

Symulacyjna ocena efektywności powietrznej pompy ciepła w referencyjnym budynku jednorodzinnym metodą Monte Carlo – analiza sezonowej efektywności energetycznej i ryzyka kosztowego

Monte Carlo simulation study of air-source heat pump performance in a reference single-family building: seasonal efficiency analysis and cost risk evaluation

GRZEGORZ BARTNICKI, MAGDALENA WALCZAK

DOI: 10.17512/INSTAL.2026.10.01

Rzeczywista efektywność eksploatacyjna powietrznych pomp ciepła odbiega od wartości certyfikowanych, a rozbieżność ta, określana jako luka wydajnościowa, bywa w badaniach polowych raportowana na poziomie 24-30%. Celem pracy jest ilościowe rozłożenie tej luki na składniki oraz wskazanie, które z nich wynikają z fizyki pracy urządzenia, a które z przyjętej granicy bilansowej i założeń obliczeniowych. Zastosowano autorski dobrowy model quasi-ustalony pompy ciepła, zaimplementowany w środowisku R i połączony z symulacją Monte Carlo o 5000 iteracjach. Chwilowy współczynnik efektywności wyznaczany jest ze sprawności odniesionej do obiegu Carnota, kalibrowanej do certyfikowanej mapy producenta. Model zasilały dobrowe dane meteorologiczne IMGW ze stacji Wrocław-Strachowice za lata 2020–2025. Bilans ciepłej wody użytkowej uszczegółowiono sezonowym modelem temperatury wody wodociągowej oraz stochastycznym modulem nieobecności. Referencję stanowi wskaźnik sezonowy wyznaczony zaadaptowaną metodą binową według PN-EN 14825, na tym samym ciągu meteorologicznym i tej samej mapie wydajności. Luka wydajnościowa nie jest pojedynczą liczbą, lecz funkcją przyjętego poboru pomocniczego: wynosi 2,7% przy poborze zerowym, 5,3% przy 15 W, 10,9% przy przyjętych 50 W i 17,7% przy 100 W, przy czym dla roku 2025 i wartości przyjętej w modelu mieści się w sześcioleciu 2020-2025 w przedziale 10,1-13,9%. Dominującą składową różnicy jest bilans energii pomocniczej, przy przyjętych 50 W odpowiadający za 74% luki, przy czym pobór pomocniczy zmierzono w części postojowej, natomiast poboru osprzętu w godzinach pracy sprężarki licznik nie wyodrębnia. Wielkością wymagającą pomiaru jest zatem sam pobór pomocniczy, a nie luka wydajnościowa jako taka. Mediany sezonowego wskaźnika efektywności netto mieszczą się w przedziale 2,99-3,40. Roczne koszty eksploatacji mieszczą się między 5. a 95. percentylem w przedziale 5684-6227 zł przy medianie 5945 zł, a ich rozrzut pochodzi głównie ze zmienności jakości wykonania instalacji. Model porównano z pomiarem z rzeczywistej instalacji w oknie 226 dób sezonu grzewczego: na granicy bilansowej jednostki wskaźnik zmierzony wynosi 3,0960 wobec mediany modelowej 3,1538, a więc o 1,87% niżej. Głównym ograniczeniem pracy pozostaje dobrowy krok czasowy, który nie odtwarza taktowania sprężarki ani godzinowych szczytów zapotrzebowania. Przedstawione wyniki dotyczą przyjętego budynku referencyjnego i analizowanych scenariuszy, nie zaś efektywności konkretnej instalacji.

Słowa kluczowe: pompa ciepła powietrze/woda, symulacja stochastyczna (Monte Carlo), sezonowy wskaźnik efektywności (SCOP), luka wydajnościowa, ciepła woda użytkowa (c.w.u.), ryzyko kosztowe eksploatacji

The in-use efficiency of air-source heat pumps departs from certified values, and this discrepancy, referred to as the performance gap, is reported in field studies at a level of 24-30%. The aim of the work is to decompose that gap quantitatively into its components and to indicate which of them follow from the physics of the unit and which from the adopted balance boundary and computational assumptions. An original daily quasi-steady heat pump model was applied, implemented in R and coupled with a Monte Carlo simulation of 5000 iterations. The instantaneous coefficient of performance is derived from an efficiency referred to the Carnot cycle, calibrated to the manufacturer's certified map. The model is driven by daily IMGW meteorological data from the Wrocław-Strachowice station for 2020-2025. The domestic hot water balance was refined with a seasonal mains water temperature model and a stochastic absence module.

dr inż. Grzegorz Bartnicki ORCID: 0000-0002-4482-6950, Katedra Klimatyzacji, Ogrzewnictwa, Gazownictwa i Ochrony Powietrza, Wydział Inżynierii Środowiska, Politechnika Wrocławska, ul. Norwida 4/6, 50-370 Wrocław; mgr inż. Magdalena Walczak ORCID: 0009-0009-3955-2965, Wydział Inżynierii Środowiska, Politechnika Wrocławska, Wybrzeże Wyspiańskiego 27, 50-370 Wrocław Poland
Autor korespondencyjny: e-mail: grzegorz.bartnicki@pwr.edu.pl

Data zgłoszenia: 27.07.2026. Data przyjęcia: 22.09.2026. Data publikacji: 20.10.2026

The reference is a seasonal performance indicator determined by an adapted bin method according to PN-EN 14825, on the same meteorological series and the same performance map. The performance gap is not a single figure but a function of the assumed auxiliary draw: it amounts to 2.7% at zero draw, 5.3% at 15 W, 10.9% at the assumed 50 W and 17.7% at 100 W, and for the year 2025 and the value assumed in the model it lies within 10.1–13.9% over the six-year period 2020-2025. The dominant component of the difference is the auxiliary energy balance, which at the assumed 50 W accounts for 74% of the gap, the auxiliary draw having been measured in its standstill part, while the draw of ancillaries during compressor operation is not separated by the meter. The quantity that requires measurement is therefore the auxiliary draw itself, and not the performance gap as such. Median net seasonal coefficients of performance lie within 2.99-3.40. Annual operating costs lie between the 5th and the 95th percentile within 5,684-6,227 PLN at a median of 5,945 PLN, and their spread originates chiefly from the variability of installation workmanship. The model was compared with measurements from a real installation over a 226-day window of the heating season: at the unit balance boundary the measured indicator is 3.0960 against a model median of 3.1538, that is 1.87% lower. The principal limitation of the work remains the daily time step, which reproduces neither compressor cycling nor hourly demand peaks. The results presented apply to the adopted reference building and to the scenarios analysed, and not to the efficiency of any particular installation.

Keywords: air-source heat pump (ASHP), stochastic simulation (Monte Carlo), seasonal coefficient of performance (SCOP), performance gap, domestic hot water (DHW), operational cost risk

Wprowadzenie

Sektor budowlany odpowiada za blisko 42% całkowitego zużycia energii finalnej w Europie, przy czym ogrzewanie pomieszczeń i przygotowanie ciepłej wody użytkowej (c.w.u.) generują łącznie blisko 80% tego zapotrzebowania [1]. Kluczowym kierunkiem transformacji jest zastępowanie kotłów na paliwa kopalne technologiami odnawialnymi [2], w czym pompy ciepła stanowią rozwiązanie priorytetowe [3, 4]. W budownictwie jednorodzinym dominują powietrzne pompy ciepła (ASHP) ze względu na niskie koszty inwestycyjne i prostotę instalacji [5]. Praca dotyczy jednostek ASHP w budynku spełniającym wymagania Warunków Technicznych 2021 (WT2021), stanowiących krajową implementację standardu nZEB [8].

Rzeczywista efektywność eksploatacyjna pomp ciepła systematycznie odbiega od parametrów deklarowanych w warunkach laboratoryjnych, a skala rozbieżności – luka wydajnościowa (performance gap) – sięga w instalacjach połowych 24-30% [9, 10, 11]. Wynika ona z warunków klimatycznych, doboru mocy urządzenia oraz dynamicznych stanów pracy, w szczególności cykli on–off sprężarki, obniżających chwilowy COP o ponad 30% [12, 13], a także ze szronienia parownika wymuszającego energochłonne odszranianie [11, 14]. Kwantyfikacja luki wymaga zatem długoterminowych analiz symulacyjnych, nie zaś punktowych pomiarów [15].

Odwzorowanie dynamicznych interakcji między pompą ciepła, budynkiem a czynnikami zewnętrznymi wymaga zaawansowanego modelowania. Literatura dokumentuje szerokie wykorzystanie narzędzi klasy whole-building energy simulation – TRNSYS, EnergyPlus, IDA ICE – do analizy stanów nieustalonych układów HVAC [16, 17]. Utrzymuje się jednak luka badawcza w zakresie stochastycznego modelowania

rocznych wskaźników efektywności ASHP z uwzględnieniem zmienności zachowań użytkowników i dynamicznego profilu temperatury wody zimnej. Większość opracowań opiera się na deterministycznych profilach obciążeń lub krótkich przedziałach czasowych [12, 14, 16], brakuje też znormalizowanych metod benchmarkingowych [9, 15].

Niniejszy artykuł wypełnia wskazaną lukę, przedstawiając metodykę stochastycznej oceny pracy ASHP w budynku WT2021, opartą na symulacji Monte Carlo z 5000 iteracjami i dobowych danych IMGW za lata 2020-2025. Celem pracy jest analiza wpływu rzeczywistych warunków brzegowych na wskaźnik SCOP, identyfikacja przyczyn luki wydajnościowej oraz probabilistyczna ocena ryzyka kosztowego [9, 12]. Ciężar nowości spoczywa na ilościowej dekompozycji luki względem wskaźnika sezonowego wyznaczonego zaadaptowaną metodą binową wg PN-EN 14825 [18].

Przywoływany zakres luki wydajnościowej 24-30% pochodzi z badań połowych wymienionych w pozycjach [9-15], z których żadne nie dotyczy warunków krajowych, a źródła te nie podają jednolite temperatury zasilania ani rozwiązań instalacyjnych, których wyniki dotyczą. Zakres ten należy zatem czytać jako punkt odniesienia pochodzący z odmiennych warunków klimatycznych i instalacyjnych, a nie jako wielkość porównywalną wprost z wynikiem uzyskanym dla polskiego ciągu meteorologicznego i instalacji grzejnikowej o parametrach 55/45°C. Proponowane podejście różni się od opracowań opartych na deterministycznych profilach obciążeń tym, że w jednym przebiegu losuje zachowania użytkownika, jakość wykonania instalacji oraz sezonową temperaturę wody wodociągowej, dzięki czemu wynikiem jest rozkład wskaźnika, a nie pojedyncza wartość.

Metodyka i charakterystyka obiektu referencyjnego

Model budynku i warunki brzegowe

Przedmiotem badań jest budynek jednorodzinny spełniający wymagania WT2021, zlokalizowany na granicy II i III strefy klimatycznej Polski, o wskaźniku $EP \leq 70 \text{ kWh}/(\text{m}^2 \cdot \text{rok})$ przytoczonym za świadectwem charakterystyki energetycznej wyłącznie jako informacja kontekstowa o standardzie ochrony cieplnej. Budynek reprezentowany jest w modelu jednym parametrem: projektowym obciążeniem cieplnym $q_{obj} = 8,0 \text{ kW}$, przyjętym za dokumentację projektową obiektu, w której wyznaczono je zgodnie z PN-EN 12831-1 dla obliczeniowej temperatury zewnętrznej $t_{obj} = -20^\circ\text{C}$ i temperatury wewnętrznej $t_i = 20^\circ\text{C}$. Model nie prowadzi bilansu przegrodowego.

Dobowe zapotrzebowanie na ciepło do ogrzewania wyprowadza się z projektowego obciążenia cieplnego przez skalowanie liniowe względem różnicy temperatur, po odjęciu dobowych zysków słonecznych. Logika regulacji sprowadza się do dwóch reguł: automatyka pogodowa wyłącza dostawę ciepła do instalacji grzewczej przy temperaturze zewnętrznej $t_{ext, off} = 12^\circ\text{C}$, a sezon grzewczy jest blokowany od 20 maja do 20 września. Zyski wewnętrzne nie są modelowane odrębnie, ponieważ mieszczą się w przyjętym obciążeniu projektowym.

Zyski słoneczne ujęto stochastycznie: losowy współczynnik modyfikacyjny z przedziału 0,60-1,00 (rozkład jednostajny) mnoży nominalne dobowe zyski wyznaczone z uśrednienia, ujmując zmienność interakcji użytkownika z przegrodami przezroczystymi (założenie autorskie).

Konfiguracja systemu grzewczego i przygotowania c.w.u.

System grzewczy oparto na grzejnikach płytowych o parametrach projektowych 55/45°C [19, 20] – rozwiązaniu

reprezentatywnym dla polskiego zasobu budynków jednorodzinnych, w którym wyższe temperatury zasilania bezpośrednio rzutują na COP i SCOP [19, 21]. Automatyka pogodowa wyłącza ogrzewanie przy $t_{ext,off} = 12^{\circ}\text{C}$, a sezon grzewczy jest blokowany od 20 maja do 20 września.

Źródłem ciepła jest powietrzna pompa ciepła o mocy znamionowej $P_{nom} = 9,0\text{ kW}$ (A7/W35 wg EN 14511 [22]) w układzie typu split, w konfiguracji monoenergetycznej ze szczytowym dogrzewem elektrycznym. Moc dobrano z rezerwą względem obciążenia projektowego [23] zgodnie z tą samą dokumentacją projektową obiektu, aby ograniczyć udział dogrzewu, przy technologii inwerterowej redukującej wpływ cykli on-off [13]. Podsystem c.w.u. parametryzowano dla $t_{cwu} = 50^{\circ}\text{C}$ i dobowego zużycia $V_{cwu} = 160\text{ dm}^3$, a jego dynamikę określa cosinusoidalny model temperatury wody zimnej (t_{cold}) o zakresie $t_{cold} \in 5\text{--}15^{\circ}\text{C}$ [24, 25].

Założenia symulacyjne i benchmarking danych producenta

Wyniki symulacji poddano benchmarkingowi względem deklarowanych charakterystyk producenta wg EN 14511 (A7/W35) [9, 12]. Producenta i modelu urządzenia celowo nie wskazano – analiza operuje wyłącznie na certyfikowanej mapie wydajności. Podejście to kwantyfikuje rozbieżność między sprawnością katalogową a potencjałem eksploatacyjnym, uwzględniającym stany nieustalone, odszranianie, pobór pomocniczy ($P_{aux} = 50\text{ W}$) i degradację sprawności [14]. Parametry modelu zestawiono w tabeli 1.

Charakterystyka zaawansowanego symulatora pompy ciepła i systemu c.w.u.

Symulator zaimplementowany w środowisku R łączy deterministyczny model fizyczny z metodyką Monte Carlo ($n_{sim} = 5000$ iteracji) i pracuje z dobowym krokiem czasowym w trybie jednorocznym oraz wieloletnim (2020-2025). Model ma charakter dobowego modelu quasi-ustalonego: w każdej dobie bilans energii domyka się przy warunkach brzegowych uśrednionych dla tej doby, a stany przejściowe wewnątrz doby nie są rozwiązywane. Przyjęta rozdzielczość nie pozwala odtworzyć taktowania sprężarki, krótkotrwałych cykli odszraniania, dynamiki automatyki ani godzinowych szczytów zapotrzebowania na ciepłą wodę. Określenia „model dynamiczny” nie stosuje się zatem w odniesieniu do prezentowanego narzędzia, a zakres wniosków ograniczono do wielkości bilansowych w skali doby, sezonu i roku.

Wpływ kroku dobowego oszacowano empirycznie, na pogodzie i obciążeniu cieplnym zmierzonych w instalacji opisanej w podrozdziale o walidacji zewnętrznej, w oknie 226 dob sezonu 2025/26 i przy niezmiennych pozostałych założeniach. Ponieważ godzinowej temperatury zewnętrznej w materiale nie ma, przebieg dobowy odtworzono cosinusoidą o średniej równej temperaturze średniej dobowej, amplitudzie równej połowie rozstępu temperatur skrajnych i maksimum o godzinie czternastej, wobec czego wynik obarczony jest niepewnością tego odtworzenia. Na granicy bilansowej jednostki krok dobowy zawyża sezonowy wskaźnik efektywności o 0,0606 jednostki, to jest o 1,892%, w przedziale od 1,228% do 2,780% wynikającym z czułości na sposób odtworzenia. Wynik ten wyznacza rząd wielkości błędu wynikającego z przyjętej rozdzielczości czasowej.

Fizyczny model termodynamiczny i mechanizmy degradacji wydajności

Rdzeniem symulatora jest model fizyczny wyznaczający chwilowy współczynnik efektywności procesowej ze sprawności odniesionej do obiegu Carnota (η_{sys}), kalibrowanej do certyfikowanej mapy producenta. Zależność ta nie stanowi pełnej analizy egzergetycznej instalacji, ponieważ nie bilansuje strat egzergii w poszczególnych aparatach obiegu. Jest ilorazem współczynnika rzeczywistego i współczynnika obiegu Carnota dla przyjętej pary temperatur odniesienia. Określenia „model egzergetyczny” nie stosuje się zatem w odniesieniu do prezentowanego narzędzia, a zależność opisaną powyżej nazywa się w pracy sprawnością względem obiegu Carnota. Dla trybu ogrzewania pomieszczeń:

$$COP_{CO} = \eta_{sys} \cdot \frac{t_s + 273,15}{\max(t_s - t_{ext}; 5)} \cdot f_{def} \quad (1)$$

gdzie:

t_s — aktualna temperatura zasilania [$^{\circ}\text{C}$],
 t_{ext} — temperatura zewnętrzna [$^{\circ}\text{C}$],
 f_{def} — współczynnik korekcji odszraniania [-].

Mianownik ograniczony jest od dołu wartością 5 K, co zapewnia stabilność numeryczną. Analogicznie dla trybu c.w.u.:

$$COP_{CWU} = \eta_{sys} \cdot \frac{t_{cwu} + 273,15}{\max(t_{cwu} - t_{ext}; 5)} \cdot f_{def} \quad (2)$$

gdzie za temperaturę odniesienia górnego źródła przyjęto zadaną wartość temperatury wody w zasobniku $t_{cwu} = 50^{\circ}\text{C}$.

Temperaturami odniesienia obiegu Carnota są w równaniach (1) i (2) temperatura zasilania instalacji grzewczej oraz

temperatura zewnętrzna, a nie temperatury skraplania i parowania czynnika chłodniczego. Różnice temperatur na wymiennikach zawarte są w kalibrowanej sprawności η_{sys} , wobec czego nie ma ona interpretacji czysto termodynamicznej i skupia w sobie zarówno niedoskonałość obiegu, jak i pobór urządzeń pomocniczych zawarty w danych EN 14511. Model nie odwzorowuje przegrzania, dochłodzenia ani sprawności izentropowej sprężarki. Skalę bezwzględną przypisano wyłącznie zależnościom wyprowadzonym z obiegu Carnota.

Parametr η_{sys} wyznaczany jest w każdym punkcie pracy przez kalibrację do certyfikowanej mapy producenta (EN 14511):

$$\eta(t_{ext}, t_s) = COP_{prod} \cdot \frac{T_s - t_{ext}}{T_s + 273,15} \quad (3)$$

co zapewnia zgodność symulowanego COP procesowego z danymi katalogowymi (mediana $\eta \approx 0,36$). Zmienność jakości wykonania instalacji odwzorowano współczynnikiem jakości montażu $N(1; 0,029^2)$, losowanym niezależnie w każdej iteracji (założenie autorskie).

Temperatura zasilania t_s wyznaczana jest w każdym kroku czasowym z chwilowego obciążenia cieplnego budynku i charakterystyki emisyjnej grzejników $m_{rod} = 1,3$ przy parametrach 55/45 $^{\circ}\text{C}$ [19]. Moc chwilową koryguje się o temperaturę zewnętrzną ($0,025\text{ K}^{-1}$) i temperaturę wody ($0,003\text{ K}^{-1}$).

Model implementuje trzy składowe strat energii pomijane w uproszczonych bilansach:

- Kara za odszranianie (f_{def}): w trybie kalibrowanym straty odszraniania zawiera już mapa producenta (EN 14511), co eliminuje podwójne liczenie; w wariancie kontrolnym przyjmuje się $f_{def} = 0,88$ w zakresie $-5 \div 5^{\circ}\text{C}$ [11, 14].
- Pobór mocy pomocniczej. Model przyjmuje stałe obciążenie $P_{aux} = 50\text{ W}$ przez 8760 h w roku, łączące w jednej wartości automatykę, pompy obiegowe i grzałkę karteru sprężarki. Elementy te pracują jednak w różnych stanach i z różnym czasem działania, wobec czego wartość zbiorczą rozłożono na składniki opisane poniżej.

Rozbicia dokonano na wielkości już zmierzonej, przez podział odczytu licznika energii elektrycznej za 226 dob sezonu grzewczego, wynoszącego 4879,9 kWh, a nie przez dopisanie założeń do granicy bilansowej. Sterownik i automatyka pobierają 7,60 W w trybie ciągłym, co ustalono jako medianę mocy w 1100 godzinach postoju letniego przy rozstępie międzypercentylowym 0,60 W. Podgrzewy postojowe jednostki zewnętrznej załączają się

poniżej progu 4°C , wyznaczonego z profilu mocy postojowej w przedziałach temperatury zewnętrznej i zużyły $10,00\text{ kWh}$ w oknie sezonowym, co odpowiada $1,84\text{ W}$ mocy średniej. Nazwa jest zbiorcza, ponieważ pomiar nie rozdziela grzałki karteru od grzałki tacy ociekowej. Pompa obiegowa modułu hydraulicznego jednostki wewnętrznej pozostała jedyną składową przyjętą z klasy urządzenia, w przedziale od 20 W do 50 W przez 3405 godzin z zapotrzebowaniem na ciepło i została odjęta od zmierzonej reszty, a nie dodana do sumy, wobec czego błąd tego założenia przesuwają granicę między pompą a sprężarką, nie zmieniając ani sumy, ani wskaźnika sezonowego. Składowe zestawiono w tabeli 2.

Sumaryczny pobór pomocniczy dający się wyodrębnić na granicy jednostki wyniósł od $22,0\text{ W}$ do $40,8\text{ W}$ jako średnia sezonowa, to jest od $119,3\text{ kWh}$ do $221,5\text{ kWh}$ wobec $271,2\text{ kWh}$ przyjmowanych przez model w tym samym oknie, a więc od 44% do 82% wartości modelowej. Jest to dolne oszacowanie, a nie pomiar całości: licznik nie rozdziela poboru osprzętu w godzinach pracy sprężarki, wobec czego rozbieżność nie rozstrzyga o wartości przyjętej w modelu, ponieważ obejmuje wyłącznie jej dolną część. Szerokość podanego przedziału pochodzi niemal w całości z założenia o mocy pompy obiegowej. Składowe zmierzone dają razem $9,44\text{ W}$ przyrostu poniżej $0,3\text{ W}$. Próg 4°C przyjęto świadomie jako wariant mniej korzystny dla stawianej tezy, ponieważ daje składową niższą, a więc zgodność z modelem gorszą niż warianty alternatywne.

Zakres bilansu poboru pomocniczego rozstrzygnięto pomiarowo. Po stronie modelu pobór wentylatora i układu sterowania jednostki zewnętrznej w stanach pracy zawarty jest w danych EN 14511, natomiast pobór w trybie czuwania oraz w trybie podgrzewów postojowych w danych tych ujęty nie jest i wchodzi do poboru pomocniczego modelu. Po stronie pomiaru licznik obejmuje jednostkę zewnętrzną wraz z wewnętrzną, o czym rozstrzyga zarejestrowana moc średnia sięgająca $5,02\text{ kW}$ w interwale dziesięciminutowym i $3,97\text{ kW}$ w kroku godzinowym, czego ani sterownik, ani pompa obiegowa pobrać nie mogą. Stany nieujęte w danych EN 14511 zmierzono zatem osobno i weszły one do rozbitcia opisanego wyżej.

Wynik główny pracy przedstawiono jako zależność luki wydajnościowej od poboru pomocniczego, a nie jako pojedynczą liczbę, ponieważ generalizację poza analizowany obiekt niesie seria scenariuszowa, nie pojedyncza wartość z rozbitcia. Jako całkowity pobór pomocniczy przypisany granicy jednostki daje ona lukę $2,7\%$

przy poborze zerowym, $5,3\%$ przy 15 W odpowiadających poziomowi trybów wyłączonych według PN-EN 14825, $10,9\%$ przy przyjętych 50 W i $17,7\%$ przy 100 W . Jako pobór osprzętu poza jednostką, a więc przy przejściu z granicy jednostki na granicę systemu przy niezmiennym poborze wewnątrz jednostki, ta sama seria daje ubytek wskaźnika o $1,58\%$ przy 15 W , o $5,06\%$ przy 50 W i o $9,64\%$ przy 100 W . Pierwsze znaczenie opisuje niepewność założenia, drugie koszt rozszerzenia granicy bilansowej.

– Degradacja wieloletnia: parametr rocznego spadku sprawności $\delta = 0,7\%/rok$ pozostaje nieaktywny, więc sześć ciągów meteorologicznych opisuje sześć przebiegów tego samego, nowego urządzenia.

Benchmarking polega na porównaniu COP z modelu z charakterystyką katalogową producenta (EN 14511), odczytaną z mapy $COP_{prod}(t_{ext}, t_s)$. Różnica w punktach A7/W35, A2/W35 i A-7/W35 kontroluje kalibrację η_{sys} ; lukę wydajnościową wyznacza się na poziomie sezonowym [18, 22].

Stochastyczne modelowanie obciążeń i dynamika profilu c.w.u.

W przeciwieństwie do założeń normatywnych, w których temperatura wody wodociągowej jest stała, symulator wyznacza ją jako cosinusoidalną funkcję dnia roku o zakresie $5-15^{\circ}\text{C}$, z minimum w połowie stycznia i maksimum w połowie lipca. Jest to jeden z czynników letniego przesunięcia struktury bilansu, w którym wzrost udziału trybu ciepłej wody użytkowej latem obniża łączny sezonowy wskaźnik efektywności systemu.

Zachowania użytkowników opisano dobową objętością poboru $V_{cwu} = 0,16\text{ m}^3$ ($40\text{ dm}^3/os.$, gospodarstwo czteroposobowe), różnicowaną stochastycznie: w niedziele $V \sim N(1,30; 0,05^2)$, w pozostałe dni $V \sim N(0,90; 0,15^2)$, co daje średni pobór ok. $0,14\text{ m}^3/d$. Moduł wakacyjny przyjmuje $p_{base} = 0,05$ i $p_{lato} = 0,25$ w lipcu i sierpniu, przy zerowym poborze w dniach wyjazdu (założenia autorskie).

Zyski słoneczne ujęto losowym współczynnikiem $k_{sol} \sim U(0,60; 1,00)$, mnożąc nominalne zyski dobowe z danych IMGW (1 kWh na godzinę uśłonecznienia); o tę wartość redukowane jest dobowe zapotrzebowanie na ciepło c.o.

Strukturę losowania w symulacji Monte Carlo przyjęto następującą. Raz na iterację, czyli raz na modelowaną instalację, losowane są dwie wielkości: względny współczynnik jakości montażu o rozkładzie normalnym $N(1; 0,029^2)$ oraz współczynnik wykorzystania zysków słonecznych o rozkładzie jednostajnym $U(0,60; 1,00)$.

W każdej dobie losowane są stan modułu nieobecności oraz dobową objętość poboru ciepłej wody użytkowej. Pozostałe parametry, w tym pobór pomocniczy i projektowe obciążenie cieplne, przyjmowane są deterministycznie, a ich wpływ badany jest w analizie wrażliwości. Zależności czasowe i korelacje między zmiennymi losowymi nie są modelowane: kolejne doby są od siebie niezależne, co stanowi uproszczenie wobec rzeczywistej autokorelacji zachowań użytkowników.

Podstawa empiryczna przyjętych rozkładów jest zróżnicowana i wymaga jawnego rozgraniczenia. Rozkłady współczynnika jakości montażu oraz współczynnika wykorzystania zysków słonecznych są założeniami autorskimi bez oparcia w pomiarze i tak zostały w pracy nazwane.

Rozdzielenie zmienności naturalnej od niepewności wiedzy ma znaczenie dla interpretacji wyników. Zmienność naturalna, nieredukowalna przez lepsze rozpoznanie, obejmuje zyski słoneczne, dobowy pobór ciepłej wody użytkowej i moduł nieobecności. Niepewność wiedzy, redukowalna pomiarem, obejmuje współczynnik jakości montażu oraz pobór pomocniczy, ponieważ obie te wielkości mają w rzeczywistej instalacji wartości ustalone, lecz nieznanne. Bariere p95 należy zatem interpretować jako miarę ryzyka przy obecnym stanie wiedzy, a nie jako nieredukowalną zmienność kosztów.

Metodyka badania dynamiki wieloletniej 2020-2025 i ocena ryzyka finansowego

Analizy seryjne prowadzone są dla ciągu meteorologicznego 2020-2025 na podstawie realnych dobowych danych IMGW. Dla każdego roku i iteracji wyznaczane są SCOP netto, roczny koszt eksploatacji i skumulowane oszczędności w horyzoncie 15 lat.

Źródłem danych meteorologicznych jest publiczny zbiór dobowych danych pomiarowych IMGW-PIB dla stacji synoptycznej Wrocław-Strachowice. Budynek leży na granicy II i III strefy klimatycznej: do obliczeń projektowych przyjęto temperaturę obliczeniową -20°C właściwą III strefie, natomiast najbliższą stacją synoptyczną jest Wrocław-Strachowice, położona w II strefie, i stąd jej wybór jako źródła danych meteorologicznych. Wykorzystano dwie zmienne: średnią dobową temperaturę powietrza, przyjmowaną bezpośrednio z pola udostępnianego przez IMGW, bez ponownego uśredniania z terminów obserwacyjnych, oraz dobową sumę uśłonecznienia, przeliczaną na dobowe zyski ciepła przy przeliczniku 1 kWh na godzinę uśłonecznienia. Kontrola jakości sprowadza się do dwóch reguł: rekordy o nierozpoznanej

dacie są z ciągu usuwane, a brak wartości usłonecznienia zastępowany jest zerem, wobec czego doba z brakiem tej zmiennej wchodzi do bilansu bez zysków słonecznych, a więc w wariancie zachowawczym. Braków średniej dobowej temperatury w wykorzystanych rocznikach nie wystąpiło.

Całkowita efektywność systemu wyznaczana jest ze wzoru:

$$SCOP_{netto} = \frac{\sum Q_{hp}}{\sum (E_{comp} + E_{aux} + Q_{gz})} \quad (4)$$

gdzie:

Q_{hp} – całkowite ciepło dostarczone przez pompę ciepła [kWh],

E_{comp} – energia elektryczna sprężarki [kWh],

E_{aux} – energia poboru pomocniczego ($P_{aux} = 50 \text{ W} \times 24 \text{ h/d}$) [kWh],

Q_{gz} – ciepło dostarczone przez szczytowe dogrzewanie elektryczne [kWh] (uwzględniane, gdy $Q_{total} > Q_{hp,max}$).

Ryzyko finansowe oceniono w horyzoncie $n = 15$ lat, porównując pompę ciepła z kondensacyjnym kotłem gazowym. Roczny koszt eksploatacji pompy ciepła stanowi iloczyn rocznego zużycia energii elektrycznej i ceny energii elektrycznej. Roczny koszt eksploatacji kotła wyznacza się, dzieląc roczne zapotrzebowanie na ciepło przez sprawność kotła i mnożąc wynik przez jednostkową cenę paliwa gazowego. Iloraz ten jest energią paliwa doprowadzonego do kotła i wyrażony jest w tych samych jednostkach co zapotrzebowanie na ciepło. Wartość opałowa paliwa nie występuje w rachunku jawnie, ponieważ cena jest odniesiona do jednostki energii paliwa, a nie do jednostki jego objętości. Granice bilansowe obu technologii są jednakowe: w obu przypadkach uwzględniono ogrzewanie pomieszczeń i przygotowanie ciepłej wody użytkowej.

Sprawność kotła gazowego przyjęto na poziomie 0,85, jako sprawność sezonową odniesioną do wartości opałowej dolnej. Wartość ta jest niższa od katalogowej sprawności kotła kondensacyjnego, ponieważ instalacja pracuje przy projektowych parametrach 55/45°C, a więc przy temperaturze powrotu bliskiej punktowi rosy spaliny, przy której odzysk ciepła kondensacji zachodzi tylko w części sezonu i przy obciążeniach częściowych. Przyjęcie sprawności katalogowej byłoby w tych warunkach zawyżeniem działającym na niekorzyść pompy ciepła, wobec czego wariant zachowawczy wybrano świadomie. Kierunek wpływu tego założenia jest jednoznaczny: zniżenie sprawności kotła zawyża przewagę kosztową pompy ciepła, a jej zawyżenie tę przewagę zmniejsza.

Ceny nośników energii przyjęto na poziomie 1,15 zł/kWh dla energii elektrycznej i 96,0 zł/GJ dla gazu ziemnego. Stawki wyznaczono jako wartości przeciętne z faktur kilku monitorowanych gospodarstw domowych i niewielkich kotłowni w budynkach wielorodzinnych, rozliczanych według bieżącej taryfy (energia elektryczna: G11 i G12) na podstawie rzeczywistych odczytów, za dwanaście miesięcy poprzedzających przełom marca i kwietnia 2026 r. Przyjęte stawki jednostkowe mają charakter wartości reprezentatywnych dla warunków krajowych. Nie odpowiadają cenom jednego odbiorcy w wybranym dniu, ponieważ cena jednostkowa nie jest ceną nośnika, lecz wynikiem złożenia składników statycznych i zmiennych taryfy, zależnym od mocy zamówionej i od profilu poboru. Wynik porównania kosztowego zależy przy tym nie od poziomu cen, lecz od ich relacji, która w symulacji jest losowana z przedziału od 2,8 do 4,2 z trendem malejącym o 1,5% rocznie. Dysponując własnymi stawkami możliwe jest odniesienie wyników do swoich warunków.

Koszt serwisu przyjęto na poziomie 550 zł rocznie i obciążono nim wyłącznie pompę ciepła, ponieważ odpowiadającej wielkości po stronie kotła gazowego nie odtworzono z materiału projektu, a przyjęcie jej z ostrożnością zastąpiłoby dane założeniem w miejscu, w którym rachunek jest wrażliwy. Wielkość ta wchodzi wyłącznie do rachunku dyskontowanego. Porównanie kosztów rocznych prowadzone jest po obu stronach bez kosztu serwisu i jest od tego założenia niezależne. W rachunku dyskontowanym asymetria działa na niekorzyść pompy ciepła, wobec czego podana wartość bieżąca netto jest dla niej oszacowaniem dolnym.

Trwałość obu urządzeń oraz koszt ich odtworzenia w horyzoncie analizy nie są ujęte, wobec czego rachunek obejmuje wyłącznie koszty eksploatacji i nadwyżkę nakładu inwestycyjnego. Dla horyzontu piętnastoletniego, obok prostego czasu zwrotu, wyznaczono wartość bieżącą netto na tych samych 5000 iteracjach. Stopy dyskontowej nie przyjęto jako jednej wartości, ponieważ praca nie ma dla niej podstawy. Wynik podano jako funkcję tego parametru. Mediana wartości bieżącej netto wynosi 1673 zł przy stopie zerowej, -5356 zł przy 3%, -8811 zł przy 5% i -12 693 zł przy 8%, a prawdopodobieństwo wyniku dodatniego maleje odpowiednio z 53,2% do 39,1%, 30,2% i 16,1%. Rachunek obejmuje nadwyżkę nakładu inwestycyjnego 25 000 zł oraz koszty eksploatacji obu technologii, nie obejmuje natomiast trwałości ani odtworzenia urządzeń. Prosty czas zwrotu podaje się jako wielkość pomocniczą, z zastrzeżeniem, że nie uwzględnia

zmiany wartości pieniądza w czasie. Wniosek o konkurencyjności kosztowej jest zatem ograniczony: przewaga pompy ciepła w kosztach rocznych jest jednoznaczna, natomiast zwrot nadwyżki inwestycyjnej w horyzoncie piętnastu lat przy dodatniej stopie dyskontowej jest mniej prawdopodobny niż jego brak.

– Ceny nośników w roku bazowym $C_{el} = 1,15 \text{ PLN/kWh}$ i $C_{gaz} = 96,0 \text{ PLN/GJ}$, inflację cen energii elektrycznej 4%/rok, koszty serwisowe 550 PLN/rok i nadwyżkę nakładu inwestycyjnego 25 000 PLN względem kotła gazowego.

– Stochastyczną relację cen prąd/gaz ratio $\sim U(2,8; 4,2)$ z trendem -1,5%/rok, odzwierciedlającym wzrost cen gazu po wdrożeniu EU ETS2 [28]. Zestawienia roczne (tabela 4, rys. 6) prowadzone są deterministycznie przy cenach bazowych (relacja 3,33), bez dyskontowania.

– Moduł czarnego łabędzia: z prawdopodobieństwem 5%/rok następuje szok cenowy gazu obniżający relację cen prąd/gaz o połowę; moduł działa jednostronnie, na korzyść pompy ciepła.

Wyniki wieloletnie wizualizowano wykresami gęstości typu ridgeline. Kluczową miarą ryzyka jest 95. percentyl rocznych kosztów eksploatacji (p95) [26, 29].

Wyniki badań i dyskusja

Wyniki opierają się na symulacji rocznej pracy pompy ciepła w budynku referencyjnym WT2021 dla roku meteorologicznego 2025, na dobowych danych IMGW (parametry w tabeli 1).

Narzędziem analizy jest algorytm Monte Carlo (5000 iteracji). Poprawność odwzorowania charakterystyki urządzenia sprawdzono benchmarkingiem wg EN 14511, a lukę wyznaczono względem wskaźnika sezonowego obliczonego metodą binową wg PN-EN 14825 [9, 12].

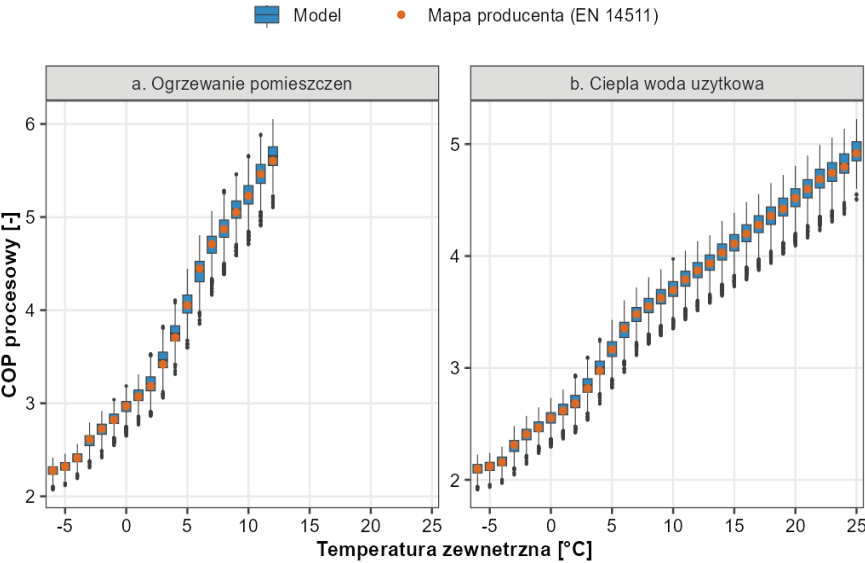
Analiza rocznych wskaźników efektywności i rozkładów kosztów

Kalibracja modelu i weryfikacja implementacji względem charakterystyk producenta

W pracy rozdzielono trzy pojęcia, których zamienne używanie zaciera charakter przedstawionych sprawdeń. Kalibracja oznacza dopasowanie sprawności η_{sys} do certyfikowanej mapy producenta w każdym punkcie pracy. Weryfikacja implementacji oznacza sprawdzenie, czy kod odtwarza mapę, do której został skalibrowany i czy bilans energii domyka się w każdym kroku. Walidacja zewnętrzna oznacza porównanie wyników z niezależnymi danymi, niewykorzystanymi w kalibracji.

Tabela 1. Podsumowanie kluczowych założeń i parametrów modelu symulacyjnego
Table 1. Summary of the key assumptions and parameters of the simulation model

Kategoria	Parametr	Wartość / Zakres	Jednostka
Budynek	Projektowe obciążenie cieplne (q_{obj})	8,0	kW
	Obliczeniowa temperatura zewnętrzna (t_{obj})	-20	°C
	Temperatura wewnętrzna nastawy (t_i)	20	°C
	Projektowe parametry zasilania/powrotu (t_{sn}/t_{rn})	55/45	°C
	Wykładnik charakterystyki grzejników (m_{rad})	1,3	-
	Graniczna temperatura wyłączenia c.o. ($t_{ext,off}$)	12	°C
	Stochastyczny wsp. zysków słonecznych	0,60-1,00	-
Pompa ciepła	Moc nominalna A7/W35 (p_{nom})	9,0	kW
	Sprawność odniesiona do obiegu Carnota (η_{sys})	kalibrowana do EN 14511 (mediana $\approx 0,36$)	-
	Współczynnik spadku mocy (α/β)	0,025 / 0,003	1/K
	Kara za proces odszraniania ($defrost_p = 1 - f_{def}$)	zawarta w mapie EN 14511	-
	Stały pobór mocy pomocniczej (P_{aux})	50 (wartość przyjęta w modelu; z pomiaru 22,0 do 40,8 jako oszacowanie dolne)	W
	Roczny spadek sprawności	0,7 (parametr nieaktywny)	%
Profil CWU	Średnie dobowe zużycie wody (V_{cwu})	0,16	m ³ /d
	Temperatura nastawy ciepłej wody (t_{cwu})	50	°C
	Dynamiczna temp. wody zasilającej (t_{cold})	5-15	°C
	Prawdopodobieństwo wyjazdu (bazowe / wakacje)	0,05/0,25	-
Ekonomia	Cena energii elektrycznej (C_{el})	1,15	PLN/kWh
	Cena paliwa alternatywnego (C_{gaz})	96,0	PLN/GJ
	Sprawność kotła gazowego (η_{dlt})	0,85	-
Symulacja	Liczba iteracji Monte Carlo (n_{sim})	5000	-



Rys. 1. Procesowy współczynnik efektywności z modelu w zestawieniu z certyfikowaną mapą producenta (EN 14511) w tych samych punktach pracy, osobno dla trybu ogrzewania pomieszczeń (a) i trybu ciepłej wody użytkowej (b); temperatury zewnętrzne zarejestrowane w 2025 r. (dane IMGW), 200 iteracji Monte Carlo
Fig. 1. The process coefficient of performance obtained from the model against the manufacturer's certified map (EN 14511) at the same operating points, separately for space heating (a) and domestic hot water (b); outdoor temperatures recorded in 2025 (IMGW data; 200 Monte Carlo iterations)

Przedstawione w tym podrozdziale porównanie z mapą producenta należy do drugiej z tych kategorii. Validację zewnętrzną, przeprowadzoną na danych pomiarowych z instalacji rzeczywistej, opisano w podrozdziale następnym.

Zestawienie procesowego współczynnika efektywności z modelu z certyfikowaną mapą producenta w tych samych punktach pracy przedstawia rys. 1. Sporządzono je przy jednakowej granicy bilansowej po obu stronach porównania, ponieważ współczynnik eksploatacyjny obejmujący łącznie ogrzewanie i ciepłą wodę użytkową nie jest porównywalny z danymi katalogowymi dotyczącymi wyłącznie ogrzewania pomieszczeń. Tryb ogrzewania i tryb ciepłej wody użytkowej rozdzielono: współczynnik modelowy w każdym trybie porównywany jest z wartością odczytaną z mapy producenta w tym samym punkcie, to jest przy temperaturze zewnętrznej doby i przy temperaturze zasilania właściwej dla danego trybu. Mediana odchylenia wynosi 0,10% w trybie ogrzewania i 0,06% w trybie ciepłej wody użytkowej, przy rozstępie od -5,38% do 4,34% oraz od -5,30% do 4,31% odpowiednio. Odchylenia te pochodzą wyłącznie z losowego współczynnika jakości montażu i nie stanowią walidacji, lecz potwierdzenie poprawności implementacji, zgodnie z rozgraniczeniem przyjętym w tym podrozdziale.

Odtworzenie wartości z odchyleniem poniżej 0,1% jest konsekwencją procedury kalibracyjnej i potwierdza wyłącznie poprawność implementacji. Procedura ma charakter rekursywny: sprawność jest dopasowywana do mapy producenta, a następnie model sprawdzany względem tej samej mapy i tych samych punktów pracy. Nie stanowi to niezależnego potwierdzenia trafności modelu eksploatacyjnego.

Walidacja zewnętrzna na danych pomiarowych z instalacji rzeczywistej

Porównanie modelu z pomiarem wymaga nazwania granicy bilansowej, ponieważ wskaźniki o różnych granicach porównywalne nie są. Granica jednostki, oznaczana dalej J, obejmuje ciepło oddane przez pompę, to jest ogrzewanie łącznie z ciepłą wodą użytkową, odniesione do energii elektrycznej jednostki zewnętrznej i wewnętrznej wraz ze sterownikiem, podgrzewami stojowymi i pompą obiegową modułu hydraulicznego. Instalacja jest typu split, wobec czego pompa ta mieści się w jednostce wewnętrznej, a więc po stronie licznika. Jest to granica licznika i wyłącznie na niej model porównywany jest z pomiarem. Granica systemu, oznaczana S, to J powiększone o osprzęt poza jednostką,

w tym pompy obiegowe instalacji grzejnikowej za buforem i pozostaje wielkością wyłącznie modelową. Granica normatywna, oznaczana N, to wskaźnik sezonowy wyznaczony zaadaptowaną metodą binową według PN-EN 14825, bez ciepłej wody użytkowej i bez osprzętu, stanowiący bazę odniesienia luki.

Model poddano walidacji zewnętrznej na danych pomiarowych z powietrznej pompy ciepła pracującej w obiekcie, z którego pochodzi przyjęte w modelu projektowe obciążenie cieplne. Materiał obejmuje dwa ciepłomierze w kroku godzinowym, wspólny za pompą oraz na węzownicy zasobnika ciepłej wody i licznik energii elektrycznej całej pompy w kroku dziesięciominutowym. Ciepło na ogrzewanie jest różnicą wskazań obu ciepłomierzy, ponieważ praca na ogrzewanie i na ciepłą wodę wyklucza się wzajemnie. Do porównania wzięto 226 dób sezonu grzewczego od 4 września 2025 do 11 maja 2026 i na tych samych dobach uruchomiono model. Dane zebrano niezależnie od budowy modelu i nie użyto ich na żadnym etapie kalibracji. Żaden parametr modelu nie został pod niego dostrojony. Przy wymianie licznika przepadło 4,71 doby z grudnia 2025, których nie szacowano, lecz wyłączono z okna. Czujnik temperatury zasobnika ciepłej wody był do 15 września 2025 umieszczony w najniższej tulei zamiast środkowej, co zawyża liczbę załączeń i średnią temperaturę zasobnika, natomiast sum energii nie narusza.

Na granicy jednostki pomiar dał ciepło 15 108 kWh, energię elektryczną 4880 kWh i sezonowy wskaźnik efektywności 3,0960. Model uruchomiony na tej samej pogodzie i w tym samym oknie dał medianę 3,1538, a więc wartość wyższą o 0,0579 jednostki, to jest o 1,87%. Odniesienie wartości zmierzonej do wskaźnika wyznaczonego dla tego okna zaadaptowaną metodą binową, wynoszącego 3,4672, daje lukę 10,70%. Luka ta nie jest jednak miarą samej niesprawności urządzenia: przejście z granicy normatywnej na granicę jednostki kosztuje 9,04% i rozkłada się na cztery kroki.

Zgodność wskaźnika sezonowego nie oznacza zgodności bilansu. Model przeszacował w tym oknie ciepło o 6,1%, a energię elektryczną o 4,1%, wobec czego iloraz wypadł bliski pomiarowi mimo rozbieżności obu składników. Nadmiar ciepła wskazuje, że przyjęte projektowe obciążenie cieplne 8,0 kW zawyża zapotrzebowanie względem pomiaru, czego jednak nie skorygowano, ponieważ byłoby to strojenie danych wejściowych pod wynik. Zgodności nie ma także w przekroju temperaturowym: w przedziałach od 2°C do 12°C model zawyża współczynnik efektywności o 9% do 16%, poniżej -4°C

zaniża go o 6 do 21%, a powyżej 12°C zaniża o 15 do 28% z przyczyny strukturalnej, ponieważ przy granicznej temperaturze wyłączenia 12°C i w oknie letnim model ogrzewania nie liczy, podczas gdy instalacja w tych warunkach jeszcze grzeje. W próbie jest 17 takich dób. Ustalenie to jest mocniejsze niż zgodność wskaźnika, ponieważ opiera się na strukturze, a nie na jednej liczbie.

Zakres wniosków ograniczają trzy okoliczności. Z próby pomiarowej wypada 13,11% stopniodni sezonu, a doby do niej włączone są średnio o 3,71 K cieplejsze od wyłączonych, wobec czego wskaźnik zmierzony jest dla pełnego sezonu oszacowaniem górnym. W samym porównaniu obciążenie to się znosi, ponieważ model liczono na tych samych dobach. Cztery najniższe przedziały temperatury liczą łącznie 20 dób, wobec czego wnioskowania o zachowaniu modelu przy temperaturze obliczeniowej na nich oprócz nie można. Pobór pomocniczy na poziomie jednostki jest w tej rundzie kalibrowany, nie walidowany, ponieważ jego składowe pochodzą z tego samego zbioru, do którego model jest następnie porównywany. Niezależnej walidacji podlega strona cieplna, a generalizację poza analizowany obiekt niesie seria scenariuszowa.

Bilans energii elektrycznej na granicy jednostki domyka się odczytem licznika, a jego składowe zestawiono w tabeli 2. Rozbieżność 1,87% jest co do znaku i rzędu wielkości spójna z efektem dobowego kroku czasowego, oszacowanym na tej samej granicy na 1,892%. Nie znaczy to, że efekt kroku rozbieżność wyjaśnia, ponieważ obie wielkości policzono niezależnymi drogami, a przedział efektu jest szeroki.

Transformacja sprawności:
od procesowego do systemowego
współczynnika COP

Dane katalogowe wg EN 14511 opisują efektywność samego urządzenia, natomiast COP systemowy – zdefiniowany jako iloraz ciepła użytkownego oraz sumy

energii sprężarki i poboru pomocniczego – ujmując obciążenia pomijane w uproszczonych audytach [12]. Obniża go przede wszystkim stały pobór mocy pomocniczej ($P_{aux} = 50\text{ W}$), występujący również w trybie standby [24]. Efekt ten zilustrowano na rys. 2. Granicę bilansową, do której wskaźnik ten się odnosi, nazwano i rozpisano na trzy poziomy w podrozdziale o walidacji zewnętrznej.

Układy pomocnicze zużywają energię elektryczną również wtedy, gdy pompa nie dostarcza czynnego ciepła [12], wobec czego COP systemowy stanowi rzetelną podstawę obliczenia rzeczywistych kosztów eksploatacyjnych [15].

Wpływ dynamiki temperatury wody
wodociągowej i modułu wakacyjnego
na lukę wydajnościową

W odróżnieniu od modeli statycznych zaimplementowano dynamiczny model temperatury zimnej wody wodociągowej (t_{cold}), zmiennej w funkcji dnia roku w zakresie 5-15°C.

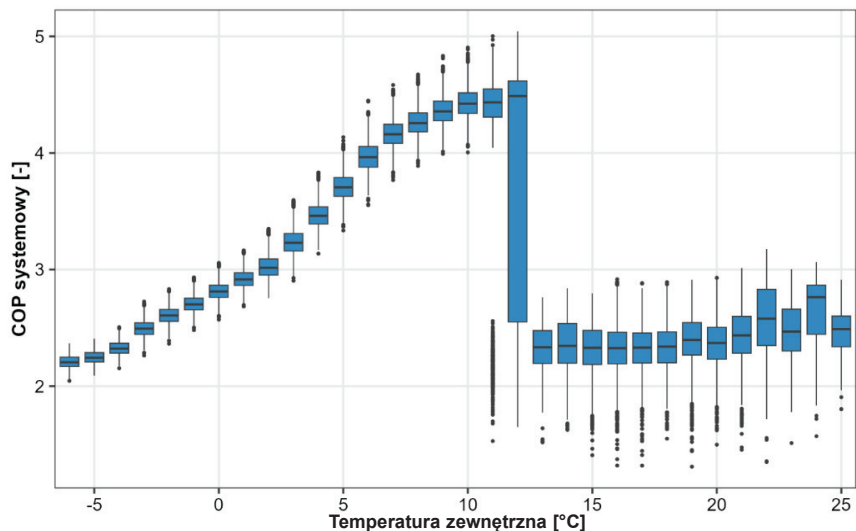
Obniżenie t_{cold} do 5°C zimą wymusza większą pracę termodynamiczną, odpowiadającą większemu przyrostowi temperatury między źródłami. Mechanizm ten stanowi fizyczną składową lukę, maskowaną w bilansach rocznych przez dominujące obciążenie c.o. [24, 25].

W module wakacyjnym dobowy pobór c.w.u. przyjmuje w dniach wyjazdowych wartość zerową, co ujmując spadek rocznego SCOP przy niezmienionym poborze pomocniczym. Strat postojowych zasobnika model nie odwzorowuje [15].

Oba mechanizmy prowadzą do sezonowej zmiany struktury bilansu energetycznego, określanej w dalszej części pracy jako letnie przesunięcie struktury bilansu. Nazwanie tego efektu paradoksem sugerowałoby zjawisko fizyczne, podczas gdy wynika on z znacznej części z przyjętej granicy bilansowej: przy zerowym zapotrzebowaniu na ogrzewanie stały pobór pomocniczy odnoszony jest do malejącej produkcji ciepła użytkownego.

Tabela 2. Składowe bilansu energii elektrycznej na granicy bilansowej jednostki (J) w oknie 226 dób sezonu grzewczego 2025/26; suma wiązana jest odczytem licznika, wynoszącym 4879,9 kWh
Table 2. Components of the electricity balance at the unit boundary (J) over the 226-day window of the 2025/26 heating season; the total is constrained by the meter reading of 4879.9 kWh

Składowa	Status	Energia, wariant 20 W [kWh]	Energia, wariant 50 W [kWh]	Moc średnia w oknie [W]	Udział w bilansie [%]
Sterownik i automatyka	zmierzone	41,22	41,22	7,60	0,85
Podgrzewy postojowe jednostki zewnętrznej	zmierzone	10,00	10,00	1,84	0,21
Pompa obiegowa modułu hydraulicznego	założone	68,10	170,25	12,6–31,4	1,40–3,49
Sprężarka, wentylator i osprzęt w godzinach pracy	reszta z odjęcia	4760,57	4658,42	859–878	95,46–97,56
Razem	—	4879,89	4879,89	—	100,00



Rys. 2. Przedziały zmienności systemowego współczynnika COP, zdefiniowanego jako iloraz ciepła użytecznego oraz sumy energii sprężarki i poboru pomocniczego, dla temperatur zewnętrznych zarejestrowanych w 2025 r. (dane IMGW; 200 iteracji Monte Carlo). Rozrzut wartości dla tej samej temperatury odzwierciedla losowy współczynnik jakości montażu oraz zmienny udział trybu c.w.u. w obciążeniu dobowym. Dni o zerowym zapotrzebowaniu są z wykresu wyłączone, wobec czego moduł wakacyjny nie generuje rozrzutu w miesiącach letnich

Fig. 2. Variability ranges of the system COP, defined as useful heat divided by the sum of compressor and auxiliary electricity, for outdoor temperatures recorded in 2025 (IMGW data; 200 Monte Carlo iterations). The scatter at a given temperature reflects the random installation-quality coefficient and the varying share of DHW in the daily load; days with zero demand are excluded from the plot

Wzrost temperatury wody wodociągowej do 15°C latem redukuje wymagany przyrost temperatury w zasobniku, co wraz ze skróconymi cyklami pracy sprężarki dodatkowo ekspozuje ten składnik bilansu. Rozstrzygnięcie, w jakiej części efekt ma charakter fizyczny, a w jakiej wynika z konwencji bilansowej, wymaga pomiaru poboru pomocniczego.

Tabela 3. Statystyka miesięcznych kosztów eksploatacyjnych pompy ciepła — symulacja 2025, 5000 iteracji Monte Carlo

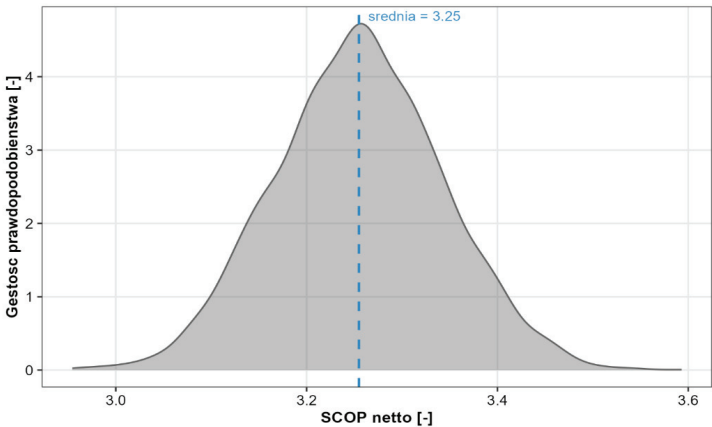
Table 3. Statistics of monthly heat pump operating costs — 2025 simulation, 5000 Monte Carlo iterations

Miesiąc	p05 [zł]	Mediana [zł]	p95 [zł]
Styczeń	953	999	1050
Luty	1018	1068	1122
Marzec	596	626	658
Kwiecień	267	280	294
Maj	226	237	248
Czerwiec	84	89	93
Lipiec	73	80	87
Sierpień	74	82	89
Wrzesień	140	147	154
Październik	400	419	439
Listopad	803	841	883
Grudzień	1029	1078	1132

Relatywna rozpiętość kosztów jest największa w miesiącach letnich (czerwiec–sierpień): przy braku zapotrzebowania na c.o. jedynym obciążeniem pozostaje c.w.u., a stochastyczność poboru wody i moduł wakacyjny wzajemnie wzmacniają niepewność wynikową.

Stochastyczna ocena wskaźnika SCOP netto i kwantyfikacja ryzyka finansowego (Monte Carlo)

Synteza 5000 iteracji pozwoliła wyznaczyć rozkład sezonowego wskaźnika SCOP netto oraz kwantyfikować ryzyko finansowe użytkownika [9]. Rozkład gęstości przedstawiono na rys. 3.



Rys. 3. Rozkład gęstości prawdopodobieństwa wskaźnika SCOP netto dla 5000 iteracji Monte Carlo (rok 2025). Linia przerywaną oznaczono wartość średnią

Fig. 3. Probability density distribution of the net SCOP for 5000 Monte Carlo iterations (year 2025). The dashed line indicates the mean value

Zbieżność estymatorów sprawdzono na przebiegu o 20 000 iteracji, odczytując wartości estymatorów dla kolejnych podzbiorów o liczebności od 500 do 20 000. Przy 5000 iteracjach mediana sezonowego wskaźnika efektywności netto odbiega od wartości uzyskanej dla 20 000 iteracji o 0,034%, a 95. percentyl kosztu rocznego o 0,081%. Błąd Monte Carlo mediany wskaźnika przy 5000 iteracjach, wyznaczony bootstrapem na 2000 losowaniach ze zwracaniem, wynosi 0,0014 jednostki, co odpowiada przedziałowi ufności od 3,2527 do 3,2581. Dla 95. percentyla kosztu rocznego przedział ten wynosi od 6217 zł do 6239 zł, a prawdopodobieństwo, że pompa ciepła okaże się tańsza od kotła gazowego, wynosi 1,000 w całym przedziale ufności. Przyjęta liczba 5000 iteracji jest zatem wystarczająca dla wielkości podawanych w pracy. W tabelach 3 i 4 rozrzut opisano kwantylami p05 i p95, a nie wartościami minimalną i maksymalną, ponieważ te ostatnie zależą od liczby iteracji i od ziarna generatora.

Tabela 4. Statystyka rocznych kosztów operacyjnych (symulacja 2025)

Table 4. Statistics of annual operating costs (2025 simulation)

Statystyka	Wartość [PLN]
5. percentyl (p05)	5684
Mediana	5945
Wartość średnia	5949
80. percentyl (p80)	6086
90. percentyl (p90)	6163
95. percentyl (p95)	6227

Mimo uwzględnienia pełnego spektrum luki wydajnościowej wskaźnik SCOP netto wykazuje wysoką stabilność statystyczną, osiągając wartość średnią 3,25, co potwierdza odporność systemu na krótkoterminowe fluktuacje meteorologiczne.

Stabilność techniczna SCOP nie przekłada się jednak na przewidywalność kosztów: roczne koszty eksploatacyjne mieszczą się między 5. a 95. percentylem w przedziale 5684-6227 zł, przy medianie 5945 zł i średniej 5949 zł (tabela 4). Rozpiętość rzędu 543 zł wynika ze zmienności warunków brzegowych i parametrów instalacyjnych, nie zaś ze sprawności technicznej urządzenia [9].

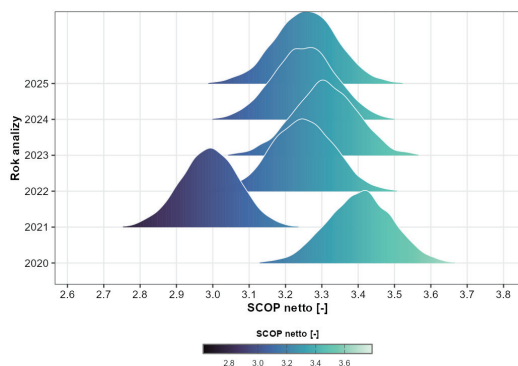
Jako miarę ryzyka kosztowego przyjęto 95. percentyl kosztów rocznych ($p_{95} = 6227$ zł dla roku 2025). Wielkość tę należy rozumieć jako poziom wydatków nieprzekroczony w 95% analizowanych scenariuszy przy przyjętych rozkładach wejściowych, a nie jako uniwersalną barierę bezpieczeństwa: jej wartość zależy od założonego rozkładu współczynnika jakości montażu, który jest założeniem autorskim.

Pompa ciepła okazała się korzystniejsza od kondensacyjnego kotła gazowego ($\eta_{\text{alt}} = 0,85$) we wszystkich 5000 scenariuszach, przy minimalnej rocznej oszczędności 322 PLN (rys. 4). Jej przewaga jest jednoznaczna co do poziomu kosztów, lecz nie co do ich przewidywalności – mediana kosztu rocznego jest o ok. 790 PLN niższa niż dla kotła, a rozstęp międzykwartylowy ok. czterokrotnie szerszy, co wynika z deterministycznego przyjęcia sprawności kotła.

Analiza dynamiki wieloletniej i stabilności wskaźnika SCOP (2020-2025)

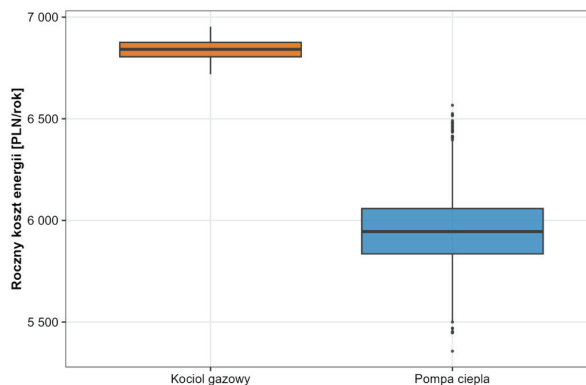
Sześcioletni horyzont czasowy (2020-2025) umożliwił ocenę wpływu zmienności klimatycznej na rozkład efektywności systemu. Ewolucję wskaźnika SCOP netto obrazują wykresy ridgeline na rys. 5.

Przesunięcia maksimów rozkładów między latami są skorelowane z surowością sezonów grzewczych i dostępnością zysków słonecznych, a szerokość pasm odzwierciedla niepewność stochastyczną wnoszoną przez η_{sys} profil c.w.u. i zyski słoneczne [9].



Rys. 5. Rozkłady gęstości prawdopodobieństwa wskaźnika SCOP netto w sześcioletnim cyklu meteorologicznym 2020-2025 (wykresy ridgeline, 5000 iteracji na rok)
Fig. 5. Probability density distributions of the net SCOP over the six-year meteorological cycle 2020-2025 (ridgeline plots, 5000 iterations per year)

Rys. 4. Porównawcza analiza rozkładów rocznego ryzyka finansowego użytkownika: pompa ciepła a kondensacyjny kocioł gazowy (rok 2025, 5000 iteracji Monte Carlo)
Fig. 4. Comparative distributions of the user's annual financial risk: heat pump versus condensing gas boiler (year 2025, 5000 Monte Carlo iterations)



Warunki meteorologiczne wywierają dominujący wpływ na sezonowe parametry pracy [12, 16, 28]. Urządzenie o mocy nominalnej 9,0 kW (A7/W35), dobranej z zapasem względem projektowego obciążenia cieplnego 8,0 kW, utrzymuje medianę SCOP netto w przedziale 2,99-3,40 we wszystkich analizowanych latach.

Długoterminowa ocena ryzyka finansowego i konkurencyjności kosztowej

Trwałość ekonomicznej przewagi pompy ciepła oceniono na podstawie wieloletnich symulacji stochastycznych 2020-2025. Roczne koszty obu technologii ($\eta_{\text{alt}} = 0,85$) zestawiono na rys. 6 w formie wykresów pudełkowych.

W medianach wszystkich lat pompa ciepła generuje istotnie niższe koszty operacyjne niż kocioł gazowy. Wyjątkiem jest skrajny górny ogon rozkładu w roku 2021. Szerszy rozstęp międzykwartylowy oznacza, że niższemu poziomowi wydatków towarzyszy większa ich niepewność, co uzasadnia posługiwanie się percentylem p95 zamiast wartością średnią.

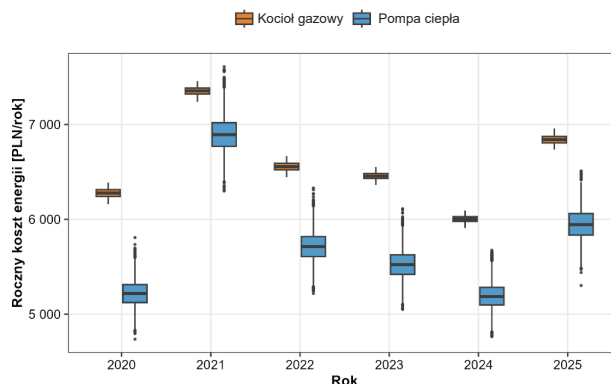
Źródłem szerszego rozrzutu kosztów pompy ciepła jest przede wszystkim losowa zmienność jakości wykonania instalacji.

Temperatura wody wodociągowej nie jest losowana, więc nie stanowi niezależnego źródła niepewności, lecz moduluje amplitudę rozrzutu wnoszonego przez stochastyczny pobór c.w.u.; kształtuje zatem sezonową strukturę zapotrzebowania, a nie ryzyko kosztowe. W ujęciu wieloletnim minimalny roczny zysk z wyboru pompy ciepła pozostaje dodatni w pięciu z sześciu lat (248 PLN w 2022 r. do 403 PLN w 2020 r.), a jedynie w skrajnie niekorzystnym scenariuszu roku 2021 kocioł gazowy okazuje się tańszy o ok. 294 PLN.

Skuteczność zwrotu nadwyżki inwestycyjnej (25 000 PLN) w horyzoncie 15 lat wynosi 49% dla całego sześćdziesięcioletniego okresu, przy medianie czasu zwrotu 12 lat i kwartylach 10-14 lat. Scenariusze bez zwrotu oznaczają jego przesunięcie poza analizowany okres, a nie brak opłacalności. Rachunek nie uwzględnia dyskontowania.

Wskaźnik sezonowy wg zaadaptowanej metody binowej i ilościowa dekompozycja luki wydajnościowej

Lukę wydajnościową wyznaczono względem sezonowego wskaźnika efektywności obliczonego zaadaptowaną metodą binową według PN-EN 14825, na tym samym ciągu meteorologicznym IMGW i tej samej mapie wydajności



Rys. 6. Porównanie rocznych kosztów eksploatacji pompy ciepła i kondensacyjnego kotła gazowego w latach 2020-2025 (ceny bazowe: 1,15 PLN/kWh energii elektrycznej, 96,0 PLN/GJ gazu; wykresy boxplot, 5000 iteracji na rok)
Fig. 6. Comparison of annual operating costs of the heat pump and the condensing gas boiler in 2020-2025 (base prices: 1.15 PLN/kWh electricity, 96.0 PLN/GJ gas; boxplots, 5000 iterations per year)

producenta. Wskaźnik ten określany jest w dalszej części pracy jako wskaźnik sezonowy wyznaczony zaadaptowaną metodą binową, a nie jako SCOP normatywny: norma przewiduje standardowe sezony grzewcze o zdefiniowanych rozkładach temperatur, podczas gdy w pracy zastosowano rzeczywisty ciąg dobowych temperatur ze stacji Wrocław-Strachowice. Wynik jest zatem adaptacją metody normowej do lokalnych danych, a nie wielkością normatywną w rozumieniu normy.

Referencję wyznaczono w sześciu krokach. Krok pierwszy: z dobowych temperatur zewnętrznych rzeczywistego ciągu utworzono przedziały o szerokości 1 K wraz z liczbą dób w każdym z nich. Krok drugi: dla każdego przedziału wyznaczono obciążenie częściowe jako iloraz różnicy temperatur względem temperatury bilansowej i różnicy względem temperatury obliczeniowej, przy temperaturze bilansowej 16 °C w konwencji normowej i 20 °C w konwencji obiektu. Krok trzeci: dla każdego przedziału odczytano współczynnik efektywności z mapy producenta przy temperaturze zasilania wynikającej z tej samej krzywej grzejnikowej co w modelu dobowym. Krok czwarty: uwzględniono ograniczenie mocą dostępną urządzenia, a nadwyżkę zapotrzebowania przypisano szczytowemu dogrzewowi elektrycznemu, wchodzącemu do mianownika w stosunku jeden do jednego. Krok piąty: do mianownika dodano energię trybów wyłączonych, wchodzącą jako jedna moc zbiorcza 15 W, ponieważ implementacja nie rozdziela trybu wyłączenia, trybu czuwania i trybu grzałki karteru. Krok szósty: współczynnik degradacji przy obciążeniu częściowym nie jest stosowany, a wpływ obciążenia częściowego wchodzi wyłącznie przez temperaturę zasilania oraz przez ograniczenie mocą urządzenia; jest to odstępstwo od procedury normowej i jeden z powodów, dla których wskaźnik nie jest wielkością normatywną. Udział szczytowego dogrzewu elektrycznego wynosi dla roku 2025 0,00%.

Referencja obejmuje wyłącznie ogrzewanie pomieszczeń, zgodnie z zakresem normy, natomiast sezonowy wskaźnik efektywności netto z modelu obejmuje łącznie ogrzewanie, ciepłą wodę użytkową, energię pomocniczą i szczytowy dogrzew elektryczny. Wskaźniki te nie są zatem bezpośrednio porównywalne, a różnica między nimi nie jest wyłącznie luką wydajnościową urządzenia. Z tego powodu porównanie prowadzone jest wyłącznie w formie dekompozycji przedstawionej w tabeli 5, w której każdy kolejny szczebel wprowadza dokładnie jeden efekt, a przejście z granicy bilansowej normy do granicy bilansowej modelu jest jednym z jawnie

Tabela 5. Dekompozycja luki wydajnościowej — od charakterystyki katalogowej do wskaźnika SCOP netto (rok meteorologiczny 2025)
Table 5. Decomposition of the performance gap — from catalogue characteristics to the net SCOP (2025 meteorological year)

Krok	Składowa wprowadzona na danym szczeblu	SCOP [-]	Δ [%]	Udział w luce [%]
S0	COP nominalny A7/W35 (karta katalogowa)	4,650	—	—
S1	Wskaźnik sezonowy wg zaadaptowanej metody binowej (PN-EN 14825) (metoda binowa)	3,658	-21,3	referencja
S2	Konwencja budynku referencyjnego	3,620	-1,0	9,5
S3	Dobowy krok czasowy zamiast przedziałów temperatury	3,601	-0,5	4,8
S4	Stochastyczne zyski słoneczne	3,583	-0,5	4,5
S5	Podsystem c.w.u. (W50)	3,559	-0,7	6,0
S6a	Pobór pomocniczy — poziom trybów wyłączonych (15 W)	3,465	-2,6	23,5
S6b	Pobór pomocniczy — wartość przyjęta w modelu (50 W)	3,263	-5,8	50,5
S7	Pełna zmienność stochastyczna (mediana MC)	3,258	-0,2	1,2

wyodrębnionych szczebli. Poza tą tabelą wskaźniki te zestawiane są wyłącznie tam, gdzie granica bilansowa jest przy liczbie nazwana, i nie służy to ocenie sprawności urządzenia.

Dla roku 2025 wskaźnik sezonowy wyznaczony zaadaptowaną metodą binową wynosi 3,658, natomiast mediana wskaźnika SCOP netto z modelu — 3,258, co odpowiada luce 10,9%. Składowe tej różnicy zestawiono w tabeli 5, przy czym każdy kolejny szczebel wprowadza dokładnie jeden efekt.

Dominującą składową luki jest pobór mocy pomocniczej, odpowiadający za 74% różnicy, przy czym sama nadwyżka przyjętych 50 W ponad poziom właściwy trybom wyłączonym wg normy (15 W) [18] wyjaśnia 50,5% luki. Zmienność stochastyczna wnosi zaledwie 1,2%. Szczebła S3 nie należy mylić z efektem dobowego kroku czasowego podanym w rozdziale metodycznym: szczebel S3 opisuje przejście z konwencji binowej na dobową na tym samym materiale, natomiast efekt kroku czasowego opisuje przejście z rozdzielczości godzinowej na dobową, wobec czego obie wielkości mają przeciwne znaki i policzone są na różnych oknach.

Odniesienie luki do COP nominalnego w punkcie A7/W35 (4,650) daje 29,9%, czyli wartość z przedziału 24-30% raportowanego w badaniach polowych [9, 10, 11]. Rozbieżności wskazywane w literaturze bywają więc odnoszone do pojedynczego punktu katalogowego, a nie do wskaźnika sezonowego. Po sprowadzeniu obu wielkości do wspólnej podstawy luka maleje z blisko 30% do niespełna 11%.

Wartość luki zależy przede wszystkim od przyjętego poboru mocy pomocniczej, którego część postojowa została zmierzona, natomiast poboru osprzętu w godzinach pracy sprężarki licznik nie wyodrębnia: przy $P_{aux} = 0$ W luka wynosi 2,7%, przy 15 W — 5,3%, przy przyjętych 50 W — 10,9%, a przy 100 W sięga 17,7%. Wyznaczenie tej składowej wymaga osobnego opomiarowania osprzętu i pozostaje otwartym zadaniem dla badań eksploatacyjnych.

Luka wydajnościowa w ujęciu sześcioletnim

Luka dla cyklu 2020-2025 (tabela 6) pozostaje w przedziale 10,1-13,9% (mediana 11,7%) i jest silnie odwrotnie skorelowana z surowością sezonu grzewczego

Tabela 6. Luka wydajnościowa i udział szczytowego dogrzewu elektrycznego w sześcioletnim cyklu meteorologicznym 2020-2025
Table 6. Performance gap and peak electric back-up share over the six-year meteorological cycle 2020-2025

Rok	Min. temperatura dobowa [°C]	Wskaźnik sezonowy wg metody binowej [-]	SCOP netto — mediana [-]	Udział dogrzewu [%]	Luka [%]
2020	-2,7	3,96	3,41	0,00	13,9
2021	-8,9	3,36	3,02	0,85	10,1
2022	-6,9	3,70	3,25	0,01	12,0
2023	-7,1	3,74	3,31	0,00	11,4
2024	-10,9	3,74	3,28	0,59	12,4
2025	-6,0	3,66	3,26	0,00	10,9

($r = 0,91$) – najniższa w najzimniejszym roku 2021, najwyższa w najłagodniejszym 2020. Wynika to ze stałego charakteru poboru pomocniczego: ta sama roczna ilość energii rozkłada się w łagodnym sezonie na mniejszą produkcję ciepła użytkowego.

Udział szczytowego dogrzewu elektrycznego nie przekroczył 0,85% ciepła użytkowego w żadnym roku, a w trzech latach wyniósł zero. Przyjęta moc nominalna 9,0 kW jest zatem wystarczająca w całym sześcioleciu, przy czym najniższa średnia dobową temperatura zewnętrzna wyniosła $-10,9^{\circ}\text{C}$, więc warunki obliczeniowe (-20°C) nie wystąpiły.

Analiza wrażliwości i identyfikacja źródeł rozrzutu wyników

Wpływ parametrów przyjmowanych deterministycznie oceniono metodą standaryzowanych współczynników regresji (SRC) na próbie 600 przebiegów, losując dziesięć parametrów równomiernie w zakresach uzasadnionych inżyniersko. Współczynnik determinacji wyniósł 0,991 dla SCOP netto i 0,996 dla kosztu rocznego (tabela 7).

O wartości SCOP netto decydują współczynnik jakości montażu ($\text{SRC} = 0,748$) i pobór mocy pomocniczej ($\text{SRC} = -0,604$), a o koszcie rocznym – projektowe obciążenie cieplne budynku ($\text{SRC} = 0,740$). Współczynniki spadku mocy z temperaturą okazały się bez znaczenia ($|\text{SRC}| < 0,015$).

Tabela 7. Standaryzowane współczynniki regresji dla wskaźnika SCOP netto i rocznego kosztu eksploatacyjnego (600 przebiegów, rok 2025)
Table 7. Standardised regression coefficients for the net SCOP and the annual operating cost (600 runs, year 2025)

Parametr	Zakres	SRC – SCOP	SRC – koszt
Współczynnik jakości montażu [-]	0,90-1,10	0,748	-0,454
Pobór mocy pomocniczej [W]	15-100	-0,604	0,358
Projektowe obciążenie cieplne [kW]	6,5-9,5	0,135	0,740
Temperatura nastawy c.w.u. [$^{\circ}\text{C}$]	45-55	-0,095	0,148
Przelicznik zysków słonecznych [kWh/h]	0,5-2,0	-0,050	-0,125
Wykładnik charakterystyki grzejników [-]	1,25-1,35	-0,034	0,020
Wsp. wykorzystania zysków słonecznych [-]	0,60-1,00	-0,029	-0,050
Dobowy pobór c.w.u. [m^3]	0,12-0,20	0,024	0,168
Wsp. spadku mocy od temp. zewnętrznej [$1/\text{K}$]	0,015-0,035	-0,013	0,012
Wsp. spadku mocy od temp. wody [$1/\text{K}$]	0,002-0,006	-0,004	0,000

Dekompozycję wariancji przeprowadzono na dziesięciu parametrach wymienionych w tabeli 7, na próbie 600 przebiegów. Model liniowy w zmiennych standaryzowanych odtwarza 99,1% wariancji sezonowego wskaźnika efektywności netto i 99,6% wariancji kosztu rocznego, wobec czego na wszystko, czego indeksy pierwszego rzędu nie obejmują, to jest na interakcje między parametrami i na nieliniowość odpowiedzi, przypada łącznie mniej niż 0,9% w pierwszym przypadku i mniej niż 0,4% w drugim. Przy niezależnym losowaniu parametrów kwadrat standaryzowanego współczynnika regresji jest estymatorem indeksu Sobola pierwszego rzędu, a różnica między indeksem całkowitym a indeksem pierwszego rzędu jest ograniczona przez wariancję nieodtworzoną modelem liniowym. Formalna analiza Sobola dałaby zatem indeksy pokrywające się z podanymi i potwierdziłaby brak istotnych interakcji. Bootstrapowe przedziały ufności współczynników, wyznaczone na 2000 losowaniach ze zwracaniem, wynoszą dla współczynnika jakości montażu od 0,715 do 0,784, dla poboru pomocniczego od -0,638 do -0,575, a dla projektowego obciążenia cieplnego, decydującego o koszcie rocznym, od 0,708 do 0,775. Udziału wariancji przypisanego współczynnikowi jakości wykonania nie należy czytać jako wyniku obserwacyjnego, ponieważ jest on skutkiem przyjętego rozkładu tego współczynnika.

Dyskusja wyników i interpretacja zjawisk dynamicznych

Uzyskane wyniki wskazują na lukę wydajnościową rzędu 10,1-13,9% (mediana 11,7%) względem wskaźnika sezonowego wyznaczonego zaadaptowaną metodą binową na tym samym ciągu meteorologicznym – istotnie niższą od przedziału 24-30% raportowanego w europejskich badaniach polowych [9, 10, 11]. Model oparty na certyfikowanej charakterystyce urządzenia nie odtwarza zatem rozbieżności obserwowanych w polu, a dominującą składową luki jest bilans energii pomocniczej (74%). Taktowanie sprężarki, straty dystrybucji, jakość regulacji i cykle odszraniania nie są ujęte w mapie producenta jako odrębne składowe i nie mogą zostać odtworzone modelem o dobowym kroku czasowym [11, 14].

Zmienność behawioralna wnosi do luki zaledwie 1,2%, podczas gdy dominującym źródłem rozrzutu jest losowa zmienność jakości wykonania instalacji [9, 10]. Czynnikiem fizycznym pogłębiającym rozbieżność jest obniżenie temperatury wody wodociągowej do 5°C zimą [24, 25].

Moduł nieobecności ujawnił letnie przesunięcie struktury bilansu: przy ograniczonym odbiorze ciepła i podwyższonej temperaturze wody zasilającej czas pracy sprężarki skraca się, co eksponuje stały pobór pomocniczy. Mechanizm działa też w skali rocznej – luka jest odwrotnie skorelowana z surowością sezonu ($r = 0,91$). Udział efektu wynikającego z konwencji bilansowej i efektu fizycznego pozostaje nierozdzielony do czasu pomiaru poboru pomocniczego.

Podejście oparte na sprawności względem obiegu Carnota ($\eta_{\text{sys}} \approx 0,36$, kalibrowana do EN 14511) okazało się bardziej adekwatne do opisu pracy w stanach nieustalonych i przy wysokim lifcie niż bezpośrednia interpolacja map wydajności [12, 20]. Metoda Monte Carlo ujawniła rozbieżność między stabilnością techniczną SCOP netto a wysoką dyspersją kosztów rocznych [26, 29]. Przyjęte założenia ekonomiczne sprzyjają pompie ciepła, a mimo to jej przewaga pozostaje umiarkowana.

Najwyższą efektywność w polskich warunkach zapewniają jednostki inwertorowe o mocy dobranej precyzyjnie do temperatury obliczeniowej, z właściwie zwymiarowanym buforem [13, 16]. Dalszy rozwój modelu powinien objąć sterowanie predykcyjne (MPC), dynamikę cen wynikającą z ETS2 [28] oraz autokonsumpcję z PV.

Wnioski

Przeprowadzone badania symulacyjne z wykorzystaniem autorskiego algorytmu Monte Carlo (5000 iteracji) pozwoliły ocenić efektywność eksploatacyjną i ryzyko kosztowe powietrznej pompy ciepła w budynku referencyjnym WT2021. Sformułowano następujące wnioski:

1. Wykazano, że luka wydajnościowa jest funkcją przyjętego poboru pomocniczego, a nie stałą własnością urządzenia: wyznaczona względem wskaźnika sezonowego obliczonego zaadaptowaną metodą binową wg PN-EN 14825 wynosi od 2,7% przy poborze zerowym do 17,7% przy 100 W, a przy wartości przyjętej w modelu mieści się w sześcioleciu w przedziale 10,1-13,9% (mediana 11,7%). Model oparty na sprawności względem obiegu Carnota ($\eta_{\text{sys}} \approx 0,36$) w połączeniu z analizą stochastyczną pozwolił na dekompozycję tej różnicy: przy poborze przyjętym w modelu 74% pochodzi z bilansu energii pomocniczej, a jedynie 1,2% ze zmienności behawioralnej. Pomiar części postojowej tego poboru został w niniejszej pracy wykonany, natomiast poboru osprzętu w godzinach pracy sprężarki licznik nie wyodrębnia. Odniesienie do COP nominalnego A7/W35 daje natomiast 29,9%.

2. Zidentyfikowano kluczową rolę dynamiki temperatury zimnej wody wodociągowej (t_{cold}) jako fizycznej składowej luki. Obniżenie t_{cold} do 5°C w sezonie zimowym wymusza pracę pompy przy podwyższonym lufie temperatury, generując obciążenie niewidoczne w uproszczonych modelach statycznych.

3. Wykazano mechanizm letniego przesunięcia struktury bilansu: przy zerowym zapotrzebowaniu na ogrzewanie i podwyższonej temperaturze wody wodociągowej maleje zapotrzebowanie użyteczne, przez co stały pobór mocy pomocniczej staje się dominującą składową bilansu. Ten sam mechanizm ujawnia się w skali rocznej ($r = 0,91$). Rozdzielenie składowej fizycznej od składowej wynikającej z przyjętej granicy bilansowej wymaga pomiaru poboru pomocniczego.

4. Wskaźnik SCOP netto wykazuje wysoką stabilność techniczną (wartość średnia 3,25 dla roku 2025, mediany roczne 2,99-3,40 w cyklu 2020-2025). Nie przekłada się ona jednak na przewidywalność kosztową — rozpiętość kosztów rocznych pochodzi przede wszystkim ze zmienności jakości wykonania instalacji, a nie z wzorców użytkowania.

5. Zaproponowano 95. percentyl kosztów rocznych ($p_{95} = 6227$ PLN dla roku 2025) jako miarę ryzyka kosztowego, rozumianą jako poziom wydatków nieprzekroczony w 95% analizowanych scenariuszy przy przyjętych rozkładach wejściowych.

6. Analiza ekonomiczna potwierdziła konkurencyjność kosztową pompy ciepła względem kondensacyjnego kotła gazowego w medianach wszystkich lat oraz we wszystkich 5000 scenariuszach roku 2025 (minimalna oszczędność 322 PLN). W ujęciu sześcioletnim przewaga ta nie jest bezwarunkowa — w skrajnie niekorzystnym scenariuszu roku 2021 kocioł gazowy jest tańszy o ok. 294 PLN. Skuteczność zwrotu nadwyżki inwestycyjnej (25 000 PLN) w horyzoncie 15 lat wynosi 49%, przy medianie czasu zwrotu 12 lat.

Przedstawione wyniki dotyczą przyjętego budynku referencyjnego i analizowanych scenariuszy, a ograniczenia pracy podano w tekście jawnie. Walidacja zewnętrzna objęła jeden obiekt i jedno okno 226 dób, przy czym niezależnemu sprawdzeniu podlegała w niej strona cieplna, natomiast pobór pomocniczy na poziomie jednostki skalibrowano na tym samym zbiorze. Dobowy krok czasowy nie odtwarza taktowania sprężarki, cykli odszraniania ani godzinowych szczytów zapotrzebowania, budynek reprezentuje jeden parametr bez bilansu przegrodowego, a rozkłady wejściowe symulacji są

w większości założeniami autorskimi. Sezonowa zmiana struktury bilansu wynika częściowo z przyjętej granicy bilansowej i stałego poboru pomocniczego przy małym obciążeniu, wobec czego wymaga potwierdzenia pomiarowego. Materiał odtwarzający obliczenia zamieszczono w zakresie węższym niż pełne wyprowadzenia i uzasadnienia rozkładów wejściowych, rachunek ekonomiczny nie rozdziela kosztu serwisu na obie technologie ani nie ujmuje trwałości i kosztu odtworzenia urządzeń, a przegląd literatury nie obejmuje krajowych badań efektywności sezonowej, wobec czego przywoływany

zakres luki 24-30% pochodzi z badań prowadzonych w odmiennych warunkach. Wnioski sformułowano wyłącznie w odniesieniu do analizowanych scenariuszy.

Tak określony zakres nie umniejsza użyteczności praktycznej pracy. Dekompozycja luki wskazuje projektantom i doradcom energetycznym, które składniki bilansu decydują o rozbieżności między charakterystyką katalogową a warunkami eksploatacji, a jawne rozdzielenie granic bilansowych pozwala porównywać wskaźniki o różnym zakresie bez błędu interpretacyjnego.

Wykaz oznaczeń

Oznaczenie	Wielkość	Jednostka
q_{obl}	projektowe obciążenie cieplne budynku	kW
t_{obl}	obliczeniowa temperatura zewnętrzna	°C
t_i	temperatura wewnętrzna pomieszczeń ogrzewanych	°C
t_{ext}	średnia dobową temperaturę powietrza zewnętrznego	°C
$t_{ext,off}$	graniczna temperatura wyłączenia ogrzewania	°C
t_s	temperatura zasilania instalacji grzewczej	°C
t_{sn}/t_m	projektowa temperatura zasilania i powrotu	°C
t_{cwu}	temperatura nastawy ciepłej wody użytkowej	°C
t_{cold}	temperatura wody wodociągowej	°C
m_{rad}	wykładnik charakterystyki emisyjnej grzejników	–
P_{nom}	moc grzewcza znamionowa pompy ciepła (A7/W35)	kW
P_{aux}	pobór mocy urządzeń pomocniczych	W
V_{cwu}	dobowa objętość poboru ciepłej wody użytkowej	m ³ /d
η_{sys}	sprawność odniesiona do obiegu Carnota, kalibrowana do mapy producenta	–
η_{alt}	sprawność kotła gazowego w układzie odniesienia	–
f_{def}	współczynnik korekcyjny odszraniania	–
α/β	współczynnik spadku mocy od temperatury zewnętrznej i od temperatury wody	1/K
δ	roczny spadek sprawności układu	%/rok
k_{sol}	współczynnik wykorzystania zysków słonecznych	–
P_{base}/P_{lato}	prawdopodobieństwo nieobecności: bazowe i w okresie wakacyjnym	–
n_{sim}	liczba iteracji symulacji Monte Carlo	–
n	horyzont analizy ekonomicznej	lata
COP_{co}	chwilowy współczynnik efektywności w trybie ogrzewania	–
COP_{cwu}	chwilowy współczynnik efektywności w trybie ciepłej wody użytkowej	–
COP_{prod}	współczynnik efektywności z certyfikowanej mapy producenta	–
$SCOP_{netto}$	sezonowy wskaźnik efektywności netto, obejmujący ogrzewanie, ciepłą wodę użytkową, energię pomocniczą i dogrzew	–
Q_{hp}	ciepło użyteczne dostarczone przez pompę ciepła	kWh
Q_{gz}	ciepło dostarczone przez szczytowy dogrzew elektryczny	kWh
E_{comp}	energia elektryczna pobrana przez sprężarkę	kWh
E_{aux}	energia elektryczna urządzeń pomocniczych	kWh
C_{el}	cena energii elektrycznej	zł/kWh
C_{gaz}	cena gazu ziemnego	zł/GJ
SRC	standaryzowany współczynnik regresji	–
EP	wskaźnik zapotrzebowania na nieodnawialną energię pierwotną	kWh/(m ² ·rok)

Literatura

- [1] Mouzeviris G. A., Papakostas K. T. (2021). Comparative analysis of air-to-water and ground source heat pumps performances. *International Journal of Sustainable Energy*, 40, 69–84.
- [2] Ermel C., Bianchi M. V. A., Schneider P. S. (2023). Energy Model to Evaluate Thermal Energy Storage Integrated with Air Source Heat Pumps: Preprint. National Renewable Energy Laboratory, NREL/CP-5500-82601. <https://www.nrel.gov/docs/fy23osti/82601.pdf>
- [3] Gan M. (2024). A novel solar-assisted air source heat pump system for urban renewal: Experimental test and numerical simulation. *Applied and Computational Engineering*, 91, 116–130.
- [4] Olympios A. V., Aunedi M., Mersch M., Krishnaswamy A., Stollery C., Pantaleo A. M., Sapin P., Strbac G., Markides C. N. (2022). Delivering net-zero carbon heat: Technoeconomic and whole-system comparisons of domestic electricity- and hydrogen-driven technologies in the UK. *Energy Conversion and Management*, 262, 115649. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2022.115649>
- [5] Wang Z., Luther M. B., Amirkhani M., Liu C., Horan P. (2021). State of the Art on Heat Pumps for Residential Buildings. *Buildings*, 11, 350. <https://doi.org/10.3390/buildings11080350>
- [6] Pinamonti M., Beausoleil-Morrison I., Prada A., Baggio P. (2021). Water-to-water heat pump integration in a solar seasonal storage system for space heating and domestic hot water production of a single-family house in a cold climate. *Solar Energy*, 213, 300–311. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2020.11.052>
- [7] Sebachiewicz C. (2019). Performance assessment between a ground coupled and air source heat pump used for domestic hot water preparation. *E3S Web of Conferences*, 111, 06075. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/201911106075>
- [8] Rozporządzenie Ministra Infrastruktury z dnia 12 kwietnia 2002 r. w sprawie warunków technicznych, jakim powinny odpowiadać budynki i ich usytuowanie (Dz.U. 2022 poz. 1225, z późn. zm.).
- [9] Brudermueller T., Potthoff U., Fleisch E. i in. (2025). Estimation of energy efficiency of heat pumps in residential buildings using real operation data. *Nature Communications*, 16, 2834. <https://doi.org/10.1038/s41467-025-58014-y>
- [10] O'Hegarty R., Kinnane O., Lennon D., Colclough S. (2022). Air-to-water heat pumps: Review and analysis of the performance gap between in-use and product rated performance. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 155, 111887. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2021.111887>
- [11] Carroll P., Chesser M., Lyons P. (2020). Air Source Heat Pumps field studies: A systematic literature review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 134, 110275. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2020.110275>
- [12] Conti P., Bartoli C., Franco A., Testi D. (2020). Experimental Analysis of an Air Heat Pump for Heating Service Using a "Hardware-In-The-Loop" System. *Energies*, 13, 4498. <https://doi.org/10.3390/en13174498>
- [13] Brudermueller T., Kreft M., Fleisch E., Staake T. (2023). Large-scale monitoring of residential heat pump cycling using smart meter data. *Applied Energy*, 350, 121734. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2023.121734>
- [14] Botu M., Atanasiu M., Ursescu G., Rakosi E. (2023). Retrofit of a standard split-type air conditioner into an air-to-water heat pump. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 1290, 012005. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/1290/1/012005>
- [15] Cong T. N., Noël F., Rivière P., Arzano-Daurelle C., Marchio D. (2021). In-situ method for air-to-air heat pump seasonal performance determination including steady-state and dynamic operations. *International Journal of Refrigeration*, 127, 82–92. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2021.02.021>
- [16] Priarone A., Silenzi F., Fossa M. (2020). Modelling Heat Pumps with Variable EER and COP in EnergyPlus: A Case Study Applied to Ground Source and Heat Recovery Heat Pump Systems. *Energies*, 13, 794. <https://doi.org/10.3390/en13040794>
- [17] Sankelo P., Ahmed K., Mikola A., Kurnitski J. (2022). Renovation Results of Finnish Single-Family Renovation Subsidies: Oil Boiler Replacement with Heat Pumps. *Energies*, 15, 7620. <https://doi.org/10.3390/en15207620>
- [18] PN-EN 14825:2022 Klimatyzatory, ziębiarki cieczy i pompy ciepła ze sprężarkami o napędzie elektrycznym, do ogrzewania i chłodzenia pomieszczeń — Badanie i ocena w warunkach niepełnego obciążenia oraz obliczanie efektywności sezonowej.
- [19] Abid M., Hewitt N., Huang M.-J., Wilson C., Cotter D. (2021). Performance Analysis of the Developed Air Source Heat Pump System at Low-to-Medium and High Supply Temperatures for Irish Housing Stock Heat Load Applications. *Sustainability*, 13, 11753. <https://doi.org/10.3390/su132111753>
- [20] Lämmle M., Bongs C., Wapler J., Günther D., Hess S., Kropp M., Herkel S. (2022). Performance of air and ground source heat pumps retrofitted to radiator heating systems and measures to reduce space heating temperatures in existing buildings. *Energy*, 242, 122952. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.122952>
- [21] Lämmle M., Metz J., Kropp M., Wapler J., Oltersdorf T., Günther D., Herkel S., Bongs C. (2023). Heat Pump Systems in Existing Multifamily Buildings: A Meta-Analysis of Field Measurement Data Focusing on the Relationship of Temperature and Performance of Heat Pump Systems. *Energy Technology*, 11, 2300379. <https://doi.org/10.1002/ente.202300379>
- [22] PN-EN 14511-1÷4:2018 Klimatyzatory, ziębiarki cieczy i pompy ciepła ze sprężarkami o napędzie elektrycznym, do grzania i ziębienia.
- [23] PN-EN 12831-1:2017 Charakterystyka energetyczna budynków — Metoda obliczania projektowego obciążenia cieplnego — Część 1: Obciążenie cieplne.
- [24] Lisowska-Lis A., Leszczyński R. (2018). Air-water heat pump applied as water boiler in single-family house, coefficient of performance analysis under the real conditions. *Science, Technology and Innovation*, 3, 58–61. <https://doi.org/10.5604/01.3001.0012.8166>
- [25] Meireles I., Sousa V., Bleys B., Poncelet B. (2022). Domestic hot water consumption pattern: Relation with total water consumption and air temperature. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 157, 112035. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2021.112035>
- [26] Reza A. M. M., Rogoza A. (2024). Life cycle assessment of a condensing gas boiler and compare with an air source heat pump in a residential building. *Mokslas – Lietuvos ateitis / Science – Future of Lithuania*, 16. <https://doi.org/10.3846/mla.2024.21298>
- [27] Balke E. C., Healy W. M., Ullah T. (2016). An assessment of efficient water heating options for an all-electric single family residence in a mixed-humid climate. *Energy and Buildings*, 133, 371–380. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2016.09.052>
- [28] Dyrektywa Parlamentu Europejskiego i Rady (UE) 2023/959 z dnia 10 maja 2023 r. zmieniająca dyrektywę 2003/87/WE ustanawiającą system handlu przydziałami emisji gazów cieplarnianych w Unii oraz decyzję (UE) 2015/1814 (Dz.Urz. UE L 130 z 16.05.2023).
- [29] Masiukiewicz M., Tańczuk M., Anweiler S., Streckienė G., Boldyryev S. (2025). Long-term climate-based sizing and economic assessment of air-water heat pumps for residential heating. *Applied Thermal Engineering*, 258, 124627. <https://doi.org/10.1016/j.appltherma-eng.2024.124627>

