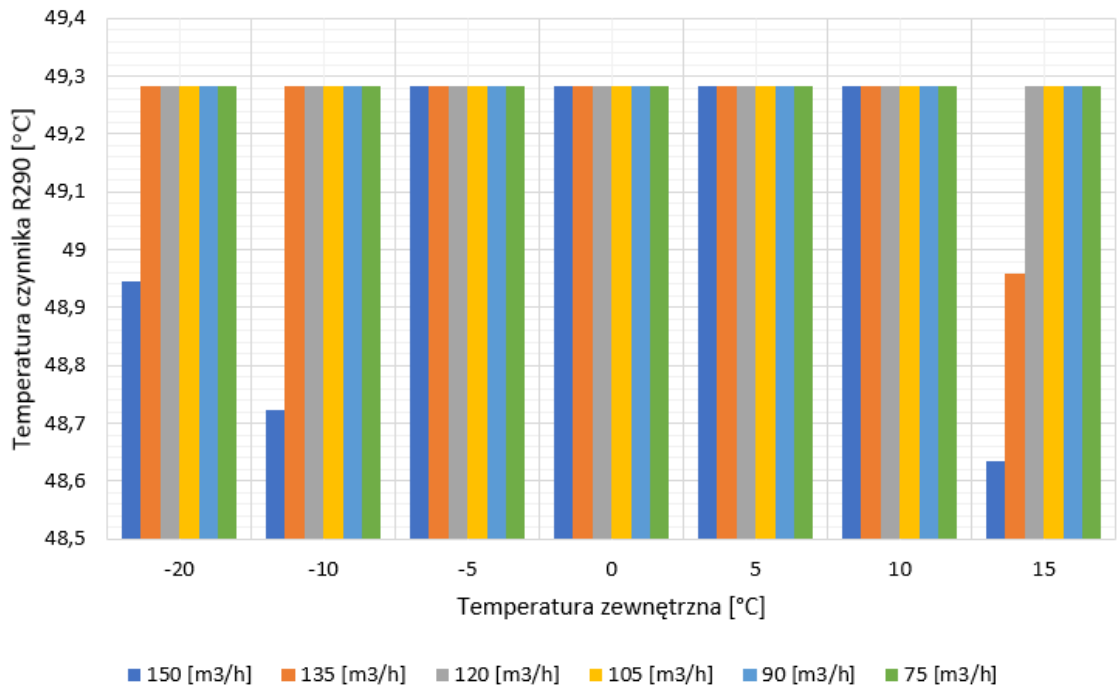
Rys. 10. Temperatura czynnika R290 na wejściu skraplacza niskotemperaturowego dla temperatury kondensacji 50 °C przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego



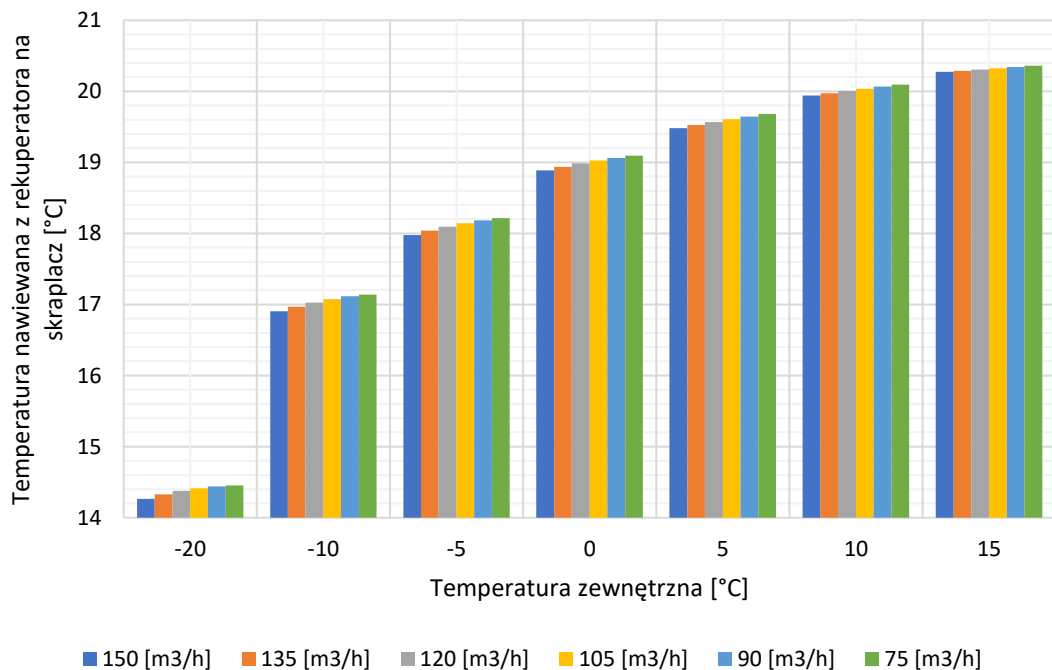
Rys. 11. Temperatura czynnika R290 na wyjściu skraplacza niskotemperaturowego dla temperatury kondensacji 50 °C przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego



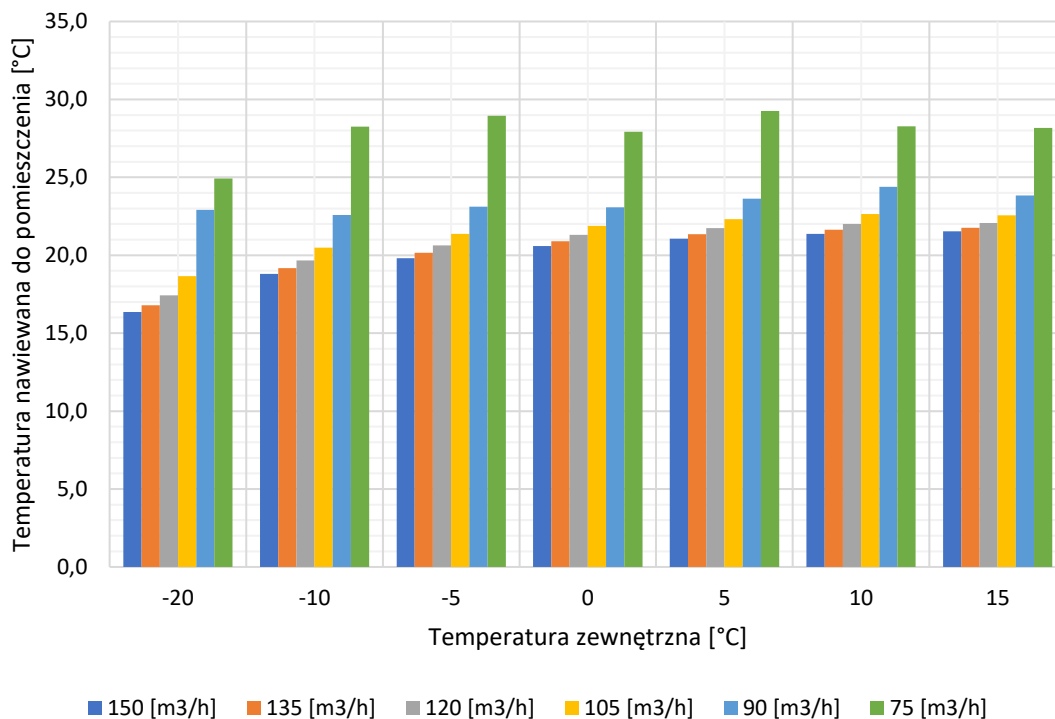
Rys. 12. Temperatura czynnika R290 na wejściu skraplacza wysokotemperaturowego dla temperatury kondensacji 50 °C przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego



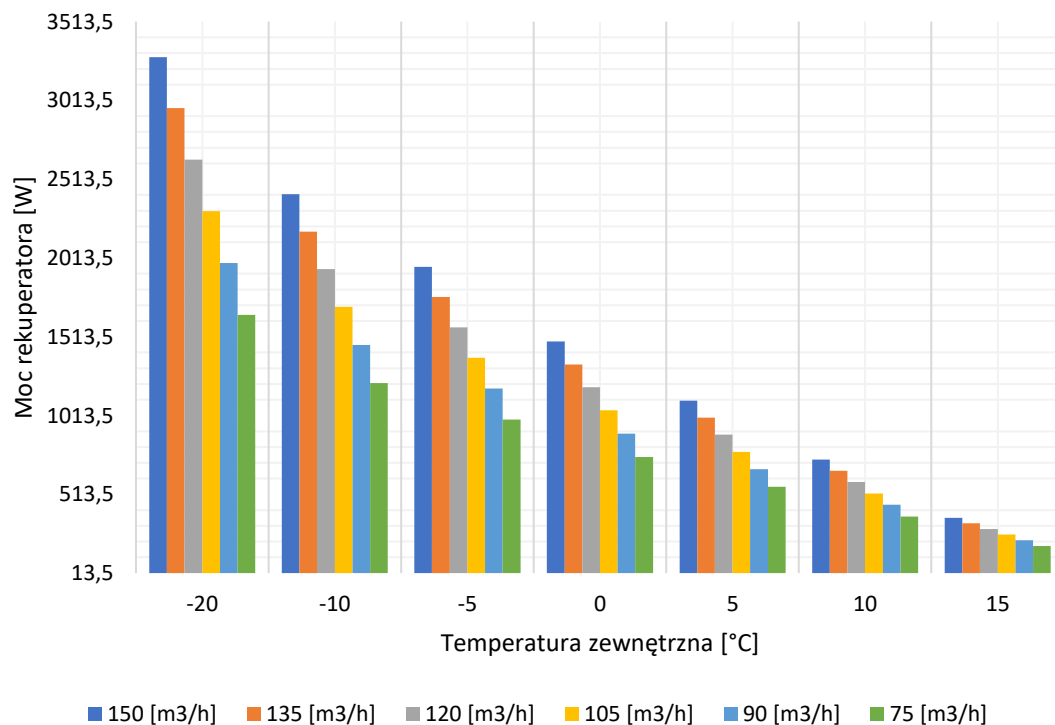
Rys. 13. Temperatura czynnika R290 na wyjściu skraplacza wysokotemperaturowego dla temperatury kondensacji 50 °C przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego



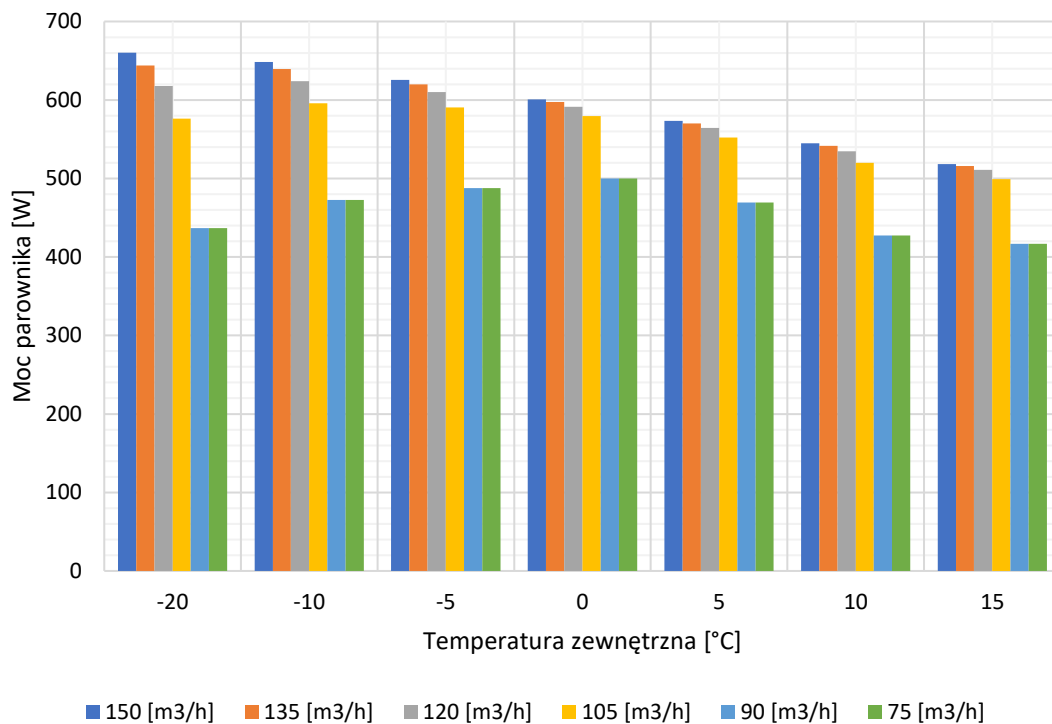
Rys. 14. Wartości temperatur nawiewanych z rekuperatora na skraplacz pompy ciepła dla temperatury kondensacji 55 °C przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego



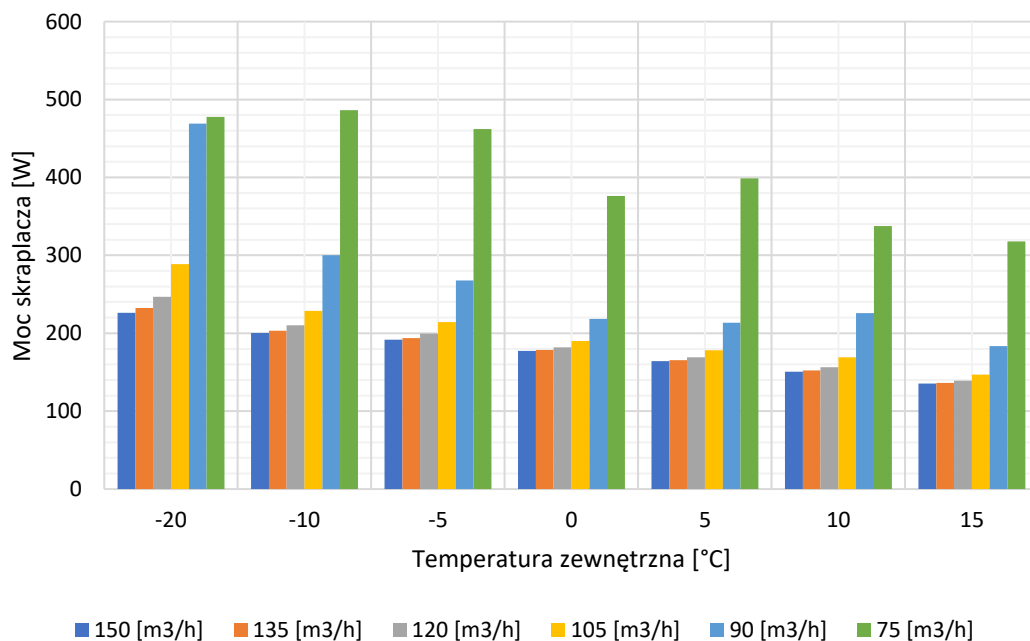
Rys. 15. Wartości temperatur nawiewanych do pomieszczenia dla temperatury kondensacji 55 °C przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego



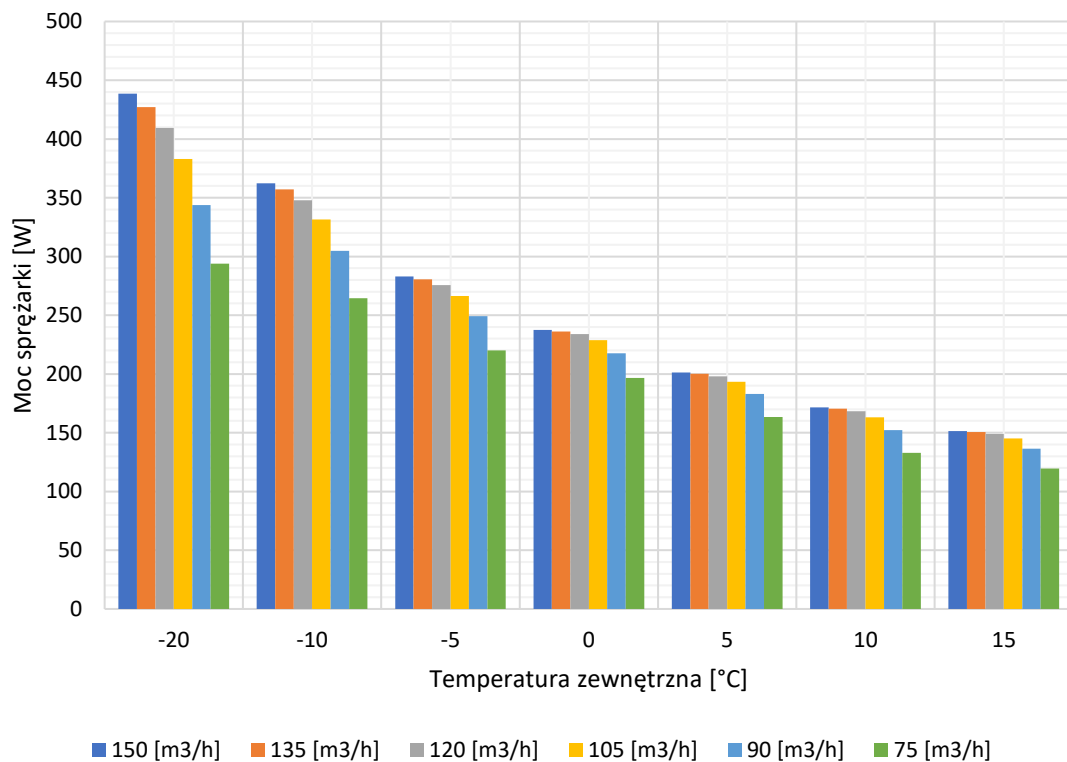
Rys. 16. Moc rekuperatora dla temperatury kondensacji 55 °C przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego



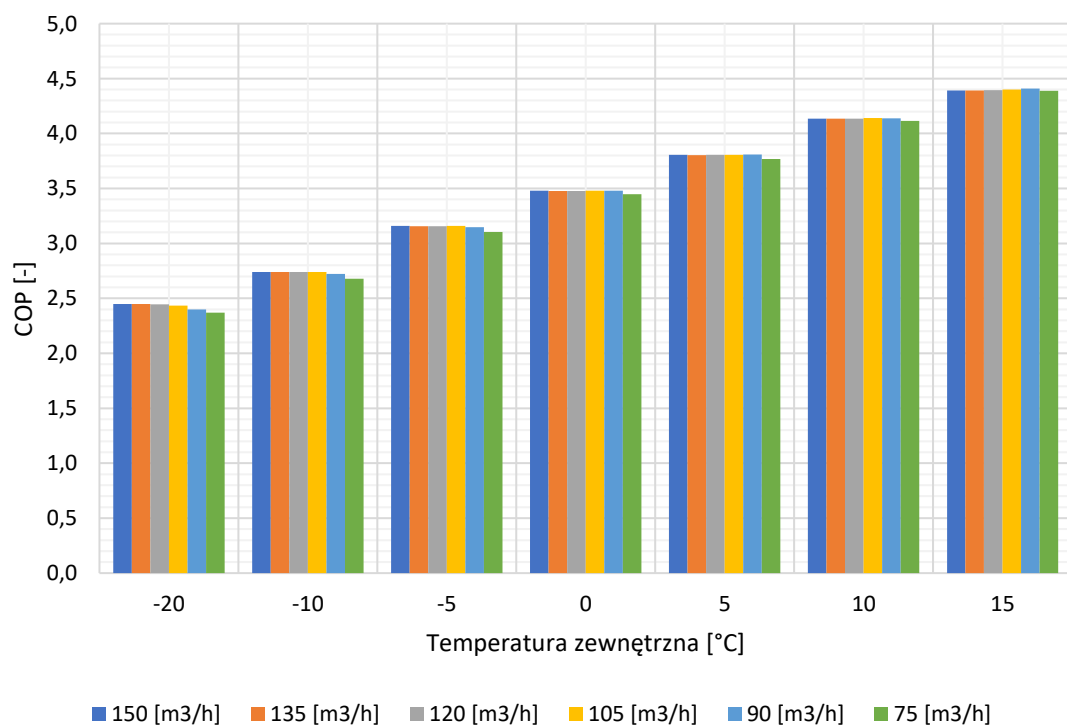
Rys. 17. Moc parownika dla temperatury kondensacji 55 °C przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego



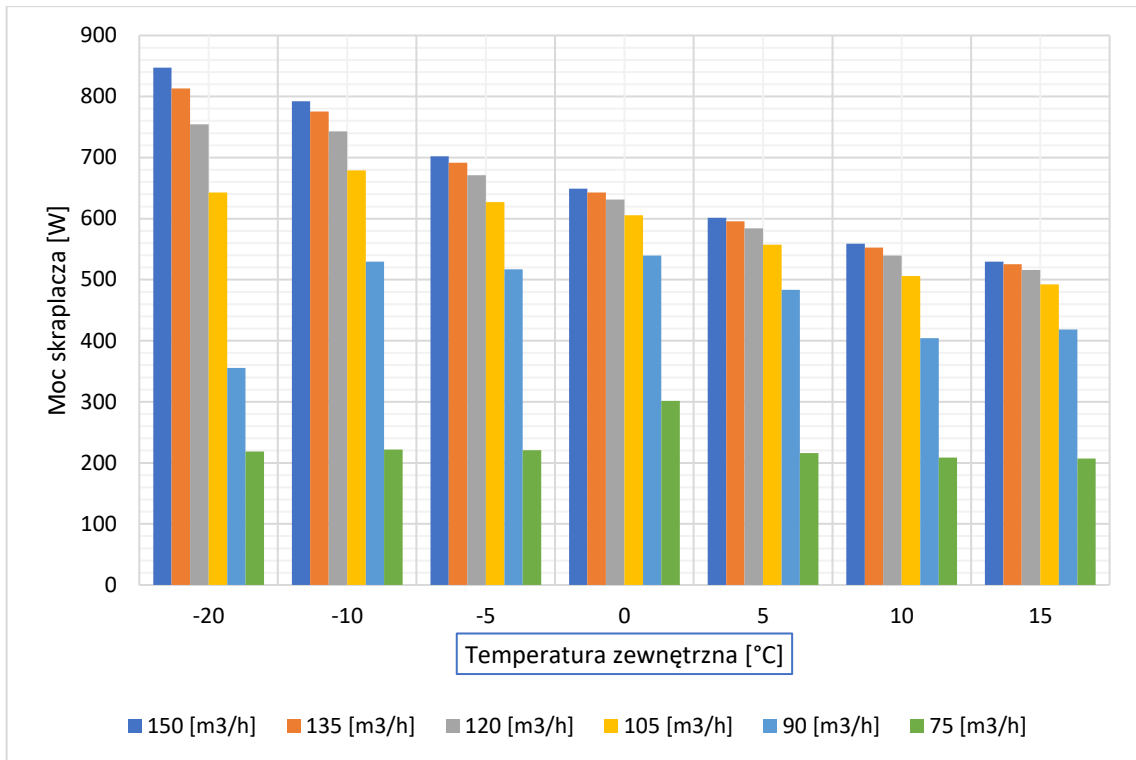
Rys. 18. Moc skraplacza dla temperatury kondensacji 55 °C przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego



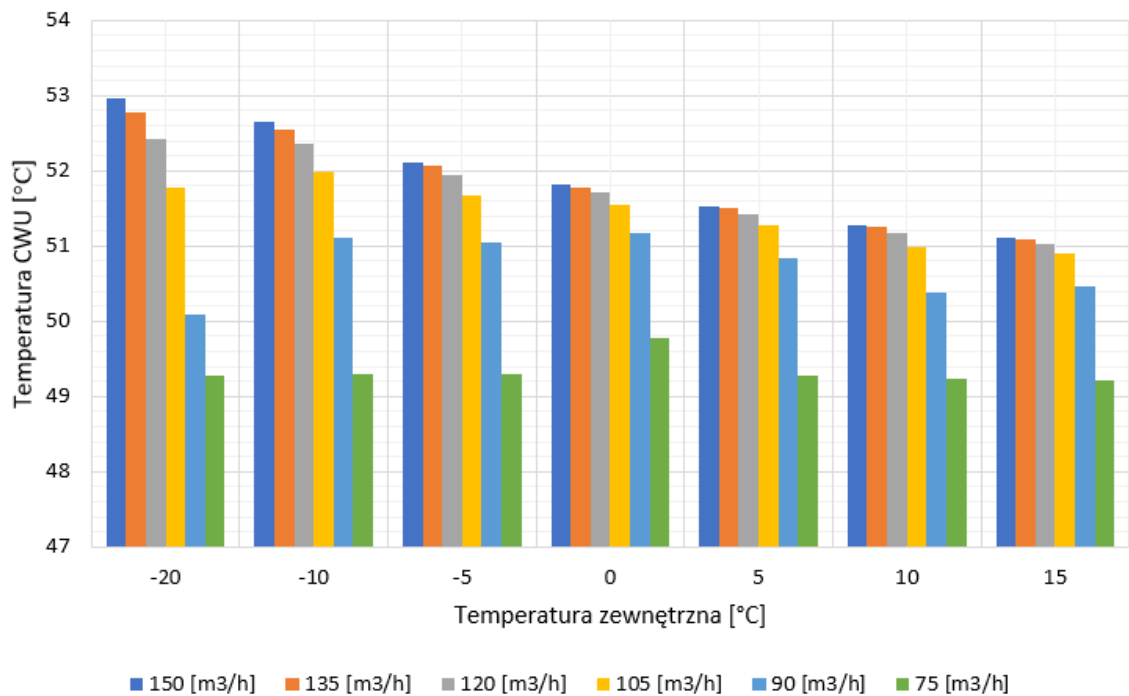
Rys. 19. Moc sprężarki dla temperatury kondensacji 55 °C przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego



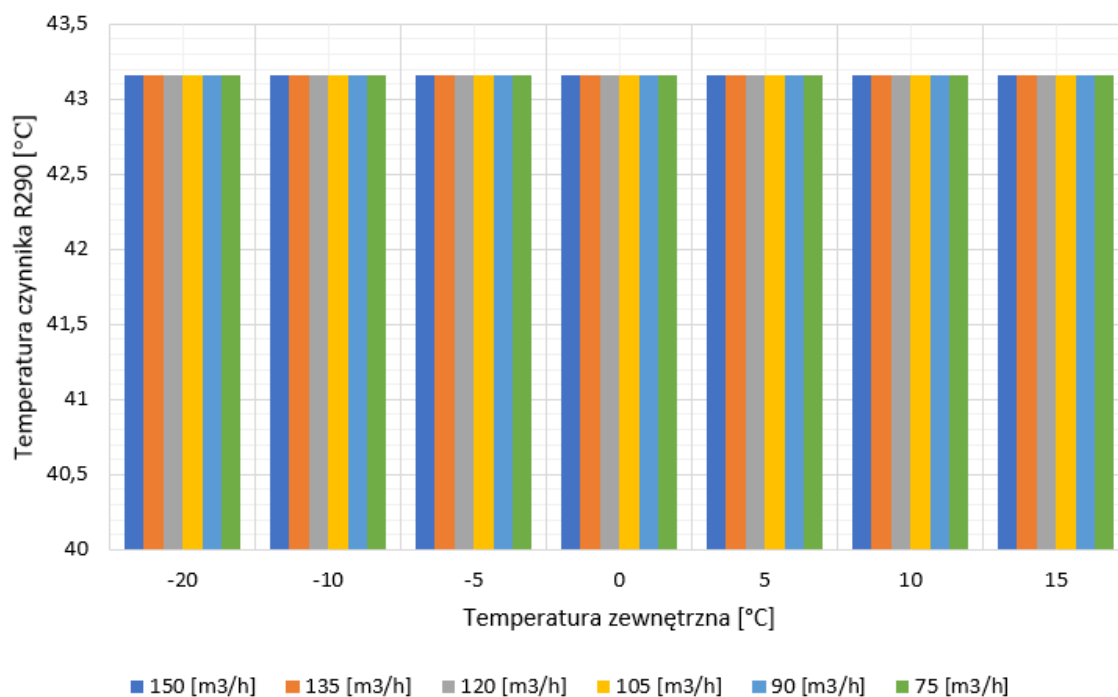
Rys. 20. COP dla temperatury kondensacji 55 °C przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego



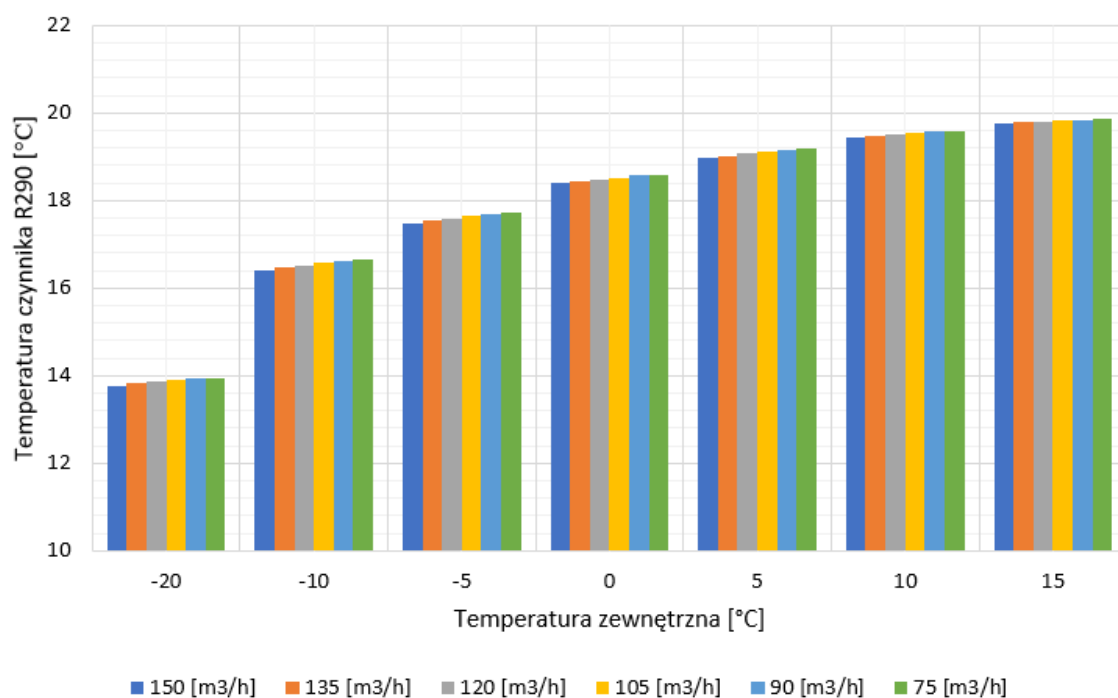
Rys. 21. Moc skraplacza CWU dla temperatury kondensacji 55 °C przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego



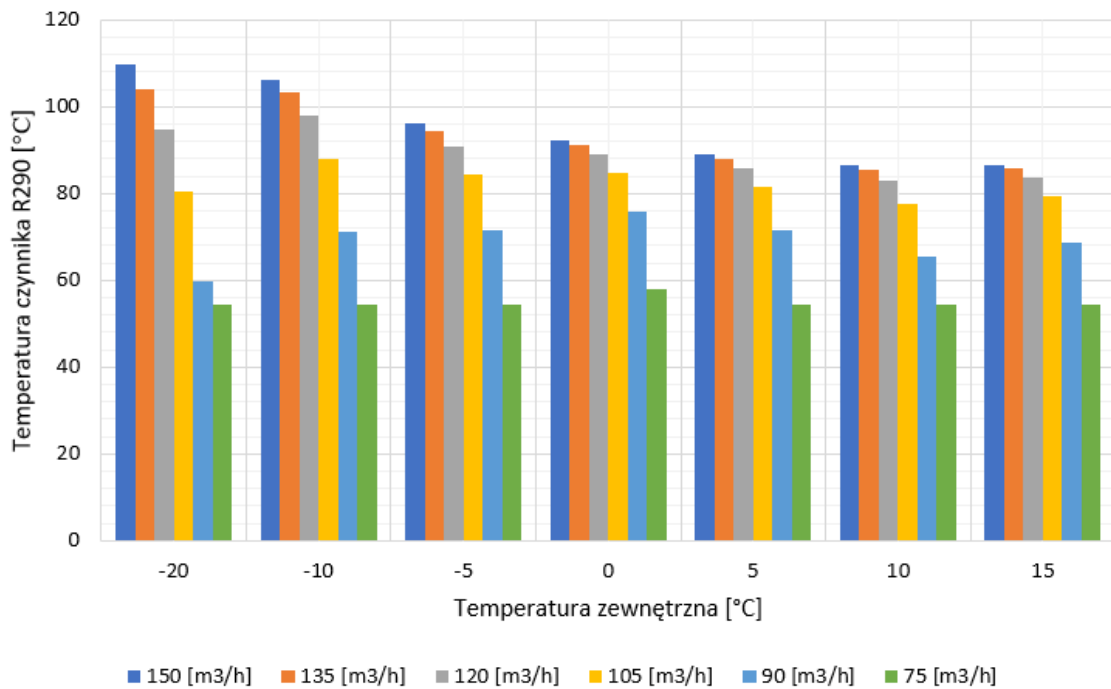
Rys. 22. Temperatura CWU dla temperatury kondensacji 55 °C przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego



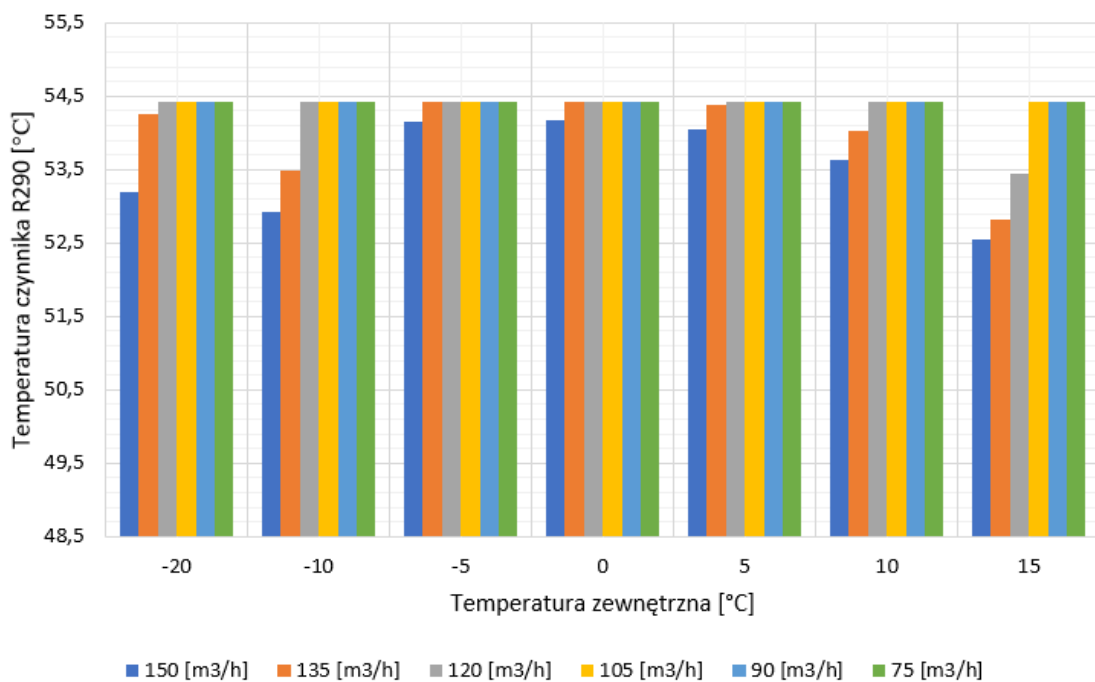
Rys. 23. Temperatura czynnika R290 na wejściu skraplacza niskotemperaturowego dla temperatury kondensacji 55 °C przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego



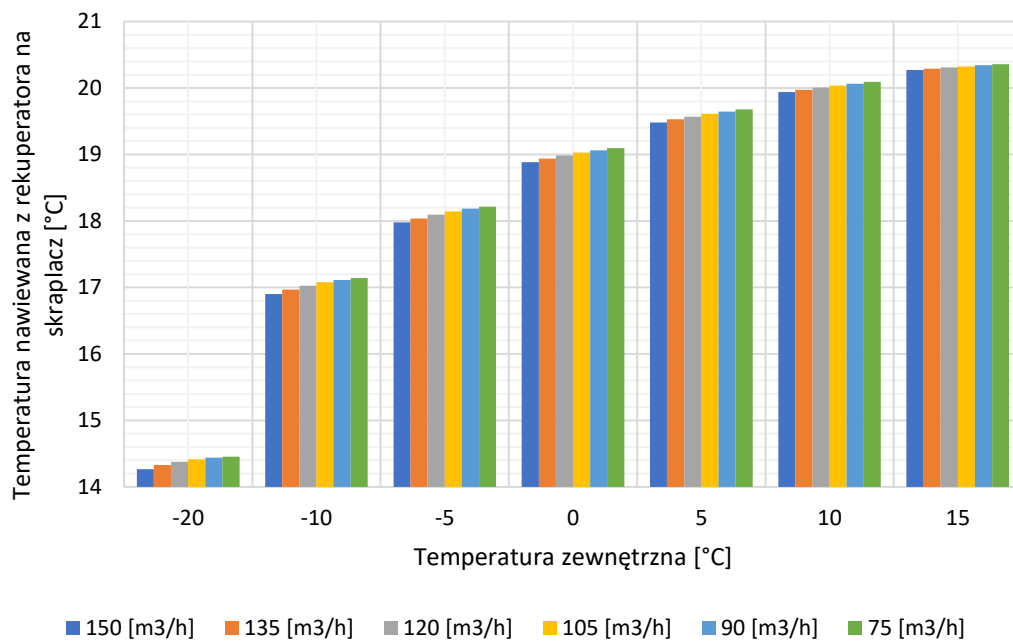
Rys. 24. Temperatura czynnika R290 na wyjściu skraplacza niskotemperaturowego dla temperatury kondensacji 55 °C przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego



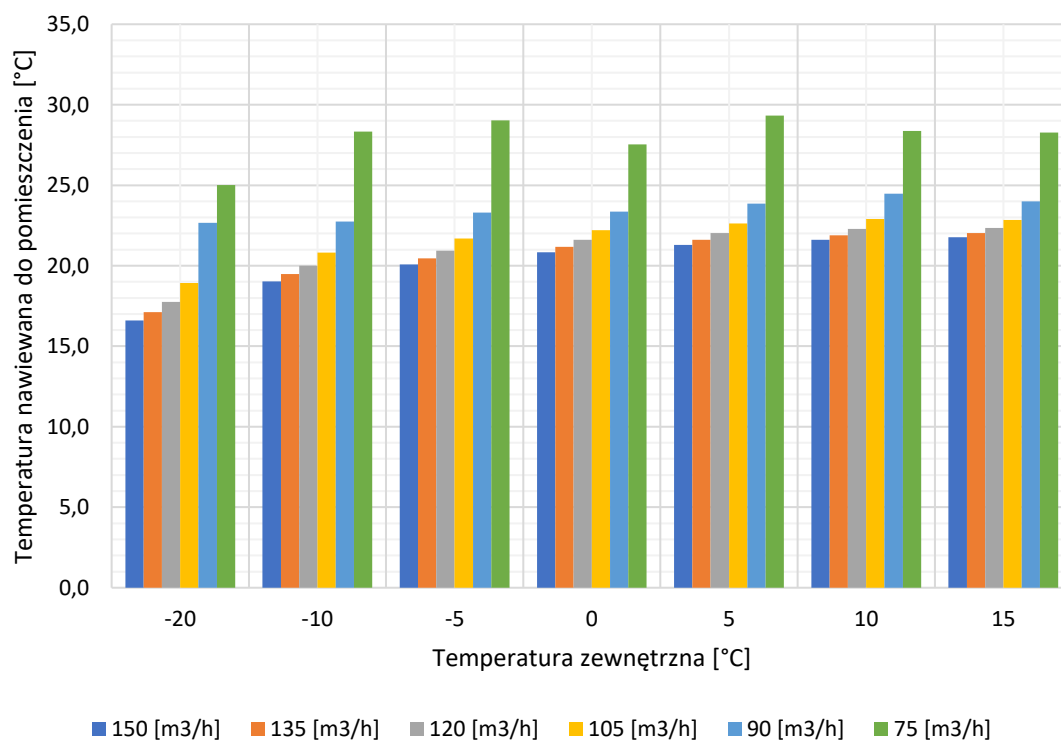
Rys. 25. Temperatura czynnika R290 na wejściu skraplacza wysokotemperaturowego dla temperatury kondensacji 55 °C przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego



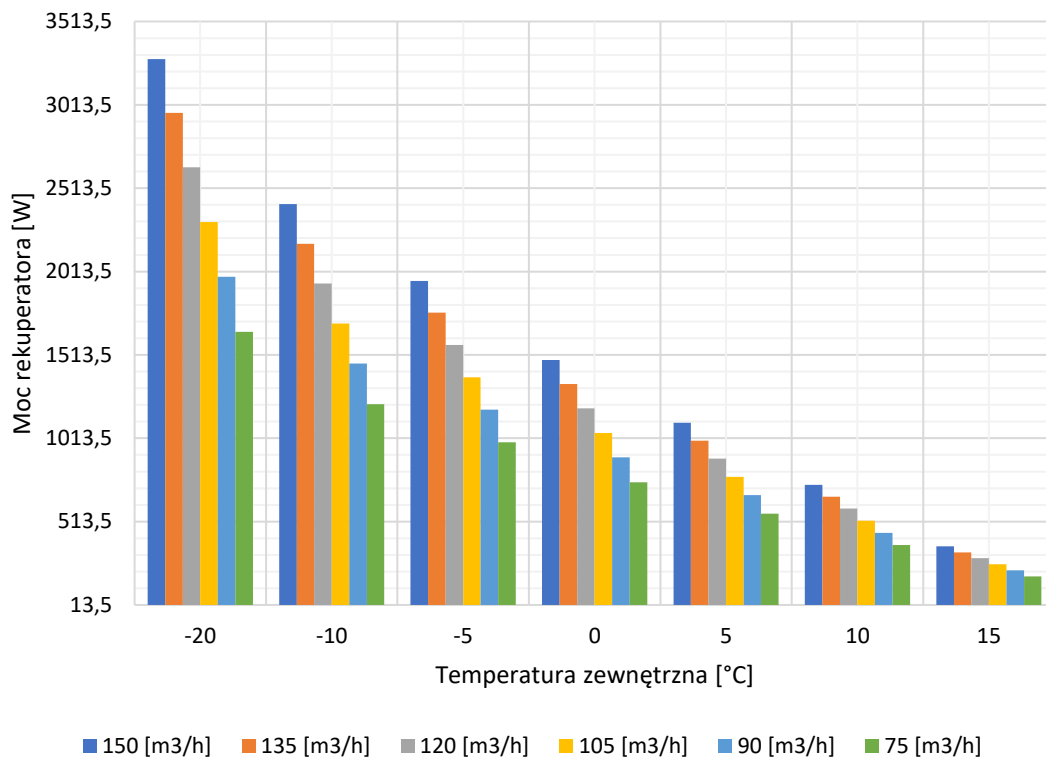
Rys. 26. Temperatura czynnika R290 na wyjściu skraplacza wysokotemperaturowego dla temperatury kondensacji 55 °C przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego



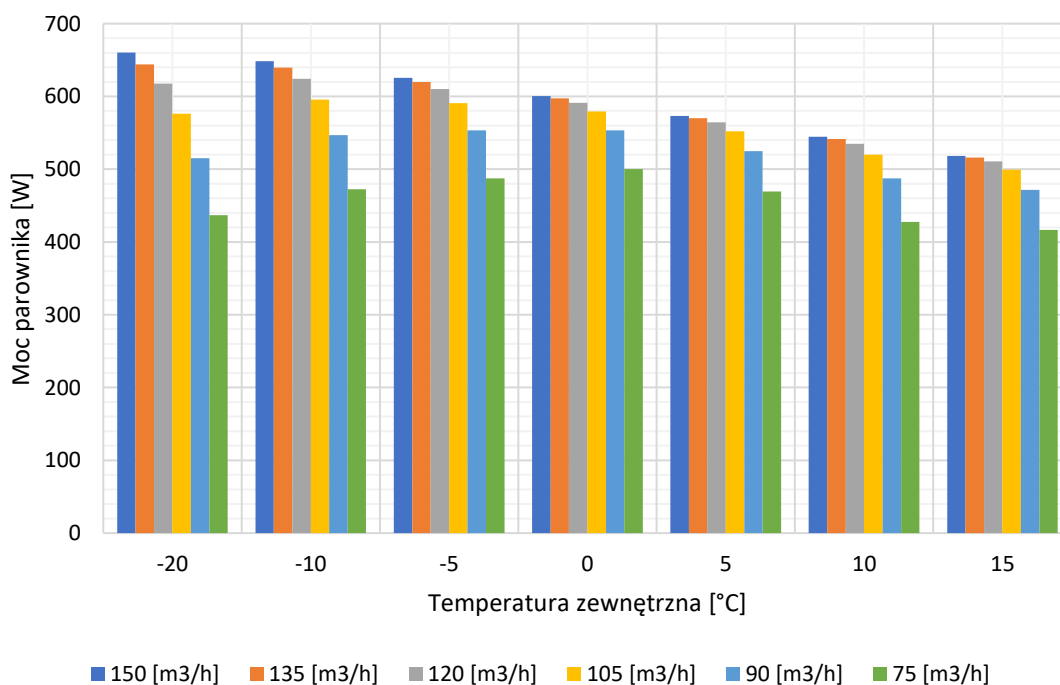
Rys. 27. Wartości temperatur nawiewanych z rekuperatora na skraplacz pompy ciepła dla temperatury kondensacji 60 °C przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego



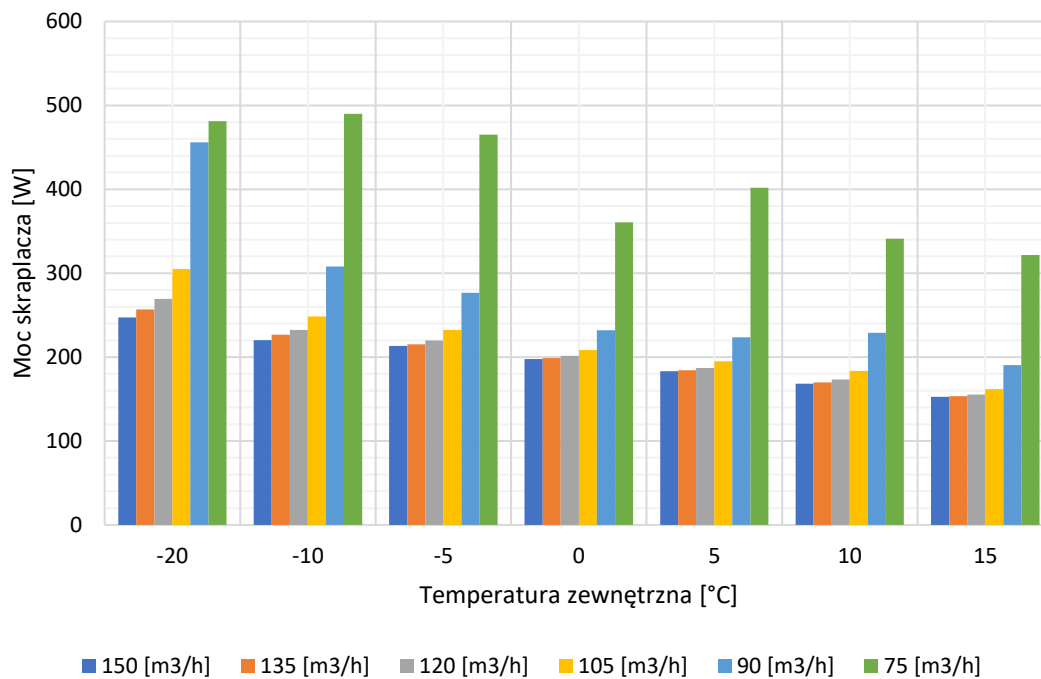
Rys. 28. Wartości temperatur nawiewanych do pomieszczenia dla temperatury kondensacji 60 °C przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego



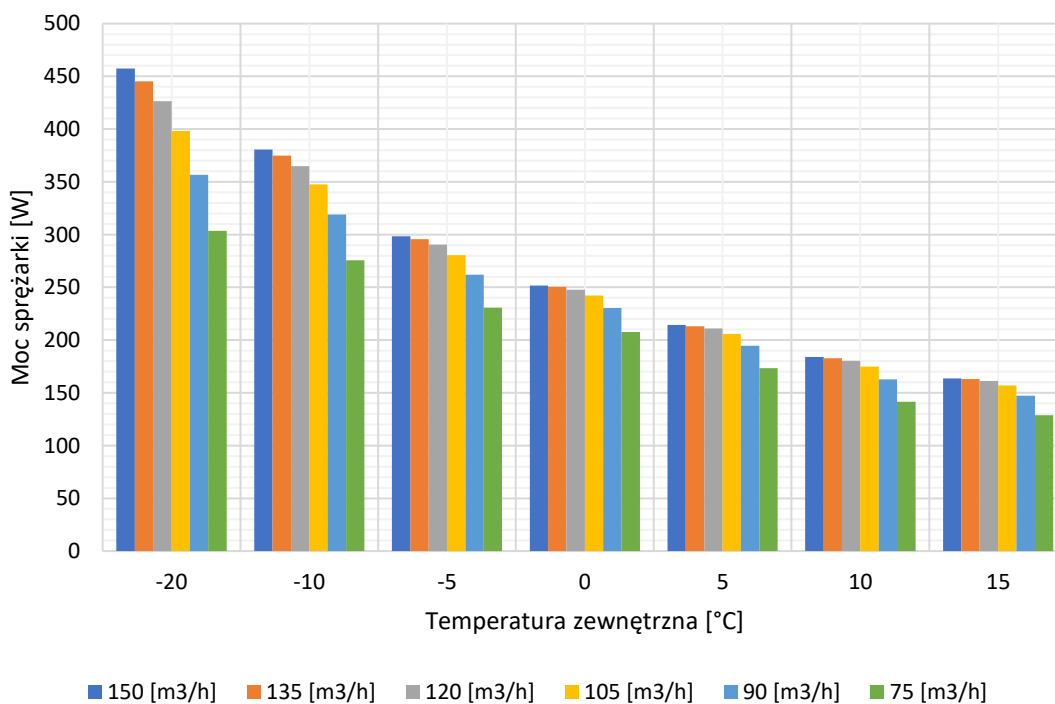
Rys. 29. Moc rekuperatora dla temperatury kondensacji 60 °C przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego



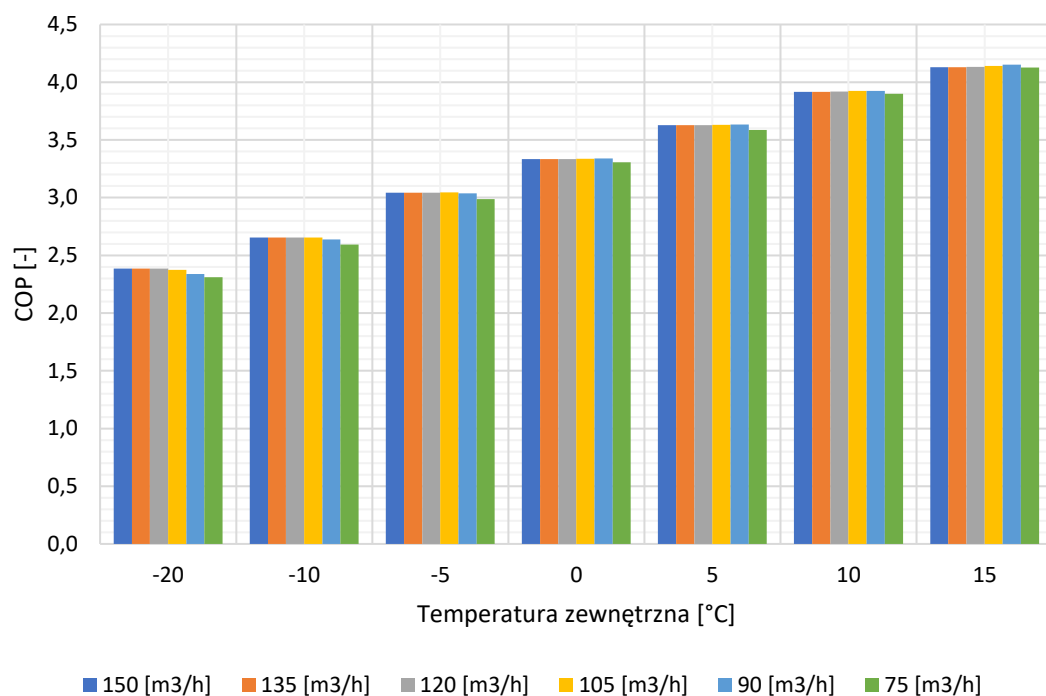
Rys. 30. Moc parownika dla temperatury kondensacji 60 °C przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego



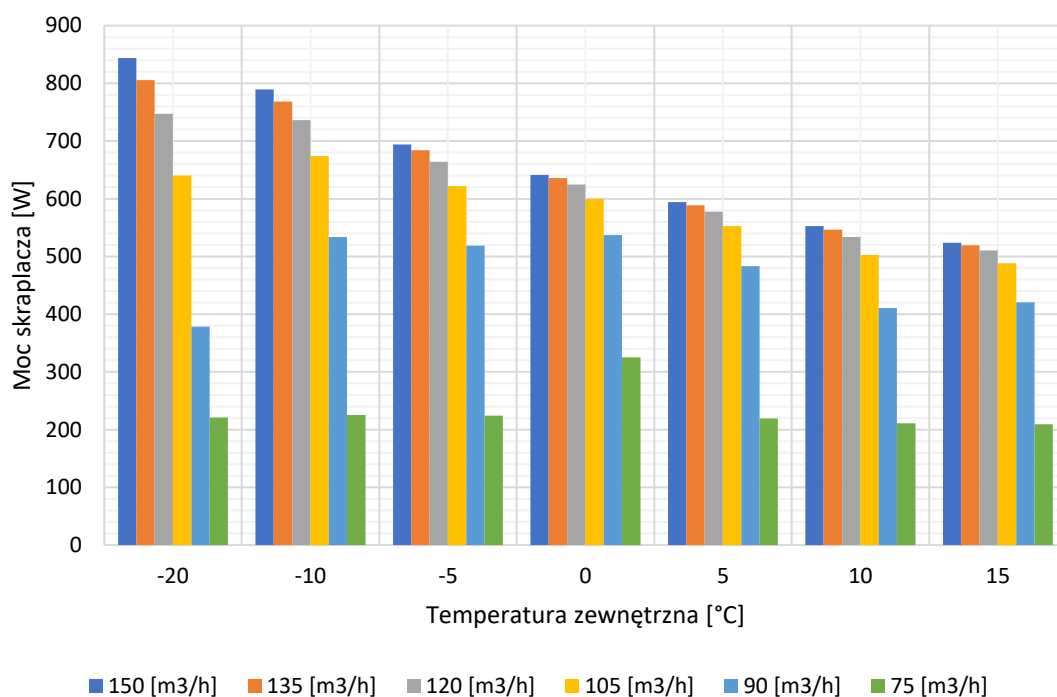
Rys. 31. Moc skraplacza dla temperatury kondensacji 60 °C przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego



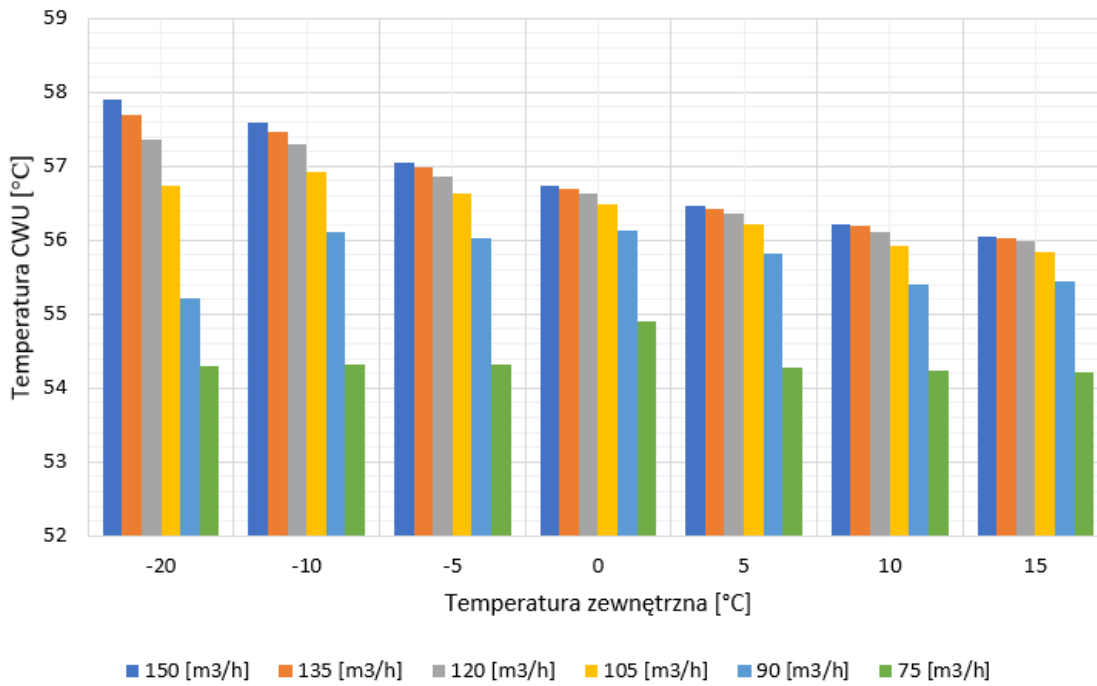
Rys. 32. Moc sprężarki dla temperatury kondensacji 60 °C przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego



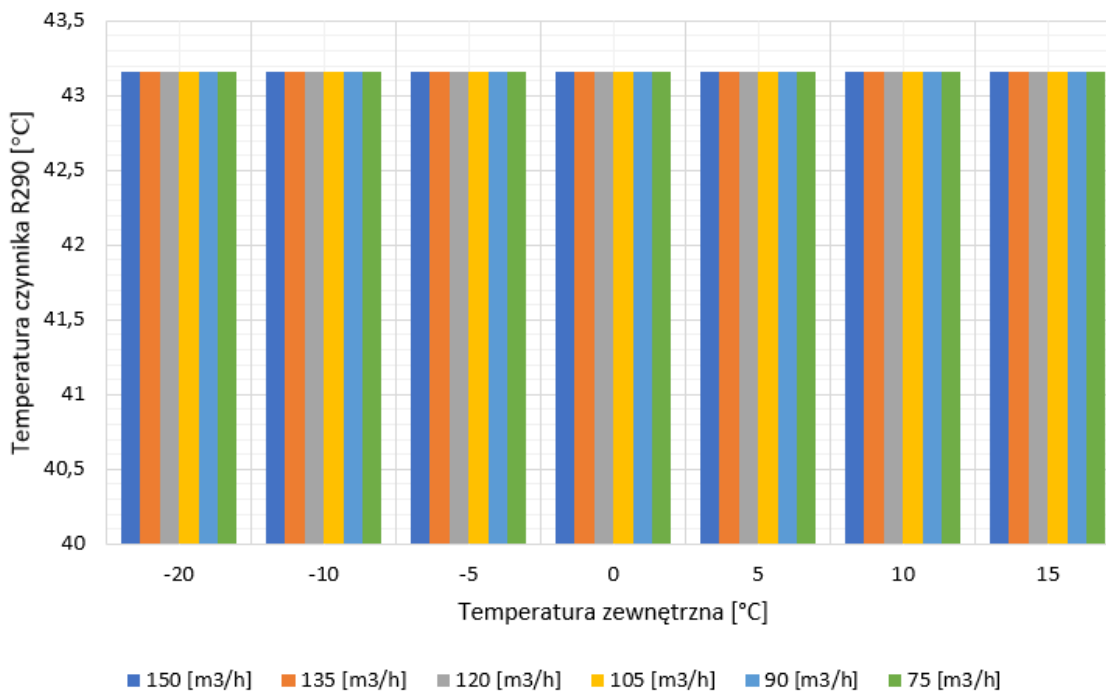
Rys. 33. COP dla temperatury kondensacji 60 °C przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego



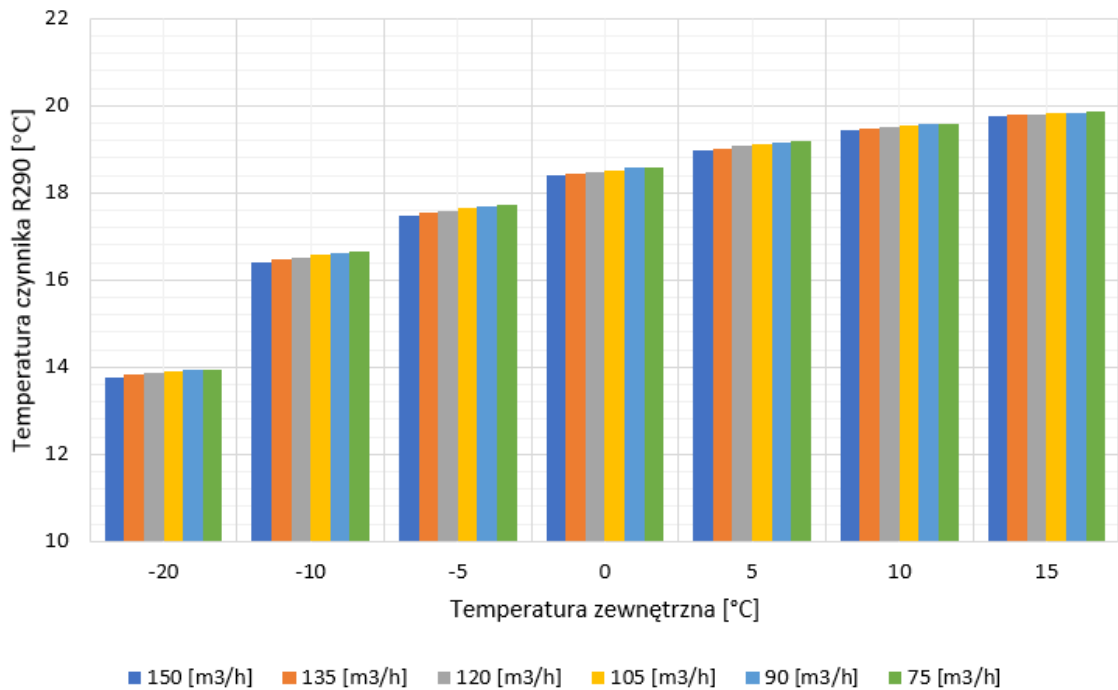
Rys. 34. Moc skraplacza CWU dla temperatury kondensacji 60 °C przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego



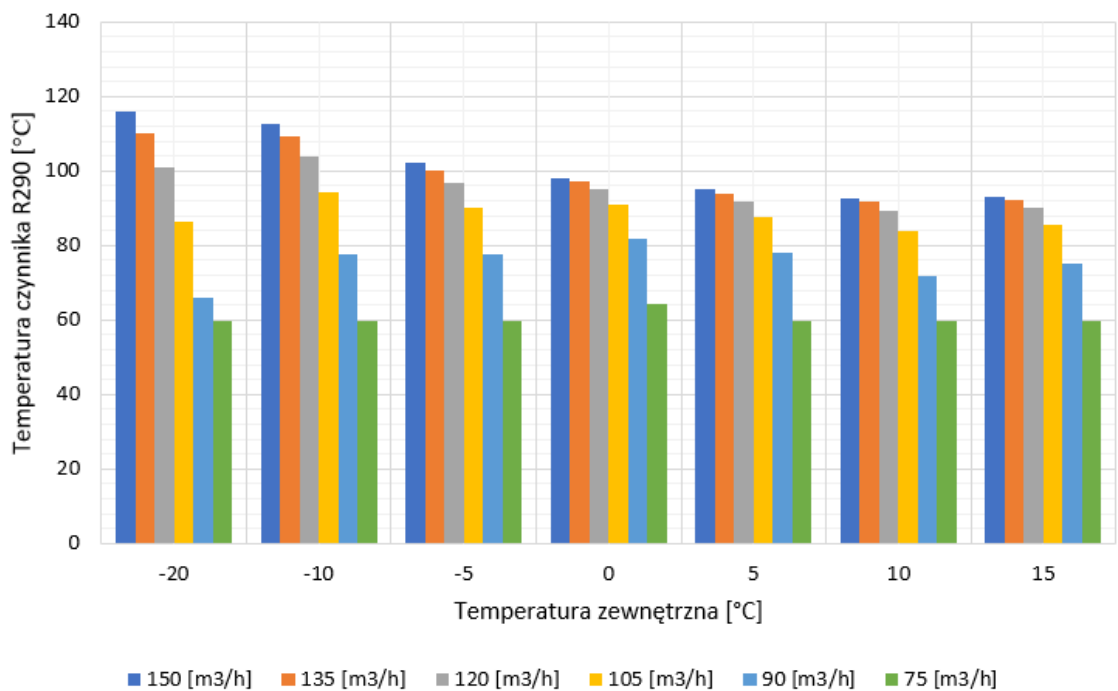
Rys. 35. Temperatura CWU dla temperatury kondensacji 60 °C przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego



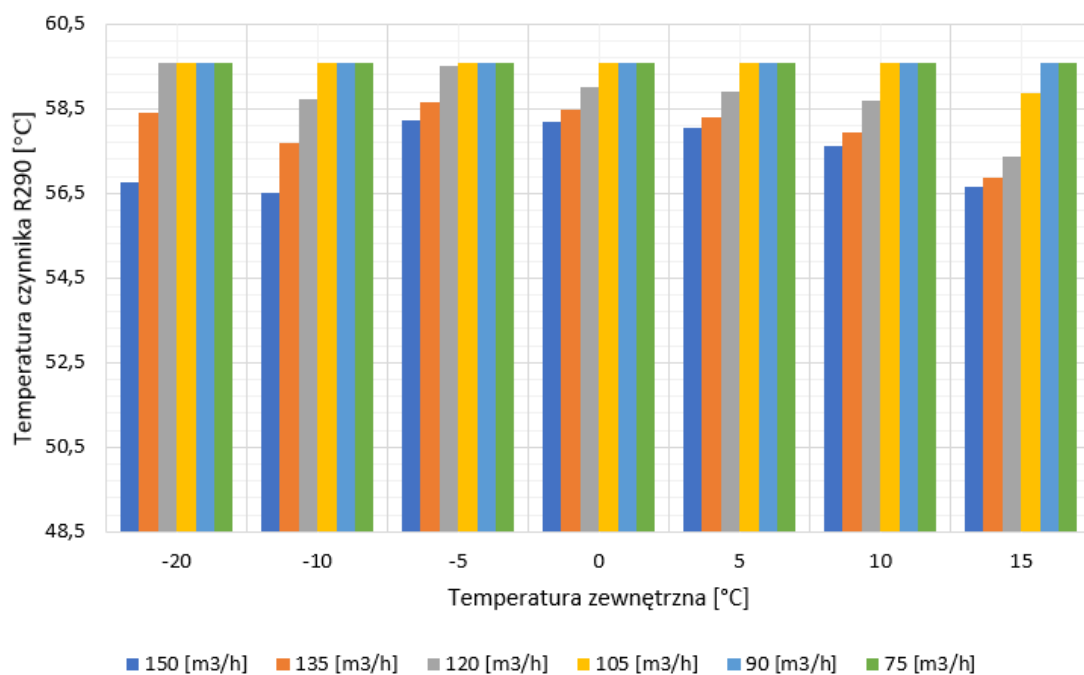
Rys. 36. Temperatura czynnika R290 na wejściu skraplacza niskotemperaturowego dla temperatury kondensacji 60 °C przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego



Rys. 37. Temperatura czynnika R290 na wyjściu skraplacza niskotemperaturowego dla temperatury kondensacji 60 °C przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego

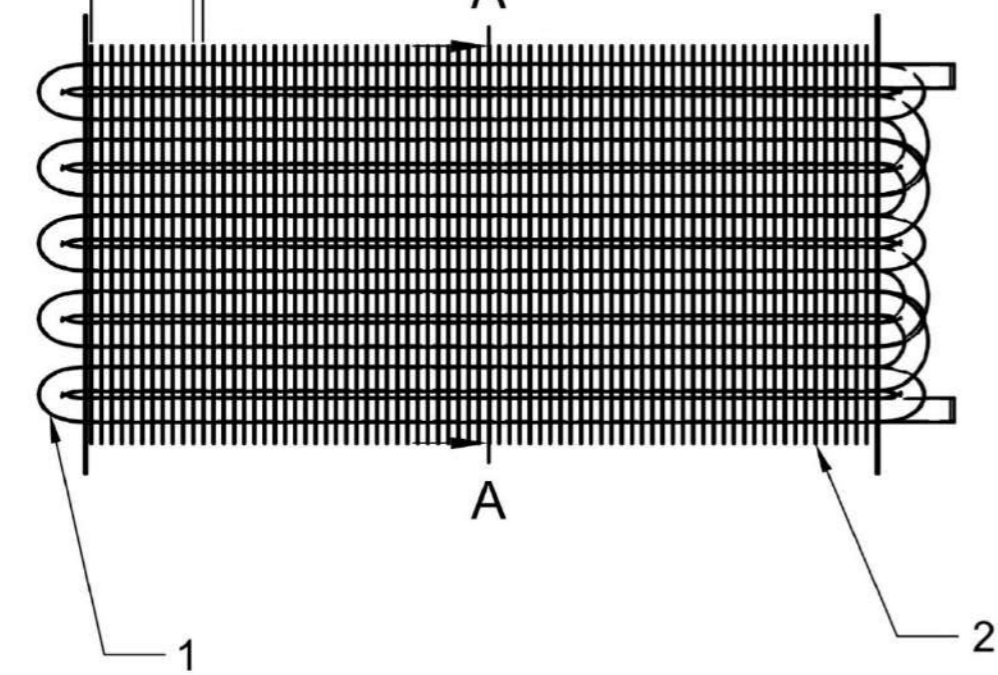


Rys. 38. Temperatura czynnika R290 na wejściu skraplacza wysokotemperaturowego dla temperatury kondensacji 60 °C przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego

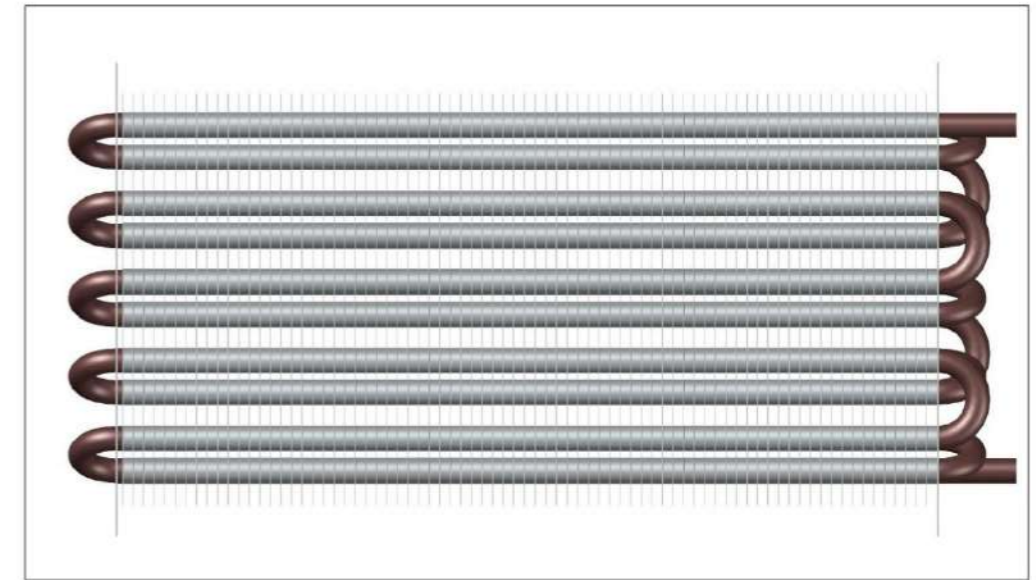
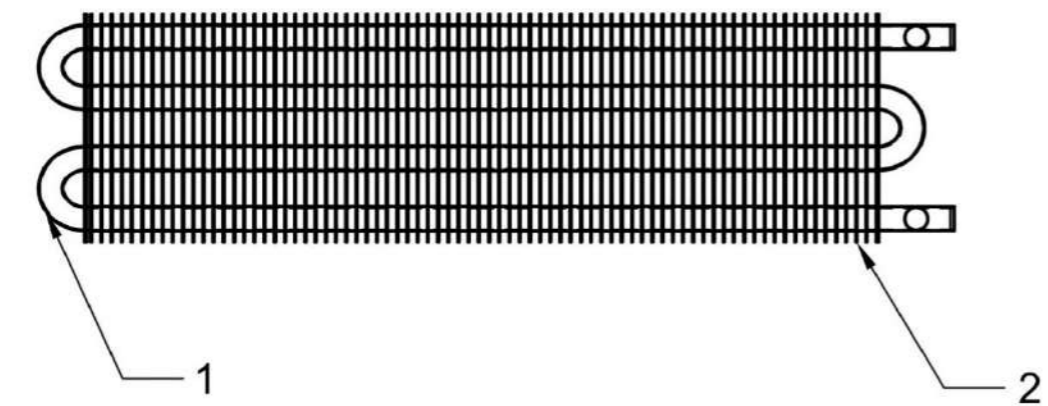
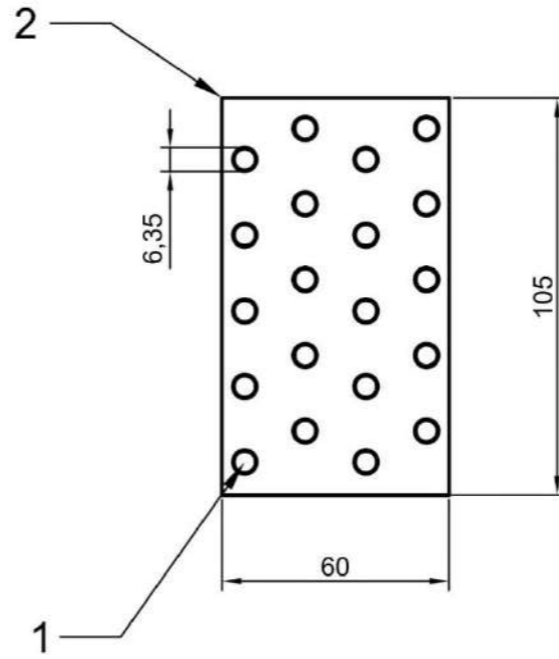


Rys. 39. Temperatura czynnika R290 na wyjściu skraplacza wysokotemperaturowego dla temperatury kondensacji 60 °C przy różnych wartościach nawiewanego i wywiewanego powietrza wentylacyjnego

0,2 2,5



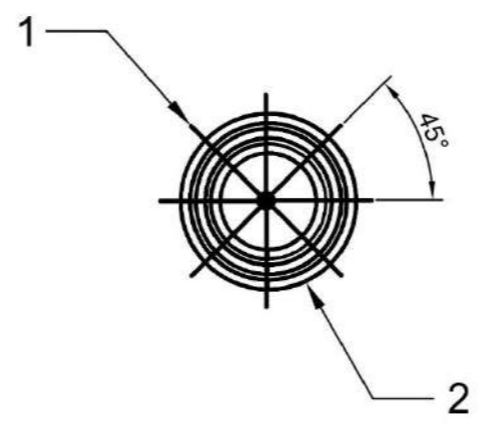
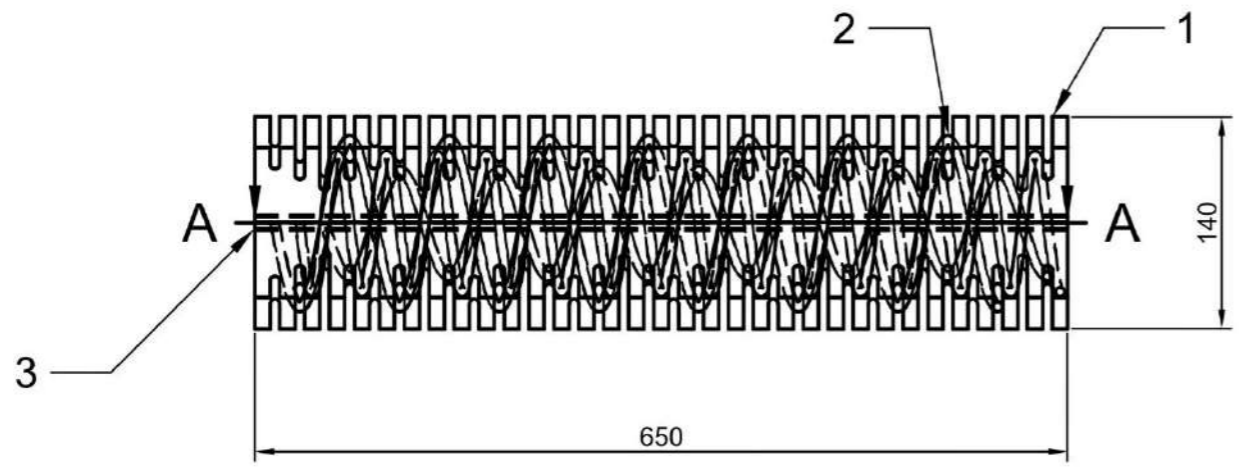
A-A (1:2)



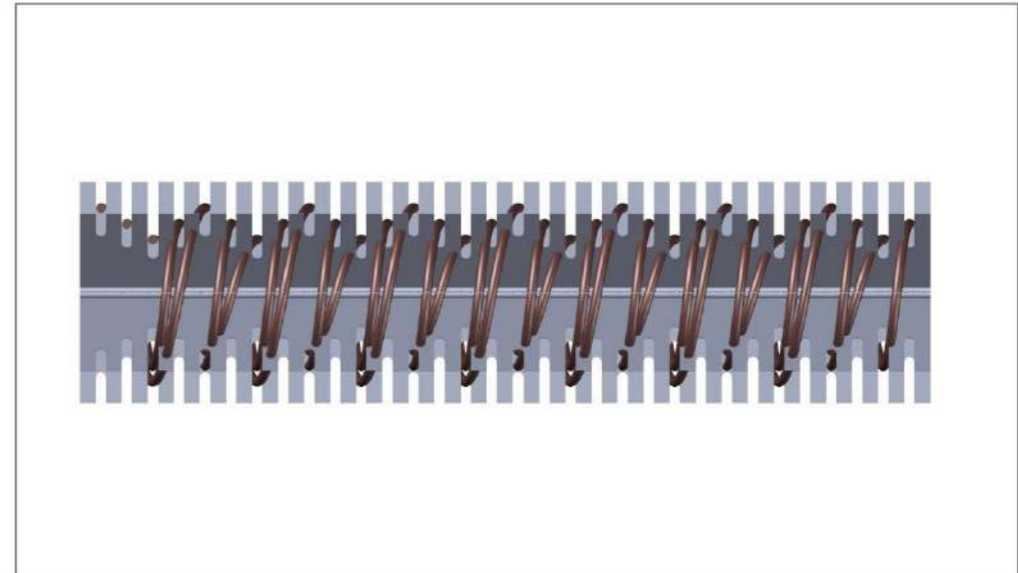
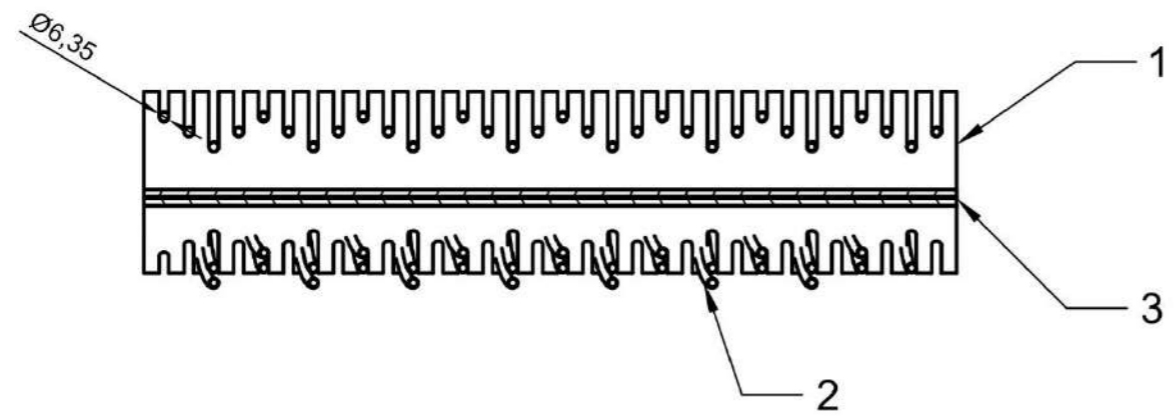
LEGENDA

- 1. Rurociąg chłodniczy
- 2. Lamel

	IMIE I NAZWISKO	DATA	TYTUL:	
WYK.	mgr inż. Anna Choma	17.11.2025	Lamelowy wymiennik ciepła	
SPRAWDZ.	dr hab. inż. Paweł Obstawski, prof. SGGW	17.11.2025		
Szkola Główna Gospodarstwa Wiejskiego w Warszawie			NR RYSUNKU	SKALA
			4	1:2
				A3
				1/1



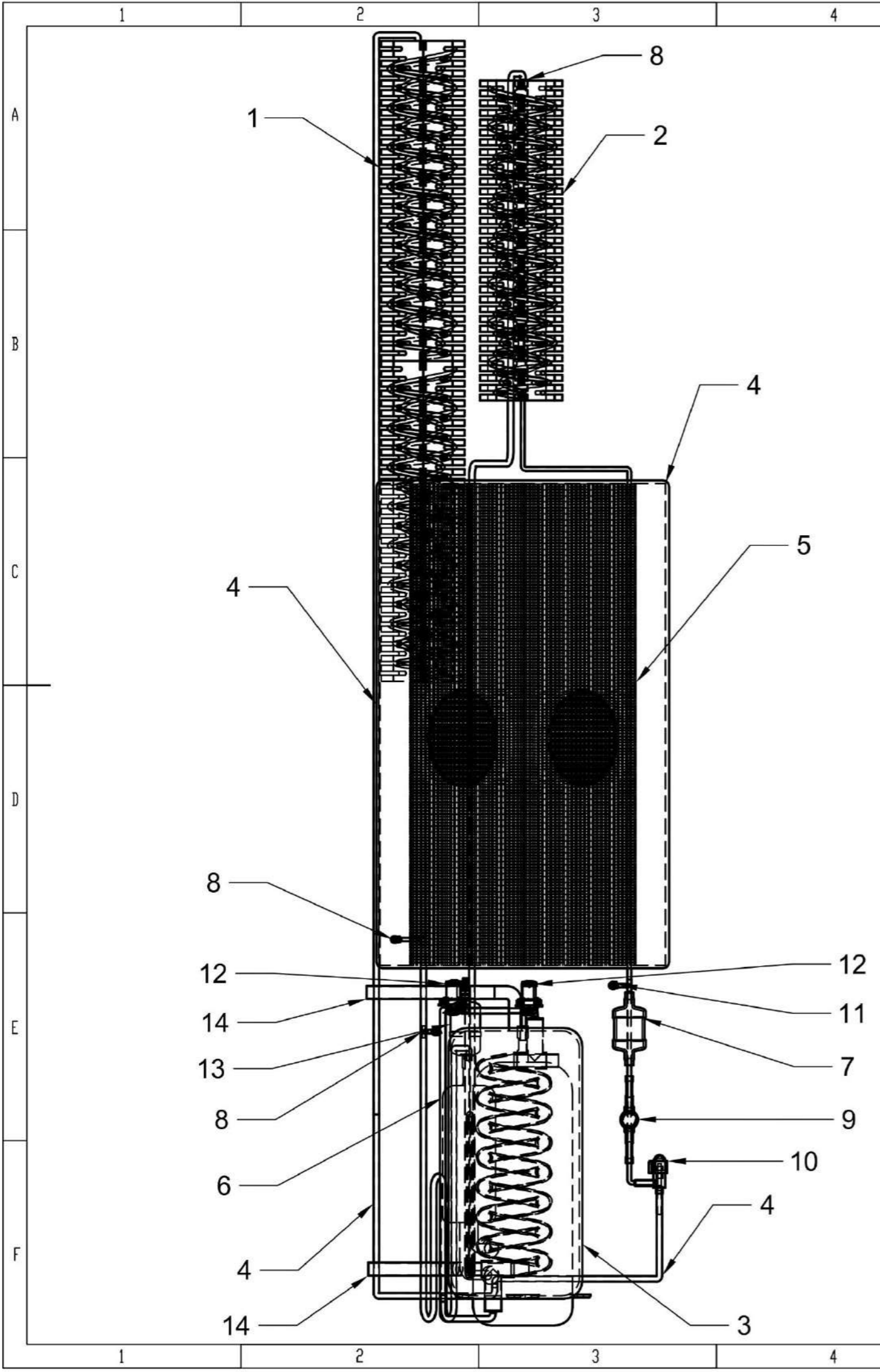
A-A (1:5)



LEGENDA

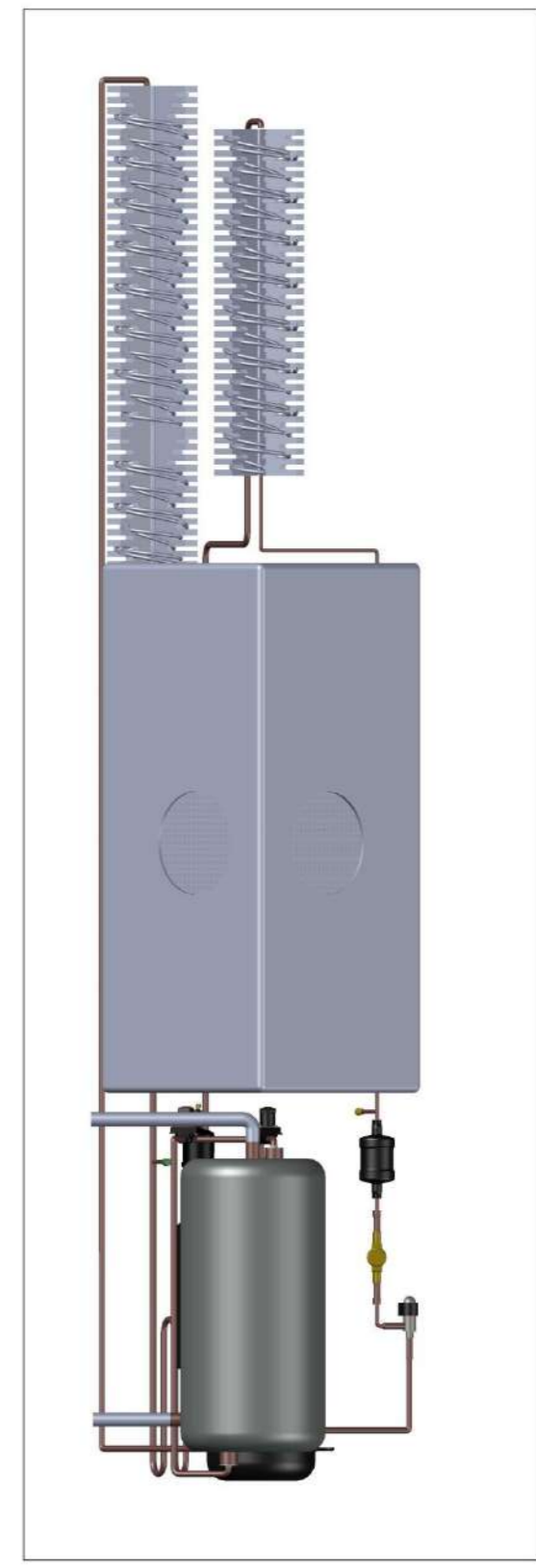
- 1. Grzebień
- 2. Rurociąg chłodniczy
- 3. Trzon grzebeni

	IMIE I NAZWISKO	DATA	TYTUL:		
WYK.	mgr inż. Anna Choma	17.11.2025	Grzebieniowy wymiennik ciepła		
SPRAWDZ.	dr hab. inż. Paweł Obstawski, prof. SGGW	17.11.2025			
Szkoła Główna Gospodarstwa Wiejskiego w Warszawie			NR RYSUNKU	5	SKALA
					1:5
					A3
					1/1



LEGENDA

- 1. Parownik
- 2. Skraplacz CO
- 3. Skraplacz CWU
- 4. Rurociąg chłodniczy
- 5. Rekuperator wentylacji mechanicznej
- 6. Sprężarka
- 7. Zbiornik ciecży
- 8. Presostat
- 9. Wziernik
- 10. Zawór rozprężny
- 11. Zawór Schredera
- 12. Elektrozawór
- 13. Filtr
- 14. Rurociąg CWU



	IMIE I NAZWISKO	DATA	TYTUL:		
WYK.	mgr inż. Anna Choma	17.11.2025	Hybrydowa pompa ciepła		
SPRAWDZ.	dr hab. inż. Paweł Obstawski, prof. SGGW	17.11.2025			
Szkoła Główna Gospodarstwa Wiejskiego w Warszawie			NR RYSUNKU	6	SKALA
					1:8
					A3
					1/1

15 Bibliografia

- [1] Rozporządzenie Ministra Infrastruktury z dnia 12 kwietnia 2002 r. z późniejszymi zmianami w sprawie warunków technicznych, jakim powinny odpowiadać budynki i ich usytuowanie (Dz.U. 2022 poz. 1225).
- [2] Dyrektywa 2002/91/WE Parlamentu Europejskiego i Rady z dnia 16 grudnia 2002 roku.
- [3] Dyrektywa Parlamentu Europejskiego i Rady 2010/31/UE z dnia 19 maja 2010 roku.
- [4] Rozporządzenie Parlamentu Europejskiego i Rady (UE) 517/2014 w sprawie fluorowanych gazów cieplarnianych. Dziennik Urzędowy Unii Europejskiej., L 150/195.
- [5] Karta charakterystyki „Propan techniczny”, BAŁTYKGAZ, WERSJA: 5.0/PL, Data aktualizacji: 26.01.2023.
- [6] PN-EN 378 "Instalacje chłodnicze i pompy ciepła - Wymagania dotyczące bezpieczeństwa i ochrony środowiska".
- [7] PN-EN 12831-1:2017-08 „Charakterystyka energetyczna budynków - Metoda obliczania projektowego obciążenia cieplnego”.
- [8] Rozporządzenie Ministra Infrastruktury i Rozwoju z dnia 3 czerwca 2014 r. w sprawie metodologii obliczania charakterystyki energetycznej budynku i lokalu mieszkalnego lub części budynku (Dz.U. 2014 poz. 888).
- [9] Dyrektywa 2002/91/WE Parlamentu Europejskiego i Rady z dnia 16 grudnia 2002 roku, Dziennik Urzędowy Wspólnot Europejskich. L 1/65.
- [10] Protokół z Kioto do Ramowej Konwencji Narodów Zjednoczonych w sprawie zmian klimatu, sporządzony w Kioto dnia 11 grudnia 1997 r. (Dz.U. 2005 nr 203 poz. 1684).
- [11] Ramowa konwencja Narodów Zjednoczonych w sprawie zmian klimatu, sporządzona w Nowym Jorku dnia 9 maja 1992 r. (Dz.U. 1996 nr 53 poz. 238).
- [12] Sprawozdanie z postępów działań UE na rzecz klimatu za 2021 r. Bruksela, dnia 26.10.2021 r. COM(2021) 960 final.

- [13] 40. Krajowy plan na rzecz klimatu na lata 2021-2030. Założenia i cele oraz polityki i działania. Ministerstwo Aktywów Państwowych. Wersja 4.1 z dn. 18.12.2019.
- [14] Raport rynkowy PORT PC: Pompy ciepła 2019 r., Kraków, 2019 r..
- [15] Alsabry, A., Szymański, K., & Backiel-Brzozowska, B. (2024). Analysis of the Energy, Environmental and Economic Efficiency of Multi-Family Residential Buildings in Poland. *Energies*, 17(9), 2057..
- [16] Kwiatkowski, J., & Rucińska, J. (2020). Estimation of energy efficiency class limits for multi-family residential buildings in Poland. *Energies*, 13(23), 6234..
- [17] Zaborowska, E. (2017). Charakterystyka energetyczna budynków mieszkalnych wielorodzinnych w perspektywie wymagań 2017–2021. *Rynek Instalacyjny*..
- [18] Gnyra, K. 2016: Systemy energetyki odnawialnej, Temat nr 3: Pompy ciepła, cz. 2, Budowa pompy ciepła, czynniki chłodnicze, regulacja mocy pompy ciepła, inne rodzaje pomp ciepła. Viessmann Akademia.
- [19] Gnyra, K. 2017: Systemy energetyki odnawialnej, Temat nr 2: Pompy ciepła, cz. 1, Rynek pomp ciepła i PV, zasada działania pompy ciepła, źródła ciepła, rodzaje pomp ciepła, sposób pracy pompy ciepła, wizualizacje pracy instalacji. Viessmann Akademia.
- [20] ABC pomp ciepła dla projektanta 02/2020, Galmet.
- [21] Rubik, M. (2021). Chłodnictwo i pompy ciepła. Grupa Medium Sp. zo. o..
- [22] Mania, T., & Kawa, J. (2016). Inżynieria instalacji pomp ciepła. Monografia pod redakcją A. Mrozińskiego. Bydgoszcz: Wydawnictwo Grafpol Agnieszka Blicharz-Krupińska.
- [23] BITZER (2014). Czynniki chłodnicze – raport. 18.
- [24] Szlachta, J. (1999). Niekonwencjonalne źródła energii. Wydawnictwo Akademii Rolniczej we Wrocławiu, Wrocław.
- [25] Lachman, P. (2015). O pompach ciepła „fizycznie”..., Zrozumieć pompę ciepła, czyli o zjawiskach fizycznych tu wykorzystywanych. *InstalReporter*, styczeń. 33-35.
- [26] Meggers, F., Guo, H., Teitelbaum, E., Aschwanden, G., Read, J., Houchois, N., ... & Calabrò, E. (2017). The Thermoheliodome—“Air conditioning” without

conditioning the air, using radiant cooling and indirect evaporation. *Energy and Buildings*, 157, 11-19.

- [27] Czajkowski, K., publikacja z dnia 30.05.2015, aktualizacja z dnia 08.11.2017: Jak działa pompa ciepła? - wyjaśnienie w 3 krokach. Portal Oszczędzanie Przez Ogrzewanie. Materiały informacyjne ze strony internetowej.
- [28] Lachman, P. (2012). COP dla pomp ciepła–wartości realne i te „niezwykłe” z prospektów reklamowych. *InstalReporter*, lipiec.
- [29] Lu, W., Zhao, C. Y., & Tassou, S. A. (2006). Thermal analysis on metal-foam filled heat exchangers. Part I: Metal-foam filled pipes. *International journal of heat and mass transfer*, 49(15-16), 2751-2761.
- [30] Than, S. T. M., Lin, K. A., & Mon, M. S. (2008). Heat exchanger design. *world academy of science, engineering and technology*, 46, 604-611.
- [31] Caputo, A. C., Pelagagge, P. M., & Salini, P. (2008). Heat exchanger design based on economic optimisation. *Applied thermal engineering*, 28(10), 1151-1159.
- [32] Ganorkar, A. B., & Kriplani, V. M. (2011). Review of heat transfer enhancement in different types of extended surfaces. *International Journal of Engineering Science and Technology*, 3(4), 3304-3313.
- [33] Zhao, C. Y., Lu, W., & Tassou, S. A. (2006). Thermal analysis on metal-foam filled heat exchangers. Part II: Tube heat exchangers. *International journal of heat and mass transfer*, 49(15-16), 2762-2770.
- [34] Chen, C. C., Huang, P. C., & Hwang, H. Y. (2013). Enhanced forced convective cooling of heat sources by metal-foam porous layers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 58(1-2), 356-373.
- [35] Ejlali, A., Ejlali, A., Hooman, K., & Gurgenci, H. (2009). Application of high porosity metal foams as air-cooled heat exchangers to high heat load removal systems. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 36(7), 674-679.
- [36] Hobler, T. (1979). *Ruch ciepła i wymienniki*. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne.

- [37] An-Matyjasik, X. Piwowarczyk, SZ. (2014). O budowie i żywotności i ... aspektach ekonomicznych, Sprężarki w pompach ciepła do c.w.u. Instalreporter, lipiec. 13-17.
- [38] Cao, J., Zheng, L., Peng, J., Wang, W., Leung, M. K., Zheng, Z., ... & Ji, J. (2023). Advances in coupled use of renewable energy sources for performance enhancement of vapour compression heat pump: A systematic review of applications to buildings, *Applied Energy*, 332, 120571.
- [39] Ning, Q., Sun, W., He, G., Cai, D., Li, X., & Zhang, Z. (2023). Investigation on improving the heating performance of a heat pump using a rotary compressor with vapor and two-phase injection. *Energy Conversion and Management*, 278, 116703.
- [40] Gajkowski, J. (2021). Adaptacyjny układ regulacji pracy sprężarkowej pompy ciepła (Doctoral dissertation).
- [41] Wojciechowski, A. (2013). Na przykładzie klimatyzatorów Midea, Elektronicznie sterowane zawory rozprężne kontra termostatyczne. Instalreporter, styczeń. 24-27.
- [42] Rubik, M. (1996). Pompy ciepła: poradnik. Branżowy Ośrodek Informacji Naukowej, Technicznej i Ekonomicznej "Instal".
- [43] WOLF (2010). Hocheffizienz-Waermepumpen, BWL-1A, BWL-1-I Luft/Wasser, BWS-1 Sole/Wasser. Planungsunterlage.
- [44] Hewalex. Czym jest koperta pracy sprężarki? Materiały informacyjne ze strony internetowej. <https://www.hewalex.pl/wiedza/porady/pompy/czym-jest-koperta-pracy-sprezarki/>.
- [45] Kołton. Instrukcja obsługi pompy ciepła Airkompakt.
- [46] Mroziński, A. (2023). Czy przyszłością są propanowe pompy ciepła? <https://www.linkedin.com/pulse/czy-przysz%C5%82o%C5%9Bci%C4%85-s%C4%85-propanowe-pompy-ciep%C5%82a-adam-mrozi%C5%84ski/?originalSubdomain=pl>.
- [47] Wang, X., Zhang, H., Cui, L., Wang, J., Lee, C., & Dong, Y. (2022). Simulation study of an open compression absorption heat pump in water and heat recovery of low-temperature and high-humidity flue gas. *Energy Conversion and Management*, 269, 116180.

- [48] Hou, G., Taherian, H., Song, Y., Jiang, W., & Chen, D. (2022). A systematic review on optimal analysis of horizontal heat exchangers in ground source heat pump systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 154, 111830.
- [49] Ermel, C., Bianchi, M. V., Cardoso, A. P., & Schneider, P. S. (2022). Thermal storage integrated into air-source heat pumps to leverage building electrification: A systematic literature review. *Applied Thermal Engineering*, 118975.
- [50] Liu, R., Salem, M., Rungamornrat, J., & Al-Bahrani, M. (2023). A comprehensive and updated review on the exergy analysis of ground source heat pumps. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 55, 102906.
- [51] Noye, S., Martinez, R. M., Carnieletto, L., De Carli, M., & Aguirre, A. C. (2022). A review of advanced ground source heat pump control: Artificial intelligence for autonomous and adaptive control. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 153, 111685.
- [52] Alpha-innoTec. Polska. Przewodnik po pompach ciepła.
- [53] Smuczyńska, M. (2013). Pompy ciepła powietrze-woda–praca na cele co i cwu. *Instal Reporter* (10).
- [54] WOLF 2015: Powietrzno-wodna pompa ciepła typu Split, BWL-1 S(B)-07/10/14. Dokumentacja techniczna.
- [55] Polska Organizacja Rozwoju Technologii Pomp Ciepła „Scenariusze elektryfikacji ogrzewania w budynkach jednorodzinnych w Polsce do 2030 roku”, Kraków, 2020 r..
- [56] Raport rynkowy PORT PC: Pompy ciepła 2024 r., Kraków 2024 r..
- [57] Raport rynkowy PORT PC: Pompy ciepła 2022 r., Kraków 2022 r..
- [58] <https://www.ehpa.org/>.
- [59] Kurpaska, S., & Latała, H. (2008). Efektywność pompy ciepła współpracującej w układzie hybrydowym z kolektorami słonecznymi. *Inżynieria Rolnicza*, 12(6 (104)), 97-104.
- [60] Hamdan, M. A., Al-Sayeh, A. I., & Jubran, B. A. (1992). Solar hybrid heating systems for greenhouses. *Applied Energy*, 41(4), 251-260.

- [61] Wienchol, P. (2018). Analiza energetyczna, ekologiczna i ekonomiczna współpracy odnawialnych źródeł energii z pompą ciepła. *Archiwum Instytutu Techniki Ciepłej*, 4, 127-151.
- [62] Vaishak, S., & Bhale, P. V. (2019). Photovoltaic/thermal-solar assisted heat pump system: Current status and future prospects. *Solar Energy*, 189, 268-284.
- [63] Ji, Q., He, H., Kennedy, S., Wang, J., Peng, Z., Xu, Z., & Zhang, Y. (2022). Design and evaluation of a wind turbine-driven heat pump system for domestic heating in Scotland. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 52, 101987.
- [64] Ozgener, O. (2010). Use of solar assisted geothermal heat pump and small wind turbine systems for heating agricultural and residential buildings. *Energy*, 35(1), 262-268.
- [65] Chua, K. J., Chou, S. K., & Yang, W. M. (2010). Advances in heat pump systems: A review. *Applied energy*, 87(12), 3611-3624.
- [66] Dziennik Urzędowy Unii Europejskiej L 153/1.: Dyrektywa Parlamentu Europejskiego i Rady 2010/30/UE z dnia 19 maja 2010 r. w sprawie wskazania poprzez etykietowanie oraz standardowe informacje o produkcji, zużycia energii oraz innych zasobów przez produkty związane z energią.
- [67] Rozporządzenie Parlamentu Europejskiego i Rady (UE) 2017/1369 z dnia 4 lipca 2017 r. ustanawiające ramy etykietowania energetycznego i uchylające dyrektywę 2010/30/UE. *Dziennik Urzędowy Unii Europejskiej* L 198/1.
- [68] Lachman, P. (2013). To trzeba wiedzieć!!! Etykiety energetyczne dla urządzeń grzewczych, czyli wielkie zmiany na rynku (cz.2). *InstalReporter*, maj. 50-55.
- [69] ROZPORZĄDZENIE DELEGOWANE KOMISJI (UE) NR 811/2013 z dnia 18 lutego 2013 r. uzupełniające dyrektywę Parlamentu Europejskiego i Rady 2010/30/UE (Dz.U. L 239 z 6.9.2013, s. 1).
- [70] ROZPORZĄDZENIE KOMISJI (UE) NR 813/2013 z dnia 2 sierpnia 2013 r. w sprawie wykonania dyrektywy Parlamentu Europejskiego i Rady 2009/125/WE w odniesieniu do wymogów dotyczących ekoprojektu dla ogrzewaczy pomieszczeń i ogrzewaczy wielofunkcyjnych.
- [71] PN-EN 14825:2022-11 Klimatyzatory, agregaty do chłodzenia cieczy oraz pompy ciepła ze sprężarkami napędzanymi elektrycznie, do ogrzewania i

chłodzenia pomieszczeń -- Badanie i ocena w warunkach częściowego obciążenia oraz obliczanie wydajności sezonowej.

- [72] PN-EN 14511-1-4:2023-02 Klimatyzatory, agregaty chłodzące ciecz i pompy ciepła do ogrzewania i chłodzenia pomieszczeń oraz agregaty procesowe, ze sprężarkami o napędzie elektrycznym.
- [73] Krzyścin, J., Rajewska-Więch, B., & Borkowski, J. (2020). Stan warstwy ozonowej nad Polską w okresie 1979-2018. *Przegląd Geofizyczny*.
- [74] Fahey, D. W., & Hegglin, M. I. (2010). Twenty questions and answers about the ozone layer: 2010 update. *Scientific assessment of ozone depletion*, 4-1.
- [75] Grzebielec, A., & Rusowicz, A. (2012). Kierunki rozwoju syntetycznych czynników chłodniczych w Europie. *Polska Energetyka Słoneczna*, (1-4), 45-49.
- [76] Skrzyniowska, D., & Sikorska-Bączek, R. (2007). CZYNNIKI ZIĘBNICZE NATURALNE JAKO PROEKOLOGICZNE W INSTALACJACH KLIMATYZACYJNYCH INŻYNIERII ŚRODOWISKA NATURAL REFRIGERANTS IN AIR CONDITIONING SYSTEMS.
- [77] IPCC, 2007: *Climate Change 2007: Impacts, Adaptation and Vulnerability. Contribution of Working Group II to the Fourth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change..*
- [78] IPCC, 2007: *Climate Change 2007: Synthesis Report. Contribution of Working Groups I, II and III to the Fourth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change.*
- [79] IPCC, 2014: *Climate Change 2014: Synthesis Report. Contribution of Working Groups I, II and III to the Fifth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change.*
- [80] McCarthy, J. J. (Ed.). (2001). *Climate change 2001: impacts, adaptation, and vulnerability: contribution of Working Group II to the third assessment report of the Intergovernmental Panel on Climate Change (Vol. 2)*. Cambridge University Press.
- [81] Pachauri, R. K., & Reisinger, A. (2007). *Climate change 2007: Synthesis report. Contribution of working groups I, II and III to the fourth assessment report of*

- the Intergovernmental Panel on Climate Change. Climate Change 2007, Working Groups I, II and III to the Fourth Assessment.
- [82] Pachauri, R. K., Allen, M. R., Barros, V. R., Broome, J., Cramer, W., Christ, R., ... & van Ypserle, J. P. (2014). Climate change 2014: synthesis report, Contribution of Working Groups I, II and III to the fifth assessment report of the Intergovernmental Panel on Climate Change (p. 151). Ipcc..
- [83] PROZON Fundacja Ochrony Klimatu, Materiały edukacyjne, www.prozon.org.pl.
- [84] Kozakiewicz, J., & Tomaszewska, A. (2022). Propozycja nowelizacji ustawy F-gazowej w UE– co to oznacza dla sektora chłodnictwa i klimatyzacji w Polsce?. *Chłodnictwo i Klimatyzacja*.
- [85] Halimic, E., Ross, D., Agnew, B., Anderson, A., & Potts, I. (2003). A comparison of the operating performance of alternative refrigerants. *Applied thermal engineering*, 23(12), 1441-1451.
- [86] Mota-Babiloni, A., Navarro-Esbrí, J., Barragán, Á., Molés, F., & Peris, B. (2014). Theoretical comparison of low GWP alternatives for different refrigeration configurations taking R404A as baseline. *International Journal of Refrigeration*, 44, 81-90.
- [87] Yu, C. C., & Teng, T. P. (2014). Retrofit assessment of refrigerator using hydrocarbon refrigerants. *Applied thermal engineering*, 66(1-2), 507-518.
- [88] Skrzypulec, W., Warczak, W., & Bednarczyk, G. (2008). Zamienniki dla czynnika R22-analiza porównawcza właściwości termodynamicznych. *Chłodnictwo i Klimatyzacja*, 88-93.
- [89] Hamera, A., Kowacz, M., Gil, B. (2018). Certyfikat F-gazy, PROZON Fundacja Ochrony Klimatu, Warszawa.
- [90] Proposal for a Regulation of the European Parliament and of the Council on fluorinated greenhouse gases.
- [91] Rozporządzenie Parlamentu Europejskiego i Rady (UE) 2024/573 z dnia 7 lutego 2024 r. w sprawie fluorowanych gazów cieplarnianych, zmieniające dyrektywę (UE) i uchylające rozporządzenie (UE) nr 517/2014.

- [92] Andrzejczyk, R., Muszynski, T., & Jakubowska, B. (2015). Nowe czynniki chłodnicze i zmiany w instalacjach chłodniczych. Cz. I. Przemysł Spożywczy, 9(69).
- [93] Devecioğlu, A. G., & Oruç, V. (2015). Characteristics of some new generation refrigerants with low GWP. *Energy Procedia*, 75, 1452-1457.
- [94] He, M. G., Song, X. Z., Liu, H., & Zhang, Y. (2014). Application of natural refrigerant propane and propane/isobutane in large capacity chest freezer. *Applied Thermal Engineering*, 70(1), 732-736.
- [95] Jena, S. K., Bose, S., & Patle, S. D. (2023). Comparison of the performance of propane (R290) and propene (R1270) as alternative refrigerants for cooling during expansion in a helical capillary tube: A CFD-based insight investigation, *International Journal of Refrigeration*, 146, 300-313.
- [96] Osmólski, J. (2015). Analiza wykorzystania nowych czynników chłodniczych o niskim współczynniku ocieplenia globalnego (Doctoral dissertation, Instytut Techniki Ciepłej).
- [97] Program Genetron Properties. Wersja 1.1.
- [98] Karta charakterystyki „R-600a”, BAŁTYKGAZ, Data wydania: 12/06/2020.
- [99] Kopeć, P., Łokietek, T. (2016). Czynniki palne w chłodnictwie i klimatyzacji, PROZON Fundacja Ochrony Klimatu, Warszawa.
- [100] Shen, B., Abdelaziz, O., Shrestha, S., & Elatar, A. (2018). Model-based optimizations of packaged rooftop air conditioners using low global warming potential refrigerants. *International Journal of Refrigeration*, 87, 106-117.
- [101] Saleem, S., Bradshaw, C. R., & Bach, C. K. (2022). Performance assessment of R1234ze (E) as a low GWP substitute to R410A in fin-and-tube heat exchangers. *International Journal of Refrigeration*, 134, 253-264.
- [102] Targański, W. (2016). Alternatywne syntetyczne czynniki chłodnicze. *Chłodnictwo i Klimatyzacja*, (1-2), 58-61.
- [103] Prabakaran, R., Lal, D. M., & Kim, S. C. (2023). A state of art review on future low global warming potential refrigerants and performance augmentation methods for vapour compression based mobile air conditioning system, *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 148(2), 417-449.

- [104] Paris Agreement. (2015, December). In report of the conference of the parties to the United Nations framework convention on climate change (21st session, 2015: Paris). Retrived December (Vol. 4, p. 2017).
- [105] European Environment Agency. Materiały infromacyjne.
<https://www.eea.europa.eu/pl>.
- [106] PN-EN IEC 60079 "Atmosfery wybuchowe".
- [107] PN-EN 60335 "Elektryczny sprzęt do użytku domowego i podobnego – Bezpieczeństwo użytkowania".
- [108] Dyrektywa 2014/68/UE - Dyrektywa w sprawie urządzeń ciśnieniowych (PED).
- [109] Dyrektywa 2014/34/UE - Dyrektywa urządzeń pracujących w atmosferze wybuchu ATEX.
- [110] Cavallini, A., Da Riva, E., & Del Col, D. (2010). Performance of a large capacity propane heat pump with low charge heat exchangers. *International Journal of Refrigeration*, 33(2), 242-250.
- [111] Hauswärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln von: Claudia Becker, Johanna Gloël, Jascha Moie, Edgar Timm, HEAT GmbH, Königstein Patrick Huth, Florian Koch, Christine Lützkendorf Deutsche Umwelthilfe (DUH), Berlin, 82/2022.
- [112] Constanze Bongs, Jeannette Wapler, Marek Miara, Stefan Hess, CHILLVENTA eSPECIAL 13.-15.10.2020. Conference materials..
- [113] Fernando, P., Palm, B., Lundqvist, P., & Granryd, E. (2004). Propane heat pump with low refrigerant charge: design and laboratory tests. *International journal of refrigeration*, 27(7), 761-773.
- [114] Tamaro, M., Montagud, C., Corberán, J. M., Mauro, A. W., & Mastrullo, R. (2017). Seasonal performance assessment of sanitary hot water production systems using propane and CO2 heat pumps. *International Journal of Refrigeration*, 74, 224-239.
- [115] Lystad, T. (1995). Testing of a heat pump with propane as working fluid..
- [116] Allahyarzadeh-Bidgoli, A., Dezan, D. J., & Yanagihara, J. I. (2020). COP optimization of propane pre-cooling cycle by optimal Fin design of heat

- exchangers: Efficiency and sustainability improvement. *Journal of Cleaner Production*, 271, 122585.
- [117] Rostamzadeh, H., Gholizadeh, T., Rostamzadeh, S., Vosoughi, S., & Farshad, A. A. (2021). Role of ejector expander in optimal inherently safety design of cascade NH₃/Propane/CO₂ vapor compression refrigeration systems, *Process Safety and Environmental Protection*, 146, 745-762.
- [118] Jena, S. K., Bose, S., & Patle, S. D. (2023). Comparison of the performance of propane (R290) and propene (R1270) as alternative refrigerants for cooling during expansion in a helical capillary tube: A CFD-based insight investigation, *International Journal of Refrigeration*, 146, 300-313.
- [119] Ally, M. R., & Abdelaziz, O. (2018). AMMONIA AND PROPANE AS NATURAL REFRIGERANTS FOR HEAT PUMP APPLICATIONS. Oak Ridge National Lab.(ORNL), Oak Ridge, TN (United States).
- [120] Wongwises, S., & Chimres, N. (2005). Experimental study of hydrocarbon mixtures to replace HFC-134a in a domestic refrigerator. *Energy conversion and management*, 46(1), 85-100.
- [121] Nawaz, K., Shen, B., Elatar, A., Baxter, V., & Abdelaziz, O. (2017). R290 (propane) and R600a (isobutane) as natural refrigerants for residential heat pump water heaters. *Applied Thermal Engineering*, 127, 870-883.
- [122] Kong, X., Zhang, M., Yang, Y., Li, Y., & Wang, D. (2020). Comparative experimental analysis of direct-expansion solar-assisted heat pump water heaters using R134a and R290. *Solar Energy*, 203, 187-196.
- [123] Maclaine-Cross, I. L., & Leonardi, E. (1997). Why hydrocarbons save energy. *AIRAH journal*, 51, 33-38.
- [124] Muliawan, R., Pasek, A. D., Lukitobudi, A. R., & Sutandi, T. (2020, April). Effect of leakage on refrigerant distribution in an air conditioned room using propane as working fluid. In *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, (Vol. 830, No. 4, p. 042023). IOP Publishing.
- [125] Granryd, E. (2001). Hydrocarbons as refrigerants—an overview. *International journal of refrigeration*, 24(1), 15-24.
- [126] Grzebielec, A., Rusowicz, A., & Szelaḡowski, A. (2017). Zastosowanie czynnika chłodniczego R290 (propan) w instalacjach klimatyzacyjnych typu

split w aspekcie bezpieczeństwa przeciwwybuchowego. Zeszyty Naukowe SGSP/Szkoła Główna Służby Pożarniczej, (61 (tom 1)(1)), 107-119.

- [127] Rusowicz, A., Grzebielec, A., & Ruciński, A. (2014). Ocena zagrożeń związanych z wykorzystywaniem naturalnych czynników chłodniczych. *Logistyka*, (5), 1310-1316.
- [128] Saleh, B., & Wendland, M. (2006). Screening of pure fluids as alternative refrigerants. *International journal of refrigeration*, 29(2), 260-269.
- [129] Han, Y., Liu, Y., Li, M., & Huang, J. (2012). A review of development of micro-channel heat exchanger applied in air-conditioning system. *Energy Procedia*, 14, 148-153.
- [130] Denkenberger, D. C., Brandemuehl, M. J., Pearce, J. M., & Zhai, J. (2012). Expanded microchannel heat exchanger: design, fabrication, and preliminary experimental test., *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 226(4), 532-544.
- [131] Deng, Y., Menon, S., Lavrich, Z., Wang, H., & Hagen, C. L. (2017). Design, simulation, and testing of a novel micro-channel heat exchanger for natural gas cooling in automotive applications. *Applied thermal engineering*, 110, 327-334.
- [132] Stawecki, K. (2011). Wymienniki ciepła MCHE i MPHE Danfoss. *Chłodnictwo i Klimatyzacja*, (6), 28-31.
- [133] Yoo, J. W., Nam, C. W., & Yoon, S. H. (2022). Experimental study of propane condensation heat transfer and pressure drop in semicircular channel printed circuit heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 182, 121939.
- [134] Pamitran, A. S., Novianto, S., Mohd-Ghazali, N., & Koestoer, R. A. (2020). Flow pattern of two-phase flow boiling with heat transfer and pressure drop using natural refrigerant (propane) in microchannel..
- [135] McLellan, J. (2015). *Modelling and Optimization Methods for a Microchannel Heat Exchanger* (Doctoral dissertation, Carleton University).
- [136] Li, H., & Hrnjak, P. (2015). An experimentally validated model for microchannel heat exchanger incorporating lubricant effect. *International journal of refrigeration*, 59, 259-268.

- [137] Śmierciew, K. (2018). Wybrane zagadnienia cieplno-przepływowe urządzeń stosowanych w technice chłodniczej i ciepłej w ujęciu numerycznym i eksperymentalnym. Oficyna Wydawnicza Politechniki Białostockiej.
- [138] Kaczmarczyk, O., & Mikielwicz, J. (2015). Studium nad łączeniem mikrokanalikowych wymienników ciepła w wymiennik integralny. *Rocznik Ochrona Środowiska*, 17.
- [139] Gagan, J., Śmierciew, K. L., Butrymowicz, D., Dudar, A., & Łukaszuk, M. (2017). Propan w minikanalowym wymienniku ciepła. Badania wymiany ciepła przy skraplaniu i wrzeniu. *Chłodnictwo i Klimatyzacja*, (11).
- [140] Adamicki, F., Grzegorzewska, M., & Badełek, E. Nowoczesne technologie dla sektora rolno-spożywczego przy ograniczonej emisji gazów cieplarnianych. Nr archiwalny: NEWTECH/POIG-IW./1.1, 1.
- [141] Gagan, J., Butrymowicz, D., & Dudar, A. (2017). Experimental investigations of propane minichannel condenser and evaporator.
- [142] Del Col, D., Bortolato, M., & Bortolin, S. (2014). Comprehensive experimental investigation of two-phase heat transfer and pressure drop with propane in a minichannel. *International Journal of Refrigeration*, 47, 66-84.
- [143] Bačlić, B. S. (1997). 1-(2N-1) Shell-and-tube exchanger effectiveness: explicit equations. *Heat and mass transfer*, 33(1-2), 163-165.
- [144] Sekulic, D. P., Shah, R. K., & Pignotti, A. (1999). A review of solution methods for determining effectiveness-NTU relationships for heat exchangers with complex flow arrangements.
- [145] Bejan, A. (2013). *Convection heat transfer*. John Wiley & sons.
- [146] Kim, Y. H., Kim, Y. C., Kim, J. R., & Sin, D. S. (2004). Effects of fin and tube alignment on the heat transfer performance of finned-tube heat exchangers with large fin pitch.
- [147] Ameel, B., Degroote, J., T'Joel, C., De Jaeger, P., Huisseune, H., De Schampheleire, S., ... & De Paepe, M. (2013), Optimization of X-shaped louvered fin and tube heat exchangers while maintaining the physical meaning of the performance evaluation criterion. *Applied thermal engineering*, 58(1-2), 136-145.

- [148] Ribeiro, G. B., & Barbosa Jr, J. R. (2013). Comparison of metal foam and louvered fins as air-side heat transfer enhancement media for miniaturized condensers. *Applied thermal engineering*, 51(1-2), 334-337.
- [149] Wołoszyn, J. (2016). Badanie wpływu wybranych parametrów konstrukcyjnych i materiałowych na głębokość otworowego wymiennika ciepła. *Modelowanie Inżynierskie*, 27(58), 139-144.
- [150] Bejan, A., Lorente, S., Martins, L., & Meyer, J. P. (2017). The constructal size of a heat exchanger. *Journal of Applied Physics*, 122(6).
- [151] Yuanyang, C. (2021). Pressure drop control method and application research of domestic lamella heat exchanger in continuous reforming unit. *Petroleum Refinery Engineering*, 51(7), 42.
- [152] González, A. M., Vaz Jr, M., & Zdanski, P. S. B. (2019). A hybrid numerical-experimental analysis of heat transfer by forced convection in plate-finned heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, 148, 363-370.
- [153] Fakheri, A. (2010). Second law analysis of heat exchangers.
- [154] Tassou, S. A., & Grace, I. N. (2005). Fault diagnosis and refrigerant leak detection in vapour compression refrigeration systems. *International journal of refrigeration*, 28(5), 680-688.
- [155] Zhang, W., Yang, Z., Li, J., Ren, C. X., Lv, D., Wang, J., ... & Wu, W. (2013). Research on the flammability hazards of an air conditioner using refrigerant R-290. *International Journal of Refrigeration*, 36(5), 1483-1494.
- [156] Ramesha, D. K., Kiran, S., & Kushal, K. (2018). An overview of propane based domestic refrigeration systems. *Materials Today: Proceedings*, 5(1), 1599-1606.
- [157] Dawidowicz, B. (2008). Badania wrzenia w przepływie wewnątrz rurek z powłoką porowatą wybranych czynników chłodniczych i ich mieszanin z olejem. *Praca Doktorska, Politechnika Gdańska, Gdańsk*.
- [158] Ganorkar, A. B., & Kriplani, V. M. (2011). Review of heat transfer enhancement in different types of extended surfaces. *International Journal of Engineering Science and Technology*, 3(4), 3304-3313.
- [159] Chen, C. C., Huang, P. C., & Hwang, H. Y. (2013). Enhanced forced convective cooling of heat sources by metal-foam porous layers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 58(1-2), 356-373.

- [160] Fakheri, A., & Leanos, A. (2011, January). Optimization of Heat Exchanger Networks. In ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition (Vol. 54921, pp. 1439-1446).
- [161] Karmo, D., Ajib, S., & Al Khateeb, A. (2013). New method for designing an effective finned heat exchanger. *Applied thermal engineering*, 51(1-2), 539-550.
- [162] Bilirgen, H., Dunbar, S., & Levy, E. K. (2013). Numerical modeling of finned heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, 61(2), 278-288.
- [163] Siódmiak, T., Siódmiak, J., Mastalerz, R., Kocot, N., Dulęba, J., Haraldsson, G. G., ... & Marszał, M. P. (2023). Climatic Chamber Stability Tests of Lipase-Catalytic Octyl-Sepharose Systems. *Catalysts*, 13(3), 501.
- [164] Stubberud, L., Arwidsson, H. G., & Graffner, C. (1995). Water-solid interactions: I. A technique for studying moisture sorption/desorption. *International journal of pharmaceutics*, 114(1), 55-64.
- [165] Siódmiak, T., Dulęba, J., Haraldsson, G. G., Siódmiak, J., & Marszał, M. P. (2023). The Studies of Sepharose-Immobilized Lipases: Combining Techniques for the Enhancement of Activity and Thermal Stability. *Catalysts*, 13(5), 887.
- [166] Sitzia, F., Lisci, C., Pires, V., Alves, T., & Mirão, J. (2023). Laboratorial simulation for assessing the performance of slates as construction materials in cold climates. *Applied Sciences*, 13(5), 2761.
- [167] Palani, H., & Karatas, A. (2023). Innovative environmental chamber construction for accurate thermal performance evaluation of building envelopes in varied climates. *Buildings*, 13(5), 1259.
- [168] Hall, M. R. (2007). Assessing the environmental performance of stabilised rammed earth walls using a climatic simulation chamber. *Building and environment*, 42(1), 139-145.
- [169] Debauche, O., Mahmoudi, S., Mahmoudi, S. A., Manneback, P., & Lebeau, F. (2020). Edge computing and artificial intelligence semantically driven. application to a climatic enclosure. *Procedia Computer Science*, 175, 542-547.
- [170] Zenati, A., Desprez, P., & Razik, H. (2010, November). Estimation of the SOC and the SOH of li-ion batteries, by combining impedance measurements with the fuzzy logic inference.

- [171] Szabó, R., Gontean, A., & Lie, I. (2011, November). Temperature and climate chamber automated control. In 2011 IEEE 12th International Symposium on Computational Intelligence and Informatics (CINTI) (pp. 155-159). IEEE.
- [172] Sollinger, S., Levsen, K., & Wunsch, G. (1994). Indoor pollution by organic emissions from textile floor coverings: climate test chamber studies under static conditions. *Atmospheric Environment*, 28(14), 2369-2378.
- [173] Aldag, N., Gunschera, J., & Salthammer, T. (2017). Release and absorption of formaldehyde by textiles. *Cellulose*, 24, 4509-4518.
- [174] Zhang, Y., Chen, H., Wang, J., & Meng, Q. (2016). Thermal comfort of people in the hot and humid area of China—impacts of season, climate, and thermal history. *Indoor Air*, 26(5), 820-830.
- [175] Hollander, J. L., & Yeostros, S. J. (1963). The effect of simultaneous variations of humidity and barometric pressure on arthritis. *Bulletin of the American Meteorological Society*, 44(8), 489-494.
- [176] Rao, G. B., & Parthiban, A. (2023). Study on cold room enhancements for commercial applications-Review. *Materials Today: Proceedings*, 80, 2505-2512.
- [177] Vladykin, I. R., Vladykina, E. I., Litvinyuk, A. A., Kasatkina, N. Y., & Kasatkin, V. V. (2023). Mathematical modeling of the temperature regime in industrial premises. In *E3S Web of Conferences* (Vol. 390, p. 06008). EDP Sciences.
- [178] PN-EN 16855-1:2017-05 "Modułowe komory chłodnicze -- Definicja, charakterystyka izolacyjności cieplnej i metody badań -- Część 1: Prefabrykowane komory chłodnicze".
- [179] PN-EN 16855-2:2019-03 "Modułowe komory chłodnicze -- Definicja, charakterystyka izolacyjności cieplnej i metody badań -- Część 2: Niestandardowe komory chłodnicze".
- [180] PN-EN IEC 60068-3-5:2018-06 "Badania środowiskowe -- Część 3-5: Dokumentacja pomocnicza i wytyczne -- Potwierdzanie osiągnięć komór temperaturowych".

- [181] Gil, B., Szczepanowska, A., & Rosiek, S. (2021). New HFC/HFO blends as refrigerants for the vapor-compression refrigeration system (VCRS). *Energies*, 14(4), 946.
- [182] Ascani, M. (2011). U.S. Patent No. 8,020,389. Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office.
- [183] Bejarano, G., Rodríguez, D., Alfaya, J. A., Gil, J. D., & Ortega, M. G. (2018). Optimization and cascade robust temperature control of a refrigerated chamber. *IFAC-PapersOnLine*, 51(25), 110-115.
- [184] Kravchenko, M. B., & Kokul, S. V. (2023). A new approach to optimization of mixed refrigerant composition. *Journal of Chemistry and Technologies*, 31(2), 368-375.
- [185] Krider, J., & Nguyen, H. (2007). A Temperature-Controlled Chamber Based on Vortex Cooling (No. FERMILAB-PUB-07-604-E). Fermi National Accelerator Lab.(FNAL), Batavia, IL (United States).
- [186] Muñoz Guatibonza, J. A. (2018). Diseño de una cámara climatizada, automatizada, con manejo de información por telemetría y condiciones operativas controladas para pruebas de equipos y materiales.
- [187] Jianbing, C. H. E. N., Bolin, L. I. U., Wanhua, C. H. E. N., Daxiong, L. I. A. O., & Huan, L. A. I. (2022). Key technology for model access system in cryogenic wind tunnel. *Journal of Experiments in Fluid Mechanics*, 36(1), 37-43.
- [188] Rata, G., & Rata, M. (2016, October). Temperature control solution with PLC. In 2016 International Conference and Exposition on Electrical and Power Engineering (EPE) (pp. 571-575). IEEE.
- [189] Yang, J. Intelligent design of cold storage room system based on low temperature process. *Applied Mathematics and Nonlinear Sciences*, 9(1).
- [190] Yu, J. J., & Wu, S. (2012). The Design of Temperature Control System in Climatic Chamber Based on PLC and PC. *Applied Mechanics and Materials*, 148, 413-417.
- [191] Ascani, M. (2011). U.S. Patent No. 8,020,389. Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office.

- [192] Jensen, J. K., Kærn, M. R., Pedersen, P. H., & Markussen, W. B. (2021). Comparison of compressor control strategies for energy efficient refrigerated counters. *International Journal of Refrigeration*, 126, 1-11.
- [193] Chuang, H. C., Guo, M. L., Liao, Z. H., & Lee, C. T. (2020). Double-feedback control with stepless variable speed driving technology by sensing refrigerant pressure and indoor temperature applied to air conditioning system. *Energy and Buildings*, 218, 1100.
- [194] Baca, R. G., Miller, K. M., & Shipley, K. L. (1990). A central refrigeration system to support multiple environmental test chambers: Design, development, and evaluation (No. SAND-89-0629). Sandia National Lab.(SNL-NM), Albuquerque, NM (United States).
- [195] Saleem, S., Sarfraz, O., Bradshaw, C. R., & Bach, C. K. (2020). Development of novel experimental infrastructure for collection of high-fidelity experimental data for refrigerant to air heat exchangers. *International Journal of Refrigeration*, 114, 189-200.
- [196] Michalak, P. (2021). Annual energy performance of an air handling unit with a cross-flow heat exchanger. *Energies*, 14(6), 1519.
- [197] Galiszewska, B., & Zender-Świercz, E. (2023). Heat recovery using PCM in decentralised façade ventilation. *Energies*, 16(8), 3310.
- [198] Vereecken, E., Prignon, M., Tilmans, A., & De Mets, T. (2023, June). HAMSTER Test Facility–Features and future Potential of a unique bi-climatic Chamber. In *NSB 2023-Book of Technical Papers: 13th Nordic Symposium on Building Physics..*
- [199] Yau, Y. H., & Ding, L. C. (2012). Empirical study of horizontal two-row heat pipe heat exchanger in tropical climates. *Journal of the Energy Institute*, 85(1), 50-56.
- [200] Siódmiak, T., Siódmiak, J., Mastalerz, R., Kocot, N., Dulęba, J., Haraldsson, G. G., ... & Marszałł, M. P. (2023). Climatic Chamber Stability Tests of Lipase-Catalytic Octyl-Sepharose Systems. *Catalysts*, 13(3), 501.
- [201] Palani, H., & Karatas, A. (2023). Innovative environmental chamber construction for accurate thermal performance evaluation of building envelopes in varied climates. *Buildings*, 13(5), 1259.

- [202] Makowska-Woźniak, I. (2014). Badanie rozkładu oraz analiza jakości regulacji temperatury i wilgotności powietrza w przestrzeni roboczej komór klimatycznych. *Pomiary Automatyka Kontrola*, 60.
- [203] Chiumenti, R., Donantoni, L., & Guercini, S. (2022). Natural versus mechanical ventilation: A comparison study between two fattening piggeries carried out in summer. In *Agricultural Engineering Volume 2: Agricultural Buildings* (pp. 1321-1329). CRC Press.
- [204] PN-83/B-03430/Az3:2000.
- [205] PN-EN 16798-1:2019-06.
- [206] PRO-VENT. Vademecum wentylacji mechanicznej Pro-Vent w budynkach jedno- i wielorodzinnych.
- [207] Małecki, Z. J., & Małecka, I. (2012). Leksykon ważniejszych pojęć i terminów-wentylacja i klimatyzacja. *Zeszyty Naukowe. Inżynieria Lądowa i Wodna w Kształtowaniu Środowiska*, 91-96.
- [208] Koczyk, H., & Bandurski, K. (2012). Wpływ rodzaju wentylacji na zużycie energii przez budynek i komfort cieplny mieszkańców. *Czasopismo Techniczne. Budownictwo*, 109(2-B), 213-221.
- [209] Pham, T., Brochard, L. J., & Slutsky, A. S. (2017, September). Mechanical ventilation: state of the art. In *Mayo Clinic Proceedings* (Vol. 92, No. 9, pp. 1382-1400). Elsevier.
- [210] Tobin, M. J. (2006). *Principles and practice of mechanical ventilation*.
- [211] Chen, D. (2011). Periodically reversible supply/exhaust ventilation strategy. *Building and Environment*, 46(12), 2590-2597.
- [212] Yi, K. W., Kim, Y. I., & Bae, G. N. (2016). Effect of air flow rates on concurrent supply and exhaust kitchen ventilation system. *Indoor and Built Environment*, 25(1), 180-190.
- [213] Pisarev, V., Mamroł, A., & Pasierb, A. (2007). Współczesne kierunki rozwoju i modernizacji wentylacji pomieszczeń. *Zeszyty Naukowe Politechniki Rzeszowskiej. Budownictwo i Inżynieria Środowiska*, 81-88.

- [214] Szelański, A. (2015). Analiza energetyczna zastosowania odzysku ciepła na przykładzie domu jednorodzinnego. *Polska Energetyka Słoneczna*, (1-4), 41-46.
- [215] Staniszewski, D., & Targański, W. (2007). Odzysk ciepła w instalacjach chłodniczych i klimatyzacyjnych. IPPU MASTA.
- [216] System energooszczędnej klimatyzacji GEO-KLIMAT. Artykuł promocyjny. Materiały informacyjne ze strony internetowej:
<https://www.homekoncept.com.pl/poczytaj/artykul/co-to-jest-rekuperacja-i-jakie-sa-korzysci-z-jej-stosowania/>.
- [217] Kurowski, K., Kondraciuk, M. (2020). Jak spełnić wymagania, jakim powinny odpowiadać budynki od 2021 roku? Ogrzewanie i wentylacja w warunkach technicznych, Poradnik dla architektów, projektantów i inwestorów, Porozumienie Branżowe Na Rzecz Efektywności Energetycznej POBE Wydanie I, Kraków.
- [218] Lachman, P. (2014). Szczelne budynki: niekontrolowana i kontrolowana wentylacja (cz. 2). *InstalReporter*, marzec. 9-14.
- [219] Targański, W. (2009). Odzysk ciepła-przegląd metod. Cz. 1.
- [220] Muliawan, R., Pasek, A. D., Lukitobudi, A. R., & Sutandi, T. (2020, April). Effect of leakage on refrigerant distribution in an air conditioned room using propane as working fluid. In *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, (Vol. 830, No. 4, p. 042023). IOP Publishing.