



Politechnika Krakowska
im. Tadeusza Kościuszki
Wydział Inżynierii i Technologii Chemicznej
Katedra Inżynierii Chemicznej i Procesowej

ROZPRAWA DOKTORSKA

**CHŁODZENIE PASYWNE Z WYKORZYSTANIEM
INSTALACJI HYBRYDOWEJ Z ODNAWIALNYMI
ŹRÓDŁAMI ENERGII**

mgr inż. Sebastian Pater

Promotor:

dr hab. inż. Włodzimierz Ciesielczyk, prof. PK

Kraków 2015

Składam serdeczne podziękowania:

*Panu dr hab. inż. Włodzimierzowi Ciesielczykowi, prof. PK
za życzliwość, poświęcony czas i nieocenioną pomoc
naukową w powstawaniu niniejszej pracy.*

*Panu prof. dr hab. inż. Januszowi Magierze,
za ukierunkowanie w działalności naukowo-badawczej
i wieloletnią opiekę merytoryczną.*

*Najbliższym
za wsparcie, cierpliwość, motywację i zrozumienie.*

Współfinansowanie badań:

- Projekt stypendialny „**Doctus – Małopolski program stypendialny dla doktorantów**” realizowany w ramach Programu Operacyjnego Kapitał Ludzki 2007–2013, Priorytetu VIII. Regionalne Kadry Gospodarki, Działanie 8.2 Transfer Wiedzy, Poddziałania 8.2.2 Regionalne Strategie Innowacji.



- Projekt „**Politechnika XXI wieku. Program Rozwojowy Politechniki Krakowskiej – najwyższej jakości dydaktyka dla przyszłych polskich inżynierów**” finansowany ze środków Europejskiego Funduszu Społecznego i budżetu państwa w ramach Poddziałania 4.1.1 Programu Operacyjnego Kapitał Ludzki.



- Dotacja na finansowanie działalności statutowej polegającej na prowadzeniu badań naukowych lub prac rozwojowych oraz zadań z nimi związanych, służących rozwojowi młodych naukowców oraz uczestników studiów doktoranckich. Temat zadania realizowanego w 2014 roku: „**Badania pionowego, gruntowego wymiennika ciepła w chłodzeniu pasywnym**”.

Spis treści

Wykaz najważniejszych oznaczeń.....	6
1. WPROWADZENIE	11
1.1. Cel i zakres rozprawy	13
2. CZĘŚĆ LITERATUROWA.....	15
2.1. Grzewcze instalacje hybrydowe z odnawialnymi źródłami energii	15
2.2.1. Przegląd stosowanych konfiguracji instalacji hybrydowych	17
• Pompa ciepła i kocioł na paliwo konwencjonalne	18
• Kocioł na paliwo konwencjonalne i kolektory słoneczne.....	19
• Pompa ciepła i kolektory słoneczne.....	20
• Multiwalentne instalacje hybrydowe	22
2.2.2. Sterowanie pracą instalacji hybrydowych.....	23
2.2.3. System sterowania DigiENERGY	27
• Budowa systemu sterowania.....	28
• Oprogramowanie systemu sterowania	29
2.2. Chłodzenie pasywne	31
2.3.1. Efektywność energetyczna pomp ciepła	36
2.3.2. Przykłady instalacji z funkcją chłodzenia aktywnego i pasywnego	42
2.3. Modelowanie procesów cieplno-przepływowych w PGWC.....	44
3. CZĘŚĆ EKSPERYMENTALNA	48
3.1. Charakterystyka budynku	48
3.1.1. Zapotrzebowanie na ciepło do ogrzewania budynku	50
3.1.2. Zapotrzebowanie na chłód użytkowy dla budynku.....	51
3.2. Charakterystyka grzewczo-chłodniczej instalacji hybrydowej	52
3.2.1. Pompa ciepła	52
3.2.2. Kocioł na biomasę.....	56
3.2.3. Kolektory słoneczne.....	57
3.2.4. Kocioł gazowy oraz zbiorniki akumulacji ciepła.....	59
3.2.5. Obiegi grzewcze oraz system wentylacji budynku	62
3.3. System sterowania pracą instalacji.....	63

3.4. Elementy opomiarowania instalacji.....	70
3.5. Wyniki badań.....	74
3.5.1. Chłodzenie pasywne.....	74
• Przebieg chłodzenia pasywnego w sezonach chłodniczych.....	81
• Porównanie sezonów chłodniczych	89
• Analiza możliwości wykorzystania PGWC do chłodzenia pasywnego w warunkach polskich.....	91
3.5.2. Transport ciepła wytwarzanego przez kolektory słoneczne do pionowego gruntowego wymiennika ciepła.....	92
3.5.3. Efektywność pracy kolektorów słonecznych wykorzystujących wodę jako płyn solarny	102
• Analiza działania systemu przeciwwamrozeniowego.....	107
3.5.4. Wpływ dostarczania dodatkowego ciepła do gruntu na wydajność grzewczą PGWC	113
• Porównanie sezonów grzewczych.....	121
3.6. Model procesów ciepłno-przepływowych w PGWC	126
3.6.1. Weryfikacja eksperymentalna modelu	133
3.7. Efektywność energetyczna instalacji hybrydowej.....	142
• Roczna produkcja oraz zużycie energii w instalacji	146
3.8. Analiza niepewności pomiarowej wyznaczanych wielkości.....	149
4. PODSUMOWANIE I SUGEROWANE KIERUNKI DALSZYCH BADAŃ ..	150
5. LITERATURA	152
Streszczenie	167
Abstract.....	168
Załączniki.....	169

WYKAZ NAJWAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ

A_a	– sumaryczna powierzchnia apertury kolektorów słonecznych [m ²]
c	– ciepło właściwe [J/(kg·K)]
D	– odległość pomiędzy rurami w odwiercie [m]
E_i	– funkcja całkowo-wykładnicza [-]
H	– wysokość odwiertu [m]
h_f	– współczynnik wnikania ciepła od solanki do powierzchni rury [W/m ² K]
P	– współczynnik bezwymiarowy [-]
P_m	– moc elektryczna pobierana przez sprężarkę, elementy regulacyjne i zabezpieczające oraz urządzenia zapewniające przepływ czynników pośredniczących w przekazywaniu ciepła wewnątrz pompy ciepła [W]
$P_A, P_{A,d}$	– ilość energii elektrycznej zużytej przez urządzenia pomocnicze pompy ciepła kolejno w sezonie i w ciągu doby [J]
$P_C, P_{C,d}$	– ilość energii elektrycznej zużytej przez sprężarkę i sterownik pompy ciepła kolejno w sezonie i w ciągu doby [J]
$P_E, P_{E,d}$	– ilość energii elektrycznej zużytej przez dodatkowy element grzejny kolejno w sezonie i w ciągu doby [J]
$P_O, P_{O,d}$	– ilość energii elektrycznej zużytej przez pompę obiegową (ładującą) zbiornika buforowego i c.w.u. kolejno w sezonie i w ciągu doby [J]
$P_P, P_{P,d}$	– ilość energii elektrycznej zużytej przez pompę obiegową solanki, studni głębinowej lub wentylatora DŹC pompy ciepła kolejno w sezonie i w ciągu doby [J]
$P_W, P_{W,d}$	– ilość energii elektrycznej zużytej przez CWNW w czasie pracy pompy ciepła w trybie chłodzenia pasywnego w ciągu sezonu i w ciągu doby [J]
\bar{q}	– średni strumień ciepła [W]
Q	– moc grzewcza pompy ciepła [W]
Q_C	– moc chłodnicza pompy ciepła [W]
$Q_{C,d}$	– ilość ciepła odebrana od nośnika ciepła w ciągu doby [J]
$\bar{Q}_{C,d}$	– średnia moc chłodnicza pompy ciepła w ciągu doby [W]

- $Q_{c,s}$ – ilość ciepła odebrana przez pompę ciepła od nośnika ciepła w sezonie [J]
- Q_d – ilość ciepła wytworzona przez pompę ciepła na pokrycie zapotrzebowanie na ciepło budynku oraz produkcję c.w.u. w ciągu doby [J]
- $Q_{DZC,d}, Q_{DZC,s}$ – ilość ciepła odebrana przez pompę ciepła od DŹC kolejno w ciągu doby i w sezonie [J]
- $\bar{Q}_{DZC,d}, \bar{Q}_{DZC,s}$ – średnia moc cieplna DŹC pompy ciepła kolejno w ciągu doby i w sezonie [W]
- $Q_E, Q_{E,d}$ – ilość ciepła wytworzona przez dodatkowy element grzejny kolejno w sezonie i w ciągu doby [J]
- Q_k – ilość ciepła w kroku czasowym [J]
- $Q_{k,c}$ – ilość chłodu w kroku czasowym [J]
- $Q_{K,d}$ – ilość energii promieniowania słonecznego padająca na całkowitą powierzchnię kolektorów słonecznych w ciągu doby [MJ/d]
- Q_{kociot} – ilość ciepła wytworzona przez kocioł podczas badania [J]
- $Q_{Kol,d}$ – ilość ciepła wytworzona przez kolektory słoneczne w ciągu doby [MJ]
- $Q_{Pyr,d}$ – ilość energii promieniowania słonecznego padająca na jednostkę powierzchni kolektorów słonecznych w ciągu doby [MJ/(d·m²)]
- Q_s, Q_d – ilość ciepła wytworzona przez pompę ciepła kolejno w sezonie i w ciągu doby [J]
- \bar{Q}_s – średnia moc grzewcza pompy ciepła w sezonie [W]
- $t_{c,d}$ – czas pracy pompy ciepła w trybie chłodzenia w ciągu doby [s]
- t_d, t_s – czas pracy pompy ciepła w trybie grzania kolejno w ciągu doby i w sezonie [s]
- t_k – długość kroku czasowego [s]
- T – temperatura [K]
- T_b – temperatura na ścianie zewnętrznej odwiertu [K]
- T'_f – temperatura płynu na wlocie do U-rurki [K]
- T_∞ – niezakłócona temperatura gruntu [K]
- U – współczynnik przenikania ciepła [W/(m²·K)]
- \dot{V} – objętościowe natężenie przepływu [m³/s]
- r – odległość od liniowego strumienia ciepła [m]

r_b	– promień odwiertu [m]
r_{pi}	– promień wewnętrzny rury w odwiercie [m]
r_{po}	– promień zewnętrzny rury w odwiercie [m]
R_{11}	– opór cieplny między ścianką odwiertu i płynem [mK/W]
R_{22}	– opór cieplny pomiędzy płynem w rurach U-rurki [mK/W]
k	– współczynnik przewodzenia ciepła [W/(m·K)]
k_b	– współczynnik przewodzenia ciepła materiału wypełnienia odwiertu [W/mK]
k_f	– współczynnik przewodzenia ciepła płynu [W/mK]
k_g	– współczynnik przewodzenia ciepła gruntu otaczającego odwiert [W/mK]
k_p	– współczynnik przewodzenia ciepła dla ścianki rury [W/mK]
\dot{m}	– masowe natężenie przepływu [kg/s]
m_{dw}	– masa wilgotnego polana [kg]
$m_{poz.}$	– masa pozostałości (niespalonego drewna oraz popiołu) [kg]
X_{dw}	– wilgotność polana [kg H ₂ O / kg wilgotnego polana]
w_u	– wartość opałowa drewna [J/kg]
z	– współrzędna osiowa [m]
Z	– współczynnik bezwymiarowy [-]

Litery greckie:

α	– dyfuzyjność cieplna gruntu [m ² /s]
β	– współczynnik bezwymiarowy [-]
η	– sprawność [-]
ρ	– gęstość [kg/m ³]
Θ_1	– bezwymiarowa temperatura płynu płynącego w dół U-rurki [-]
Θ_2	– bezwymiarowa temperatura płynu płynącego w górę U-rurki [-]
ϕ	– stopień pokrycia zapotrzebowania na ciepło lub chłód przez pompę ciepła w kroku czasowym [-]

Indeks dolny:

- b* – odwiert (*borehole*)
- w* – woda
- z* – zasilanie (w obiegu)
- p* – powrót (w obiegu)
- d* – doba
- g* – grunt
- f* – płyn
- s* – solanka
- S* – sezon
- C* – chłodzenie
- f1* – płyn przepływający w dół U-rurki
- f2* – płyn przepływający w górę w U-rurki

Skróty:

- COP – współczynnik wydajności pompy ciepła
- CWNW – centrala wentylacyjna nawiewno-wywiewna
- c.w.u. – ciepła woda użytkowa
- DŹC – dolne źródło ciepła
- EER – współczynnik wydajności chłodniczej pompy ciepła
- ESEER – europejski sezonowy współczynnik wydajności chłodniczej pompy ciepła
- GWC – gruntowy wymiennik ciepła
- GŹC – górne źródło ciepła
- HSPF – grzewczy sezonowy współczynnik efektywności pompy ciepła
- IMGW – Instytut Meteorologii i Gospodarki Wodnej
- JAZ – sezonowy współczynnik efektywności pompy ciepła
- OZE – odnawialne źródła energii
- PGWC – pionowy gruntowy wymiennik ciepła
- SCOP – sezonowy współczynnik wydajności pompy ciepła
- SEER – sezonowy współczynnik wydajności chłodniczej pompy ciepła
- SPF – sezonowy współczynnik efektywności pompy ciepła
- SPF_C – sezonowy współczynnik efektywności chłodniczej pompy ciepła
- SPF_{3d} – rzeczywista, dobową efektywność pompy ciepła w ciągu doby

- SPF1– SPF4 – rzeczywiste współczynniki efektywności pompy ciepła
wyznaczone ze wzorów (2.2) - (2.5)
- SPF_{C1} – SPF_{C4} – rzeczywiste, sezonowe współczynniki efektywności chłodniczej
pompy ciepła wyznaczone ze wzorów (2.8) - (2.10) oraz (3.5)
- SPF_{C3,d} – SPF_{C4,d} – rzeczywiste, dobowe współczynniki efektywności chłodniczej
pompy ciepła wyznaczone ze wzorów (3.2) i (3.3)
- UE – Unia Europejska

1. WPROWADZENIE

Energia ma kluczowe znaczenie w wielu aspektach działalności człowieka oraz procesach produkcyjnych. Jest ona niezbędna do rozwoju społecznego, kulturalnego i gospodarczego we wszystkich krajach. Wzrost populacji ludzi, rozwój cywilizacyjny wpływający na konsumpcję, postęp technologiczny, a także chęć życia w coraz lepszych warunkach sprawiają, że w skali globalnej zapotrzebowanie na energię ciągle rośnie [1, 2]. Prognozy przewidują, że między rokiem 2012 a 2035 zużycie energii w skali świata wzrośnie o 40-50% [1, 3, 4]. Z tego względu bezpieczeństwo energetyczne, rozumiane jako zróżnicowanie źródeł dostaw nośników energii i zapewnienie gwarancji ich dostarczenia, a także efektywne wykorzystanie lokalnych zasobów surowców energetycznych, przy jednoczesnym zastosowaniu nowoczesnych technologii, stało się kwestią strategiczną w światowej strukturze politycznej i gospodarczej [1, 5, 6].

Pogodzenie wzrostu gospodarczego z racjonalnym wykorzystaniem zasobów konwencjonalnych i poszanowaniem środowiska naturalnego jest jednym z wyzwań, przed którym stoi również Polska. Dbłość o środowisko jest szczególnie ważna, ponieważ jak wynika z przeprowadzonych badań [7] na koniec 2013 roku około 77,9% światowej energii elektrycznej było produkowane z nieodnawialnych źródeł energii. Mimo prób zmniejszania globalnych emisji w 2011 roku wytworzono 32 mld ton ditlenku węgla, czyli dwa razy więcej niż przez lata siedemdziesiąte XX wieku [8]. Według prognoz globalna emisja ditlenku węgla będzie nadal wzrastać i wyniesie 36 miliardów ton w roku 2020, a do 2050 roku wielkość ta ulegnie podwojeniu [8].

W ostatnich kilku latach Unia Europejska (UE), w odpowiedzi na wzrost cen nośników energii oraz rosnącą zależność od dostawców energii, przyjęła szereg dokumentów, które mają się przyczynić do zwiększenia bezpieczeństwa energetycznego państw członkowskich, ochrony środowiska, a także wzrostu konkurencyjności unijnego przemysłu na świecie. Jednym z postanowień opublikowanego w styczniu 2008 roku pakietu klimatyczno-energetycznego było zwiększenie efektywności energetycznej państw zrzeszonych UE o 20% do roku 2020 [9]. Realizacja tego celu może się odbywać poprzez rozwijanie oraz wspieranie energooszczędnych i proekologicznych rozwiązań szczególnie w gospodarstwach domowych, które odpowiadały w 2010 roku za około 27% światowego zużycia energii, tj. 86,8 EJ [8].

Gospodarstwa domowe są największym konsumentem energii w Polsce. Według danych GUS ich udział w rocznym bilansie zużycia energii finalnej w 2012 roku wynosił ok. 30% [9]. Co więcej, pomiędzy rokiem 1993 a 2012 w gospodarstwach domowych odnotowano dwukrotny wzrost udziału zużycia energii elektrycznej na potrzeby coraz bardziej urozmaiconego wyposażenia elektrycznego, które było wykorzystywane przez użytkowników z większą intensywnością [9].

Modernizacja systemu centralnego ogrzewania, a także chłodzenia jest jednym z podstawowych sposobów na uzyskanie znacznych oszczędności w zużyciu energii na zapewnienie właściwego komfortu termicznego w pomieszczeniach gospodarstwa domowego przez cały rok, bez względu na panujące warunki atmosferyczne. Znaczącą rolę w tych instalacjach, a także systemach przygotowania ciepłej wody użytkowej (c.w.u.) powinny odgrywać urządzenia wykorzystujące odnawialne źródła energii (OZE), z którymi wiąże się duże nadzieje w zakresie przeciwdziałania globalnym zmianom klimatycznym, lokalnej poprawie jakości powietrza i wreszcie poprawie bezpieczeństwa energetycznego państwa [10, 11].

Aktualnie dużym zainteresowaniem cieszą się instalacje hybrydowe, w których do produkcji ciepła lub chłodu stosuje się co najmniej dwa współdziałające ze sobą urządzenia wykorzystujące różne nośniki energii, w tym OZE [12, 13]. W tego typu instalacjach energia w pierwszej kolejności jest pozyskiwana ze źródeł odnawialnych, a tylko w niekorzystnych warunkach pogodowych, lub przy zbyt niskiej mocy grzewczej jej ewentualne braki uzupełniane są ze źródeł konwencjonalnych. W polskich uwarunkowaniach w instalacjach hybrydowych najczęściej stosuje się kolektory słoneczne, kotły na biomasę, pompy ciepła czy konwencjonalne urządzenia jak np. kondensacyjne kotły gazowe oraz kotły na paliwo stałe.

Pomimo, iż Polska nie należy do krajów o dużej liczbie dni z wysokimi średnimi temperaturami zewnętrznymi powietrza w okresie lata, wśród użytkowników gospodarstw domowych rośnie zainteresowanie instalacjami chłodniczymi [14, 15]. Analizy potencjału rynku polskiego dotyczące branży instalacji chłodniczych również potwierdzają jej szybki rozwój w perspektywie kilku lat [16]. Praca tradycyjnych instalacji do produkcji chłodu wiąże się z dużym zużyciem energii elektrycznej, dlatego też wciąż poszukuje się nowych rozwiązań, które będą mniej energochłonne, a jednocześnie bardziej przyjazne dla środowiska naturalnego [17]. Do takich

przedsięwzięć można zaliczyć pasywne systemy chłodzenia wykorzystujące gruntowe wymienniki ciepła będące dolnymi źródłami ciepła (DŹC) dla pomp ciepła.

Rozeznanie literaturowe [4-13, 15-39, 41-53] pozwala stwierdzić, iż dotychczas, ze względu na szeroki wachlarz możliwości integrowania w instalacjach hybrydowych urządzeń grzewczych i chłodniczych wykorzystujących OZE, nie wszystkie konfiguracje zostały wdrożone i sprawdzone w praktyce. Doświadczenia krajowe dotyczące eksploatacji takich instalacji są niewielkie, a spotykane opracowania charakteryzują w sposób niewystarczający istotne kwestie pracy takich instalacji. Szczególnie wartym uwagi obszarem zainteresowań powinny być systemy zarządzające i bilansujące pracę wraz z wbudowanymi algorytmami sterowania umożliwiającymi uprzywilejowanie w produkcji energii urządzeń wykorzystujących OZE, a także poprawne i bezawaryjne współdziałanie wszystkich urządzeń w instalacji [18-21].

W ograniczonym zakresie analizowano dotychczas możliwość wykorzystania do chłodzenia pasywnego pomieszczeń budynków mieszkalnych pionowych gruntowych wymienników ciepła (PGWC) będących dolnym źródłem ciepła dla pomp ciepła w trybie grzania. Prowadzone badania nie kładły w wystarczający sposób nacisku na określenie odpowiednich parametrów jakościowych i ilościowych wymiennika gruntowego w okresie użytkowania instalacji zarówno do celów grzewczych jak i chłodniczych. Znaczący problem stanowi również nierównomierne obciążenie grzewcze i chłodnicze budynków, a tym samym wpływ na uzyskiwane wartości efektywności chłodniczej i grzewczej pompy ciepła.

Do określenia wymienionych aspektów związanych z pracą instalacji hybrydowych przydatne mogą się okazać długookresowe analizy pracy takich instalacji w rzeczywistych warunkach użytkowania [22].

1.1. Cel i zakres rozprawy

Cel główny:

- określenie możliwości wykorzystania pionowych gruntowych wymienników ciepła, które pełnią funkcję DŹC dla pomp ciepła w okresie zimowym, w zastosowaniu dla chłodzenia pasywnego pomieszczeń obiektów budowlanych w okresie występowania wysokich temperatur powietrza zewnętrznego.

Zakres rozprawy:

- rozeznanie literaturowe w obszarze instalacji hybrydowych i systemów sterowania ich pracą, chłodzenia pasywnego oraz modelowania wymiany ciepła w PGWC,
- przystosowanie do celów badawczych grzewczej i chłodniczej multiwalentnej instalacji hybrydowej,
- budowa, konfiguracja, testowanie i modyfikacja systemu sterowania instalacją hybrydową,
- długookresowe badanie funkcjonowania zaproponowanej instalacji hybrydowej,
- określenie efektywności energetycznej i mocy chłodniczej chłodzenia pasywnego z wykorzystaniem PGWC w warunkach rzeczywistych oraz wpływu tego procesu na pracę pompy ciepła w trybie grzania,
- analiza możliwości wykorzystania PGWC do chłodzenia pasywnego pomieszczeń budynków w warunkach polskich,
- modelowanie procesów cieplno-przepływowych w PGWC z uwzględnieniem:
 - wspomagania regeneracji gruntu otaczającego PGWC poprzez dostarczanie ciepła pochodzącego od chłodzonych pasywnie pomieszczeń obiektu budowlanego,
 - ciepła dostarczanego od kolektorów słonecznych,
 - nierównomiernego obciążenia grzewczego i chłodniczego budynku, a także różnego stopnia pokrycia zapotrzebowania na ciepło dla budynku przez pompę ciepła,
- weryfikacja zaproponowanego modelu procesów cieplno-przepływowych w PGWC z eksperymentalnymi wynikami badań,
- określenie efektywności energetycznej współpracujących ze sobą urządzeń grzewczych w instalacji hybrydowej.

2.CZĘŚĆ LITERATUROWA

2.1. Grzewcze instalacje hybrydowe z odnawialnymi źródłami energii

Systemy grzewcze, w których zastosowano co najmniej dwa współdziałające ze sobą urządzenia wykorzystujące różne nośniki energii nazywa się instalacjami hybrydowymi. W warunkach polskich, w takich instalacjach najczęściej stosuje się urządzenia korzystające z OZE (pompy ciepła, kolektory słoneczne, kotły na biomasę stałą), a także urządzenia użytkujące tradycyjne nośniki energii, jak kotły gazowe czy kotły na paliwo stałe [12, 23-26].

Koncepcja projektowania i wdrażania systemów hybrydowych wynika z faktu, iż większość źródeł odnawialnych charakteryzuje się zmiennym strumieniem energii dostarczanej lub odbieranej w ciągu roku, dnia, a nawet godziny [27, 28]. Efektywna energetycznie praca instalacji hybrydowej opiera się na wzajemnym kompensowaniu zalet i wad poszczególnych urządzeń systemu [27, 28]. Istotne jest, aby energia w pierwszej kolejności była pozyskiwana przez urządzenia wykorzystujące OZE, a dopiero w niekorzystnych warunkach pogodowych czy niedostatecznej mocy grzewczej do pokrywania zapotrzebowania na ciepło, przez urządzenia korzystające z nieodnawialnych źródeł energii.

W porównaniu do instalacji grzewczych, gdzie zastosowano tylko jedno urządzenie, instalacje hybrydowe z OZE charakteryzują się następującymi cechami [12, 25, 29, 30]:

- są bardziej niezawodne,
- umożliwiają dobór urządzeń składowych o niższej mocy grzewczej, a w przypadku pompy ciepła pozwalają na zmniejszenie wymiarów dolnego źródła ciepła w postaci gruntowego wymiennika ciepła,
- zmniejszają wielkość emisji substancji szkodliwych do środowiska,
- mogą wykorzystywać nadmiar energii wyprodukowanej np. przez kolektory słoneczne w okresie letnim poprzez jej transport do DŹC pompy ciepła,
- umożliwiają pracę urządzenia, które w danych warunkach zapotrzebowania na ciepło charakteryzuje się najniższymi kosztami eksploatacyjnymi,
- pozwalają na pracę urządzeń z wyższą efektywnością energetyczną.

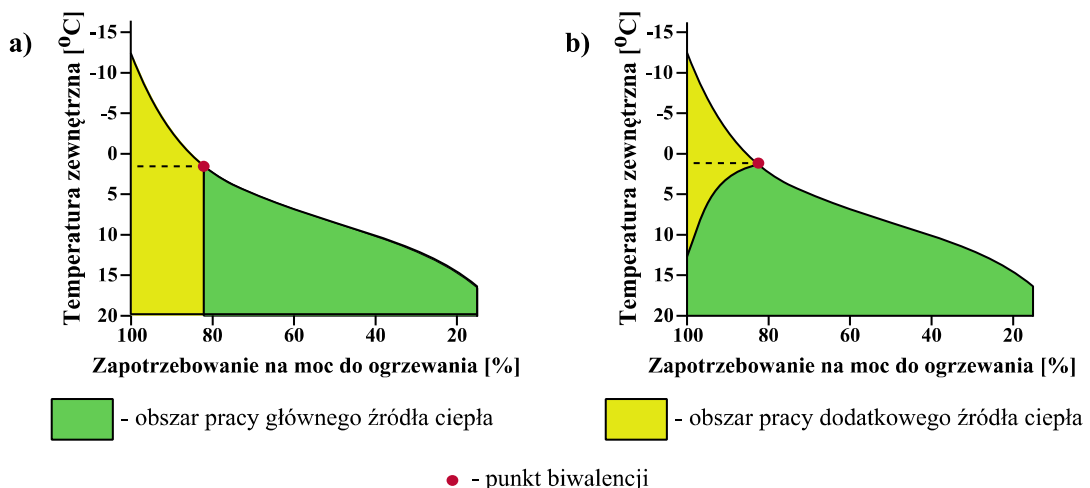
W literaturze [27] najczęściej spotyka się podział instalacji hybrydowych ze względu na ilość urządzeń zastosowanych w instalacji na:

- **biwalentne** czyli zawierające tylko dwa urządzenia,
- **multiwalentne** wyposażone w większą liczbę urządzeń.

W przypadku instalacji hybrydowych biwalentnych, współpraca urządzeń może być realizowana [25, 31, 32]:

- **równoległe** – jedno z urządzeń pracuje w całym zakresie temperatur zewnętrznych, natomiast drugie jest włączane przy pewnej temperaturze zewnętrznej, określanej jako temperatura biwalencyjna (punkt biwalencji), poniżej której moc urządzenia pracującego ciągle nie pokrywa zapotrzebowania na moc grzewczą,
- **alternatywnie** – jedno z urządzeń pracuje tylko do temperatury biwalencyjnej, a po jej przekroczeniu jest uaktywniane drugie urządzenie.

Interpretację graficzną trybów pracy instalacji biwalentnej przedstawiono na rysunku 2.1. Zarówno dla alternatywnego jak i równoległego trybu pracy do temperatury biwalencyjnej wynoszącej około 1°C pracuje tylko jedno urządzenie wykorzystujące OZE lub charakteryzujące się niższymi kosztami eksploatacyjnymi w porównaniu do drugiego urządzenia w systemie. Istotne jest, aby dodatkowe urządzenie było w stanie pokryć brakujące (w trybie równoległym) lub 100% (w trybie alternatywnym) zapotrzebowania na moc do ogrzewania budynku, czy c.w.u.



Rys. 2.1. Tryby pracy instalacji biwalentnej: a) alternatywny, b) równoległy [33]

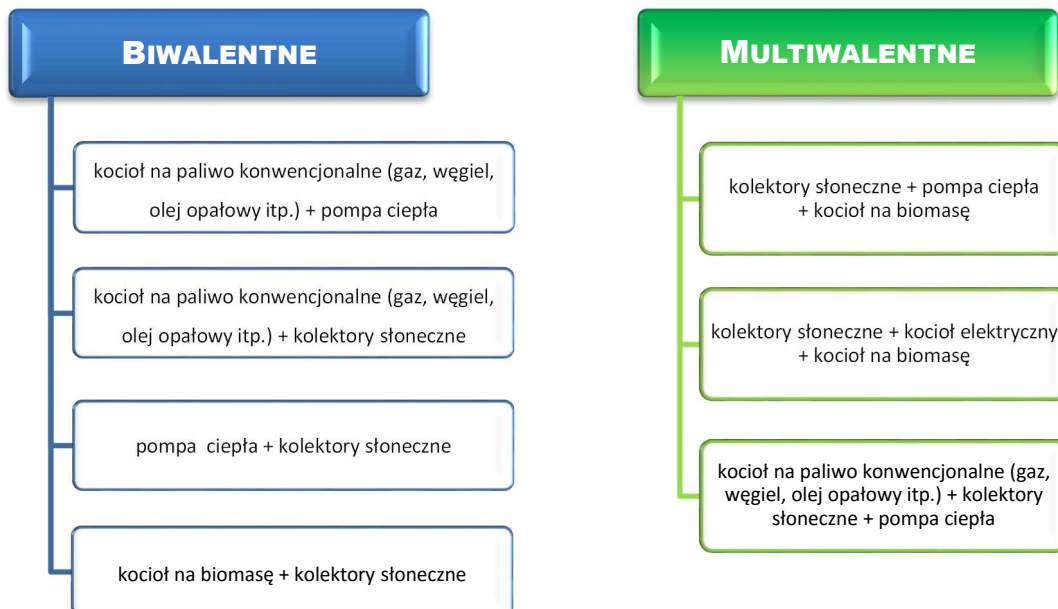
Duże znaczenie instalacji hybrydowych zostało podkreślone przez Europejską Platformę Technologiczną Wytwarzania Ciepła i Chłodzenia ze Źródeł Odnawialnych

(*European Technology Platform on Renewable Heating and Cooling*) [7, 19] poprzez wpisanie tego typu systemów na listę strategicznych priorytetów badawczych i innowacji w celu umożliwienia rozwoju wydajnych i niedrogich technologii opartych o OZE.

Badania dotyczące projektowania, konfiguracji, systemów sterowania, a także obliczeń symulacyjnych instalacji hybrydowych prowadzone przez szereg uniwersytetów i jednostek naukowych [12] (m.in. ze Stanów Zjednoczonych: Narodowe Laboratorium Brookhaven, Narodowe Laboratorium Oak Ridge, Narodowe Laboratorium Energii Odnawialnej w Golden, Uniwersytet Stanowy Oklahoma, a także Uniwersytet Ryerson w Kanadzie, Uniwersytet Justusa Liebiga w Niemczech, Uniwersytet Tokijski w Japonii) w dużym stopniu przyczyniły się do rozwoju i zwiększenia wydajności systemów oraz zminimalizowania ich kosztów eksploatacyjnych.

2.2.1. Przegląd stosowanych konfiguracji instalacji hybrydowych

Teoretycznie istnieje wiele możliwości konfiguracji urządzeń w instalacjach hybrydowych. Przykłady najczęściej stosowanych w praktyce konfiguracji systemów przedstawiono na rysunku 2.2.



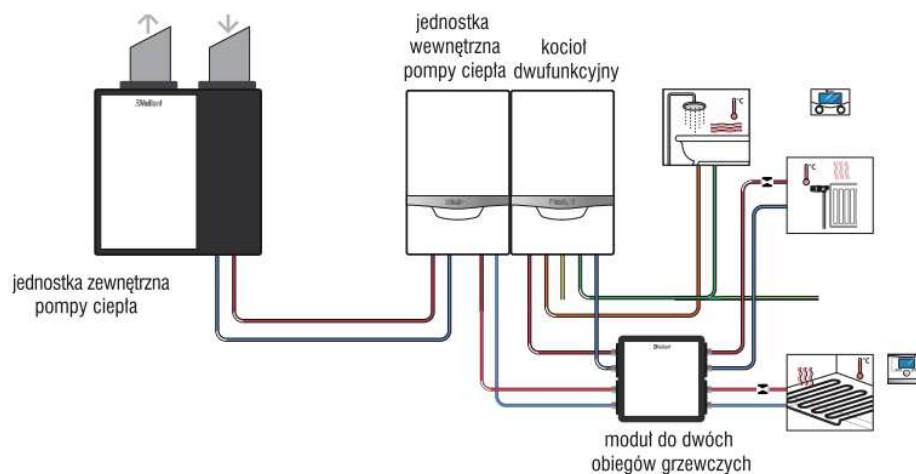
Rys. 2.2. Stosowane w praktyce konfiguracje urządzeń w grzewczych instalacjach hybrydowych z OZE [4, 12, 34]

- **Pompa ciepła i kocioł na paliwo konwencjonalne**

Rocznik statystyczny z 2012 roku [35] podaje, że w Polsce na 13,6 mln gospodarstw domowych do ogrzewania pomieszczeń w 49,1% przypadków stosowano urządzenia grzewcze wykorzystujące paliwa stałe, w 9,8% kotły gazowe, kotły zasilane paliwami ciekłymi stanowiły tylko 0,8%. Modernizacja systemu grzewczego w budynku, może polegać na zastosowaniu pompy ciepła współpracującej z istniejącym już kotłem na paliwo konwencjonalne. Pompa ciepła spełnia wtedy rolę podstawowego urządzenia grzewczego, a funkcję szczytowego (wspomagającego) źródła ciepła lub awaryjną przejmuje urządzenie dotychczas użytkowane [12]. Układ regulacji automatycznej pompy ciepła decyduje przy jakiej temperaturze zewnętrznej dopuszczona jest praca drugiego źródła ciepła [36].

Kotły na paliwo stałe o dużej mocy grzewczej i jednocześnie wysokiej temperaturze zasilania instalacji grzewczej najczęściej realizują alternatywny tryb współpracy z pompą ciepła. Równoległy tryb pracy można stosować, gdy konwencjonalne urządzenie grzewcze charakteryzuje się płynną regulacją w szerokim zakresie mocy grzewczej i małą bezwładnością cieplną.

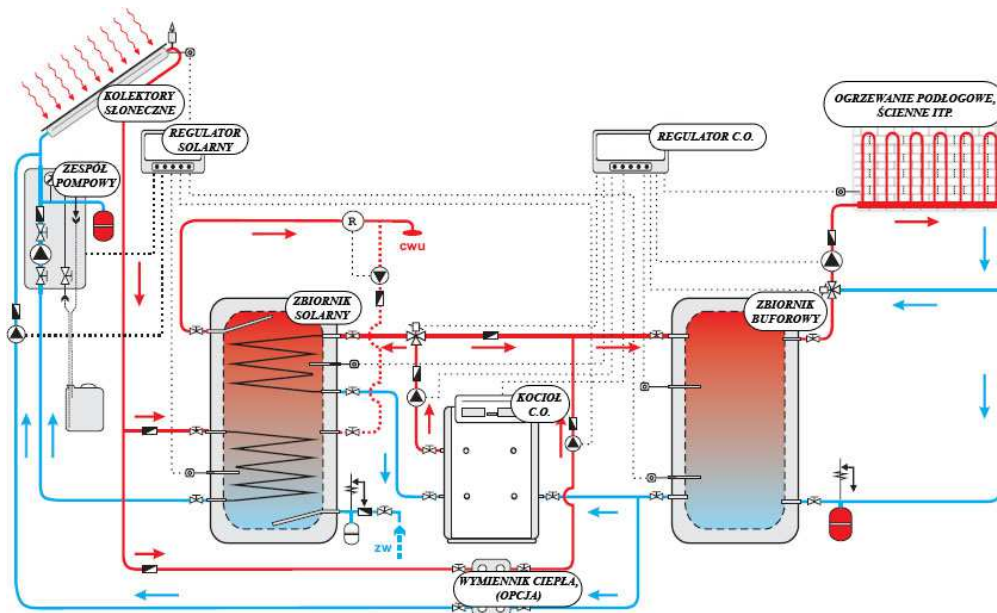
W nowo budowanych budynkach mieszkalnych w Europie zyskują na znaczeniu instalacje (Rys. 2.3), gdzie współpraca pompy ciepła typu powietrze/woda z kotłem kondensacyjnym gazowym może być zarówno równoległa, jak i alternatywna [25, 37]. Głównym kryterium wyboru odpowiedniego trybu pracy przez regulator instalacji hybrydowej jest opcjonalnie: uzyskanie najmniejszych kosztów związanych z wytworzeniem jednostki ciepła lub najniższej emisji ditlenku węgla [25].



Rys. 2.3. Instalacja hybrydowa z pompą ciepła typu powietrze/woda i dwufunkcyjnym kondensacyjnym kotłem gazowym [37]

- **Kocioł na paliwo konwencjonalne i kolektory słoneczne**

Od lat 90-tych XX wieku światowy rynek instalacji słonecznych ciągle dynamicznie się rozwija [38]. Jednym z szeroko rozpowszechnionych kierunków wykorzystania energii słonecznej, który odpowiada za 80% rynku energetyki słonecznej na całym świecie są instalacje z kolektorami słonecznymi do przygotowania c.w.u. lub/i wspomaganie centralnego ogrzewania [39, 40]. Ze względu na nieskomplikowaną budowę systemu mogą one być podłączone (po niewielkich modyfikacjach) do istniejących już konwencjonalnych systemów grzewczych, tak jak to zostało przedstawione na rysunku 2.4. Z tego powodu to rozwiązanie jest popularne na rynku polskim [41, 42].



Rys. 2.4. Instalacja hybrydowa z kolektorami słonecznymi i kotłem na paliwo konwencjonalne [43]

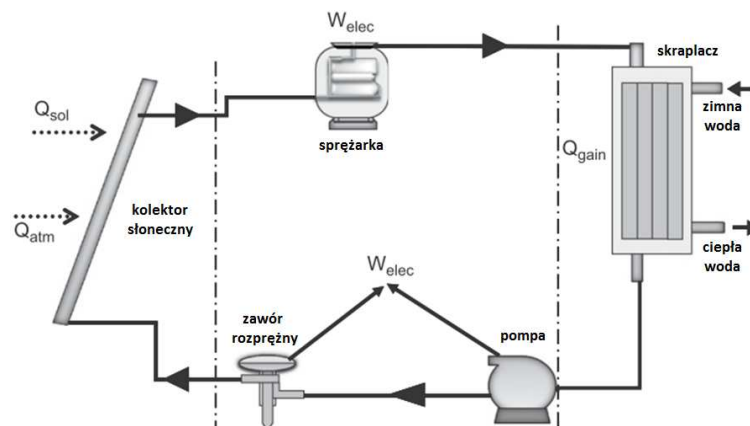
Integracja pracy kotła opalanego paliwami konwencjonalnymi i kolektorów słonecznych polega na dostarczaniu ciepła do zasobnika c.w.u., zbiornika buforowego, lub innego magazynu ciepła przez kocioł w sytuacji, gdy kolektory słoneczne nie wytwarzają ciepła lub ich moc grzewcza jest zbyt niska do pokrywania aktualnego zapotrzebowania na ciepło. Najczęściej taka sytuacja ma miejsce w ciągu dnia, gdy natężenie promieniowania słonecznego padające na powierzchnię absorpcyjną kolektora jest zbyt niskie spowodowane np. przez duże zachmurzenie. Według szacunków [44, 45] ekonomicznie uzasadnione jest projektowanie instalacji biwalentnej, w której powierzchnia kolektorów słonecznych jest tak dobrana, aby instalacja słoneczna

pokrywała w okresie od maja do września 80-100% zapotrzebowania na ciepło do podgrzewania c.w.u., co przekłada się na około 50-70% rocznego pokrycia. Jeżeli kolektory słoneczne mają również wspomagać centralne ogrzewanie ich powierzchnia powinna być przewymiarowana średnio o 30% [45].

- **Pompa ciepła i kolektory słoneczne**

Pierwsze koncepcje biwalentnych instalacji łączących kolektory słoneczne z pompą ciepła powstały w latach pięćdziesiątych XX wieku. W 1955 roku Sporne i Ambrose [4] prowadzili badania mające na celu zwiększenie wykorzystania ciepła generowanego przez kolektory słoneczne, a także poprawienie wydajności pracy pompy ciepła. Dalsze prace były prowadzone m.in. przez Chartera, Taylora, Franklina, Krakowa, Lin, Chaturvedi i Mei [46]. Warto podkreślić, że współpraca pomiędzy pompą ciepła, a kolektorami słonecznymi nie jest typowym przykładem pracy równoległej, gdyż ilość wytwarzanego ciepła przez kolektory słoneczne jest uzależniona od zmiennego w czasie natężenia promieniowania słonecznego. Ten fakt musi być brany pod uwagę przy projektowaniu instalacji.

Integracja pracy kolektorów słonecznych z pompą ciepła polega najczęściej na bezpośrednim odparowaniu w kolektorach słonecznych czynnika pośredniczącego w wymianie ciepła. Spotyka się również systemy, w których kolektory słoneczne nie pełnią funkcji parowacza pompy ciepła. Pierwsze rozwiązanie (Rys. 2.5) opiera się na wykorzystaniu kolektorów słonecznych, jako źródła ciepła o relatywnie niskiej temperaturze i może być stosowane w procesach suszarniczych, w instalacjach grzewczych, lub po odpowiedniej modyfikacji w instalacjach chłodniczych [46].

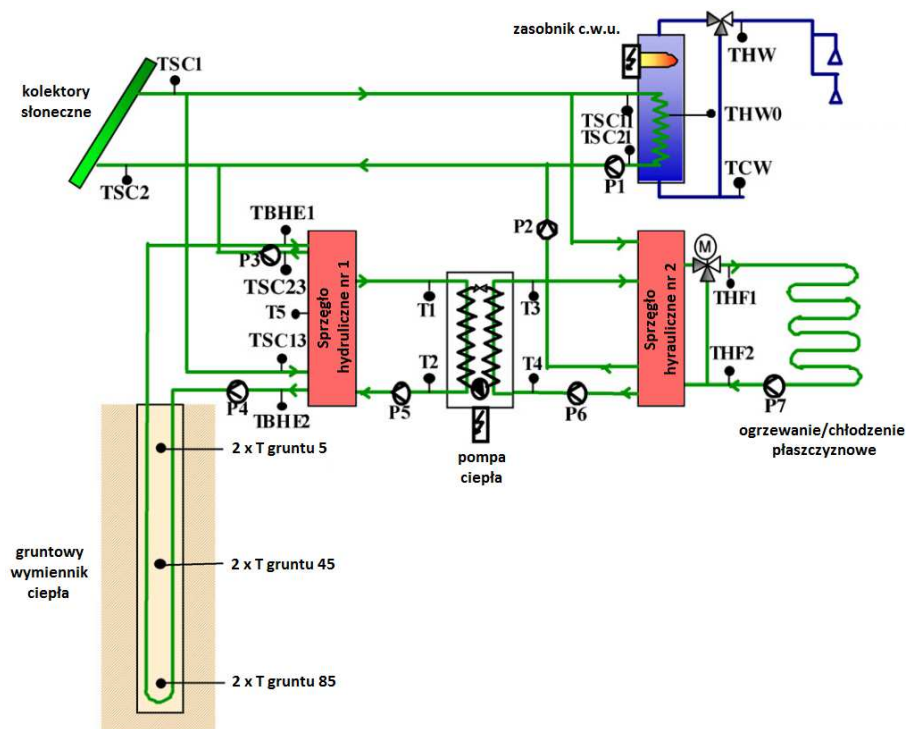


Rys. 2.5. Schemat instalacji biwalentnej z bezpośrednim odparowaniem czynnika w kolektorach słonecznych [46]

Dla instalacji, w których nie dochodzi do bezpośredniego odparowania czynnika termodynamicznego pompy ciepła w kolektorach słonecznych istnieje kilka możliwości konfiguracji systemu [4]:

- urządzenia równolegle wytwarzają i magazynują energię w zasobniku ciepła lub oddają ją do instalacji grzewczej,
- kolektory słoneczne tylko podgrzewają ciecz w zasobniku ciepła, który jest DŹC dla pompy ciepła,
- kolektory słoneczne w pierwszej kolejności oddają wytworzone ciepło do zasobnika ciepła, a po uzyskaniu w nim odpowiedniej temperatury cieczy nadmiar ciepła jest kierowany do DŹC pompy ciepła (np. pionowego gruntowego wymiennika).

W instalacji pracującej od 2004 roku w warunkach rzeczywistych [47], w budynku mieszkalnym o powierzchni użytkowej wynoszącej 180 m² we Francji, zastosowano omawianą współpracę kolektorów słonecznych z pompą ciepła (Rys. 2.6).



Rys. 2.6. Schemat instalacji biwalentnej, w której czynnik żiębniczy pompy ciepła nie ulega bezpośredniemu odparowaniu w kolektorach słonecznych [48]

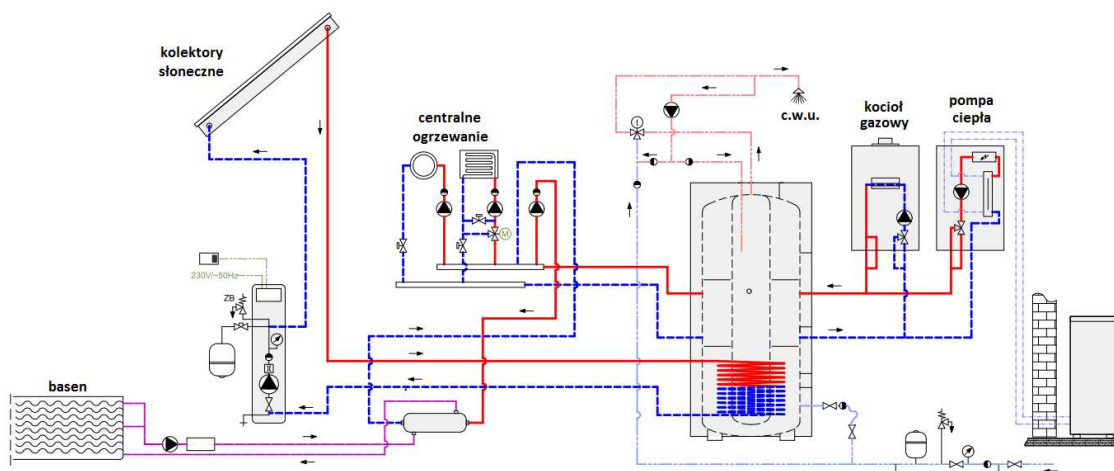
Ciepło produkowane przez kolektory słoneczne o łącznej powierzchni 12 m² może być oddawane za pośrednictwem sprężki hydraulicznej do parowacza pompy ciepła, lub pionowego gruntowego wymiennika ciepła w postaci dwóch odwiertów,

każdy o głębokości 90 m, a także do zasobnika c.w.u. Istnieje również możliwość przekazywania ciepła wytworzonego przez kolektory słoneczne do centralnego ogrzewania za pośrednictwem drugiego sprzęgła hydraulicznego [47, 48].

- **Multiwalentne instalacje hybrydowe**

W multiwalentnych instalacjach hybrydowych ciepło jest produkowane przez przynajmniej trzy współpracujące ze sobą urządzenia grzewcze, przy czym zazwyczaj jedno z nich jest zasilane paliwem nieodnawialnym. Główny nacisk kładziony jest na pracę tego typu systemów z jak największym pokryciem zapotrzebowania na ciepło dla budynku z urządzeń wykorzystujących OZE, których praca charakteryzuje się niższymi kosztami eksploatacyjnymi w porównaniu do konwencjonalnych urządzeń [49]. Takie systemy wpływają również na zmniejszenie zużycia tradycyjnych źródeł energii i redukcję emisji zanieczyszczeń do środowiska naturalnego. Dodatkowo użytkownik instalacji uzyskuje możliwość zróżnicowania produkcji ciepła, co bezpośrednio przekłada się na wzrost bezpieczeństwa energetycznego oraz pozwala jednocześnie na równoważenie wad i zalet poszczególnych urządzeń systemu [50]. Integracja pracy kilku urządzeń nie tylko zwiększa wydajność pracy całego systemu, ale także poprawia efektywność energetyczną pracy pojedynczego urządzenia [51].

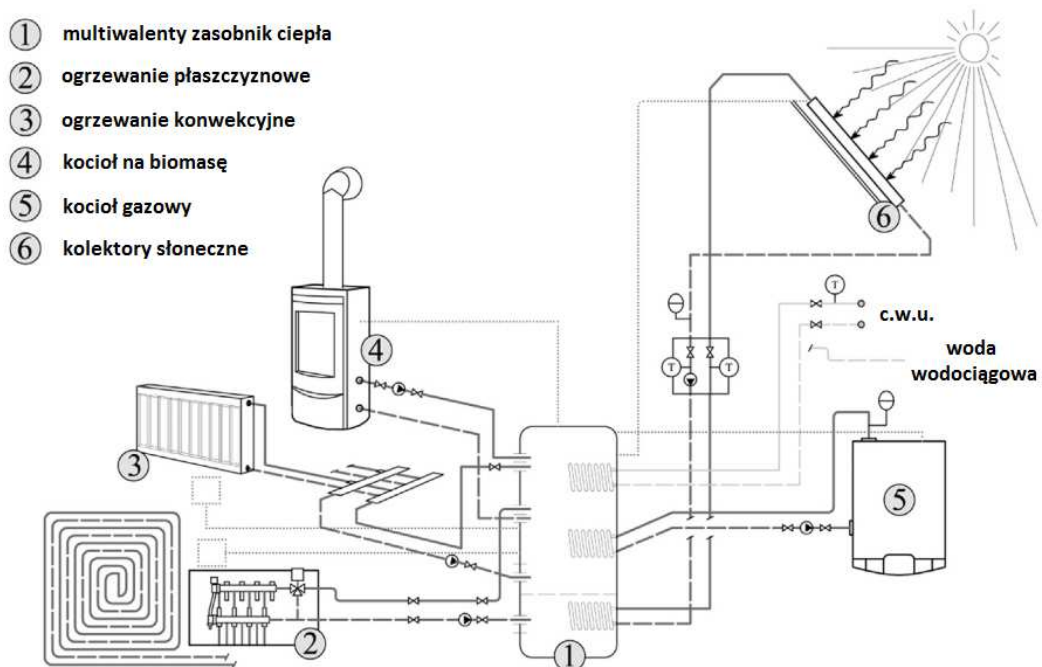
Przykładowy schemat systemu grzewczego z trzema urządzeniami grzewczymi zaprezentowano na rysunku 2.7. Kolektory słoneczne mogą spełniać trzy funkcje: wspomagać ogrzewanie budynku, oddawać ciepło do wody w basenie oraz podgrzewać c.w.u. w zbiorniku wewnętrznym zasobnika ciepła. Kocioł gazowy pracuje wymiennie z pompą ciepła typu split [42].



Rys. 2.7. Schemat hybrydowej instalacji z trzema urządzeniami grzewczymi [42]

Budowa zasobnika ciepła (Rys. 2.7) pozwala na pełnienie przez niego funkcji sprzęgła hydraulicznego, czyli urządzenia, które umożliwia elastyczną współpracę wielu źródeł ciepła poprzez hydrauliczne oddzielenie obiegów grzewczych (ogrzewania konwekcyjnego, czy powierzchniowego) od obiegów urządzeń grzewczych.

Na rysunku 2.8 przedstawiono schemat multiwalentnej instalacji grzewczej, w której ciepło produkowane przez poszczególne urządzenia grzewcze jest magazynowane w zasobniku ciepła. Kolektory słoneczne ciepło do wody w zasobniku oddają przez dolną wężownicę, a kocioł gazowy przez środkową. Kocioł na biomasę, ogrzewanie płaszczyznowe oraz konwekcyjne są podłączone z zasobnikiem ciepła bez użycia dodatkowych wymienników ciepła. Ciepło zmagazynowane w zasobniku jest przekazywane c.w.u. przez górną wężownicę [18].



Rys. 2.8. Schemat hybrydowej instalacji z trzema urządzeniami grzewczymi [18]

2.2.2. Sterowanie pracą instalacji hybrydowych

Producenci standardowo dołączają do sprzedawanych urządzeń grzewczych sterowniki, które w większości przypadków ograniczają się do obsługi tylko jednego urządzenia, bez możliwości integracji pracy ich produktu z dodatkowym urządzeniem grzewczym. Instalacje hybrydowe ze względu na to, iż posiadają w swoim składzie kilka urządzeń grzewczych wymagają jednego systemu sterowania, który będzie pozwalał na prawidłową i efektywną współpracę oraz regulację pracy poszczególnych

urządzeń instalacji, przy zapewnieniu odpowiedniego komfortu cieplnego w pomieszczeniach budynku. Systemy te wykorzystujące technologie mikroprocesorową wyposażone są zazwyczaj w skomplikowane algorytmy sterowania i kontroli [27].

Biorąc pod uwagę złożoną budowę instalacji hybrydowych systemy sterowania ich pracą powinny spełniać szereg następujących zadań, na przykład [23, 27, 28, 40, 52-54]:

- maksymalizować uzyski energii ze źródeł odnawialnych, a minimalizować ze źródeł konwencjonalnych, tak aby sumaryczne wytwarzanie energii cieplnej następowało przy jak najniższych kosztach eksploatacyjnych instalacji,
- zarządzać pracą wszystkich urządzeń zastosowanych w systemie,
- wizualizować w czasie rzeczywistym wytwarzane i zużywane strumienie energii w instalacji grzewczej/chłodniczej, zmianę istotnych parametrów pracy, itp.,
- posiadać funkcję akwizycji i archiwizacji danych pomiarowych,
- sporządzać bilanse energetyczne strumieni wytwarzanej i pobieranej energii, co jest szczególnie przydatne przy ustalaniu faktycznych kosztów pracy instalacji,
- mieć możliwość konfigurowania i wizualizacji pracy w czasie rzeczywistym w sposób zdalny,
- pozwalać na samodzielne dostosowanie parametrów pracy poszczególnych urządzeń instalacji przez jej użytkownika,
- odznaczać się prostym, intuicyjnym i przyjaznym dla użytkownika instalacji interfejsem graficznym,
- współpracować z powszechnie stosowaną armaturą instalacji grzewczych (zawory trójdrogowe, pompy obiegowe, zawory mieszające z siłownikami elektrycznymi itp.) i elementami pomiarowymi (czujniki temperatur, przepływomierze itp.),
- posiadać funkcję regulatora pogodowego, który dostosowuje temperaturę zasilania urządzeń grzewczych do aktualnego zapotrzebowania na ciepło przy uwzględnieniu temperatury powietrza zewnętrznego i w ogrzewanych obiektach.

Doświadczenia krajowe dotyczące systemów sterowania instalacjami hybrydowymi są niewielkie [28]. Na rynku w sprzedaży jest kilka produktów, które spełniają tylko część z wymienionych cech postawionych przed systemami sterowania instalacjami hybrydowymi. Do takich systemów można zaliczyć regulator calorMATIC 630 firmy Vaillant, który w podstawowej wersji [52] umożliwia bezpośrednie

sterowanie dwoma kotłami grzewczymi (alternatywnie jednym kotłem dwustopniowym), jednym obiegiem grzewczym, dwoma obiegami mieszaczy (np. do ogrzewania podłogowego) oraz obiegiem c.w.u. Po rozszerzeniu systemu o dedykowane moduły urządzenie pozwala na sterowanie pracą maksymalnie 8 kotłów grzewczych i 16 obiegów grzewczych centralnego ogrzewania [55].

Kolejnym przykładem jest regulator MR208-COMBI2 firmy FRISKO [56] przeznaczony do sterowania układem z buforem ciepła z wewnętrznym zasobnikiem c.w.u., kolektorami słonecznymi oraz dwoma niezależnymi urządzeniami grzewczymi: kominkiem z płaszczem wodnym, kotłem na paliwo stałe, kotłem gazowym lub elektrycznym (Rys. 2.9). Dodatkowo regulator steruje pogodowo dwoma obiegami grzewczymi: z mieszaczem i bez mieszacza. Opcjonalnie można zakupić moduł komunikacyjny pozwalającym na zdalną obsługę sterownika przez sieć Internet.

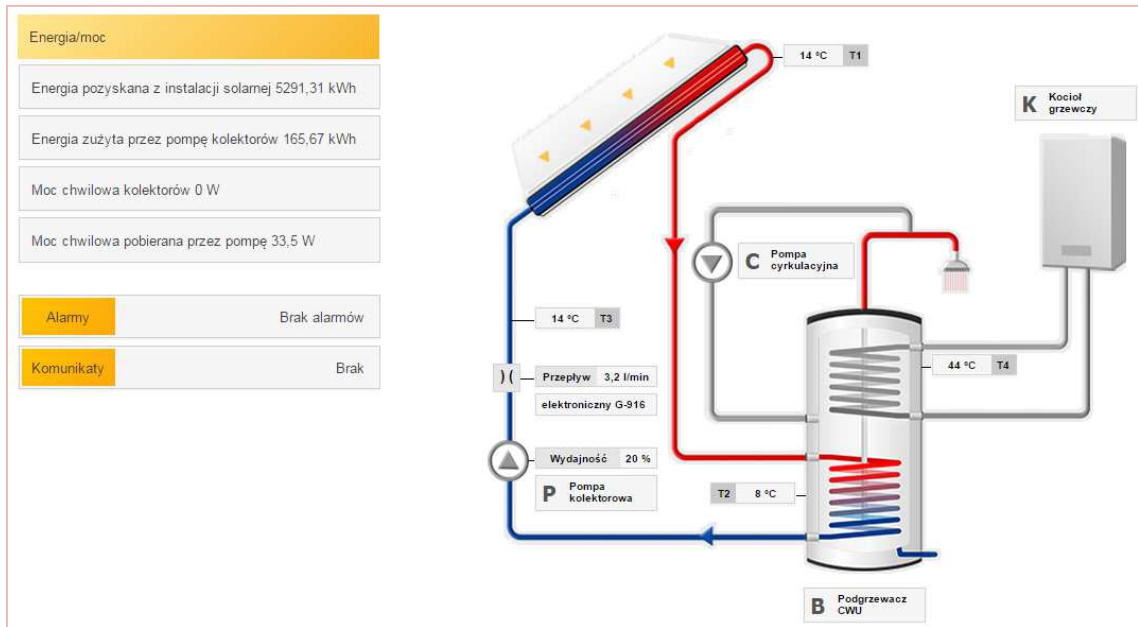


Rys. 2.9. Regulator dla układów z odnawialnymi źródłami energii MR208-COMBI2 [56]

System EKONTROL firmy Hewalex [57] stworzono z myślą o instalacjach hybrydowych z kolektorami słonecznymi i pompą ciepła. Po zalogowaniu się do systemu, na stronie internetowej producenta, użytkownik uzyskuje podgląd do aktualizowanej w trybie rzeczywistym wizualizacji instalacji wraz z rejestrowanymi temperaturami, natężeniami przepływu cieczy, pracującymi pompami obiegowymi, uzyskami ciepła, mocą chwilową i zużyciem energii elektrycznej przez urządzenia (Rys. 2.10). Użytkownik systemu może zdalnie zmieniać tryby pracy wybranych urządzeń grzewczych oraz uaktywniać ich poszczególne funkcje.

Jednym z ważniejszych składników systemu EKONTROL jest opcja bilansowania energetycznego pracy instalacji solarnej lub pompy ciepła dokonywana w okresach dobowych, miesięcznych i rocznych. Dane archiwizowane są na serwerze od początku

użytkownika systemu i mogą być odtworzone w przypadku ewentualnej awarii sterownika. Dodatkowo EKONTROL [57] pozwala wysyłać do użytkownika na wskazany wcześniej adres e-mail lub w formie komunikatu SMS informacje o sytuacjach alarmowych w systemie (np. o braku przepływu cieczy w obiegu grzewczym).

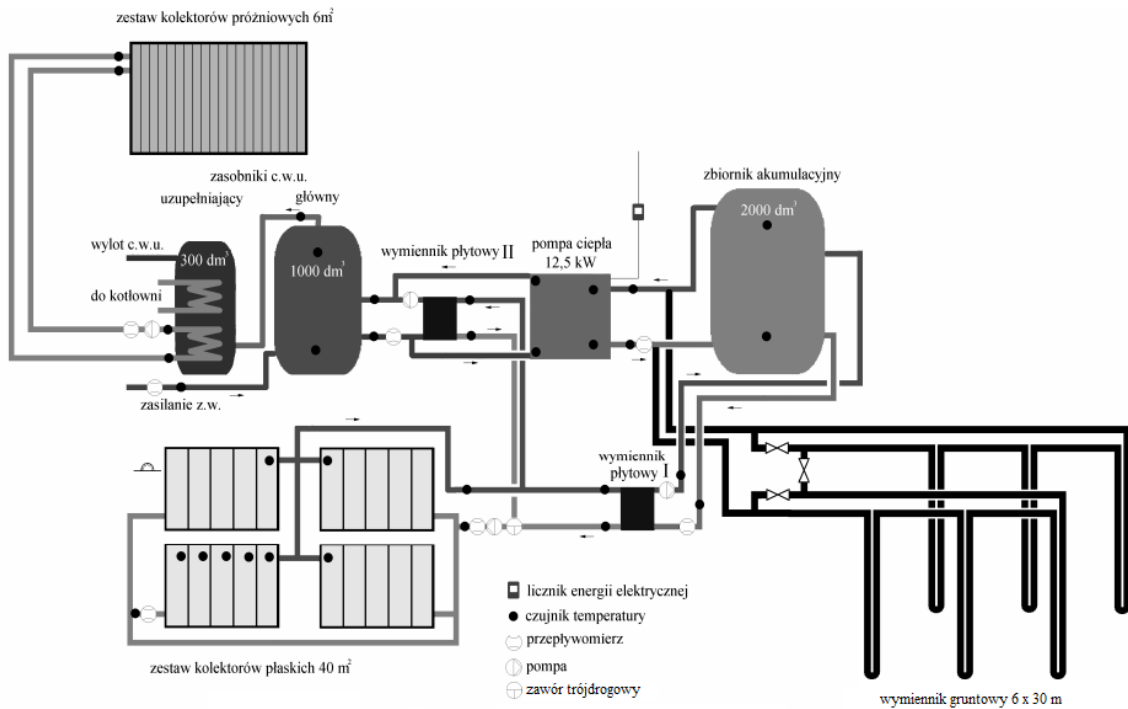


Rys. 2.10. Wizualizacja instalacji hybrydowej z kolektorami słonecznymi i kotłem grzewczym w systemie EKONTROL [58]

Zespół badawczy Zakładu Elektrotechniki i Automatyki Szkoły Głównej Gospodarstwa Wiejskiego w Warszawie [28, 59] wdrożył system sterowania pracą instalacji słonecznej z wymiennikiem gruntowym i pompą ciepła z wykorzystaniem swobodnie programowalnego sterownika PLC oraz programu typu SCADA (*Supervisory Control And Data Acquisition*) (Rys. 2.11). Główną funkcją instalacji jest przygotowywanie c.w.u. w Regionalnym Centrum Edukacji Ekologicznej w Budach Grabskich koło Skierniewic.

Sterownik S7-300-2DP firmy Siemens zastosowano jako centralną jednostkę sterującą [59], do której dołączono: 8 modułów RTD (*Resistance Temperature Detector*), moduł wejść i wyjść analogowych oraz moduł wejść i wyjść dyskretnych. Oprzyrządowanie instalacji umożliwia ujednoczenie układu sterowania z monitoringiem pracy całego systemu. Archiwizacja i wizualizacja wszystkich sygnałów z punktów pomiarowych (termorezystorów PT1000, wodomierzy

z impulsatorami, pyranometrów) jest możliwa dzięki połączeniu sterownika z programem WinCC, za pomocą protokołu Profibus [59]. Uzyskiwane dane umożliwiają kompleksowe badania eksploatacyjne o charakterze energetycznym, a także weryfikację koncepcji sterowania urządzeniami współpracującymi w jednej instalacji [28].



Rys. 2.11. Schemat instalacji hybrydowej z rozmieszczeniem punktów pomiarowych [28]

2.2.3. System sterowania DigiENERGY

Wychodząc naprzeciw potrzebom sektora energetycznego niemiecka firma Digitronic Automationsanlagen GmbH stworzyła system sterowania o nazwie DigiENERGY [60]. System ten jest przeznaczony dla rozbudowanych instalacji hybrydowych grzewczych lub chłodniczych z OZE montowanych w gospodarstwach domowych, budynkach użyteczności publicznej, hotelach, blokach mieszkalnych itp. Charakterystyczną cechą omawianego systemu, odróżniającym go od innych podobnego typu produktów, jest całościowe spojrzenie na wszystkie procesy zachodzące w instalacji, przy intuicyjnym i przyjaznym dla użytkownika interfejsie graficznym. Przy dużym zaangażowaniu pracowników z Wydziału Inżynierii i Technologii Chemicznej Politechniki Krakowskiej [40] oraz firmy AGA-Bauservice, w systemie tym dodano język polski do menu obsługi urządzenia (oryginalnie można

było wybrać tylko język niemiecki lub angielski) oraz dokonano istotnych zmian dotyczących wizualizacji funkcjonowania systemu.

W Polsce znanych jest kilkanaście instalacji hybrydowych, a na Ukrainie dwie, których pracą zarządza ten system [23]. Jedną z pierwszych instalacji wykorzystujących system sterowania DigiENERGY, która bezawaryjnie funkcjonuje od 2009 roku, była instalacja grzewcza w domu dwurodzinnym w Mszanie Dolnej z cieczowymi kolektorami słonecznymi, kotłem na biomasę i panelami fotowoltaicznymi [24].

- **Budowa systemu sterowania**

Omawiany system sterowania, który ciągle jest jednym z najnowocześniejszych systemów tego typu w Europie, ma budowę modułową (Rys. 2.12). Główny moduł o nazwie DigiWEB spełnia dwie podstawowe funkcje: zarządza pracą pozostałych modułów DigiENERGY, a także umożliwia komunikację z oprogramowaniem systemu za pośrednictwem sieci Internet przez wbudowany serwer WWW [60, 61].



Rys. 2.12. System sterowania DigiENERGY z 5 kartami rozszerzeń oraz modulem zasilania 230 V [61]

Pojedynczy egzemplarz DigiENERGY [61] może składać się z dowolnie skonfigurowanych 8 kart rozszerzeń (wraz z modulem głównym) oraz opcjonalnie modułu zasilania 230 V z zastrzeżeniem, że sumarycznie nie będzie więcej niż:

- 4 moduły, w których każdy zawiera 9 wejść czujników rezystancyjnych PT1000,
- 8 modułów, w których każdy posiada po 8 wejść/wyjść cyfrowych 24 V,
- 4 moduły, w których każdy zawiera 4 wejścia analogowe 0(4)–20 mA,
- 4 moduły, w których każdy zawiera 4 wyjścia analogowe 0(4)–20 mA,
- 4 moduły, w których każdy zawiera 4 wejścia analogowe 0–10 V,

- 4 moduły, w których każdy zawiera 4 wyjścia analogowe 0–10 V,
- 8 modułów magistrali komunikacyjnej RS-232 do szeregowej transmisji danych.

System sterowania DigiENERGY został tak zaprojektowany [60], aby w przypadku niewystarczających ilości modułów do obsługi punktów pomiarowych i sterowanych w instalacji, użytkownik mógł kaskadowo dołączyć dowolną ilość kolejnych systemów. Jeden z systemów sterujących pełni wtedy w instalacji funkcję nadrzędną nad pozostałymi systemami.

Szczegółowe dane techniczne dotyczące systemu sterowania DigiENERGY zostały przedstawione w Załącznik I.

- **Oprogramowanie systemu sterowania**

W pamięci wewnętrznej głównego modułu DigiWEB [61], zostało zainstalowane oprogramowanie uruchamiane przez specjalnie opracowany system operacyjny, które m.in. wizualizuje i rejestruje parametry pracy oraz steruje urządzeniami instalacji grzewczej lub chłodniczej, bilansuje strumienie energii, generuje wykresy zmian temperatury i mocy urządzeń. Standardowo system dostarczany jest z wbudowaną 64 MB (opcjonalnie 128 MB) kartą pamięci typu Flash, która w zależności od ilości i rodzajów zastosowanych modułów systemu oraz punktów pomiarowych pozwala na rejestrację danych z instalacji przez kilka lat.

W przeciwieństwie do innych sterowników instalacji hybrydowych spotykanych na rynku, DigiENERGY nie posiada wbudowanego w sobie wyświetlacza. Z tego względu komunikacja z oprogramowaniem odbywa się przez podłączenie systemu sterowania do sieci komputerowej wspólnej z komputerem, laptopem czy tabletem i otworzenie odpowiedniej strony internetowej w przeglądarce WWW. Jeżeli dodatkowo sieć jest połączona z internetem użytkownik uzyskuje dostęp do systemu DigiENERGY praktycznie z każdego miejsca na świecie.

Wszystkie mierzone lub obliczane parametry pracy instalacji są wizualizowane w czasie rzeczywistym i odświeżane z jednosekundowym odstępem czasu. Pełna reprezentacja instalacji umożliwia natychmiastowe wykrywanie powstałych błędów, a w konsekwencji przyspiesza proces ich naprawy [60]. Informacje o awariach czy zdarzeniach odbiegających od przyjętego scenariusza pracy instalacji są automatycznie wysyłane do użytkownika na wskazany wcześniej adres e-mail lub SMS-em.

Do modyfikacji wizualizacji pracy instalacji służy zaimplementowany w systemie program DigiVISU.

System sterowania DigiEnergy [31, 60], który ciągle jest rozwijany, w podstawowej wersji pozwala na sterowanie pracą m.in.:

- 4 kotłów grzewczych z palnikiem dwustopniowym lub modulowanym (powyżej wersji DigiWEB 3.1),
- 4 obiegów grzewczych z indywidualną regulacją pogodową,
- 2 pól kolektorów słonecznych działających na dwa różne zbiorniki ciepła z wewnętrznymi lub zewnętrznymi wymiennikami ciepła i zaworami trójdrogowymi,
- zasobnikowego (pojemnościowego) lub przepływowego (dynamicznego) systemu przygotowania c.w.u.,
- 1 zbiornika c.w.u. i/lub 1 zbiornika buforowego lub 1 zbiornika typu „kombi”,
- jedną siecią ciepłowniczą.

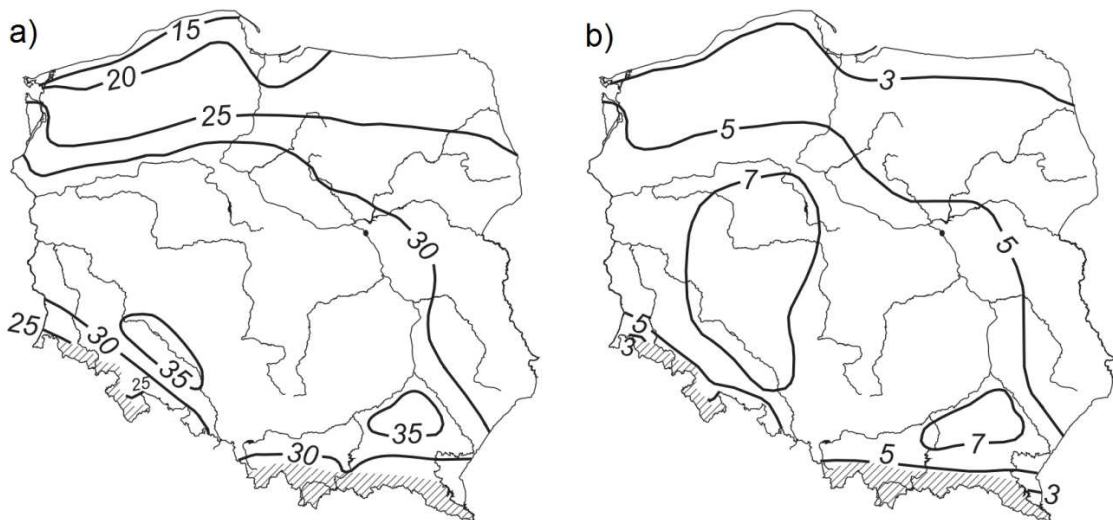
Do istotnych elementów system DigiENERGY można jeszcze zaliczyć [60]:

- czteropoziomowy system dostępu do oprogramowania (gość, użytkownik, instalator, programista),
- intuicyjne konfigurowanie elementów instalacji, a także wizualizacji w systemie,
- programowanie planowania ilości wytwarzanej i zużywanej energii w instalacji w czasie oraz priorytetu wytwarzania ciepła z urządzeń grzewczych,
- posiadanie funkcji jednoczesnego generowania wykresów dobowych i rocznych kilku mierzonych parametrów pracy instalacji (temperatur, mocy grzewczej i chłodniczej, poboru mocy elektrycznej, ilości wytwarzanego ciepła, czasu pracy pomp obiegowych itp.),
- funkcję bilansowania energetycznego i kosztowego instalacji w wybranym przedziale czasowym.

2.2. Chłodzenie pasywne

Jak wiadomo Polska nie należy do krajów o dużej liczbie dni z wysokimi średnimi temperaturami zewnętrznymi powietrza w okresie lata. Zauważa się jednak [14, 15, 62], iż wśród właścicieli nowo powstających i modernizowanych gospodarstw domowych na popularności zyskują instalacje chłodnicze zapewniające odpowiedni komfort termiczny w pomieszczeniach budynku. Ten trend również spostrzeżono w innych państwach UE [21]. Główną przyczyną takiego stanu rzeczy są dynamiczne zmiany klimatu, a zwłaszcza globalne ocieplenie, które na koniec XXI wieku prawdopodobnie spowoduje podwyższenie temperatury powietrza na powierzchni Ziemi średnio o 2,4–6,4°C w porównaniu do roku 1990 [63]. Omawiane zmiany zostały już zaobserwowane w Londynie [8], gdzie w odniesieniu do 1976 roku, liczba stopniodni chłodzenia zwiększyła się o ponad 20% i 60% kolejno w 1995 i 2005 roku.

Według danych meteorologicznych [15] Instytut Meteorologii i Gospodarki Wodnej (IMGW) z 38 stacji za lata 1986–2009 w okresie od kwietnia do września, dla obszaru Krakowa, średnio odnotowano około 33 dni „gorących” z maksymalną dobową temperaturą powietrza od 25,1°C do 30,0°C oraz 7 dni „upalnych” z temperaturą powietrza powyżej 30,0°C. W badanym okresie czasu dni upalne nie występowały w kwietniu i wrześniu, a średnio najwięcej dni upalnych (3,2 dni) oraz gorących (10,2 dni) dla Krakowa zarejestrowano w lipcu [15]. Rozkład średniej liczby dni gorących i upalnych w Polsce w latach 1986–2009 przedstawiono na rysunku 2.13.



Rys. 2.13. Rozkład średniej liczby dni: a) gorących, b) upalnych w Polsce [15]

Utrzymywanie odpowiedniego komfortu cieplnego w pomieszczeniach obiektu budowlanego w okresie letnim wiąże się z dużym zużyciem energii elektrycznej przez sprężarki w obiegach ziębnych oraz inne podzespoły np. powszechnie stosowanych tzw. klimatyzatorów typu split [64]. Wciąż poszukiwane są rozwiązania, które będą mniej energochłonne, a przy tym bardziej przyjazne środowisku naturalnemu. Do takich rozwiązań można zaliczyć pasywne systemy chłodzenia, które zapewniają wymagany komfort cieplny przy małym zużyciu dodatkowej energii elektrycznej.

Zasadniczo systemy te dzieli się na [65, 66]:

- zmniejszające ilość ciepła przekazywanego z otoczenia do wnętrza budynku (izolacje termiczne, ochrony słoneczne, sterowanie naturalnym światłem dziennym, zielone fasady i dachy, odpowiednia architektura budynku),
- przekazujące ciepło z wnętrza budynku do otoczenia, będącego naturalnym odbiornikiem energii.

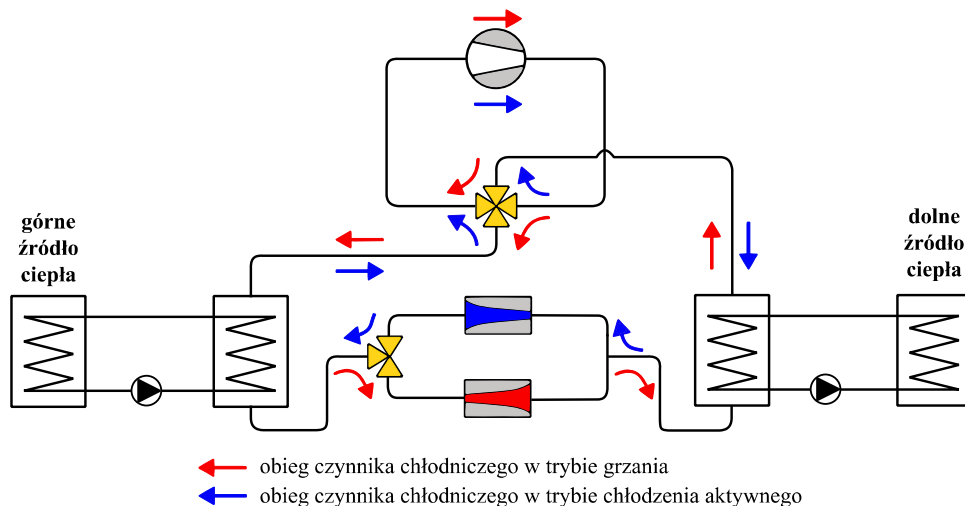
Obecnie pompy ciepła, po okresie mniejszego zainteresowania w latach 80-tych i na początku lat 90-tych XX wieku, są jedną z najszybciej rozwijających się technologii w zakresie efektywnego wykorzystania OZE przez pozyskiwanie ciepła m.in. z gruntu, wód podziemnych czy powietrza [67]. W 2012 roku w Polsce łącznie sprzedano około 7 116 sztuk pomp ciepła, z czego 65% stanowiły pompy typu solanka-woda [68]. Stosunkowo nowym obszarem wykorzystania pomp ciepła, które zostały przewidziane w pierwszej kolejności do pokrywania zapotrzebowania na ciepło w instalacjach grzewczych obiektów budowlanych, jest zastosowanie ich do odprowadzania ciepła z pomieszczeń budynku w celu uzyskania i utrzymania temperatury niższej od panującej na zewnątrz [12, 69, 70].

W przypadku odpowiednio przystosowanych sprężarkowych pomp ciepła chłodzenie może odbywać się w sposób aktywny oraz pasywny. W pierwszym trybie pompa ciepła pracuje jak typowa chłodziarka, transportując ciepło odebrane z górnego źródła ciepła (GŹC) np. ogrzewania płaszczyznowego, klimakonwektorów, chłodnicy powietrza w centrali wentylacyjnej do dolnego źródła ciepła (DŹC) przy użyciu sprężarki. DŹC może być wymiennik gruntowy, woda gruntowa lub powierzchniowa, powietrze zewnętrzne, woda w zasobniku c.w.u., magazyn ciepła lub procesy technologiczne. Realizacja takiej pracy pompy ciepła jest możliwa poprzez [62, 71]:

- odwrócenie kierunku przepływu czynnika chłodniczego, a co za tym idzie kierunku obiegu termodynamicznego (tzw. rewersyjne pompy ciepła),

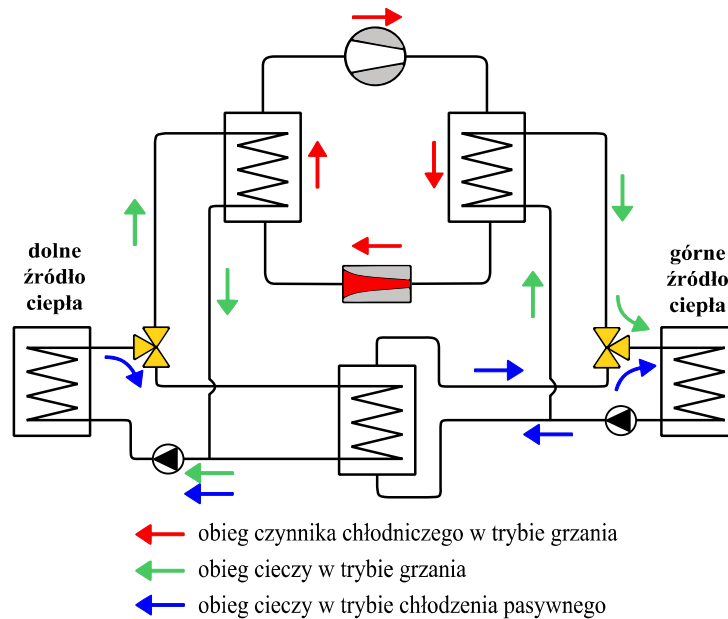
- zamianę funkcji parowacza i skraplacza pompy ciepła przez układ zaworów trójdrogowych.

Pierwsze rozwiązanie wymaga zastosowania zaworu rozprężnego działającego w odwrotnym kierunku niż ten, który jest używany w trybie grzania pompy ciepła (Rys. 2.14). Dodatkowo w obiegu termodynamicznym musi być zamontowany zawór czterodrogowy, który w odpowiednim ustawieniu umożliwia zamianę funkcji pełnionych w trybie grzania przez skraplacz i parownik oraz pozwala na zachowanie jednego kierunku tłoczenia czynnika chłodniczego w sprężarce, niezależnie od wybranego trybu pracy pompy ciepła (ogrzewania lub chłodzenia) [14, 72]. Jeżeli DŹC pompy ciepła jest wymiennik gruntowy lub woda gruntowa efektywność energetyczna chłodzenia pasywnego jest wyższa, niż w przypadku tradycyjnej klimatyzacji [73].



Rys. 2.14. Schemat ideowy pracy rewersyjnej pompy ciepła [71]

W pompach ciepła z funkcją chłodzenia pasywnego (*natural cooling*), przy użyciu dodatkowego wymiennika ciepła i odpowiedniej konfiguracji sterowanych zaworów trójdrogowych, ciepło z GŹC jest odbierane i transportowane bezpośrednio do DŹC (Rys. 2.15). Proces zachodzi bez przemian termodynamicznych czynnika pośredniczącego w wymianie ciepła, a energia elektryczna konieczna do działania chłodzenia jest konsumowana tylko przez pompy obiegowe, sterownik pompy ciepła i zawory trójdrogowe [74].



Rys. 2.15. Schemat ideowy pracy pompy ciepła w trybie grzania i chłodzenia pasywnego

W trybie chłodzenia pasywnego, jako DŹC wykorzystuje się głównie gruntowe wymienniki ciepła (GWC) lub wodę gruntową. Wysokie temperatury powietrza zewnętrznego w lecie wykluczają skorzystanie z tego trybu pracy w pompach ciepła typu powietrze/woda.

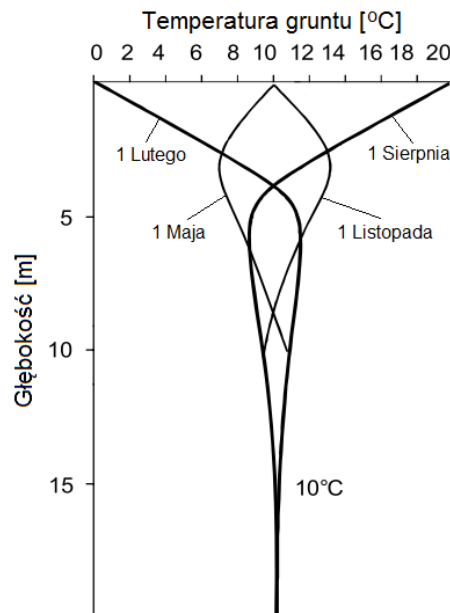
Pionowy rozkład temperatury gruntu w GWC jest uzależniony od struktury i właściwości fizycznych gruntu (gęstości, ciepła właściwego, przewodności cieplnej), oddziaływania klimatycznego (temperatury powietrza, wiatru, promieniowania słonecznego, opadów deszczu) oraz od rodzaju pokrycia powierzchni gruntu [75]. Biorąc pod uwagę rozkład temperatury w gruncie wyróżnia się trzy strefy [75, 76]:

- przypowierzchniową (do głębokości około 1 m), w której grunt szybko reaguje na zmiany pogodowe,
- płytką (od głębokości około 1 m do około 8 m dla suchych iłów lub do około 20 m dla wilgotnych gruntów piaszczystych), w której pole temperatury w mniejszym stopniu zależy od zmian klimatycznych,
- głęboką (od głębokości 8 lub 20 m), w której temperatura gruntu jest praktycznie stała (bliska średniej rocznej temperaturze powietrza zewnętrznego) i bardzo powoli wzrasta z głębokością wskutek oddziaływania termicznego wnętrza Ziemi, zgodnie z gradientem geotermalnym.

W warstwie przypowierzchniowej i płytkiej ciepło akumulowane w gruncie pochodzi prawie całkowicie z energii promieniowania słonecznego oraz wymiany masy

i ciepła z atmosferą. Temperatura wierzchnich warstw gruntu zmienia się sinusoidalnie w ciągu roku i w zależności od głębokości jest w różnym stopniu przesunięta w fazie w stosunku do temperatury powietrza zewnętrznego [76].

Z omówionych powodów do chłodzenia pasywnego w okresie letnim lepiej nadają się pionowe gruntowe wymienniki ciepła (PGWC), niż poziome [62, 77]. Doprowadzenie ciepła do poziomego wymiennika może dodatkowo negatywnie wpłynąć na florę i faunę na powierzchni gruntu [74]. W klimacie umiarkowanym PGWC na głębokościach poniżej 10 m cechuje się ustabilizowaną temperaturą gruntu w ciągu roku [76] wynoszącą ok. 10–11°C (Rys. 2.16). W porównaniu do wymiennika poziomego, jest on również mniej narażony na zmiany temperatury powietrza zewnętrznego [62, 76, 78].



Rys. 2.16. Rozkład temperatury gruntu dla wybranych miesięcy roku [79]

Podczas chłodzenia pasywnego ciepło z pomieszczeń budynku (G_{ŻC}) może być odbierane przez powierzchnie stosowane w trybie grzania pompy ciepła (ogrzewanie podłogowe, ściennie, sufitowe). Niezależnie od zastosowanego trybu chłodzenia pompy ciepła temperatura powierzchni grzewczej powinna być utrzymywana powyżej punktu rosy, aby ograniczyć ryzyko skraplania się wilgoci z powietrza na np. podłodze [74, 80]. Innym sposobem na obniżenie temperatury w pomieszczeniach jest odbieranie ciepła w chłodnicy centrali wentylacyjnej lub w konwektorach wentylatorowych od powietrza nadmuchiwanego, bądź cyrkulującego wewnątrz budynku. Po przekroczeniu punktu rosy, z przepływającego strumienia powietrza w chłodnicy wykrapla się para

wodna, dlatego koniecznym elementem systemu jest uwzględnienie odpływu kondensatu. Biorąc pod uwagę powierzchnię wymiany ciepła, usytuowanie w pomieszczeniach, a także ryzyko kondensacji pary wodnej grzejniki konwekcyjnie nie powinny być stosowane jako GŹC pompy ciepła w trybie chłodzenia [74].

2.3.1. Efektywność energetyczna pomp ciepła

Do oceny energetycznej, ekonomicznej, a także ekologicznej pracy pompy ciepła w instalacji grzewczej i/lub chłodniczej konieczna jest wiedza na temat jej wydajności energetycznej. Nie należy posługiwać się w tym przypadku pojęciem sprawności, gdyż nie uwzględnia ona energii czerpanej przez pompy ciepła ze środowiska oraz nie może przyjmować wartości większych od jedności czyli od 100% [81].

Jednym z kluczowych parametrów służących do oceny wydajności pompy ciepła w trybie grzania jest współczynnik wydajności COP (*Coefficient Of Performance*, niem. *Leistungszahl*) [82, 83]. Współczynnik COP dla sprężarkowych pomp ciepła wyraża stosunek mocy grzewczej pompy ciepła oddającej ciepło do nośnika ciepła do mocy elektrycznej niezbędnej do jej działania i jest wyznaczany ze wzoru (2.1):

$$\text{COP} = \frac{Q}{P_m} \quad (2.1)$$

gdzie: Q – moc grzewcza pompy ciepła [W],

P_m – moc elektryczna pobierana przez sprężarkę, elementy regulacyjne i zabezpieczające oraz urządzenia zapewniające przepływ czynnika pośredniczącego w przekazywaniu ciepła wewnątrz pompy ciepła [W].

Precyzyjną definicję procedury wyznaczania wskaźnika COP w certyfikowanych laboratoriach na podstawie wyników pomiarów w jednoznacznie określonych i ustalonych warunkach eksploatacyjnych pracy pompy ciepła podaje aktualna norma PN-EN 14511 [76, 82]. Norma ta obejmuje pompy ciepła do ogrzewania lub chłodzenia pomieszczeń. Główne różnice pomiędzy poprzednią normą PN-EN 255, a bieżącą to [84] przeprowadzanie badań dla różnicy temperatur zasilanie-powrót GŹC wynoszącej 5 K (poprzednia 10 K) oraz uwzględnienie zużycia energii elektrycznej pompy obiegowej GŹC na pokonanie oporów hydraulicznych tłoczenia cieczy przez skraplacz. Natomiast norma PN-EN 16147 dotyczy pomp ciepła do przygotowywania c.w.u.

W analizach efektywności energetycznej sprężarkowych pomp ciepła oraz ich wpływu na środowisko bardziej miarodajny parametrem jest współczynnik określający wydajność pompy ciepła w dłuższym okresie czasu (najczęściej jednego roku lub jednego sezonu grzewczego) przy uwzględnieniu różnych czynników wpływających na pracę pompy ciepła [76, 85], tj.:

- warunków klimatycznych miejsca eksploatacji (zmiany temperatury zewnętrznej, czas trwania oraz liczbę stopniodni sezonu grzewczego),
- charakterystyki cieplnej ogrzewanego budynku (początkową temperaturę ogrzewania, izolacyjność przegród, udział zysków wewnętrznych ciepła w bilansie energetycznym),
- parametry DŻC oraz GŻC,
- sposobu eksploatacji instalacji grzewczej.

W literaturze [22, 81, 86-88] można spotkać kilka współczynników do obliczania (szacowania) sezonowego współczynnika efektywności pompy ciepła (Tabela 2.1). Najczęściej wymienianym współczynnikiem jest SCOP, który jest podstawą dla europejskich, minimalnych wymogów i etykiet efektywności energetycznej dla pomp ciepła.

Tabela 2.1. Obliczeniowe sezonowe współczynniki efektywności pompy ciepła [22, 81, 86-88]

Skrót	Pochodzenie skrótu	Nazwa polska	Norma/Wytyczne
SCOP	ang. <i>Seasonal Coefficient Of Performance</i>	sezonowy współczynnik wydajności	EN 14825
SPF	ang. <i>Seasonal Performance Factor</i>	sezonowy współczynnik efektywności	EN 15316-4-2
HSPF	ang. <i>Heating Seasonal Performance Factor</i>	grzewczy sezonowy współczynnik efektywności	ASHRAE 116
JAZ	niem. <i>Jahresarbeitszahl</i>	sezonowy współczynnik efektywności	VDI 4650

Współczynnik SCOP określa średnią efektywność pompy ciepła w referencyjnym okresie czasu (sezonu grzewczego, roku) z uwzględnieniem konsumpcji energii elektrycznej przez dodatkowe grzałki elektryczne, pracę pompy ciepła bez obciążania lub w trybie gotowości (*stand-by*) [89]. Metoda obliczania SCOPw normie EN 14825 [89, 90] bierze pod uwagę warunki eksploatacji (różne warunki klimatyczne i dynamiczne zapotrzebowania na ciepło budynku oraz produkcję c.w.u. w czasie) oraz

specyfikację techniczną, wskaźnik obciążenia częściowego i nominalnego pompy ciepła.

Termin określający rzeczywisty sezonowy współczynnik efektywności pracy pompy ciepła w trybie grzania funkcjonuje pod nazwą SPF, czyli taką samą jak w przypadku szacowania tego parametru według normy EN 15316-4-2. Metodologia pomiaru i obliczania wartości rzeczywistego SPF nie jest spójna i jednoznaczna [85]. Największe różnice dotyczą uwzględniania elementów instalacji z pompą ciepła odpowiedzialnych za konsumpcję energii elektrycznej (np. pompy obiegowe, regulatory, sterowniki, grzałki elektryczne) [85]. Próbę ujednoczenia obliczania rzeczywistego współczynnika SPF podjęto w projekcie monitoringowym „WP-Effizienz” [20, 91, 92], który obejmował analizę pracy 110 instalacji z pompą ciepła różnego typu od lipca 2007 r. do czerwca 2010 r. W pracy [91] założono cztery sposoby obliczania SPF według wzorów (2.2) – (2.5):

$$\text{SPF0} = \frac{Q_S}{P_C} \quad (2.2)$$

$$\text{SPF1} = \frac{Q_S}{P_C + P_P} \quad (2.3)$$

$$\text{SPF2} = \frac{Q_S + Q_E}{P_C + P_P + P_E} \quad (2.4)$$

$$\text{SPF3} = \frac{Q_S + Q_E}{P_C + P_P + P_E + P_O} \quad (2.5)$$

gdzie: Q_S – ilość ciepła wytworzona przez pompę ciepła na pokrycie zapotrzebowanie na ciepło budynku oraz produkcję c.w.u. w sezonie [J],

Q_E – ilość ciepła wytworzona przez dodatkowy element grzejny na pokrycie zapotrzebowanie na ciepło budynku oraz produkcję c.w.u. w sezonie [J],

P_C – ilość energii elektrycznej zużytej przez sprężarkę i sterownik pompy ciepła w sezonie [J],

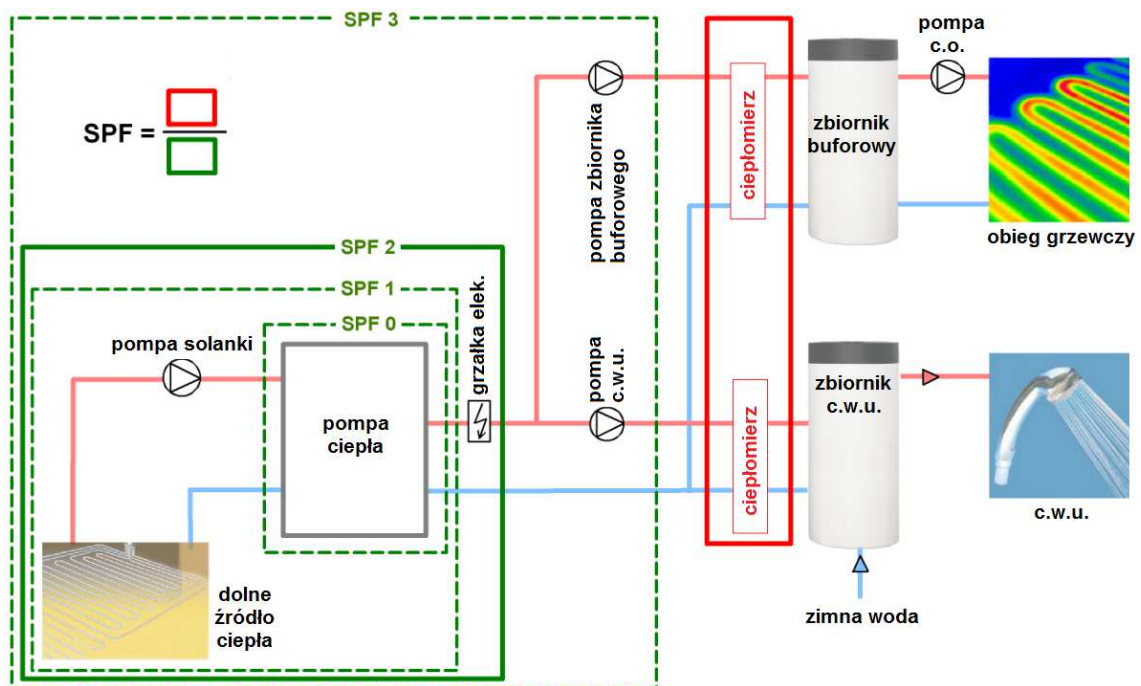
P_P – ilość energii elektrycznej zużytej przez pompę obiegową solanki, studni głębinowej lub wentylatora DŻC pompy ciepła w sezonie [J],

P_E – ilość energii elektrycznej zużytej przez dodatkowy element grzejny

w sezonie [J],

P_o – ilość energii elektrycznej zużytej przez pompę obiegową (ładującą) zbiornika buforowego i c.w.u. w sezonie [J].

Pierwsze dwa współczynniki SPF nie dostarczają pełnej informacji na temat efektywności energetycznej instalacji grzewczej z pompą ciepła. Różnica pomiędzy SPF3 i SPF4 leży w uwzględnieniu ilości energii elektrycznej zużytej przez pompy obiegowe transportujące ciepło z pompy ciepła do zbiornika buforowego i/lub zbiornika c.w.u. Graficzną interpretację granic wyznaczania współczynników SPF w instalacji z pompą ciepła przedstawiono na rysunku 2.17.



Rys. 2.17. Instalacja grzewcza z pompą ciepła z zaznaczonymi granicami wyznaczania SPF [91]

Do oceny efektywności pracy sprężarkowej pompy ciepła w trybie chłodzenia służy współczynnik wydajności chłodniczej EER (*Energy Efficiency Ratio*), który jest odpowiednikiem COP do zastosowań chłodniczych [76]. Wartość współczynnika EER wyliczana jest ze wzoru (2.6):

$$EER = \frac{Q_c}{P_m} \quad (2.6)$$

gdzie: Q_c – moc chłodnicza pompy ciepła [W].

Współczynnik EER [93] wyraża stosunek mocy chłodniczej pompy ciepła odbierającej ciepło od nośnika ciepła do mocy elektrycznej niezbędnej do jej działania w warunkach ustalonych. Procedury obliczania EER, podobnie jak w przypadku współczynnika COP, zostały ściśle określone w normie PN-EN 14511 [94]. W trybie grzania energia elektryczna pobierana przez sprężarkę pompy ciepła jest zamieniana na ciepło, natomiast w trybie chłodzenia to dodatkowe ciepło obniża teoretyczną moc chłodniczą urządzenia [62]. Z tego względu osiągnięte przez pompę ciepła współczynniki COP są wyższe niż EER [69].

Z uwagi, iż współczynnik EER wyznaczany jest dla pełnego obciążenia chłodniczego nie jest on najlepszym narzędziem do szacowania kosztów eksploatacji urządzeń chłodniczych przy zmiennym obciążeniu (np. w trakcie okresu letniego) [95]. Do szacowania efektywności pracy pompy ciepła w trybie chłodzenia, w referencyjnym okresie czasu stosowany jest sezonowy współczynnik wydajności chłodniczej SEER (*Seasonal Energy Efficiency Ratio*), który jest odpowiednikiem SCOP do zastosowań grzewczych. Metodyka obliczania SEER, określona w normie EN 14825, jest zbliżona do obliczania SCOP pompy ciepła [94]. W literaturze [96, 97] spotyka się również średni europejski sezonowy współczynnik efektywności energetycznej ESEER (*European Seasonal Energy Efficiency Ratio*) urządzenia chłodniczego wprowadzony w ramach programu certyfikacji EUROVENT. Liczony jest on z równania (2.7):

$$ESEER = 0,03 \cdot EER_{100\%} + 0,33 \cdot EER_{75\%} + 0,41 \cdot EER_{50\%} + 0,23 \cdot EER_{25\%} \quad (2.7)$$

gdzie indeksy dolne przy współczynniku EER oznaczają procentowe obciążenie chłodnicze.

Do zdefiniowania w dłuższym okresie czasu efektywności energetycznej pracy pompy ciepła w warunkach rzeczywistych w trybie chłodzenia stosowany jest sezonowy współczynnik efektywności chłodzenia SPF_C (*Seasonal Performance Factor for Cooling*). Podobnie jak to miało miejsce w przypadku współczynnika SPF, w literaturze brakuje ugruntowanej metody obliczania SPF_C . W pracy [90] przedstawiono 3 granice obliczania tego współczynnika ze wzorów (2.8) – (2.10):

$$SPF_{Cl} = \frac{Q_{c,s}}{P_C} \quad (2.8)$$

$$\text{SPF}_{C2} = \frac{Q_{C,S}}{P_C + P_R} \quad (2.9)$$

$$\text{SPF}_{C3} = \frac{Q_{C,S}}{P_C + P_R + P_A} \quad (2.10)$$

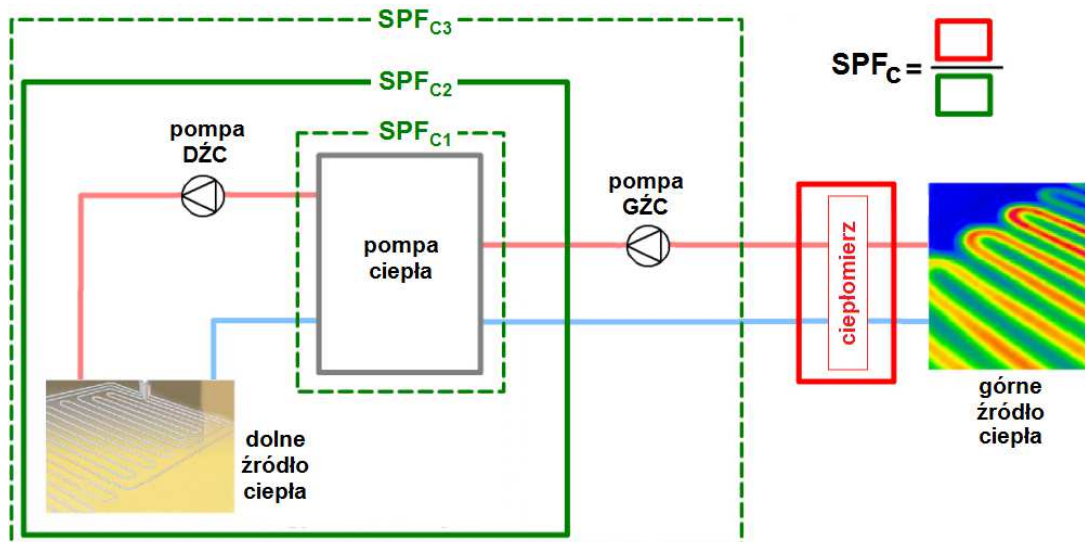
gdzie: $Q_{C,S}$ – ilość ciepła odebrana przez pompę ciepła od nośnika ciepła w sezonie [J],

P_C – ilość energii elektrycznej zużytej przez sprężarkę i sterownik pompy ciepła w sezonie [J],

P_P – ilość energii elektrycznej zużytej przez pracę urządzeń do rozpraszania ciepła w DŹC pompy ciepła w sezonie [J],

P_A – ilość energii elektrycznej zużytej przez urządzenia pomocnicze pompy ciepła w sezonie [J].

Współczynnik SPF_{C1} dotyczy tylko energii elektrycznej zużytej na sterowanie i pracę obiegu termodynamicznego pompy ciepła w sezonie. Kompleksowe ujęcie wszystkich elementów instalacji z pompą ciepła wpływających na sezonową efektywność pracy pompy ciepła w trybie chłodzenia można uzyskać przez policzenie wartości SPF_{C3} . Graficzną interpretację obszarów wyznaczania poszczególnych współczynników SPF_C w instalacji z pompą ciepła przedstawiono na rysunku 2.18.



Rys. 2.18. Instalacja chłodnicza z pompą ciepła z zaznaczonymi granicami wyznaczania SPF_C [90, 91]

2.3.2. Przykłady instalacji z funkcją chłodzenia aktywnego i pasywnego

Wzmianki w literaturze na temat funkcjonowania i efektywności chłodzenia pasywnego i aktywnego w instalacjach z gruntową pompą i DŹC w formie PGWC są niewielkie. Badania wydajności chłodniczej systemu z gruntowym wymiennikiem ciepła w postaci jednego odwiertu z pojedynczą U-rurką o głębokości 110 m przeprowadzone w Uniwersytecie Pamukkale (Turcja) opisano w pracy [98]. Uzyskiwane wartości współczynników SPF_{CI} oraz SPF_{C3} w trybie chłodzenia aktywnego zawierały się kolejno w przedziałach 3,1–4,8 oraz 2,1–3,1. Natomiast moc chłodnicza w przeliczeniu na metr bieżący PGWC wynosiła od 27 do 93 W.

Za pomocą instalacji z rewersyjną pompą ciepła o mocy chłodniczej wynoszącej 3,8 kW i odwiertem o głębokości 80 m z pojedynczą U-rurką badano efektywność chłodzenia aktywnego pomieszczenia laboratoryjnego Politechnicznego Uniwersytetu Timisoara w Rumunii [99]. Badania przeprowadzono w dwóch okresach jednomiesięcznych z uwzględnieniem dwóch różnych sposobów pracy pompy obiegowej GŹC. Otrzymane wartości współczynników SPF_{C3} wynosiły 4,04 i 4,42 przy zużyciu 256 MJ i 235 MJ energii elektrycznej i odprowadzeniu do PGWC w obu przypadkach około 1 037 MJ ciepła.

Krótkookresowe badania chłodzenia aktywnego z wykorzystaniem dwóch odwiertów o głębokości 120 m z pojedynczą U-rurką przeprowadzono w Uniwersytecie Inżynierii Hebei (Chiny) [100]. W czasie zaledwie 40 godzin ciągłej lub przerywanej pracy (10 h pracy i 14 h godzin przerwy) pompy ciepła wartość współczynnika SPF_{CI} wynosiła dla tych trybów pracy kolejno 4,35 oraz 4,11. Autorzy pracy podają, że główną przyczyną uzyskania dla obydwóch systemów niskich wartości SPF_{C3} (poniżej 3) były pompy cyrkulacyjne zastosowane w obiegach płynów DŹC i GŹC, które były przewymiarowane względem potrzeb instalacji, a także charakteryzowały się niską sprawnością.

Kolejny przykład instalacji z funkcją chłodzenia aktywnego przedstawiono w pracy [101]. Instalacja z gruntowymi pompami ciepła i 24 pionowymi odwiertami z umieszczoną pojedynczą U-rurką, gdzie każda z sond miała głębokość 175 m pracowała w warunkach rzeczywistych w budynku szkolnym o powierzchni użytkowej 1 193 m² zlokalizowanym w Busan (Korea Południowa). Uzyskiwane wartości współczynników SPF_{CI} oraz SPF_{C3} w trybie chłodzenia aktywnego wynosiły kolejno

około 8,3 oraz 5,9. Temperatura płynu cyrkulującego w obiegu DŹC średnio wynosiła około 21,5°C.

W pracy [102] przez okres czterech lat analizowano wydajność cieplną gruntowej pompy ciepła zainstalowanej w budynku biurowym w Norymberdze o powierzchni użytkowej wynoszącej 1 530 m². Instalacja składała się z 18 PGWC, a każda z sond miała głębokość około 80 m. W okresie letnim chłodzono pasywnie bez przerw pomieszczenia budynku do temperatury powietrza 21°C używając do tego celu węzownice grzejne zamontowane w podłogach. Temperatura płynu przepływającego w sondach PGWC wynosiła średnio około 15°C. W okresie badań około 1,5 więcej ciepła odebrano z PGWC (w trybie grzania pompy ciepła), niż do niego przekazano. Wartość współczynnika SPF_{C3} pompy ciepła w sezonach chłodniczych zawierała się w przedziale do 6,1 do 8,2. W pracy nie analizowano wpływu parametrów procesowych (czasu pracy pompy ciepła w trybie chłodzenia, temperatury zewnętrznej powietrza, obciążenia chłodniczego budynku, zmiany temperatury płynu w DŹC) na uzyskiwane wartości EER.

Informacje zawarte w pracy [103], a dotyczące instalacji z gruntową pompą ciepła użytkowaną w warunkach rzeczywistych w budynku zlokalizowanym niedaleko Krakowa, w sposób fragmentaryczny opisują funkcję chłodzenia pasywnego wykorzystywaną do uzyskania odpowiedniej temperatury powietrza wewnątrz pomieszczeń w okresie letnim. Autor pracy ograniczył się jedynie do podania kilku informacji związanych z przebiegiem użytkowania trybu chłodzenia, jak np. liczbę dni chłodzenia (ok. 30 dni), czy temperatury płynu przepływającego w DŹC (ok. 12-13°C). Ciepło z pomieszczeń budynku było odprowadzane z wykorzystaniem ogrzewania podłogowego.

2.3. Modelowanie procesów ciepłno-przepływowych w PGWC

W warunkach polskich instalacje grzewcze lub chłodnicze z tzw. gruntową pompą ciepła bardzo często współpracują z pionowym gruntowym wymiennikiem ciepła (PGWC) pracującym w systemie zamkniętym [17]. W pionowym odwiercie o głębokości od kilkudziesięciu do nawet 200 m najczęściej umieszcza się pojedynczą U-rurkę (rurę wykonaną z polietylenu o dużej gęstości HDPE zagiętą na dole odwiertu w kształt litery U). Wolną przestrzeń między rurą, a ścianką odwiertu wypełnia się materiałem uszczelniającym. Czynnikiem roboczym przepływającym przez rurę odbiera ciepło z otaczającego odwiert gruntu, a także wód podziemnych (jeżeli są obecne) i przekazuje je w parowaczu pompy ciepła do czynnika termodynamicznego. Jeżeli pompa ciepła pracuje w trybie chłodzenia to ciepło z instalacji (GŹC) jest oddawane do gruntu.

Podstawowym zadaniem modelowania matematycznego procesów ciepłno-przepływowych w PGWC jest wyznaczenie dla jednostkowej głębokości odwiertu strumienia ciepła możliwego do uzyskania lub przekazania w czasie [104, 105]. Zadanie to pośrednio jest związane z określeniem temperatury czynnika obiegowego wypływającego z U-rurki przy zadanej temperaturze czynnika na wlocie do niego oraz innych parametrów pracy instalacji [105]. Wielkość strumienia ciepła zależy od lokalnych warunków geologicznych, hydrogeologicznych i klimatycznych [17] (m.in. gradientu geotermicznego, strumienia ciepła geotermalnego, właściwości fizycznych gruntu, nasycenia gruntu wodą, zmian temperatury powietrza zewnętrznego), a także związana jest ze sposobem działania pompy ciepła (pracą cykliczną, bądź ciągłą) [106].

Transport ciepła w PGWC zachodzi na drodze konwekcji z płynu do ścianki U-rurki, a następnie przez uszczelnienie odwiertu do gruntu głównie przez przewodzenie. W strefach aktywnej wymiany wód podziemnych proces ten przebiega także poprzez konwekcję [17, 107]. Modele matematyczne opisujące procesy zachodzące w górotworze można podzielić na analityczne oraz numeryczne, które charakteryzują zjawiska zachodzące wewnątrz i na zewnątrz PGWC [108].

• Modelowanie procesów ciepłno-przepływowych wewnątrz odwiertu

Głównym obszarem modelowania procesów ciepłno-przepływowych wewnątrz PGWC jest określenie temperatury płynu na wlocie i wylocie z U-rurek w zależności od temperatury ścianki odwiertu oraz masowego natężenia przepływu cieczy, przy danych

parametrach fizycznych płynu, materiału uszczelniającego oraz rurociągu, które użyto w odwiercie PGWC [109].

Wyróżnia się kilka modeli matematycznych o różnym stopniu złożoności [105, 110]. Do orientacyjnych analiz obliczeniowych można zastosować uproszczony jednowymiarowy model przedstawiony w pracy [111], który pomija osiowe zmiany pojemności cieplnej materiału odwiertu, jak i czynnika obiegowego, a także wzajemne oddziaływania cieplne płynu przepływającego przez U-rurkę. Model ten zakłada, że w przekroju pionowym odwiertu znajduje się tylko jedna rura o ekwiwalentnej średnicy.

Hellstrom [112] opracował analityczne rozwiązanie oporów cieplnych między rurami w przekroju poprzecznym prostopadłym do osi otworu. Jego model pozwala na wyznaczenie temperatury płynu na wlocie i wylocie z U-rurek. Na podstawie tego modelu powstał quasi-trójwymiarowy model sformułowany przez Zenga [113], który został szczegółowo opisany i wykorzystany w rozprawie do modelowania procesów w PGWC. Model ten, uwzględnia zmiany temperatury płynu wzdłuż osi odwiertu przy zaniedbaniu osiowego przewodzenia ciepła [113]. Dzięki temu zabiegowi uzyskano równania, które są możliwe do rozwiązania na drodze analitycznej [113]. W pracy [114] zaprezentowano wykorzystanie metody odwzorowania równokątnego (*conformal mapping*) do modelowania procesów zachodzących w PGWC.

• Modelowanie procesów cieplno-przepływowych na zewnątrz odwiertu

Jednym z pierwszych analitycznych modeli dotyczący ilościowego opisu procesów cieplno-przepływowych na zewnątrz PGWC był model wykorzystujący teorię liniowego źródła ciepła (*Kelvin's line source*) zaprezentowanych przez Ingersolla i Plassa [115]. W modelu tym grunt jest traktowany jako ośrodek o jednolitej początkowej temperaturze w całej objętości, a odwiert wraz z U-rurką przyjmuje się jako nieskończone źródło liniowe [105]. Model ten jest jednowymiarowy, ponieważ przewodzenie ciepła w kierunku osiowym PGWC (w tym od powierzchni górnej i dolnej) jest pomijane. Pomimo zastosowanych uproszczeń model liniowego źródła ciepła jest do dziś powszechnie stosowany w tzw. testach odpowiedzi termicznej górotworu (tzw. test TRT–*Thermal Response Test*). Testy te służą do rzeczywistego rozpoznania właściwości cieplnych gruntów w odwiercie [17, 116-120].

W modelu źródła cylindrycznego Carlsława i Jaegera [107], w którym wartość strumienia wymienianego ciepła jest stała, otwór traktowany jest jako nieskończony

walec otoczony jednorodnym materiałem, którego właściwości są niezmiennie w czasie. Pojemność cieplna odwiertu jest pomijana w obliczeniach [105].

Eskilson [107] przedstawił model, w którym do wyznaczenia pola temperatury w górotworze, w otoczeniu pojedynczego wymiennika ze skończoną długością, wykorzystuje się metodę różnic skończonych. Model ten uwzględnia osiową zmianę temperatury gruntu z czasem i głębokością. Rozkład temperatury na zewnętrznej ścianie odwiertu wymiennika wyznaczono jako tzw. funkcję „g” reprezentującą specyficzną konfigurację odwiertów [121].

Model skończonego źródła liniowego (*finite line-source*) opracowany przez zespół Zenga [122] korzysta z modelu zaproponowanych przez Eskilsona. Rozkład temperatury w górotworze można uzyskać poprzez rozwiązanie równania analitycznego, którego całkowanie przebiega szybciej, niż rozwiązanie tego problemu w sposób numeryczny [107].

• Modelowanie numeryczne procesów cieplno-przepływowych w PGWC

W ostatnich latach, dzięki większej mocy obliczeniowej komputerów, dynamicznie rozwijane są numeryczne modele procesów cieplno-przepływowych w PGWC [105]. Dają one możliwość uwzględnienia m.in. przepływu ciepła wewnątrz i na zewnątrz odwiertu, przestrzennej zmiany właściwości fizycznych gruntu i wypełnienia odwiertu, oddziaływania pomiędzy poszczególnymi odwiertami w PGWC, zmieniających się w czasie i przestrzeni warunków brzegowych [107].

Najczęściej modele numeryczne wymagają stworzenia trójwymiarowego modelu rozpatrywanego obszaru, obejmującego powtarzalny element wymiennika ciepła wraz z przylegającym fragmentem górotworu [104, 106]. Ze względu na dużą smukłość PGWC (małą średnicę w porównaniu do długości) oraz dużą liczbę elementów obliczenia prowadzone w programach symulacyjnych charakteryzują się długim czasem (od kilkunastu godzin do kilku tygodni). W wielu opracowaniach [102, 107, 121, 123-125] przedstawiono badania dotyczące znalezienia zaawansowanych i wydajnych numerycznie strategii obliczeniowych.

Modele numeryczne, które mogą zaoferować wysoki stopień elastyczności i dokładności (zwłaszcza w skali krótkoterminowej), nierzadko wymagają użycia specjalistycznego oprogramowania komputerowego oraz komputerów o dużej mocy obliczeniowej, a nawet centrów obliczeniowych [104, 107]. Wykonywanie obliczeń wykorzystujących procedury i kody o złożonej, numerycznej postaci nie są

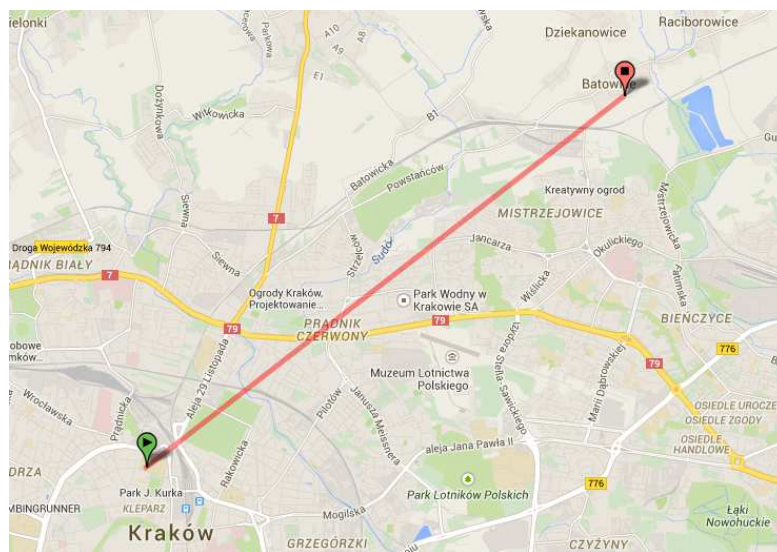
uzasadnione, jeżeli brakuje wiarygodnych informacji dotyczących właściwości fizycznych gruntu otaczającego odwiert [104]. Dodatkowo modele numeryczne są trudne do bezpośredniego zaimplementowania w programach do projektowania i analizy pracy PGWC (dane do symulacji należy wcześniej obliczyć i przechowywać w obszernej bazie danych) [105].

Rozwiązania analityczne modeli matematycznych procesów ciepłno-przepływowych w PGWC są rozwijane głównie ze względów praktycznych, ponieważ umożliwiają przeprowadzenie obliczeń w prosty i szybki sposób w porównaniu do modeli numerycznych [105]. Modele te znajdują szerokie zastosowanie w programach symulacyjnych pracy PGWC [105].

3.CZEŚĆ EKSPERYMENTALNA

3.1. Charakterystyka budynku

Prace eksperymentalne dotyczące chłodzenia pasywnego zostały przeprowadzone przy użyciu oryginalnej instalacji hybrydowej z urządzeniami wykorzystującymi OZE zlokalizowanej w budynku mieszkalno-usługowym w miejscowości Batowice, oddalonym w kierunku północno-wschodnim, w linii prostej, o około 7 km od budynku Wydziału Inżynierii i Technologii Chemicznej Politechniki Krakowskiej (Rys. 3.1).



Rys. 3.1. Lokalizacja budynku z rozpatrywaną instalacją hybrydową na Mapie Google

Analizowany obiekt to dwukondygnacyjny budynek, częściowo podpiwniczony z użytkowym poddaszem w zabudowie wolnostojącej, podmiejskiej (Rys. 3.2 i 3.3). Od maja 2009 r. do połowy 2011 r. budynek był przebudowywany. Zmiany dotyczyły dobudowania schodów zewnętrznych z gankiem, odnowienia elewacji, modyfikacji geometrii dachu na dach dwuspadowy, symetryczny o nachyleniu połaci równej 35° i ujednolicenia stolarki okiennej przez wprowadzenie okien drewnianych oraz lukarn.

Budynek wzniesiono w konstrukcji tradycyjnej, murowanej ze stropami międzykondygnacyjnymi w konstrukcji żelbetowej płytowo-belkowej wylewanej na „mokro”. Ściany nośne wymurowano z pustaków żużlobetonowych i ceramicznych typu MAX na zaprawie cementowo-wapiennej, natomiast piwnic z bloczków betonowych również murowanych na zaprawie wapienno-cementowej. Dach pokryty blachodachówką wykonano w konstrukcji drewnianej płatiwio-kleszczowej i oparto

na ścianach kolankowych i podciągach żelbetowych. Inne dane dotyczące budynku przedstawiono w tabeli 3.1.

Tabela 3.1. Podstawowe dane dotyczące budynku

Parametry budynku	Wartość
Powierzchnia zabudowy	268 m ²
Powierzchnia użytkowa, w tym: - piwnice - parter - piętro - poddasze	466 m ² 57 m ² 219 m ² 160 m ² 30 m ²
Kubatura	1926 m ³
Izolacja termiczna ścian zewnętrznych	20 cm wełny mineralnej
Izolacja termiczna dachu	20 cm wełny mineralnej
Współczynnik przenikania ciepła dla: - ścian zewnętrznych (pustak żużlobetonowy) - ścian zewnętrznych (pustak MAX 220) - dachu	0,160 [W/(m ² ·K)] 0,162 [W/(m ² ·K)] 0,166 [W/(m ² ·K)]



Rys. 3.2. Zdjęcie północno-zachodniej części fasady budynku



Rys. 3.3. Zdjęcie południowo-wschodniej fasady budynku wraz z kolektorami słonecznymi

3.1.1. Zapotrzebowanie na ciepło do ogrzewania budynku

Obciążenie cieplne budynku czyli moc źródeł ciepła potrzebnych do zachowania komfortu cieplnego wewnątrz budynku oraz roczne zapotrzebowanie na ciepło wyznaczono w programie PURMO OZC basic 6.5 w aktualnej wersji oprogramowania z dnia 12.01.2015 według normy PN-EN 12831:2006. Użyte w programie główne dane projektowe oraz wyniki obliczeń przedstawiono w tabeli 3.2.

Tabela 3.2. Główne dane projektowe oraz wyniki obliczeń w programie Purmo OZC

Dane projektowe	Wartość
Temperatura zewnętrzna	-20,0°C
Średnia roczna temperatura zewnętrzna	7,6°C
Temperatura w pomieszczeniach:	
- piwnice	16,0°C
- hala magazynowa	18,0°C
- pokoje dzienne	20,0°C
- łazienki	24,0°C
Krotność wymiany powietrza n_{50}	4 h ⁻¹
System wentylacji	nawiewno-wywiewny z odzyskiem ciepła
Wyniki obliczeń	Wartość
Straty ciepła przez przenikanie	13 533 W
Wentylacyjne straty ciepła	4 542 W
Obciążenie cieplne budynku	18 098 W
Zapotrzebowanie na ciepło do ogrzewania	203 GJ/rok (56 321 kWh/rok)

Ponad 50% strat ciepła pochodzi z systemu wentylacyjnego, około 15% ciepła jest tracona przez ściany zewnętrzne, natomiast 14% przez drzwi i okna zewnętrzne. Około 54% zysków ciepła generowanych jest od promieniowania słonecznego, a 38% od użytkowników budynku (założono 10 osób). Największe zapotrzebowanie na ciepło w ciągu roku występuje w grudniu, styczniu oraz lutym i wynosi kolejno 35,74 GJ, 39,54 GJ oraz 32,47 GJ.

W przeliczeniu na powierzchnię użytkową obliczone zapotrzebowanie na ciepło do ogrzewania budynku to 435 MJ/(m²·rok) [121 kWh/(m²·rok)]. Według klasyfikacji energetycznej budynków zaproponowanej przez Stowarzyszenia na Rzecz Zrównoważonego Rozwoju [126] rozpatrywany obiekt jest zaliczany do średnio energochłonnych. Do takiego rezultatu głównie przyczyniają się duże wysokości

kondygnacji, które dla większości pomieszczeń zawierają się w przedziale od 4 do 5 m (w domach jednorodzinnych średnio wynoszą 2,60 m).

3.1.2. Zapotrzebowanie na chłód użytkowy dla budynku

Obliczenia zapotrzebowania na chłód użytkowy, czyli ilość chłodu niezbędnego do pokrycia potrzeb chłodniczych budynku dla każdej jego strefy w ciągu całego roku, tj. od stycznia do grudnia wykonano zgodnie z normą PN-EN ISO 13790:2009 w programie PURMO OZC basic 6.5 w aktualnej wersji oprogramowania z dnia 12.01.2015. Wydzielone strefy cieplne budynku o regulowanej temperaturze powietrza wewnętrznego potraktowano jako jedną strefę chłodzoną ciągle, z średnią ważoną temperaturą powietrza wewnętrznego. Obliczenia wykonano przy uwzględnieniu wewnętrznych zysków ciepła, a także od nasłonecznienia.

Roczne zapotrzebowanie na chłód użytkowy dla rozpatrywanego budynku wyniosło 12,62 GJ, a w przeliczeniu na powierzchnię użytkową: 27,08 MJ/m². Największe zapotrzebowanie na chłód naturalnie występowało w miesiącach letnich tj. w czerwcu 2,15 GJ, lipcu 1,99 GJ oraz sierpniu 1,55 GJ. Zyski ciepła od promieniowania słonecznego przez zewnętrzne przegrody przezroczyste oraz bytowe zyski ciepła były zbliżone i w ciągu roku wynosiły kolejno 62,68 GJ oraz 58,78 GJ.

3.2. Charakterystyka grzewczo-chłodniczej instalacji hybrydowej

Instalacja sanitarna budynku została zaprojektowana przez firmę AMT-Projekt, która specjalizuje się w trójwymiarowym projektowaniu instalacji sanitarnych w budynkach spełniających funkcje użytkowe (biurowe, ochrony zdrowia, mieszkalne, przemysłowe, itp.) oraz najnowszych technikach sterowania pracą instalacji wentylacyjnych, grzewczych i chłodniczych, w tym hybrydowych z OZE. Autor rozprawy, we współpracy z firmą AMT-Projekt, brał czynny udział w etapie realizacji instalacji grzewczej i chłodniczej w budynku, w 2011 roku, podczas której zaproponował i wprowadził m.in. rozwiązania mające wpływ na przyszłe funkcjonowanie systemu.

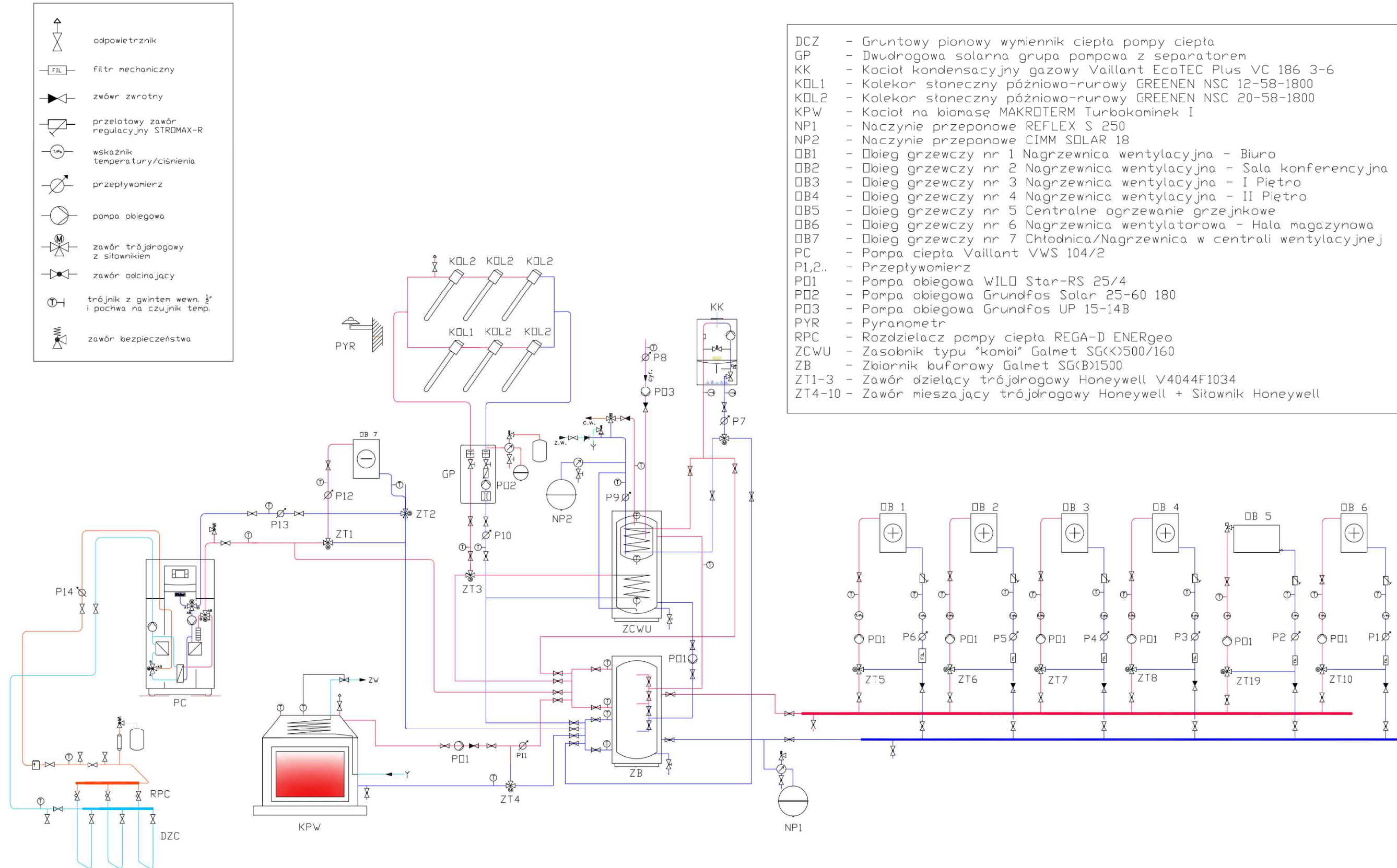
Do pokrywania zapotrzebowania na energię do przygotowywania c.w.u. oraz ogrzewania w okresie zimowym i chłodzenia w okresie letnim pomieszczeń budynku zaproponowano oryginalną multiwalentną instalację hybrydową. Dla większej przejrzystości schemat rozpatrywanej instalacji przedstawiony na rysunku 3.4 zaprezentowano bez zaznaczenia elementów zastosowanego systemu sterowania. W skład instalacji wchodzi cztery urządzenia grzewcze, w tym trzy wykorzystujące energię z OZE:

- pompa ciepła,
- kocioł na biomasę,
- kolektory słoneczne,
- gazowy kocioł kondensacyjny.

3.2.1. Pompa ciepła

Podstawowe dane techniczne dotyczące użytej w instalacji gruntowej pompy ciepła typu solanka-woda, która służy zarówno do celów grzewczych, jak i chłodniczych, zestawiono w tabeli 3.3. DŹC dla pompy ciepła jest PGWC w postaci 3 sond pionowych. Każda z sond ma głębokość równą 70 m. Odwierty o średnicy zewnętrznej 135 mm wykonano w odległości około 6 m w linii równoległej do północnej fasady budynku, w odstępach siedmiometrowych pomiędzy nimi. Prace wiertnicze zrealizowała firma Mostmargeo przy pomocy wiertnicy Nordmeyer DSB 2/10 przez wiercenie obrotowe w górotworze świdrem skrzydłowym z prawym zamkniętym obiegiem płuczki.

Chłodzenie pasywne z wykorzystaniem instalacji hybrydowej z odnawialnymi źródłami energii



- DCZ - Gruntowy pionowy wymiennik ciepła pompy ciepła
- GP - Dwudrogowa solarna grupa pompowa z separatorem
- KK - Kocioł kondensacyjny gazowy Vaillant EcoTEC Plus VC 186 3-6
- KOL1 - Kolektor słoneczny późniowo-rurowy GREENEN NSC 12-58-1800
- KOL2 - Kolektor słoneczny późniowo-rurowy GREENEN NSC 20-58-1800
- KPW - Kocioł na biomase MAKROTHERM Turbokominek I
- NP1 - Naczynie przeponowe REFLEX S 250
- NP2 - Naczynie przeponowe CIMM SOLAR 18
- OB1 - Obieg grzewczy nr 1 Nagrzewnica wentylacyjna - Biuro
- OB2 - Obieg grzewczy nr 2 Nagrzewnica wentylacyjna - Sala konferencyjna
- OB3 - Obieg grzewczy nr 3 Nagrzewnica wentylacyjna - I Piętro
- OB4 - Obieg grzewczy nr 4 Nagrzewnica wentylacyjna - II Piętro
- OB5 - Obieg grzewczy nr 5 Centralne ogrzewanie grzejnikowe
- OB6 - Obieg grzewczy nr 6 Nagrzewnica wentylatorowa - Hala magazynowa
- OB7 - Obieg grzewczy nr 7 Chłodnica/Nagrzewnica w centrali wentylacyjnej
- PC - Pompa ciepła Vaillant VWS 104/2
- P1,2.. - Przepływomierz
- P01 - Pompa obiegowa WILD Star-RS 25/4
- P02 - Pompa obiegowa Grundfos Solar 25-60 180
- P03 - Pompa obiegowa Grundfos UP 15-14B
- PYR - Pyranometr
- RPC - Rozdzielacz pompy ciepła REGA-D ENERgeo
- ZCWU - Zasobnik typu "kombi" Galmet SG(K)500/160
- ZB - Zbiornik buforowy Galmet SG(B)1500
- ZT1-3 - Zawór dzielący trójdrogowy Honeywell V4044F1034
- ZT4-10 - Zawór mieszający trójdrogowy Honeywell + Sitownik Honeywell

Rys. 3.4. Schemat rozpatrywanej multiwalentnej instalacji hybrydowej utworzony na podstawie projektu firmy AMT-Projekt

Tabela 3.3. Podstawowe dane techniczne pompy ciepła

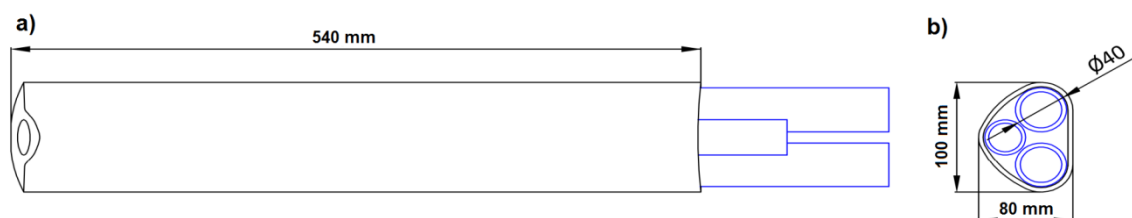
Model pompy ciepła	Vaillant geoTHERM plus VWS 104/2
Moc grzewcza (B0/W35 ; B5/W55*)	10,4 kW ; 11,0 kW
Współczynnik COP (B0/W35 ; B5/W55*)	4,4 ; 3,2
Moc chłodzenia pasywnego (18/22°C**)	6,2 kW
Moc grzałki elektrycznej	6,0 kW
Rodzaj czynnika chłodniczego	R407C
Masa czynnika chłodniczego	2,05 kg
Pompa obiegowa DŹC (moc elekt. pobierana na III biegu)	WILO Star-RS 25/7-3 (132 W)
Pompa obiegowa GŹC (moc elekt. pobierana na III biegu)	WILO TOP-RL25/7.5 (205 W)

* B – temp. solanki w obiegu DŹC (*Brine*); W – temp. zasilania cieczy w obiegu GŹC (*Water*)

** temp. zasilania 18°C i powrotu 22°C cieczy w obiegu GŹC

W każdym z odwiertów zamontowano pojedynczą U-rurkę z rury polietylenowej typu HDPE-100, SDR 11 (PN16) o średnicy zewnętrznej 40 mm i grubości ścianek wynoszącej 3,7 mm (SDR – stosunek przekroju zewnętrznego do grubości ścianek). Minimalna trwałość tych rur gwarantowana przez ich producenta, firmę ASPOL-FV, dla czynnika roboczego o temperaturze pracy 10°C i ciśnieniu roboczym 18,7 bara wynosi 100 lat. U-rurka na dole odwiertu zakończona została głowicą typu GEO DWD/FF 240 HDPE-100 PN16, która w przekroju poprzecznym (Rys. 3.5) ma kształt zbliżony do trójkąta [127]. Głowica zabezpiecza sondę pionową przed uszkodzeniami mechanicznymi podczas montażu oraz dzięki dodatkowemu otworowi przelotowemu o średnicy wewnętrznej 26 mm umożliwiła osiową iniekcję masy wypełniającej odwiert.

Rury powrotu i zasilania sond połączono do belek kolektorowych wyposażonych w rotametry oraz zawory odcinające w szafie rozdzielaczowej REGA-R firmy ASPOL-FV, zamontowanej wewnątrz budynku. Rozdzielacz fabrycznie zaizolowano termicznie, aby ograniczyć ryzyko kondensacji pary wodnej wewnątrz szafy rozdzielaczowej.

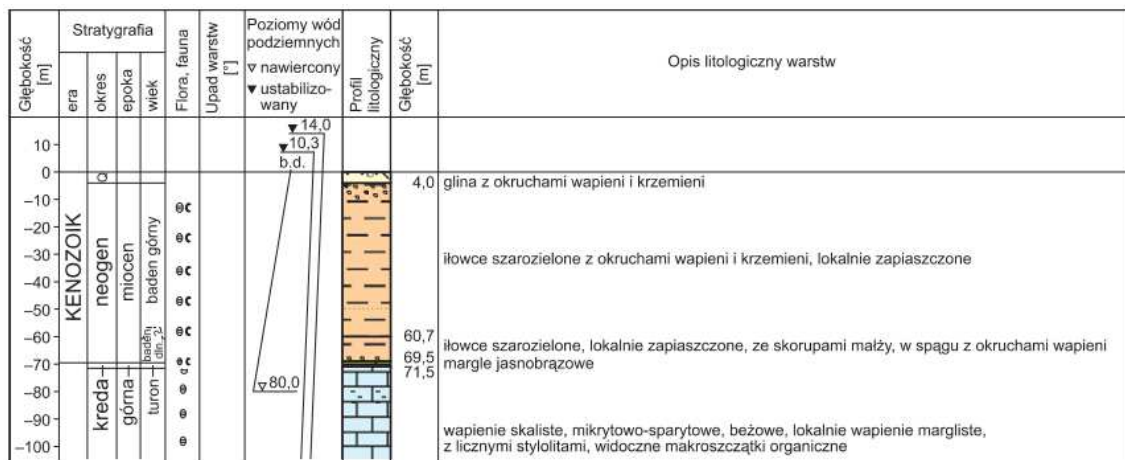


Rys. 3.5. Głowica sondy DWD/FF: a) widok z góry, b) przekrój poprzeczny [127]

Otwory wiertnicze z umieszczonymi U-rurkami wypełniono mieszanką cementowo-bentonitową [128] od głowicy sondy w górę otworu (tzw. metoda

kontraktor) z wykorzystaniem rury wypełniającej (iniekcyjnej) HDPE-100 PN16 32 x 3,0 tak aby nie dopuścić do migracji wód pomiędzy poszczególnymi poziomami wodonośnymi. Taki proces również zagwarantował całkowite usunięcie płuczki z odwiertu [129] oraz wyeliminował ryzyko powstawania pęcherzy i pustek powietrza, które w znaczący sposób ograniczyłyby wymianę ciepła pomiędzy czynnikiem roboczym, a gruntem. Rura wypełniająca pozostała w odwiercie. Jako płyn pośredniczący w wymianie ciepła w odwiertach DŻC zastosowano wodny roztwór glikolu propylenowego o stężeniu objętościowym wynoszącym 40% i temperaturze krzepnięcia -21,7°C. W dalszej części rozprawy roztwór ten skrótowo nazwano solanką.

Odwierty wykonano w obszarze charakteryzującym się skomplikowaną budową geologiczną, należącym do zapadliska przedkarpackiego wypełnionego głównie klasycznymi osadami miocenijskimi o grubości do 3 km [130, 131]. Ze względu na to, iż w czasie prowadzonych prac wiertniczych nie pobierano próbek gruntu na różnych głębokościach wiercenia, w celu określenia profilu litologicznego odwiertów posłużono się danymi literaturowymi [132] z odwiertu wykonanego w miejscowości Trojanowice, znajdującego się w bliskiej odległości od Batowic (Rys. 3.6).



Rys. 3.6. Przyjęty profil litologiczny otworów wiertniczych [132]

Ciepło wytwarzane przez pompę ciepła w okresie zimowym, dzięki odpowiedniej kombinacji ustawień dwóch zaworów trójdrogowych (ZT1 i ZT2 na Rys. 3.4) zamontowanych w obiegu GŻC, mogło być:

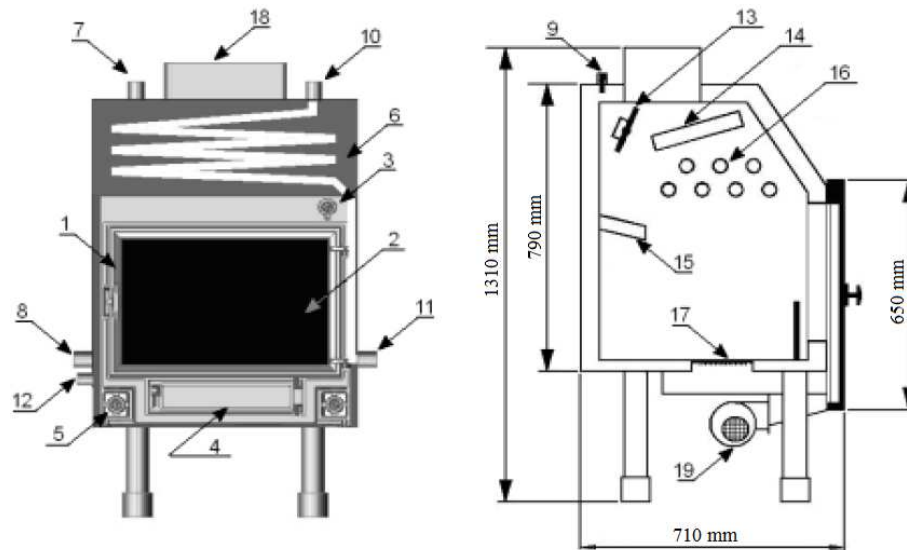
- magazynowane w zbiorniku buforowym (ZB na Rys. 3.4),
- oddawane do powietrza nawiewanego do pomieszczeń budynku w nagrzewnicy (OB 7 na Rys. 3.4) centrali wentylacyjnej nawiewno-wywiewnej (CWNW),

- magazynowane w zbiorniku buforowym, a następnie oddawane w nagrzewnicy CWNW do powietrza nawiewanego do pomieszczeń budynku.

Omawiana pompa ciepła została fabrycznie wyposażona w dodatkowy wymiennik ciepła, który wraz z układem odpowiednio sterowanych zaworów trójdrogowych umożliwiał w okresie letnim, przy wysokich temperaturach powietrza zewnętrznego, korzystanie z funkcji chłodzenia pasywnego pomieszczeń budynku. Funkcja chłodzenia aktywnego nie była dostępna dla tego modelu pompy ciepła.

3.2.2. Kocioł na biomasę

Drugim urządzeniem grzewczym w instalacji wykorzystującym OZE jest kocioł na biomasę firmy Makroterm o nazwie Turbokominek I. Jest to kominek z płaszczem wodnym i dodatkowym wymiennikiem ciepła o mocy grzewczej obiegu wodnego 21 kW i całkowitej mocy cieplnej równej 24 kW (Rys. 3.7). Powietrze do procesu spalania biomasy doprowadzano w okolice rusztu przez wentylator R2E 108-AA 01-05 o wydatku 155 m³/h. Pod wentylatorem wykonano czerpnię „świeżego” powietrza z zewnątrz o średnicy wewnętrznej równej 15 cm, która umożliwiała zasysanie przez wentylator odpowiedniej ilości powietrza do spalania.



Rys. 3.7. Schemat ideowy budowy kotła na biomasę: 1 – drzwiczki frontowe, 2- szyba żaroodporna, 3 – pokrętko regulacji przepustnicy, 4 – drzwi popielnika, 5 – kratka dopływu powietrza, 6 – węzownica schładzająca, 7 i 8 – kolejno zasilanie i powrót obiegu grzewczego, 9 – króciec czujnika temperatury, 10 – odpływ do kanalizacji, 11 – dopływ wody wodociągowej, 12 – króciec spustowy, 13 – przepustnica, 14 i 15 – kolejno górna i dolna półka wodna, 16 – płomieniówki, 17 – ruszt popielnika, 18 – czopuch, 19 – wentylator [133]

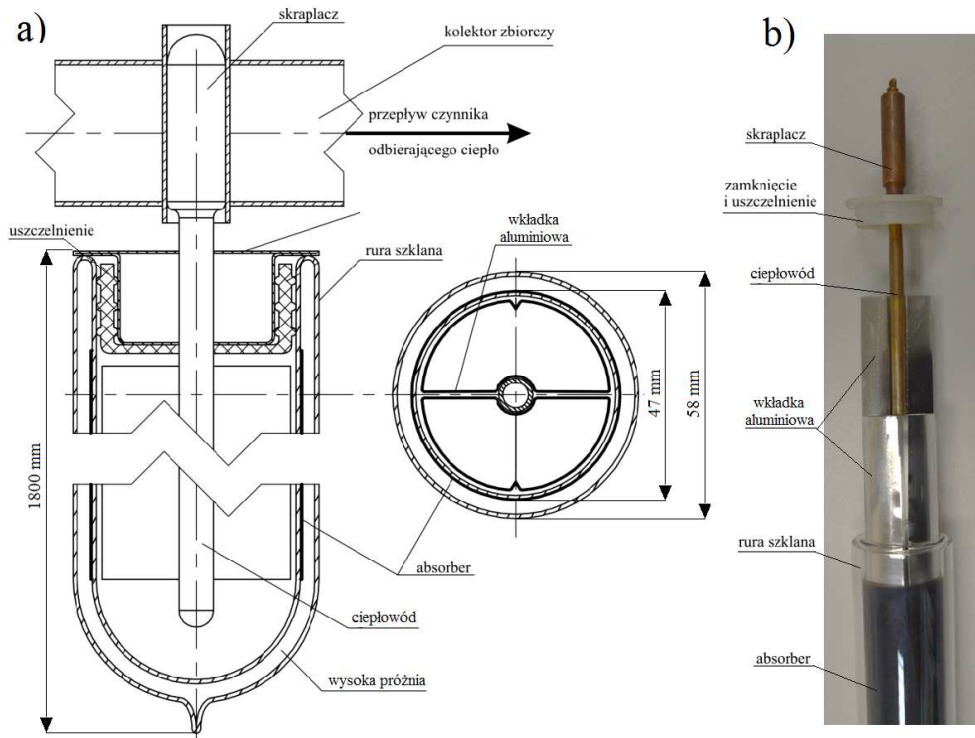
Producent [133], jako paliwo do spalania, zaleca drewno kawałkowe (polana) o wilgotności do 20% (najlepiej w granicach 10-18%), długości od 35 do około 50 cm, średnicy od 10 do 15 cm, pochodzące z buka, brzozy, olchy, jesionu lub grabu. Ciepło produkowane przez kocioł na biomasę oddawano tylko do zbiornika buforowego. Według danych katalogowych [133] maksymalna masa paliwa spalane podczas jednego zasypu mogła wynosić maksymalnie ok. 23,5 kg.

Wbudowana w górnej i bocznej części kominka węzownica schładzająca służy do awaryjnego odprowadzania ciepła z płaszcza wodnego. Gdy temperatura wody w płaszczu kominka przekraczała 95°C, zamontowany na odpływie do kanalizacji zawór termostatyczny otwierał się umożliwiając przepływ wody z sieci wodociągowej i zrzut ciepła do kanalizacji.

3.2.3. Kolektory słoneczne

Kolejnym urządzeniem grzewczym w instalacji są próżniowo-rurowe kolektory słoneczne z rurką ciepła (ciepłowodem, *heat pipe*) firmy Wuxi High-New Technology Industrial Development [134]. Każdy z kolektorów posiada baterię 12 lub 20 rur próżniowych. Pojedyncza rura zbudowana jest z dwóch zespolonych ze sobą szklanych rur ułożonych koncentrycznie, pomiędzy którymi panuje ciśnienie powietrza około 10^{-3} mbara (Rys. 3.8). Ciepło powstające w wyniku konwersji promieniowania słonecznego w powłoce absorpcyjnej napyłonej na powierzchni pomiędzy dwoma rurami, oddawano miedzianemu ciepłowodowi z niskowrzącą cieczą w środku przez dwie aluminiowe wkładki. Następnie ciepło transportowano do górnej części ciepłowodu tzw. kondensatora (skraplacza), a tam oddawano je do płynu solarnego przepływającego przez kolektor zbiorczy.

Kolektory zamontowano na połaci dachu o nachyleniu 35° i odchylonej od kierunku południowego o 10° na wschód (Rys. 3.3). Pięć kolektorów 20-rurowych i jeden kolektor 12-rurowy wchodzi w skład dwóch równolegle połączonych grup kolektorów, zawierających po 3 kolektory połączone szeregowo (KOL1 i KOL2 na Rys. 3.4). Sumaryczna powierzchnia apertury (czynna) kolektorów, biorąca udział w odbieraniu promieniowania słonecznego, wynosi 10,53 m². Pozostałe dane techniczne dotyczące kolektorów słonecznych zestawiono w tabeli 3.4.



Rys. 3.8. Pojedynczy element kolektora próżniowo-rurowego:

a) przekroje [135], b) fotografia

Tabela 3.4. Podstawowe dane techniczne kolektorów słonecznych [134]

Nazwa handlowa kolektora	Ilość rur próżniowych w kolektorze	Powierzchnia apertury [m ²]	Objętość czynnika solarnego [l]	Sprawność optyczna	Współczynniki strat ciepła [W/(m ² ·K)]	
					a ₁	a ₂
NSC-20-58-1800	20-rurowy	1,866	1,26	0,618	1,3767	0,0184
NSC-12-58-1800	12-rurowy	1,200	0,67			

Główną funkcją kolektorów słonecznych w instalacji jest dostarczanie ciepła przez dolną wężownicę zasobnika typu „kombi” (ZCWU na Rys. 3.4) do podgrzewania c.w.u. Jeżeli w zasobniku typu „kombi” zostanie osiągnięta zadana temperatura c.w.u., poprzez przełączenie zaworu trójdrogowego (ZT3 na Rys. 3.4), ciepło wytwarzane przez kolektory słoneczne mogło być kierowane bezpośrednio do zbiornika buforowego (ZB na Rys. 3.4). Proces ten odbywa się bez dodatkowego wymiennika ciepła, gdyż w obiegu solarnym, jak i zbiorniku buforowym znajduje się ta sama ciecz – woda dejonizowana.

Początkowo w instalacji płynem pośredniczącym w przekazywaniu ciepła z kolektorów słonecznych do zbiornika buforowego i kombinowanego była powszechnie stosowana w regionie środkowo i północnoeuropejskim 40% mieszanina

wody i glikolu propylenowego wraz z dodatkami (inhibitorami korozji, antypieniaczami). Podstawową zaletą tego roztworu było to, iż nie zamarzał przy temperaturach zewnętrznych do około -21°C , a tym samym pozwalał na prawidłową pracę instalacji w okresie zimowym bez ryzyka jej rozszczelnienia czy uszkodzenia. Niestety roztwór ten w stosunku do wody odznacza się wyższą lepkością, niższym ciepłem właściwym oraz może ulegać degradacji termicznej w czasie pracy instalacji [136]. W skrajnych sytuacjach, gdy temperatura płynu wynosi ponad 200°C , degradacja ta może zachodzić z wydzielaniem substancji o smolistej konsystencji osadzających się na wewnętrznych powierzchniach rurociągów oraz wymienników ciepła, co skutecznie utrudnia przepływ płynu solarnego, a także wymianę ciepła [137, 138].

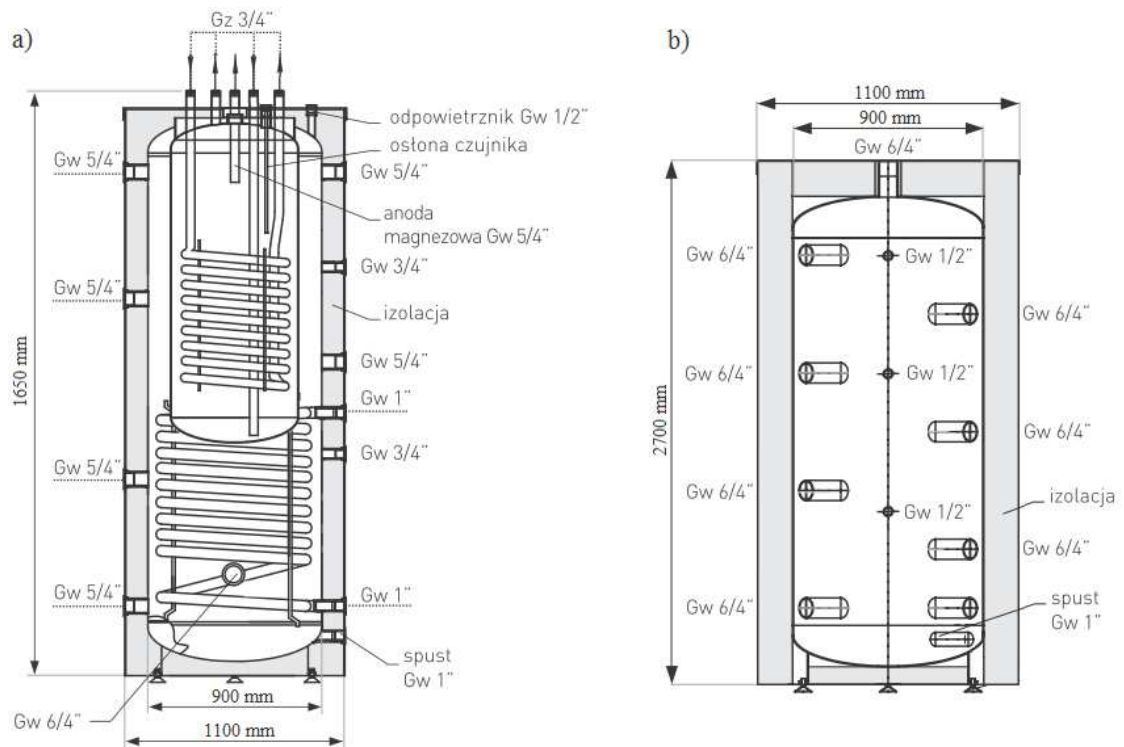
W marcu 2012 roku w instalacji dokonano niezbędnych zmian zarówno hydraulicznych, jak i w systemie sterowania, które pozwoliły na zastosowanie wody demineralizowanej jako płynu solarnego. Dodatkowym czynnikiem sprzyjającym zamianie płynu solarnego były parametry techniczne użytych kolektorów słonecznych, a dokładniej niskie wartości liniowych współczynników strat ciepła (Tabela 3.4). Zastosowane rozwiązanie sprawdziło się podczas długookresowej pracy badanej instalacji (podrozdział 3.5.3).

3.2.4. Kocioł gazowy oraz zbiorniki akumulacji ciepła

Jedynym urządzeniem grzewczym w instalacji wykorzystującym konwencjonalne źródło energii jest jednofunkcyjny, wiszący gazowy kocioł kondensacyjny ecoTEC Plus VC PL 186/3-5 firmy Vaillant (KK na Rys. 3.4). Spalano w nim gaz ziemny wysokometanowy (Grupa E) dostarczany z sieci gazowej o wartości ciepła spalania nie mniejszej niż $38,0 \text{ MJ/m}^3$ [139]. Moc nominalna kotła mogła być regulowana w zakresie od 7,2 do 19,5 kW dla temperatury zasilania 40°C i powrotu 30°C . Wytwarzane przez kocioł gazowy ciepło przekazywano do cieczy w zbiorniku buforowym lub przez górną wężownicę do c.w.u. w zbiorniku wewnętrznym zasobnika typu „kombi”.

W instalacji zastosowano dwa zbiorniki służące do magazynowania ciepła produkowanego przez urządzenia grzewcze. Pierwszym z nich jest kombinowany zbiornik akumulacji ciepła (inne używane nazwy: zbiornik w zbiorniku, zasobnik kombinowany, zasobnik typu „kombi”) o nazwie SG(K) 800/200 firmy Galmet (Rys. 3.9 a). Zbiornik ten wyposażono w dużą ilość różnego typu króćców

umożliwiających połączenie kilku źródeł lub odbiorników ciepła, a także elementy instalacji (anodę magnezową, odpowietrznik, czujnik temperatury). Całkowita pojemność zbiornika wynosiła 800 litrów, z czego 200 litrów przypadało na zbiornik wewnętrzny, w którym przygotowywano c.w.u., a pozostałe 600 litrów na zbiornik zewnętrzny do magazynowania zdemineralizowanej wody kotłowej. Powierzchnia wymiany ciepła dla górnej i dolnej węzownicy jest równa kolejno 1,0 oraz 2,4 m².



Rys. 3.9. Schemat budowy: a) zasobnika typu „kombi”, b) zbiornika buforowego [140]

Drugim zbiornikiem używanym w instalacji jest nieemaliowany zbiornik buforowy o pojemności 1500 litrów (Rys. 3.9 b), który nie jest wyposażony w dodatkowe wewnętrzne wymienniki ciepła. Kąt pomiędzy przeciwległymi króćcami przyłączeniowymi Gw 6/4" wynosił 90°, dlatego wszystkie króćce znajdują się po jednej „stronie” zbiornika. Jeżeli temperatura wody kotłowej w górnej części zbiornika buforowego jest wyższa od temperatury c.w.u. w zbiorniku wewnętrznym zasobnika typu „kombi”, ciepło pomiędzy zbiornikami może być przekazywane przez dodatkowy obieg cyrkulacyjny z tzw. pompą przevalową. Zarówno zbiornik buforowy, jak i zasobnik kombinowany ocieplono rozbieralną 10 cm warstwą miękkiej pianki poliuretanowej ($k = 0,040 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$).

Na rysunku 3.10 oraz 3.11 zamieszczono fotografie pokazujące rzeczywisty wygląd wybranych części omawianej instalacji. Większa część instalacji jest zamontowana w pomieszczeniu o nazwie Sala Wykładowa na parterze budynku.



Rys. 3.10. Fotografie instalacji: a) od lewej zbiornik buforowy, demineralizator, pompa ciepła; na dalszym planie elementy obiegów grzewczych b) kocioł na biomasę, kocioł gazowy



Rys. 3.11. Fotografia zasobnika typu „kombi”

Instalację grzewczą wykonano w układzie zamkniętym (ciśnieniowym). Do kompensacji rozszerzalności cieplnej wody kotłowej oraz ochrony przed nadmiernym wzrostem ciśnienia użyto naczynia wzbiorczego przeponowego marki REFLEX o pojemności 0,2 m³, ciśnieniu wstępnym 0,15 MPa i dopuszczalnym ciśnieniu pracy równym 0,6 MPa. Jako zabezpieczenie mechaniczne przed przekroczeniem dopuszczalnego ciśnienia pracy wody kotłowej zastosowano zawór bezpieczeństwa o ciśnieniu otwarcia wynoszącym 0,3 MPa.

3.2.5. Obiegi grzewcze oraz system wentylacji budynku

W okresie zimowym właściwy komfort cieplny w większości pomieszczeń budynku jest utrzymywany przez nadmuchiwanie do ich wnętrza ogrzanego wcześniej powietrza. W budynku wydzielony cztery strefy wentylacyjne: na parterze Biuro i Salę Konferencyjną, a na piętrze budynku Salę Wykładową i Piętro. Do każdej ze stref przydzielono kanałową wodną nagrzewnicę powietrza zamontowaną w odpowiednim kanale wentylacyjnym systemu nawiewno-wywiewnego. Ciepło do nagrzewnic jest doprowadzane przez cztery obiegi grzewcze (OB1-OB4 na rysunku 3.4). W piwnicy, pięciu łazienkach oraz dwóch pokojach budynku ciepło dostarczają grzejniki łazienkowe drabinkowe oraz grzejniki stalowe zasilane z obiegu o nazwie OB5. Ostatni obieg (OB6) transportuje ciepło do wentylatorowej nagrzewnicy powietrza Volcano VR1 (nie współpracującej z CWNW) ogrzewającej powietrze w hali magazynowej zlokalizowanej na parterze budynku.

Każdy z obiegów grzewczych wyposażono w trójdrogowy zawór mieszający wraz z siłownikiem do regulacji temperatury zasilania. Ciepło do zasilania obiegów grzewczych pochodzi ze zbiornika buforowego.

W instalacji istnieje jeszcze jeden obieg o nazwie OB7, który służy zarówno do dostarczania, jak i odbierania ciepła z powietrza nadmuchiwanego przez nagrzewnicę/chłodnicę CWNW we współpracy z pompą ciepła.

Do transportu powietrza w instalacji wentylacyjnej budynku użyto modułowej centrali wentylacyjnej nawiewno-wywiewnej AF 10/07 Standard firmy Frapol (Rys. 3.12), w skład której wchodzi:

- dwóch zespołów wentylatorowych (wywiew i nawiew),
- chłodnicy/nagrzewnicy powietrza,
- dwóch filtrów kieszeniowych powietrza,

- tłumika akustycznego,
- mieszania powietrza zewnętrznego i recyrkulacyjnego.



Rys. 3.12. Centrala wentylacyjna nawiewno-wywiewna AF 10/07 Standard

Czerpnię powietrza zewnętrznego zamontowano na wschodniej fasadzie budynku na wysokości ok. 10 m powyżej poziomu gruntu, natomiast wyrzutnię powietrza zużytego zainstalowano około 5 m od północno-zachodniej strony budynku 1 m nad poziomem gruntu. W Załącznik II. do niniejszej rozprawy przedstawiono trójwymiarowy schemat systemu wentylacyjnego w budynku.

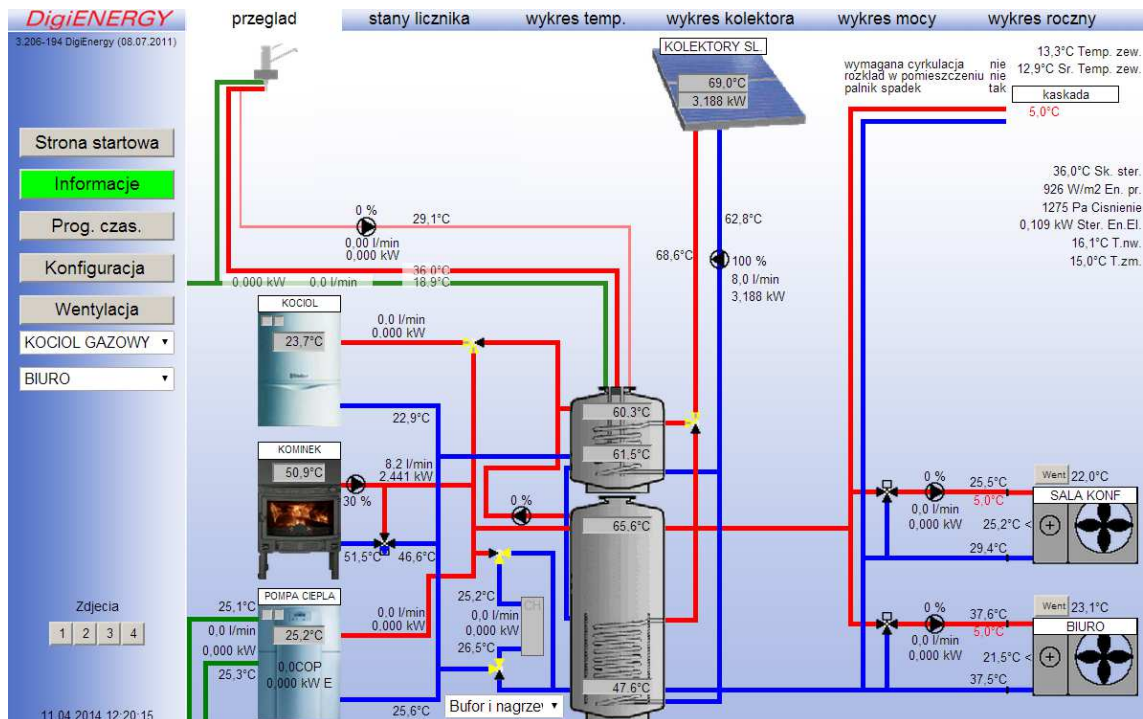
3.3. System sterowania pracą instalacji

Tak jak to miało miejsce w przypadku instalacji sanitarnej, projekt systemu opomiarowania i sterowania rozpatrywaną instalacją hybrydową został zaproponowany przez firmę AMT-Projekt. Natomiast wykonanie, a także późniejsze niezbędne modyfikacje systemu wraz z oryginalnymi zaimplementowanymi rozwiązaniami były w głównej mierze rezultatem pracy autora rozprawy.

Przez wzgląd na charakter produkcyjno-doświadczalny instalacji oraz występowanie kilku urządzeń grzewczych i jednocześnie jednego chłodniczego w instalacji hybrydowej zastosowano dedykowane do tego typu instalacji dwa systemy sterowania DigiENERGY w układzie regulacji kaskadowej. Systemy te posiadają wersję DigiWEB 3.1 oraz oprogramowanie V1.448 / 3.206-194 z dnia 08.07.2011, które pozwala na sterowanie pracą tylko dwóch kotłów grzewczych.

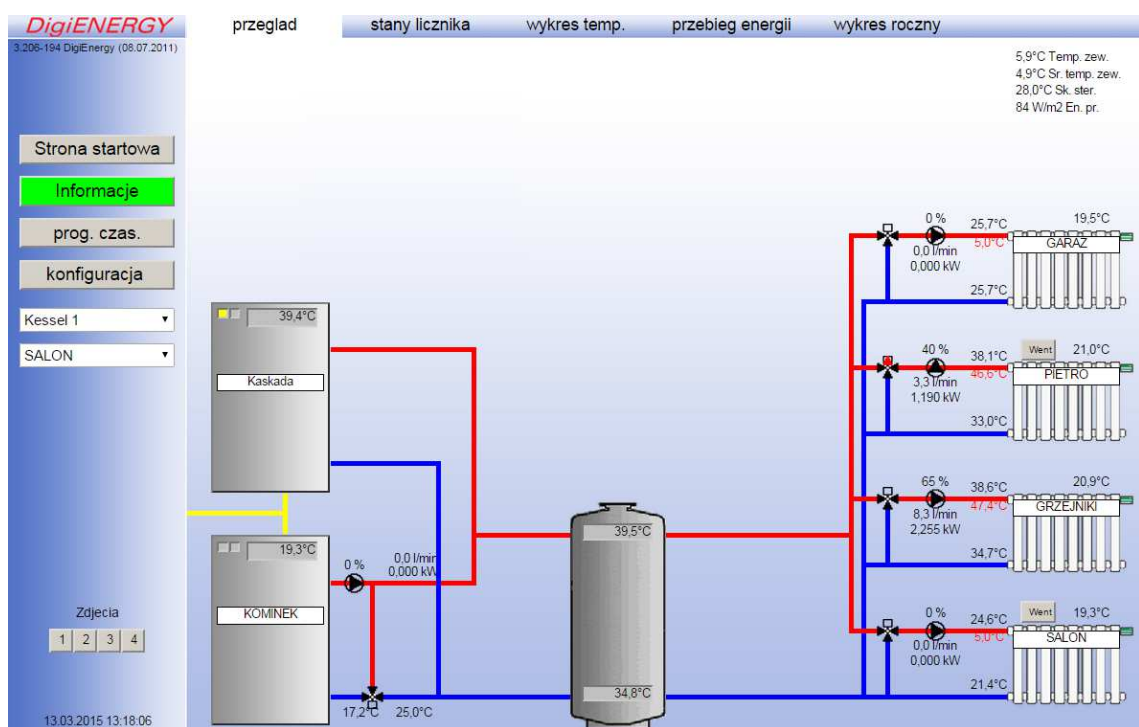
Nadrzędny DigiENERGY wyposażono w dwie karty wejść/wyjść cyfrowych, trzy karty wejść czujników rezystancyjnych pomiaru temperatury, jedną kartę wyjścia analogowego 0-10 V oraz moduł zasilania z 16 wyjściami 230 V. Jest on bezpośrednio odpowiedzialny za pracę pompy ciepła, kotła gazowego, kolektorów słonecznych, trzech obiegów grzewczych (Biuro, Sala Konferencyjna, chłodnica/nagrzewnica powietrza), systemu przygotowania c.w.u., pompy przewałowej oraz przekazywanie części sygnałów sterujących do automatyki centrali wentylacyjnej.

W głównym oknie nadrzędnego DigiENERGY (Rys. 3.13) są wizualizowane bieżące parametry pracy obsługiwanej części instalacji (temperatury i objętościowe natężenie przepływu mediów, wydatek pomp obiegowych, stan pracy zaworów mieszających i urządzeń grzewczych, moc grzewczą lub chłodniczą urządzeń, pobór energii elektrycznej). Połączenie nadrzędnego systemu z podrzędnym DigiENERGY schematycznie zaznaczono w prawym górnym oknie wizualizacji (kaskada). Oprogramowanie wizualizacyjne DigiVISU umożliwia przeniesienie z podrzędnego do nadrzędnego DigiENERGY wizualizacji pracy kotła na biomasę, danych uzyskiwanych z pyranometru oraz z kilku czujników temperatury i przetwornika przepływu powietrza centrali wentylacyjnej.



Rys. 3.13. Główne okno wizualizacji instalacji nadrzędnego DigiENERGY

Podrzędny DigiENERGY składa się z jednej karty wejść/wyjść cyfrowych, trzech kart wejść czujników rezystancyjnych pomiaru temperatury, jednej karty wejść analogowych 0-10 V oraz modułu zasilania z 16 wyjściami 230 V. Bezpośrednio odpowiada on za pracę kotła na biomasę, czterech obiegów grzewczych (Salon, Grzejniki, Piętro, Garaż), rejestrację danych z pyranometru oraz przekazywanie części sygnałów sterujących do automatyki centrali wentylacyjnej. Współpracę systemów sterowania w układzie regulacji kaskadowej zaznaczono na wizualizacji pracy podrzędnego DigiENERGY poprzez umieszczenie kotła grzewczego o nazwie Kaskada (Rys. 3.14).



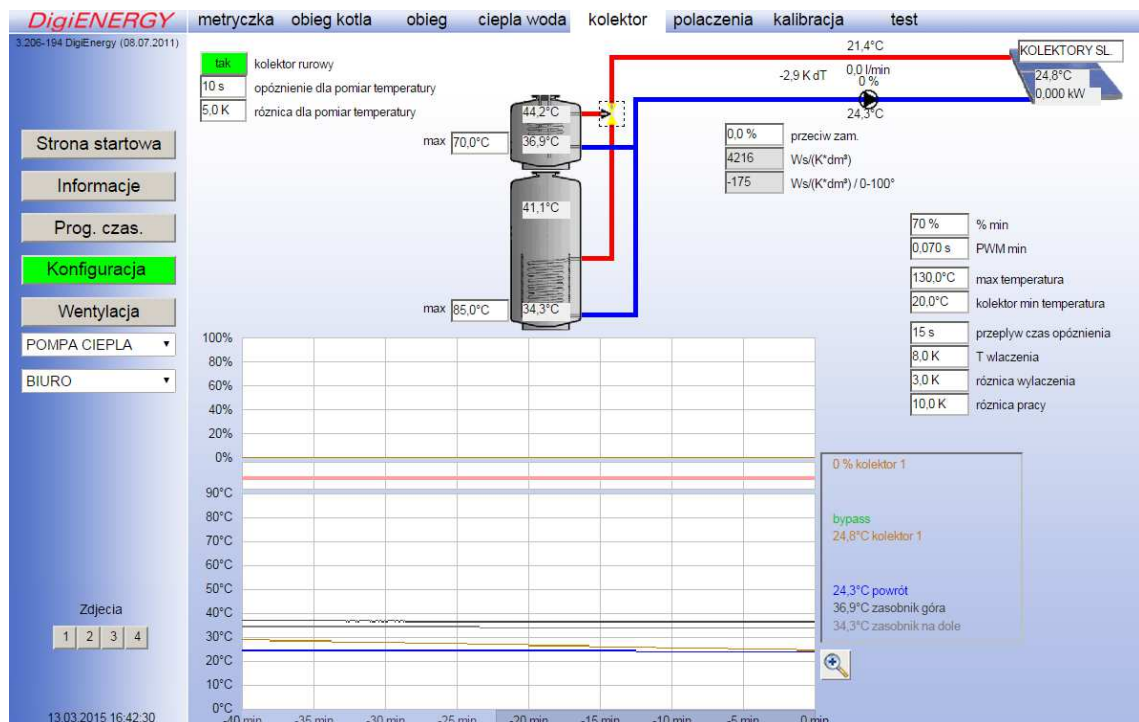
Rys. 3.14. Główne okno wizualizacji instalacji podrzędnego DigiENERGY

Początkowo pracą pompy ciepła w trybie grzania w instalacji sterował fabrycznie wbudowany w urządzeniu regulator, który poprzez czujniki temperatury reagował na sygnał zapotrzebowania na ciepło ze zbiornika buforowego. System DigiENERGY tylko mierzył i archiwizował parametry pracy DŹĆ i GŹC oraz całkowity pobór prądu przez pompę ciepła. W sierpniu 2013 roku aktywowano w pompie ciepła funkcję „kaskady pomp ciepła”, poprzez zmianę tzw. „schematu hydraulicznego” działania regulatora z obiegu mieszacza z zasobnikiem buforowym na schemat hydrauliczny o numerze 99. Pompa ciepła od tego momentu pracuje jako urządzenie podporządkowane, której działanie uzależnione jest od sygnału sterującego

otrzymanego z systemu DigiENERGY. Sygnałem sterującym jest zwarcie zestyku 1xZP na płycie elektronicznej regulatora pompy ciepła poprzez przekaźnik RELPOL R2M 230VAC podłączony do wyjścia prądowego 230 V systemu DigiENERGY. Natomiast do sterowania pracą pompy ciepła w trybie chłodzenia pasywnego wykorzystuje się wbudowany w urządzeniu regulator.

Sterowanie pracą kotła gazowego odbywa się przez dodatkowy moduł połączeniowy VR 34 domontowany do układu elektronicznego kotła. Przekształca on analogowy sygnał sterujący 0-10 V pochodzący z systemu DigiENERGY na żadaną temperaturę zasilania lub moc grzewczą.

System DigiENERGY traktuje wszystkie zamontowane w instalacji kolektory słoneczne jako jedno pole kolektorów. Kontrolowanie ich pracy polega na pomiarze różnicy temperatur między płynem w jednym z kolektorów zbiorczych, a wodą w dolnej części zasobnika typu „kombi” lub zbiornika buforowego. Jeżeli różnica ta jest większa od zadanej (8,0 K) następuje uruchomienie pompy obiegowej z minimalnym wydatkiem objętościowym wynoszącym 70%. Ponieważ minimalna wartość wydatku jest mniejsza od 100% regulacja pracy pompy obiegowej odbywa się przez modulację szerokości impulsu (*Pulse-Width Modulation*) od 0,070 s. Pozostałe parametry pracy kolektorów słonecznych widoczne są na rysunku 3.15.



Rys. 3.15. Karta ustawień pracy kolektorów słonecznych w instalacji

Płynem solarnym pośredniczącym w przekazywaniu wytworzonego ciepła z kolektorów słonecznych do zbiorników jest woda demineralizowana. Oprócz szeregu korzyści z tego wynikających główną wadą takiego rozwiązania w instalacji użytkowanej przez cały rok jest możliwość zamarznięcia wody w orurowaniu lub kolektorze zbiorczym w okresie zimowym, przy niskich temperaturach zewnętrznych. Aby takiej sytuacji uniknąć w nadrzędnym DigiENERGY aktywowano wbudowaną funkcję ochrony przeciwzamrozeniowej kolektorów słonecznych, poprzez ustawienie procentowej zawartości glikolu propylenowego w płynie solarnym na 0%. Działanie ochrony przeciwzamrozeniowej polega na krótkotrwałym załączeniu pompy obiegowej obiegu kolektorów słonecznych w sytuacji, gdy temperatura wody mierzona w głowicy zbiorczej jednego z kolektorów wynosi poniżej wartości zadanej (10,0°C od września 2012 roku do czerwca 2013 roku; 9,0°C od sierpnia 2013). Na skutek uruchomienia pompy obiegowej następuje transport ciepła zmagazynowanego w zbiorniku buforowym do momentu, aż temperatura wody mierzona w głowicy zbiorczej kolektora wzrośnie powyżej 20°C.

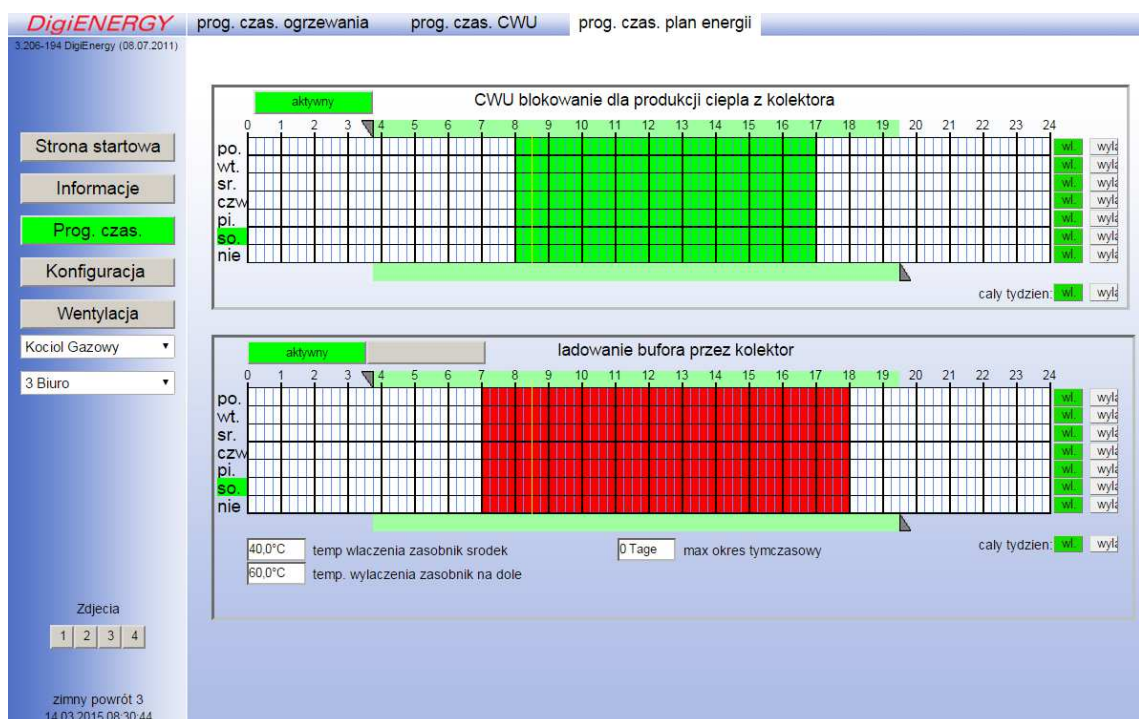
W przypadku kotła na biomasę ważnym aspektem w czasie jego pracy było utrzymywanie powyżej 55°C temperatury wody kotłowej w płaszczu wodnym. Taka temperatura wody w znacznym stopniu ograniczała ryzyko występowania zjawiska kondensacji pary wodnej ze spalin na ściankach komory spalania, a w konsekwencji korozji blachy kotłowej. System sterowania poprzez zmianę wydatku pompy obiegowej oraz dostosowywanie stopnia otwarcia zaworu mieszającego (ZT1 na Rys. 3.4) zamontowanego na powrocie obiegu utrzymuje odpowiednie parametry pracy kotła. Pracą wentylatora nadmuchującego powietrze do komory spalania reguluje sterownik T-COM firmy Makroterm.

Regulacja pracy zarówno pompy ciepła, kotła na biomasę, jak i kotła gazowego przez system DigiENERGY polega na określeniu histerezy włączania i wyłączania grzania, minimalnej i maksymalnej temperatury pracy, przerwy w pracy przy przekroczeniu dopuszczalnych wartości temperatury, opóźnienia pomiaru temperatur oraz okresu czasu pierwszeństwa przygotowywania c.w.u. (dla kotła gazowego). Pozostałe parametry pracy kotłów są dobierane przez wbudowane w nich sterowniki.

Istotną kwestią w analizowanej instalacji hybrydowej jest określenie kolejności załączania poszczególnych urządzeń do pokrywania zapotrzebowania na ciepło do ogrzewania budynku czy na potrzeby przygotowania c.w.u. Produkcja ciepła przez

kolektory słoneczne nie może być wymuszona przez sygnał sterujący, lecz zależy od warunków atmosferycznych oraz pory dnia i roku. Jeżeli na kolektory pada promieniowanie słoneczne, wytwarzane ciepło powinno być w jak najbardziej efektywny sposób wykorzystywane. Koniecznym zatem okazało się ustalenie dla kolektorów słonecznych tzw. „pierwszeństwa w produkowaniu ciepła” przed innymi urządzeniami w instalacji.

W karcie „Programowanie czasowe” i zakładce „Programowanie czasowe planu energii” systemu DigiENERGY (Rys. 3.16), aktywowano funkcję blokowania kotła gazowego w dostarczaniu ciepła do c.w.u. w zdefiniowanych przedziałach czasowych. Zakres przedziałów czasowych jest zmieniany w ciągu roku kilkakrotnie, w zależności od długości dnia. Jeżeli zaprogramowana temperatura c.w.u. została osiągnięta w wybranych przedziałach czasowych ciepło produkowane przez kolektory słoneczne jest transportowane do zbiornika buforowego. Jeżeli tylko jest taka możliwość zamiast uruchamiania kotła gazowego system DigiENERGY transportował ciepło z górnej części zbiornika buforowego do zasobnika c.w.u. używając do tego celu pompy przewałowej.



Rys. 3.16. Karta programowania produkcji ciepła z kolektorów słonecznych

Przez wzgląd na to, iż kocioł na biomasę nie pracuje w trybie automatycznym jest on kolejnym uprzywilejowanym urządzeniem w instalacji. Do jego pracy wymagany

jest „czynnik czysto ludzki”, polegający na fizycznym przygotowaniu paleniska do procesu spalania, załadowaniu i rozpaleniu paliwa, a także późniejszym dokładaniu paliwa do paleniska. Zarówno w kolektorach słonecznych, jak i kotle na biomasę proces wytwarzania ciepła nie może być zahamowany w dowolnym momencie, gdyż mogłoby się to wiązać z sytuacją awaryjną (np. wyrzutem cieczy z zaworu bezpieczeństwa, uszkodzeniem urządzeń) oraz obniżeniem efektywności konwersji energii. System sterowania musi tak pracować, aby maksymalnie wykorzystywać ciepło produkowane przez te urządzenia w danej chwili.

Jeżeli strumień ciepła produkowany przez kocioł na biomasę jest równy lub większy od chwilowego zapotrzebowania na ciepło do ogrzewania pomieszczeń budynku kocioł ten pracuje samodzielnie. W innych sytuacjach kolejnym uruchamianym urządzeniem jest pompa ciepła. Dopiero, gdy moc grzewcza obu tych urządzeń jest zbyt niska względem zapotrzebowania na ciepło, system sterowania włącza kocioł gazowy. Taka kolejność uruchamiania urządzeń grzewczych w instalacji służy przede wszystkim maksymalizowaniu produkcji ciepła ze źródeł odnawialnych, a także ograniczeniu wykorzystania konwencjonalnych źródeł energii.

Za pracę systemu wentylacji w budynku odpowiada regulator pCO¹ firmy Carel zaprogramowany przez firmę AUTOMATICA. System DigiENERGY, poprzez kartę wyjść cyfrowych i przekaźniki RELPOL R2M 24VDC, wysyła do regulatora tylko sygnał o konieczności załączenia odpowiedniej strefy wentylacyjnej (nadmuchiwanie powietrza do pomieszczeń wybranej strefy budynku).

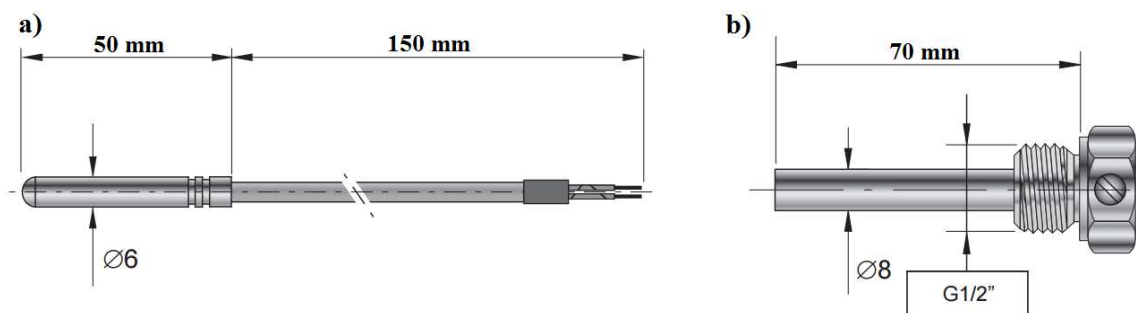
Biorąc pod uwagę charakter doświadczalny, a także potrzebę zachowania ciągłości pracy rozpatrywanej instalacji hybrydowej system wyposażono w sinusoidalną przetwornicę napięcia 12 V DC – 230 V AC z funkcją UPS (*Uninterruptible Power Supply*) o mocy wyjściowej 1000 W (chwilowej mocy wyjściowej 2000 W) podłączoną do napięcia sieciowego oraz akumulatora żelowego o pojemności 100 Ah i napięciu 12 V. W przypadku przerw lub zakłóceń w dostawach energii elektrycznej (co w lokalizacji rozpatrywanej instalacji zdarza się dosyć często, szczególnie w okresie zimowym i podczas silnych powiewów wiatru) urządzenie podtrzymuje napięcie w instalacji nawet do kilkudziesięciu godzin. Dzięki temu działanie ochrony przeciwmroźniowej kolektorów słonecznych oraz praca urządzeń składowych instalacji i systemu sterowania jest ciągła w czasie. Zważywszy na fakt, że pompa

ciepła podczas pracy zużywa duże ilości prądu trójfazowego z przyczyn technicznych zrezygnowano z jej podłączenia do przetwornicy napięcia.

3.4. Elementy opomiarowania instalacji

Do pomiaru temperatury mediów w instalacji służą zanurzeniowe czujniki temperatury z platynowym rezystancyjnym elementem pomiarowym Pt1000 należącym do klasy dokładności A według PN-EN 60751:2009. Element ten jest umieszczony w obudowie ze stali nierdzewnej o długości 50 mm, średnicy zewnętrznej 6 mm i klasie szczelności IP67 (Rys. 3.17 a). Przewód miedziany w silikonowej obudowie pozwala na pracę czujnika w zakresie temperatur od -50°C do 180°C z maksymalną odchyłką temperatury równą $\pm 0,51^{\circ}\text{C}$. Praktycznie większość prowadzonych pomiarów zawiera się w przedziale od -20°C do 90°C , w którym odchyłka temperatury dla czujników wynosi $\pm 0,33^{\circ}\text{C}$ [141].

Większość czujników dodatkowo montowano w osłonie zewnętrznej typu OG, która była nakręcana na złączkę miedzianą $18 \times 1/2''$ z gwintem wewnętrznym osadzoną na trójniku miedzianym (Rys. 3.17 b). Takie rozwiązanie zapewnia szczelność układu pomiarowego i jednocześnie pozwala na pomiar temperatury prostopadle do osi rurociągu. Pomiedzy czujnikiem temperatury, a osłoną zewnętrzną zastosowano pastę termoprzewodzącą. Czujniki temperatury zewnętrznej zostały umieszczone w obudowie TT-532/B zapewniającej ochronę przed bezpośrednim działaniem promieniowania słonecznego. Obudowę zamontowano na północnej fasadzie budynku na wysokości 190 cm.



Rys. 3.17. a) czujnik temperatury PT 1000, b) osłona zewnętrzna typu OG [142]

Do wyznaczania objętościowego natężenia przepływu wody w obiegach grzewczych instalacji zastosowano suchobieżne wodomierze wirnikowe, jednostrumienicowe o nazwie GSD5 firmy BMETERS wyposażone w nadajniki

impulsów elektrycznych. Urządzenie o klasie dokładności B, przystosowane do pracy z wodą o temp. do 90°C jest napędzane przez wzmocnione czteropolowe sprzęgło magnetyczne. Dla przepływu cieczy większego niż 200 l/h błąd pomiaru natężenia przepływu wynosił maksymalnie 2%.

Pomiar natężenia przepływu cieczy w DŹC pompy ciepła dokonuje suchobieżny wodomierz wielostrumienicowy GMDX firmy BMETERS o klasie dokładności B-H według ISO4064 wyposażony w nadajnik impulsów elektrycznych. Dzięki odpowiedniej konstrukcji ciecz wpływająca do urządzenia jest rozdzielana na mniejsze strumienie, przez co łopatki wirnika są równomiernie obciążone. Błąd pomiaru natężenia przepływu wynosi maksymalnie 2% jeżeli przepływ cieczy przez urządzenie jest większy niż 480 l/h.

Do pomiaru natężenia promieniowania światła słonecznego bezpośredniego i rozproszonego padającego na powierzchnię kolektorów słonecznych użyto pyranometru CM 21 firmy Kipp&Zonen. Został on zamontowany na dachu budynku równoległe do powierzchni znajdujących się w pobliżu kolektorów słonecznych (Rys. 3.18). Według normy ISO 9060 pyranometr należy do najwyższej klasy pomiarowej tzw. standard przeniesiony (*secondary standard*). Maksymalny błąd pomiarowy dla urządzenia wynosi 2%. Dane techniczne dotyczące pyranometru przedstawiono w tabeli 3.5.



Rys. 3.18. Zdjęcie pyranometru CM 21 zamontowanego w pobliżu kolektorów słonecznych

Ze względu na dużą odległość pomiędzy pyranometrem, a systemem sterowania (ok. 20 m) do wzmocnienia sygnału użyto wzmacniacza CT 24 firmy Kipp&Zonen. Dodatkowo urządzenie CT24 konwertowało sygnał od pyranometru wyrażony w μV na

sygnał w zakresie 2-10 V przesyłany bezpośrednio do karty wejść analogowych podrzędnego DigiENERGY.

Tabela 3.5. Dane techniczne pyranometru CM 21 Kipp&Zonen [143]

Zgodność urządzenia z normą	ISO 9060	Nieliniowość	< ± 0,2% (< 1000 W/m ²)
Klasa dokładności wg ISO 9060	Standard przeniesiony	Wpływ nachylenia	< ± 0,2% (dla 1000 W/m ²)
Czułość [μV/(W·m²)]	10,86	Stabilność roczna	< ± 0,5%
Impedancja [Ω]	40-100	Błąd od kąta padania [W/m²]	< ±10 (dla 1000 W/m ²)
Rozdzielczość [W/m²]	0,5	Offset przy 200 W/m² [W/m²]	< ± 5
Zakres pomiarowy [W/m²]	0 - 4000	Offset przy 5K/h [W/m²]	< ± 2
Zakres spektralny [nm]	305 – 2800 (50% punktów) 335 – 2200 (95% punktów)	Temperatura pracy	od -40°C do +80°C
Czas odpowiedzi	5 s (95% sygnałów) 1,6 s (63% sygnałów)	Wpływ temperatury	< ± 1% (od -20°C do +50°C)

Masę spalanych polan drewna wyznaczano za pomocą wagi WLC 6/C1/R o nośności do 6 kg i dokładności odczytu wynoszącej 0,1 g. Natomiast zawartość wilgoci polan mierzono za pomocą wzorcowanego elektronicznego wilgotnościomierza młotkowego HIT-3 firmy Tanel. Przyrząd należący do grupy wilgotnościomierzy rezystancyjnych dodatkowo był wyposażony w układ kompensacji temperatury od -10°C do 60°C. Dane techniczne wilgotnościomierza zestawiono w tabeli 3.6.

Tabela 3.6. Dane techniczne wilgotnościomierza młotkowego Tanel HIT-3 [144]

Zgodność urządzenia z normą	PN-EN 13183-2
Zakres pomiarowy wilgotności bezwzględnej	6% - 60%
Rozdzielczość	0,1%
Dokładność (w temp. 20°C)	±1 % (w zakresie 6 - 15%) ±2 % (w zakresie 16 - 28%) ok. ± 10 % wart. mierzonej (w zakresie 28 - 60%)
Zakres temp. drewna	od -10°C do 60°C
Rodzaj elektrod (igieł)	2 x φ3,5 x 12 mm

Dwa jednofazowe elektroniczne liczniki energii elektrycznej EEM12L-32A służą do określenia ilości energii elektrycznej zużywanej przez kocioł kondensacyjny gazowy (pompę obiegową, regulator) oraz system DigiENERGY wraz ze wszystkimi pompami obiegowymi (wyłączając dwie pompy DŹC i GŹC pompy ciepła), zaworami trójdrogowymi, przepływomierzami, czujnikami temperatury w instalacji oraz pyranometrem. Natomiast do pomiaru zużycia energii elektrycznej przez pompę ciepła (tj. regulator, dwie pompy obiegowe, zawory trójdrożne) oraz centralę wentylacyjną (tj. regulator, falowniki, siłowniki przepustnic, wentylatory, przetworniki sygnałów itp.) użyto dwóch trójfazowych liczników energii elektrycznej EEM34ELC-3x65A. Dane techniczne użytych liczników energii elektrycznej zestawiono w tabeli 3.7.

Tabela 3.7. Podstawowe dane techniczne użytych liczników energii elektrycznej [145]

Nazwa handlowa licznika	EEM12L-32A	EEM34ELC-3x65A
Zgodność urządzenia z normą	PN-EN 62053-21:2006	PN-EN 50470-1:2008
Pobór mocy [W]	0,3	0,4
Prąd bazowy [mA]	≤ 20	40
Rodzaj, napięcie obwodu elektrycznego [V]	jednofazowy, 230	trójfazowy, 3x230/400
Prąd bazowy (maksymalny) obwodu elektrycznego [A]	5 (32)	3x10 (65)
Stała wyjścia impulsowego SO+ [imp./kWh]	2 000	1 000
Czas impulsu [ms]	≥ 50	≥ 30
Stała wyjścia impulsowego SO+ [imp./kWh]	2 000	1 000
Napięcie podłączenia SO+ SO-	od 5 V DC do 30 V DC	od 5 V DC do 30 V DC
Klasa dokładności	1%	1%
Zakres graniczny temperatury otoczenia	od -20°C do +50°C	od -10°C do +50°C

Objętość gazu wysokometanowego, zużywanego przez kocioł gazowy, mierzono za pomocą gazomierza miechowego BK-G4 firmy INTERGAZ z komorą pomiarową o objętości 2 litrów i swobodnie zawieszonymi syntetycznymi membranami w mechanizmie pomiarowym. Gazomierz charakteryzował się klasą dokładności gazomierza 1,5 oznaczającą błąd graniczny pomiaru nie większy niż 1,5% [146]. Jego zakres pomiarowy zawierał się w przedziale od 0,04 m³/h do maksymalnie 6 m³/h, natomiast zakres temperatur pracy urządzenia mógł wynosić od -25°C do 55°C [146]. Urządzenie nie było wyposażone w nadajnik impulsów elektrycznych, dlatego odczyty zużycia gazu dokonywano manualnie.

3.5. Wyniki badań

3.5.1. Chłodzenie pasywne

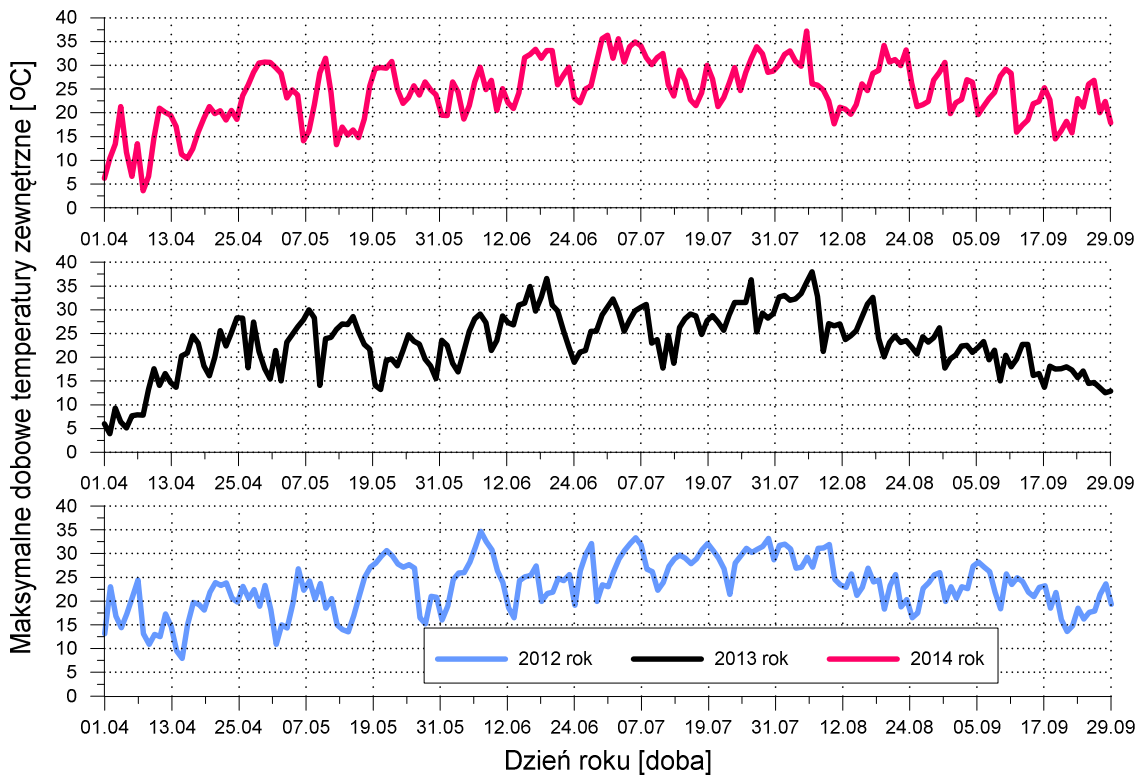
Duży wpływ na odczucia cieplne człowieka ma temperatura powietrza zewnętrznego, a szczególnie jej maksymalne wartości osiągane w czasie dnia. Za uciążliwą uważa się maksymalną temperaturę powietrza powyżej 30°C, która może wyzwoić szereg niekorzystnych reakcji w organizmie człowieka [15]. Istotne jest, aby przede wszystkim w dni, z tak wysoką temperaturą instalacja chłodnicza zapewniała odpowiedni komfort cieplny w pomieszczeniach budynku.

Analiza danych pomiarowych z instalacji (Rys. 3.19 i 3.20) dotyczących przebiegu maksymalnej dobowej temperatury zewnętrznej powietrza oraz liczby dni z jej maksymalną wartością od 25,1°C do 30,0°C (dni gorących) i powyżej 30,0°C (dni upalnych) w okresie od kwietnia do września w latach 2012-2014 nasuwa następujące spostrzeżenia:

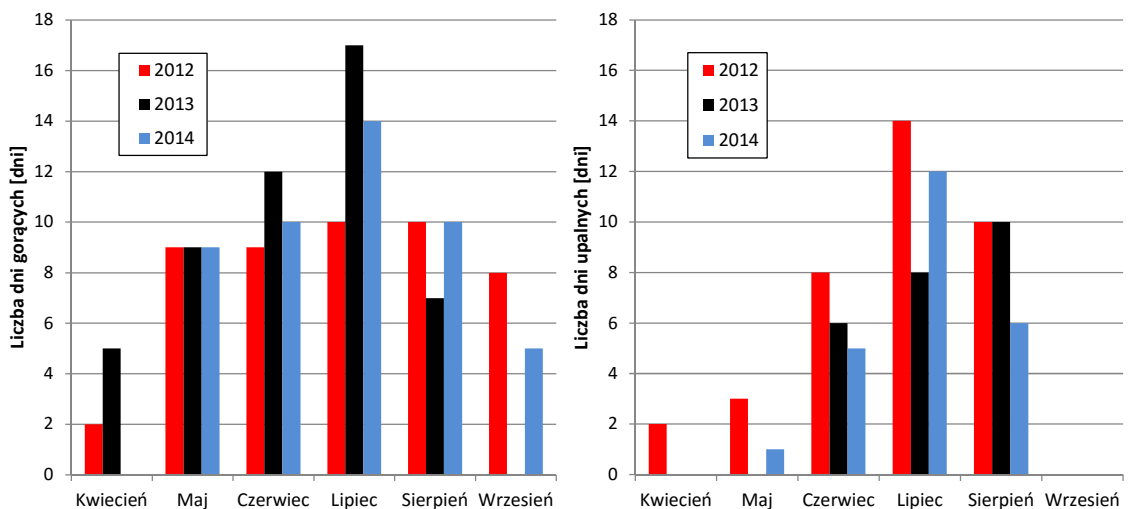
- 1) w okresie od czerwca do sierpnia występowało od 60 do 70% wszystkich dni gorących oraz od 86 do nawet 100% wszystkich dni upalnych,
- 2) najwięcej dni gorących (17) zaobserwowano w lipcu 2013 roku, a dni upalnych (14) w lipcu 2012 roku,
- 3) liczbę dni gorących w latach 2012-2014 była podobna i zawierała się w przedziale od 48 do 50 dni,
- 4) w roku 2013 i 2014 liczba dni upalnych było taka sama i wynosiła 24, natomiast w 2012 roku tych dni było aż 37,
- 5) w latach 2012-2014 najwcześniej dzień upalny pojawił się pod koniec kwietnia 2012 roku,
- 6) w badanej lokalizacji nie występowała maksymalna temperatura zewnętrzna powyżej 40°C,
- 7) w latach 2012-2014 największa suma liczba dni gorących i upalnych w ciągu jednego miesiąca występowała w lipcu i wynosiła od 24 do 26 dni,
- 8) potwierdziły się informacje zawarte w pracy [15], iż we wrześniu nie odnotowuje się dla obszaru Krakowa dni upalnych.

Rozbieżność pomiędzy otrzymaną liczbą dni gorących (48-50) i upalnych (24-37) w okresie od kwietnia do września, a wartością średnią określoną z danych pomiarowych ze stacji meteorologicznych I rzędu IMGW przedstawionych w pracy

[15] wynika głównie z faktu, iż pomiary IMGW były prowadzone w lokalizacjach położonych poza obszarami zabudowanymi. W terenie zabudowanym rzeczywista mierzona maksymalna temperatura powietrza może być wyższa nawet o kilka °C [15]. Jedynie w 2002 roku, poza częścią zachodnią Polski, sumaryczna liczba dni gorących w analizowanych miesiącach kształtowała się na poziomie podobnym do otrzymanej w badaniach własnych, tj. od 50 do 60 dni.



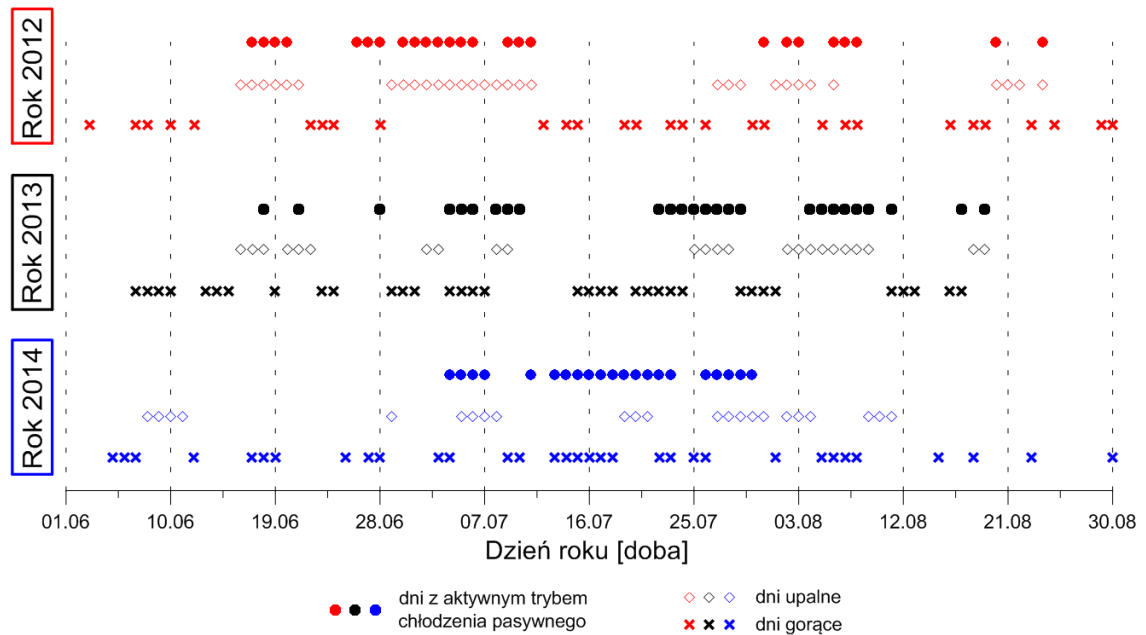
Rys. 3.19. Przebieg maksymalnych dobowych temperatur zewnętrznych powietrza w latach 2012-2014



Rys. 3.20. Liczba dni gorących (po lewej) i upalnych (po prawej) od kwietnia do września

Odzwierciedleniem analizowanych danych dotyczących maksymalnej temperatury zewnętrznej jest okres czasu, w którym wykorzystywano tryb chłodzenia pasywnego pompy ciepła do obniżania temperatury powietrza wewnątrz wybranych pomieszczeń budynku (Rys. 3.21). W latach 2012-2014 były to okresy od połowy czerwca do końca sierpnia. Dni, w których używano chłodzenia pasywnego w znacznym stopniu pokrywały się z upalnymi i częściowo z gorącymi dniami.

Powodem tego, iż nie we wszystkie dni upalne korzystano z chłodzenia pasywnego był sposób użytkowania chłodzonych pomieszczeń opisany w następnym akapicie. W 2014 roku odnotowano najmniejszą liczbę dni, w których używano chłodzenia pasywnego, tj. 21 dni. W 2012 i 2013 roku ta liczba dni była do siebie zbliżona i wynosiła odpowiednio 25 i 26. W 2014 roku 21 dni z aktywnym trybem chłodzenia odnotowano w lipcu.



Rys. 3.21. Korelacja dni z aktywnym trybem chłodzenia z dniami gorącymi i upalnymi

Chłodzenie pasywne realizowano w trzech pomieszczeniach biurowych, korytarzu oraz sali konferencyjnej, które są zlokalizowane na parterze, w północnej i zachodniej części budynku. Ich łączna powierzchnia użytkowa oraz kubatura wynosi odpowiednio 103 m² i 353 m³. Wybór tylko tych pomieszczeń był głównie podyktowany tym, iż między godziną 7.00, a 18.00, w dni robocze (z wyłączeniem wakacyjnych przerw urlopowych) były one użytkowane przez średnio 5-6 osób. Zasadne więc było utrzymywanie w nich w tym czasie odpowiedniego komfortu cieplnego. Ze względu na

pełnioną rolę pozostałych pomieszczeń budynku ich chłodzenie nie okazało się konieczne, gdyż albo ich w ogóle nie użytkowano, albo miały charakter magazynowy.

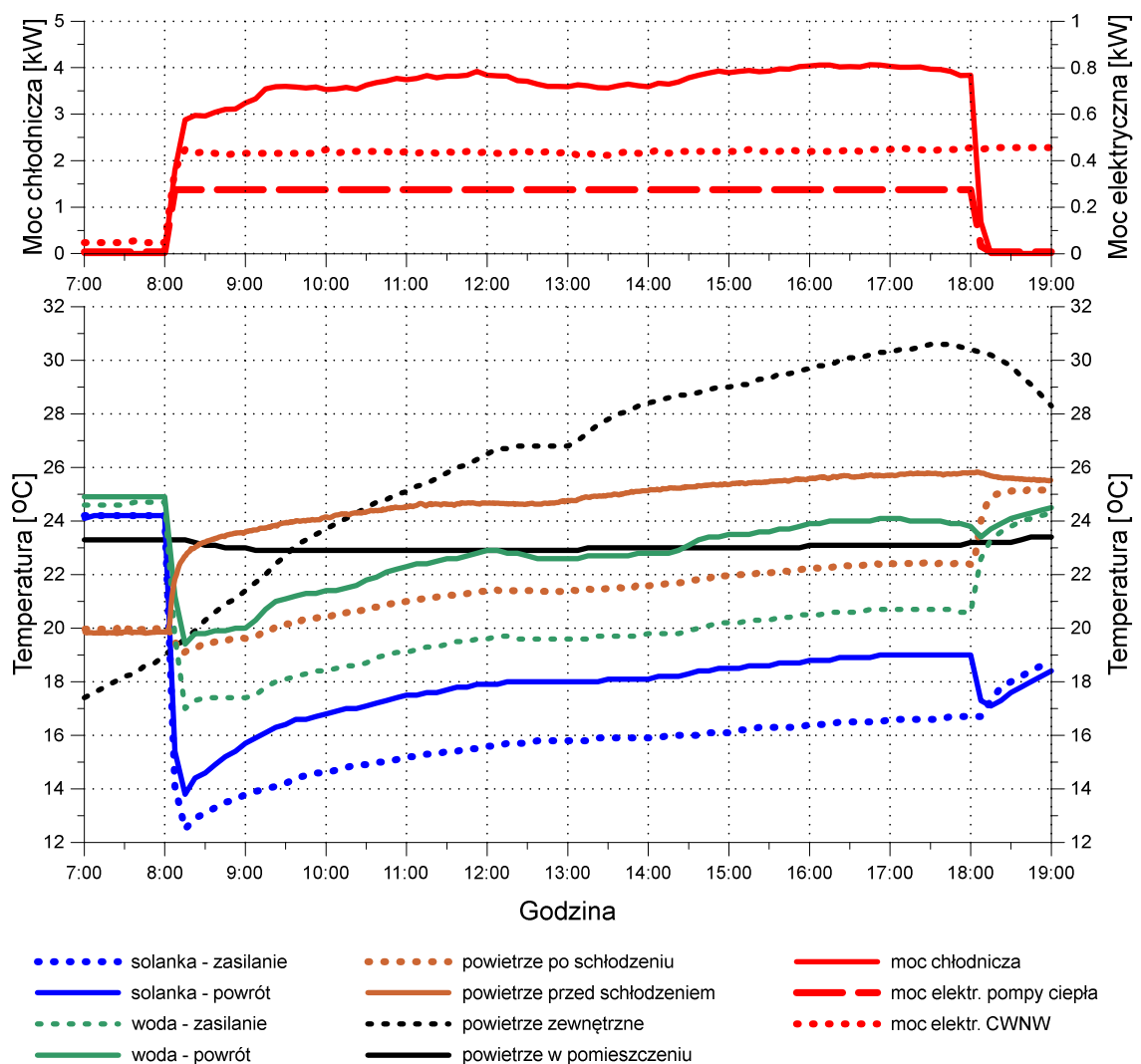
Aktywacja trybu chłodzenia pasywnego polegała na ręcznym uruchomieniu tej funkcji lub zaprogramowaniu przedziałów czasowych jej pracy w regulatorze pompy ciepła. Jednocześnie w systemie sterowania DigiENERGY należało włączyć system wentylacji wybranej, chłodzonej strefy budynku oraz właściwie skonfigurować zawory trójdrogowe (ZT1 i ZT2 na Rys. 3.4).

W czasie realizacji pracy chłodzenia z powietrza nadmuchiwanego do pomieszczeń budynku odbierano ciepło przy użyciu chłodnicy CWNW zaznaczonej czerwoną strzałką na rysunku 3.12. Ogrzany w chłodnicy płyn cyrkulujący (woda) w obiegu OB 7 (Rys. 3.4) był następnie transportowany do płytowego wymiennika ciepła, fabrycznie zamontowanego w pompie ciepła, gdzie oddawał ciepło solance przepływającej w obiegu DŻC. Transport ciepła z solanki do gruntu był możliwy, ponieważ temperatura gruntu otaczającego PGWC w okresie letnim była niższa, niż temperatura przepływającej przez U-rurki solanki w czasie chłodzenia. W czasie pracy chłodzenia pasywnego przepływ cieczy w DŻC oraz GŻC był stały i wynosił odpowiednio 1,98 m³/h oraz 0,94 m³/h.

Jednym z kluczowych elementów z punktu widzenia bilansu cieplnego człowieka oraz komfortu cieplnego jest temperatura powietrza wewnątrz pomieszczenia, która utrzymywana na odpowiednim poziomie pozytywnie może wpływać na poprawę koncentracji, zmniejszenie liczby popełnianych błędów, czy ograniczenie liczby wypadków oraz chorób zawodowych pracowników [147]. Kwestia temperatury powietrza m.in. w pomieszczeniach biurowych jest przedmiotem normy PN-78/B-03421. Biorąc pod uwagę stopień aktywności fizycznej za optymalne uznano temperatury powietrza w lecie w przedziale 23,0÷26,0°C.

W normie PN-EN ISO 7730:2006 zaproponowano sposób oceny komfortu cieplnego pomieszczeń z punktu widzenia przebywających w nich użytkowników, którzy mogą mieć różne odczucie komfortu cieplnego [148]. Wprowadzono trzy kategorie komfortu, w których zakresy temperatur dla pomieszczeń biurowych czy sal konferencyjnych wynoszą dla kategorii A: 23,5÷25,5°C, kategorii B: 23,0÷26,0°C i kategorii C: 22,0÷27,0°C [148]. W analizowanych chłodzonych pasywnie pomieszczeniach budynku, w czasie ich użytkowania, utrzymywano temperaturę powietrza zgodnie z kategorią B.

Do zobrazowania przebiegu zmian wybranych parametrów pracy instalacji w trybie chłodzenia pasywnego wybrano dwa dni z początku i końca sezonu chłodniczego w 2014 roku, które charakteryzowały się podobnym przebiegiem temperatury powietrza zewnętrznego i identycznym czasem zakończenia chłodzenia. W dniu 5 lipca chłodzenie pasywne było aktywne od godziny 8.00 przez następnych 10 godzin (Rys. 3.22). W tym czasie temperatura powietrza zewnętrznego zmieniła się o 11,4°C sięgając 30,6°C o godzinie 17.30. Pomimo tego faktu temperatura powietrza w pomieszczeniu w ciągu dnia, dzięki chłodzeniu, utrzymywała się między 23,0–23,2°C.



Rys. 3.22. Wybrane parametry pracy chłodzenia pasywnego w dniu 5 lipca 2014 roku

Tak jak już uzasadniono w podrozdziale 3.2.5 świeże powietrze do centrali wentylacyjnej było pobierane z zewnątrz przez czerpnię zamontowaną na wschodniej

fasadzie budynku na wysokości 10 m. Z tego względu temperatura powietrza przed schłodzeniem w CWNW do godziny 10.15 była wyższa niż temperatura powietrza zewnętrznego mierzona na północnej fasadzie budynku (Rys. 3.22). Wraz ze wzrostem w czasie temperatury powietrza po schłodzeniu nadmuchiwanego do pomieszczeń budynku obserwowano równocześnie podwyższanie się temperatury powrotu i zasilania zarówno solanki, jak i wody. W czasie chłodzenia średnia różnica temperatur między powrotem, a zasilaniem dla solanki oraz wody wynosiła odpowiednio 2,3°C i 3,1°C. Natomiast różnica temperatur pomiędzy powietrzem przed i po schłodzeniu wynosiła średnio 3,5°C.

Pomiędzy godziną 16.00, a 18.00 temperaturę powietrza schłodzonego nadmuchiwanego do pomieszczeń była nieznacznie niższa, tj. 0,7°C względem temperatury powietrza panującej w chłodzonych pomieszczeniach (Rys. 3.22). W pozostałym okresie czasu powietrze to miało temperaturę niższą maksymalnie o 4,2°C (w pierwszych minutach chłodzenia). Fakt, iż temperatura powietrza nawiewanego była zbliżona do panującej w pomieszczeniach nie powodowała negatywnych odczuć dla osób przebywających w pomieszczeniach.

Moc chłodnicza chłodzenia pasywnego obliczana ze wzoru (3.1) po 15 minutach od rozpoczęcia procesu utrzymywała się w przedziale 3,0÷4,0 kW (Rys. 3.22). Pomiędzy godziną 12.00, a 13.00 odnotowano nieznaczny spadek mocy chłodniczej związany z obniżeniem się temperatury powietrza zewnętrznego. Od godziny 14.00 moc chłodnicza stopniowo wzrastała, ponieważ temperatura zewnętrzna powietrza również wzrastała.

$$Q_C = \dot{V}_w c_w \rho_w (T_{wz} - T_{wp}) \quad (3.1)$$

gdzie: \dot{V}_w – objętościowe natężenie przepływu wody [m³/s],

c_w – ciepło właściwe wody [J/(kg·K)],

ρ_w – gęstość wody [kg/m³],

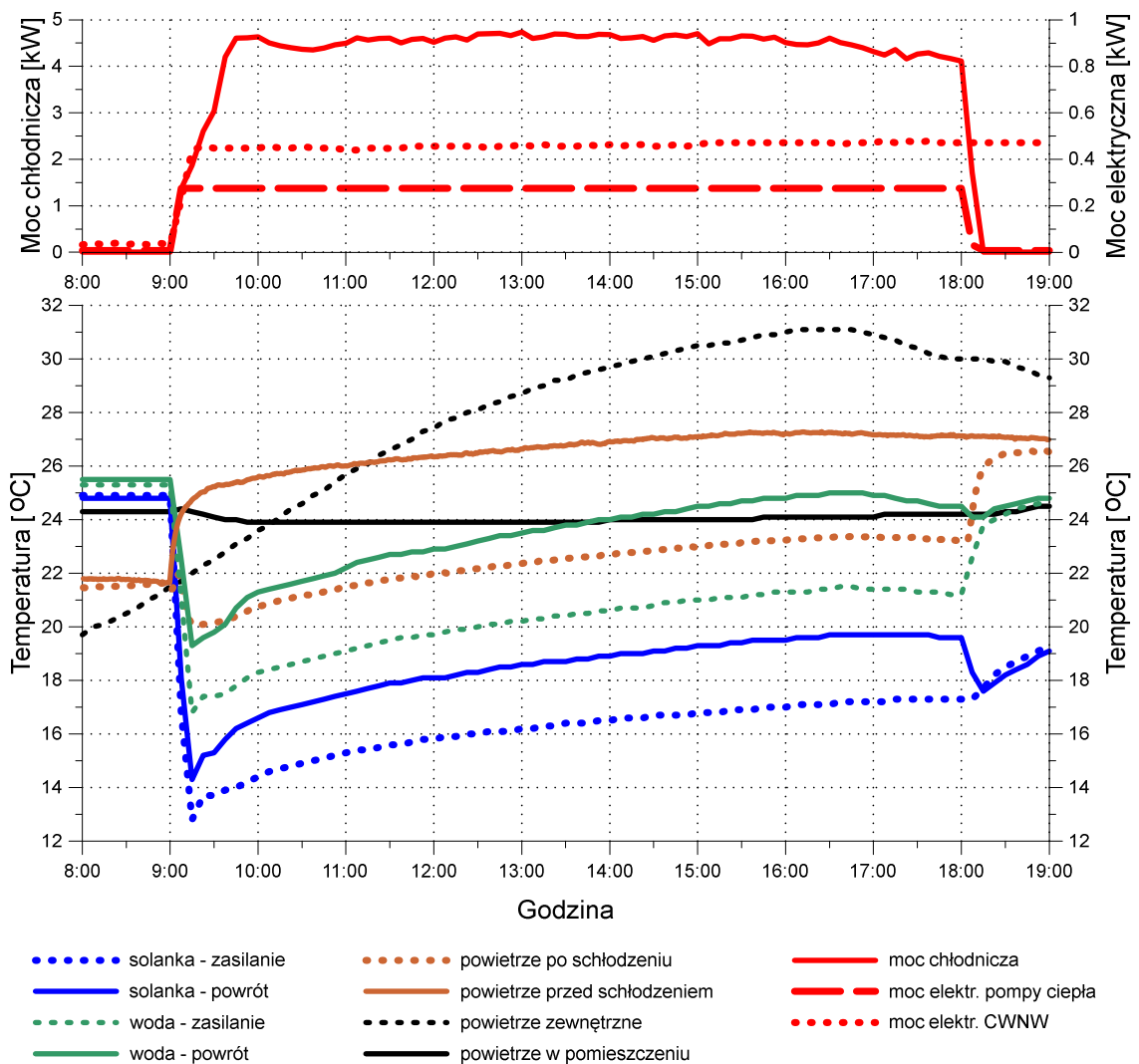
$T_{w,z}$ – temperatura zasilania wody [°C],

$T_{w,p}$ – temperatura powrotu wody [°C].

Nie wliczając urządzeń CWNW, podczas pracy chłodzenia pasywnego moc elektryczna pobierana przez regulator oraz pompy obiegowe DŹC i GŹC pompy ciepła utrzymywała się na stałym poziomie wynoszącym około 280 W (moc elektryczna

pompy ciepła na rysunku 3.22). Natomiast moc elektryczna pobierana przez CWNW wynosiła średnio około 480 W. Wartość współczynnika wydajności chłodniczej EER obliczana ze wzoru (2.6) zawierała się w przedziale od 10,7-14,3.

Na rysunku 3.23 przedstawiono przebieg chłodzenia pasywnego w jednym z ostatnich dni sezonu chłodniczego w 2014 roku, tj. 27 lipca. W tym dniu chłodzenie pasywne było aktywne od godziny 9.00 do godziny 18.00. W porównaniu do 5 lipca temperatura powietrza zewnętrznego już o godzinie 16.30 osiągnęła swoje maksimum: 31,1°C (dla 5 lipca maksimum: 30,6°C osiągnięto o godzinie 17.30).



Rys. 3.23. Wybrane parametry pracy chłodzenia pasywnego 27 lipca 2014 roku

Moc chłodnicza utrzymywała się na względnie stałym poziomie. Od godziny 16.30 obserwowano stopniowe obniżanie się mocy chłodniczej, które było związane ze spadkiem temperatury powietrza zewnętrznego. Temperatura powietrza po schłodzeniu,

nawiewanego do pomieszczeń była maksymalnie 4,3°C niższa względem temperatury powietrza panującej w chłodzonych pomieszczeniach. Inne istotne różnice pomiędzy przebiegiem chłodzenia w dniu 6 i 27 lipca zestawiono w tabeli 3.8.

Tabela 3.8. Porównanie wybranych parametrów pracy chłodzenia pasywnego 5 i 27 lipca 2014 roku

Dzień 2014 roku		5 lipca	27 lipca
Czas trwania chłodzenia [h]		10	9
Różnica między maksymalną i minimalną temp. powietrza zewnętrznego w czasie chłodzenia [°C]		11,4	9,6
Średnia różnica temp. między:	powietrzem przed i po schłodzeniu [°C]	3,5	4,3
	powrotem, a zasilaniem wody [°C]	3,1	3,3
	powrotem, a zasilaniem solanki [°C]	2,3	2,6
Temp. solanki-powrót po 15 minutach chłodzenia [°C]		12,5	12,8
Temp. solanki-powrót w ostatniej minucie chłodzenia [°C]		16,7	17,3
Ilość odebranego ciepła od chłodzonego powietrza [MJ]		133,3	124,0
Przedział mocy chłodniczej [kW]		3,9÷4,8	4,1÷4,7
Przedział współczynnika EER [kW]		10,7-14,3	14,6÷16,8

• **Przebieg chłodzenia pasywnego w sezonach chłodniczych**

Wpływ wybranych parametrów pracy chłodzenia pasywnego na wydajność pompy ciepła w poszczególnych dniach sezonu chłodniczego warto przedstawić wprowadzając dodatkowy współczynnik $SPF_{C3,d}$ obliczany ze wzoru (3.2):

$$SPF_{C3,d} = \frac{Q_{C,d}}{P_{C,d} + P_{P,d} + P_{A,d}} \quad (3.2)$$

gdzie: $Q_{C,d}$ – ilość ciepła odebrana przez pompę ciepła od nośnika ciepła w ciągu doby [J],

$P_{C,d}$ – ilość energii elektrycznej zużytej przez sprężarkę i sterownik pompy ciepła w ciągu doby [J],

$P_{P,d}$ – ilość energii elektrycznej zużytej przez pracę urządzeń do rozpraszania ciepła w DŹC pompy ciepła w ciągu doby [J],

$P_{A,d}$ – ilość energii elektrycznej zużytej przez urządzenia pomocnicze pompy ciepła w ciągu doby [J].

Wielkość $P_{C,d}$ uwzględnia ilość energii zużywanej przez regulator pompy ciepła nie tylko w czasie jej pracy w trybie chłodzenia pasywnego w ciągu doby, lecz także w trybie gotowości (tzw. czuwania). W ciągu doby pompa ciepła w trybie gotowości zużywała około 0,68 MJ energii elektrycznej.

W omawianej instalacji tryb chłodzenia pasywnego był realizowany przy współpracy z CWNW, która niezależnie od tego czy chłodzenie było aktywne, zapewniała odpowiednią wymianę powietrza wewnątrz pomieszczeń budynku. Jednakże dla przedstawienia pełnego obrazu wydajności chłodzenia pasywnego stosowne wydaje się wprowadzenie dodatkowego współczynnika $SPF_{C4,d}$, który uwzględniałby ilość energii elektrycznej zużywanej przez CWNW w czasie pracy pompy ciepła w trybie chłodzenia pasywnego. Współczynnik ten obliczano ze wzoru (3.3):

$$SPF_{C4,d} = \frac{Q_{C,d}}{P_{C,d} + P_{P,d} + P_{A,d} + P_{W,d}} \quad (3.3)$$

gdzie: $P_{W,d}$ – ilość energii elektrycznej zużytej przez CWNW w czasie pracy pompy ciepła w trybie chłodzenia pasywnego w ciągu doby [J].

Szczegółową analizę pracy chłodzenia pasywnego w poszczególnych dniach sezonu chłodniczego przeprowadzono rozpatrując początkową (po 15 minutach od rozpoczęcia chłodzenia) i końcową (w ostatniej minucie chłodzenia) temperaturę solanki wypływającej z PGWC oraz ich różnicę, średnią moc chłodniczą obliczaną ze wzoru (3.4) i czas pracy pompy ciepła, ilość ciepła odbieranego od powietrza w chłodnicy CWNW, ilość energii elektrycznej pobieranej przez pompę ciepła oraz CWNW, a także współczynniki $SPF_{C3,d}$ i $SPF_{C4,d}$. Początkową temperaturę solanki przyjęto określać po 15 minutach od rozpoczęcia procesu chłodzenia, ponieważ w pierwszych minutach chłodzenia obserwowano jej duże fluktuacje.

$$\bar{Q}_{C,d} = \frac{Q_{C,d}}{t_{C,d}} \quad (3.4)$$

gdzie: $t_{C,d}$ – czas pracy pompy ciepła w trybie chłodzenia w ciągu doby [s].

• Sezon chłodniczy w 2012 roku

Przez większość dni sezonu chłodniczego w 2012 roku czas pracy chłodzenia pasywnego wynosił od 4 do 12 h, maksymalnie 16 h (Rys. 3.24). Podczas 16, 26 oraz

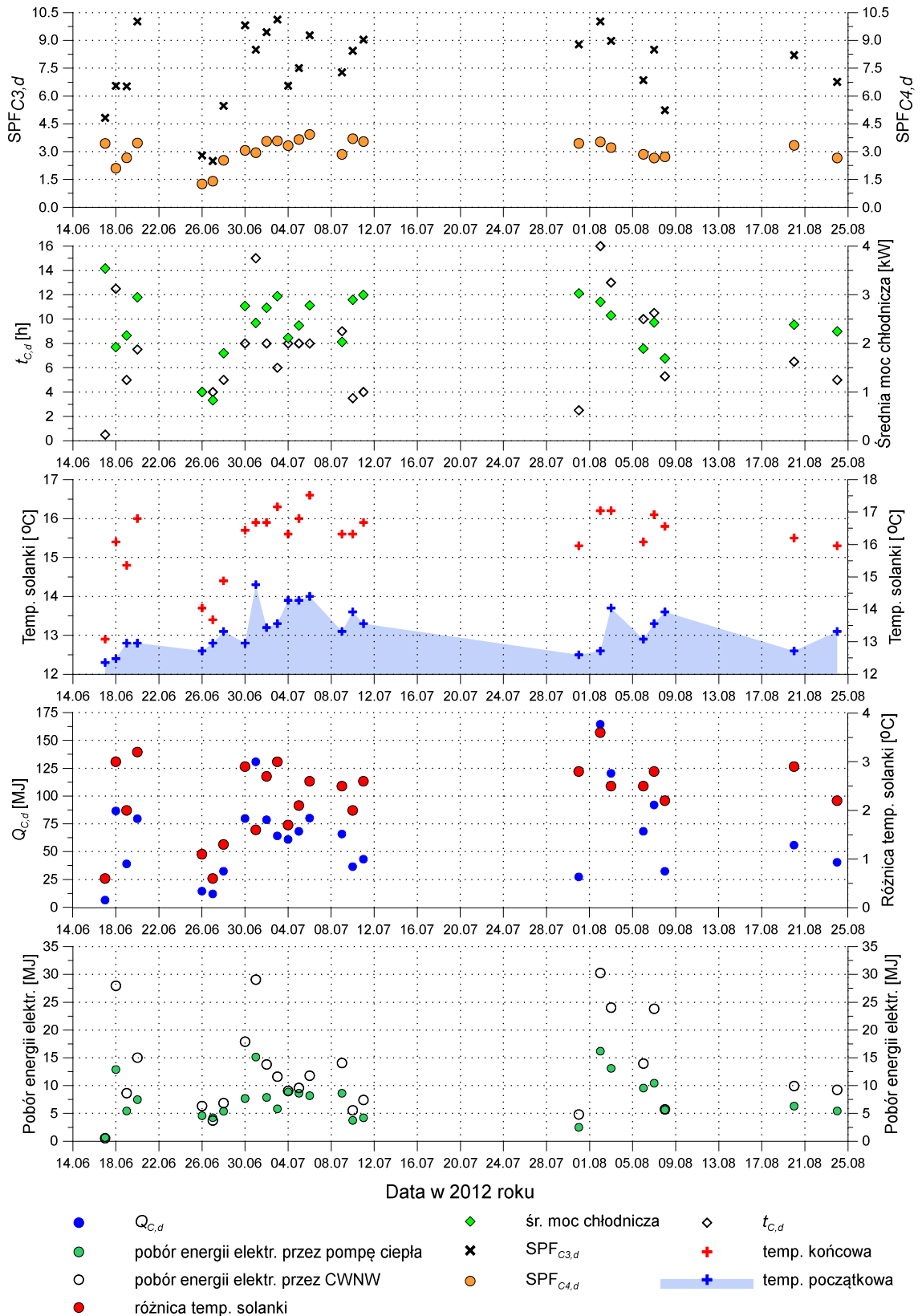
27 czerwca 2012 roku testowano różne ustawienia pompy ciepła i systemu sterowania DigiENERGY w trybie chłodzenia pasywnego, dlatego uzyskiwano w tym czasie niskie wartości współczynnika $SPF_{C3,d}$, przy jednocześnie krótkim czasie pracy pompy ciepła.

W czasie sezonu chłodniczego CWNW pobierała dziennie nawet do 2,2 razy więcej energii elektrycznej niż pompa ciepła w czasie chłodzenia. Zbliżone wartości zużycia energii elektrycznej na pracę CWNW i pompy ciepła uzyskiwano, gdy chłodzenie pasywne trwało krótko lub chłodzono tylko jedną strefę budynku (wtedy moc elektryczna CWNW wynosiła około 250–300 W). Dobowa ilość energii elektrycznej pobieranej przez pompę ciepła była wprost proporcjonalna od czasu pracy pompy ciepła w trybie chłodzenia (Rys. 3.24). Maksymalne zużycie tej energii zanotowano 2 sierpnia, tj. 16,4 MJ, przy 16 h pracy pompy ciepła w trybie chłodzenia.

W sytuacji, gdy prowadzono chłodzenie przez kilka dni z rzędu, w kolejnych dniach obserwowano wzrost temperatury początkowej solanki (Rys. 3.24). Jeżeli pomiędzy dniami z chłodzeniem pasywnym występowały dni bez chłodzenia temperatura początkowa solanki obniżała się, co można zaobserwować między 20–26 i 28–30 czerwca, 6–9 i 11–31 lipca oraz 3–6 i 8–20 sierpnia. To zjawisko było powiązane z procesem rozpraszania ciepła w gruncie otaczającym PGWC. Między 20, a 24 sierpnia nie zauważono tego efektu, gdyż w ciągu 4 dni przerwy w chłodzeniu ciepło oddane 20 sierpnia do PGWC (55,8 MJ) najprawdopodobniej nie ulegało tak intensywnemu rozpraszaniu, jak na początku sezonu chłodniczego. Między 17 czerwca, a 24 sierpnia temperatura początkowa solanki wzrosła o $0,8^{\circ}\text{C}$, sięgając $13,1^{\circ}\text{C}$.

W dniu 1 lipca odnotowano temperaturą początkową solanki wynoszącą $14,3^{\circ}\text{C}$, gdyż 30 czerwca od godziny 16.00 do 1 lipca do godziny 10.00 testowano chłodzenie pasywne w godzinach nocnych (Rys. 3.24). Chłodzenie było ponownie uruchomione 1 lipca między godziną 13.30, a 18.00. W przeciągu 3,5 h $38,9$ MJ ciepła przekazanego do PGWC nie uległo w znacznym stopniu rozproszeniu w otaczającym go gruncie, czego konsekwencją był tak nagły wzrost temperatury solanki wypływającej z U-rurek.

Temperatura końcowa solanki w głównej mierze była uzależniona od ilości ciepła odbieranego od chłodzonego powietrza w ciągu dnia, a także od tego czy dni chłodzenia następowały bezpośrednio po sobie (Rys. 3.24). Maksymalną temperaturę końcową solanki uzyskano w dniu 6 lipca i wynosiła ona $16,6^{\circ}\text{C}$, ponieważ przez 7 dni oddawano od 60 do 130 MJ ciepła do PGWC.



Rys. 3.24. Wybrane parametry pracy chłodzenia pasywnego w 2012 roku

Między 4 a 6 lipca, przy podobnej temperaturze początkowej solanki i identycznym czasie pracy chłodzenia (Rys. 3.24), zaobserwowano wzrost temperatury końcowej solanki o $1,0^{\circ}\text{C}$ związany z oddawaniem coraz większej porcji ciepła do PGWC (od 60 do 80 MJ). Również zauważono wzrost wartości $\text{SPF}_{C3,d}$ z 6,6 do 9,3 oraz $\bar{Q}_{C,d}$ z 2,1 do 2,8. Natomiast różnica temperatur początkowej i końcowej solanki powracającej z PGWC w sezonie zmieniała się od $0,5$ do $4,5^{\circ}\text{C}$ przy odbieraniu od powietrza od 6 do 165 MJ ciepła.

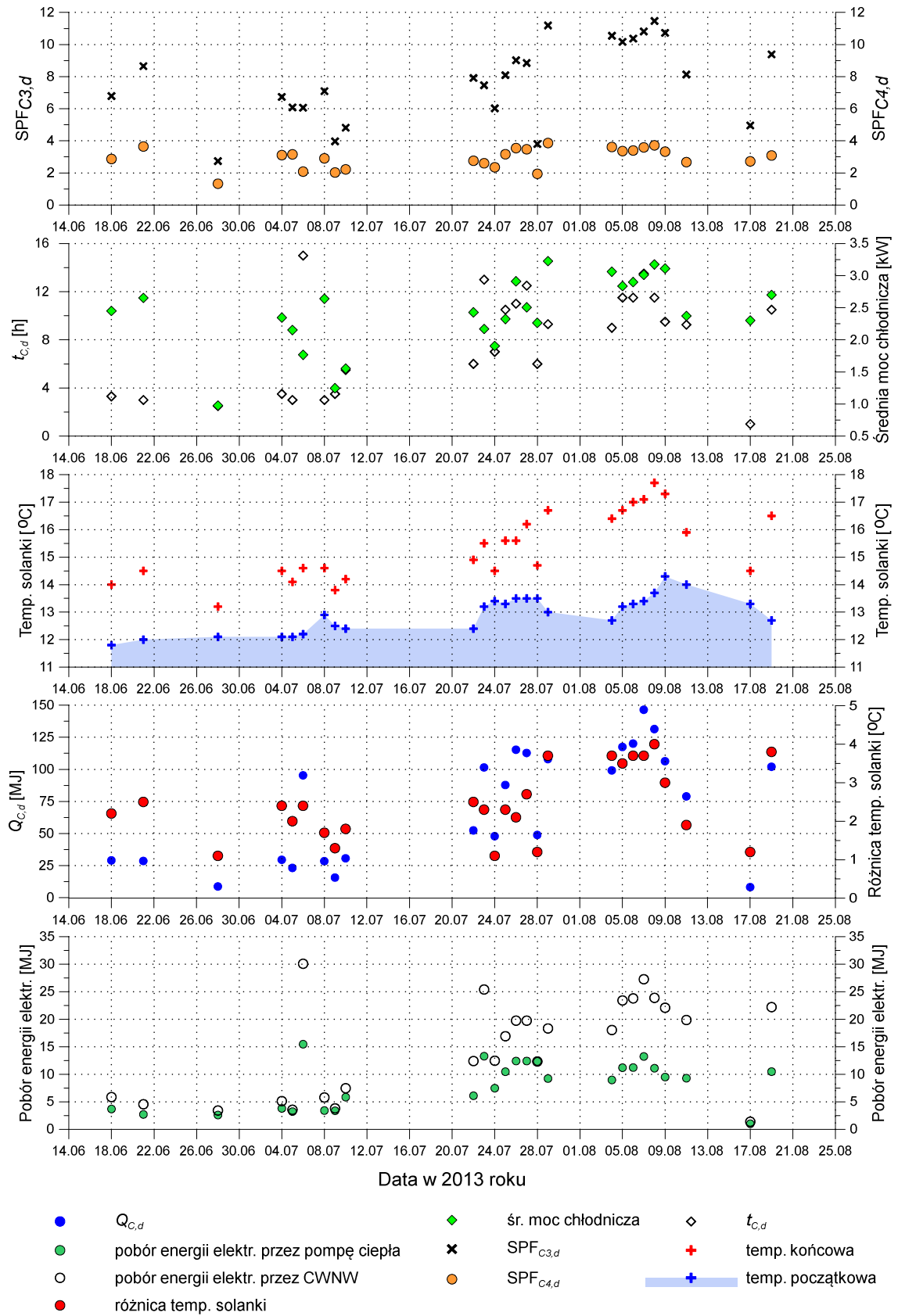
Duży wpływ na wartości $\text{SPF}_{C3,d}$ miało to, jak w danym dniu zmieniała się temperatura zewnętrzna i jaką wartość maksymalną osiągała w czasie chłodzenia pasywnego. Te wielkości pośrednio wpływały na ilość ciepła odbieranego od świeżego powietrza nawiewanego do pomieszczeń budynku. Biorąc pod uwagę wszystkie dni upalne, w których używano chłodzenia minimalna i maksymalna wartość $\text{SPF}_{C3,d}$ wynosiła kolejno 6,8 oraz 10,1. W czasie dni gorących współczynnik ten przyjmował wartości niższe. Jeżeli średnia moc chłodnicza chłodzenia pasywnego wynosiła powyżej 2,4 kW to osiągnęto wartość współczynnika $\text{SPF}_{C3,d}$ powyżej 8,5.

Uwzględnienie faktu, iż w ciągu doby pompa ciepła zużywała energię elektryczną również na tryb czuwania powodowało obniżenie uzyskiwanych wartości $\text{SPF}_{C3,d}$ średnio o 6% dla dobowych czasów pracy chłodzenia powyżej 4 h. Natomiast wartości współczynników $\text{SPF}_{C4,d}$ były od 30 do 70% niższe od $\text{SPF}_{C3,d}$.

• Sezon chłodniczy w 2013 roku

Podczas sezonu chłodniczego w 2013 roku czas pracy chłodzenia pasywnego (Rys. 3.25) dla większości dni wynosił od 3 do 12 h (maksymalnie 15 h). Krótsze czasy pracy występowały głównie do 12 lipca.

Między 4 i 8 sierpnia oddawano do PGWC stosunkowo dużą ilość ciepła (100–150 MJ), przy różnicy temp. początkowej i końcowej solanki wynoszącej około $3,7^{\circ}\text{C}$ (Rys. 3.25). Jednocześnie w tym czasie zaobserwowano wzrost temperatury początkowej solanki od $12,4^{\circ}\text{C}$ do wartości maksymalnej w sezonie, tj. $14,3^{\circ}\text{C}$. W dniu 28 lipca przez 6 godziny chłodzono tylko salę konferencyjną budynku, z tego względu odebrano jedynie 48,9 MJ ciepła od powietrza. Przełożyło się to na niską wartość współczynnika $\text{SPF}_{C3,d}$ oraz bardzo zbliżone zużycie energii elektrycznej przez pompę ciepła i CWNW.



Rys. 3.25. Wybrane parametry pracy chłodzenia pasywnego w 2013 roku

Podobnie - jak to już zaobserwowano w roku 2012 - w dni upalne uzyskiwano najwyższe wartości $SPF_{C3,d}$, które maksymalnie wynosiły około 11 (Rys. 3.25). Jeżeli średnia dobowa moc chłodnicza chłodzenia pasywnego była powyżej 2,4 kW to osiągnano wartość współczynnika $SPF_{C3,d}$ powyżej 6,8.

W kolejnych dniach chłodzenia pomiędzy 8–10, 24–25 i 28–29 lipca nie odnotowano wzrostu temperatury początkowej solanki, ponieważ w tym czasie pompa ciepła w trybie chłodzenia pasywnego pracowała stosunkowo krótko (poniżej 8 h) oraz oddawano do gruntu poniżej 50 MJ ciepła.

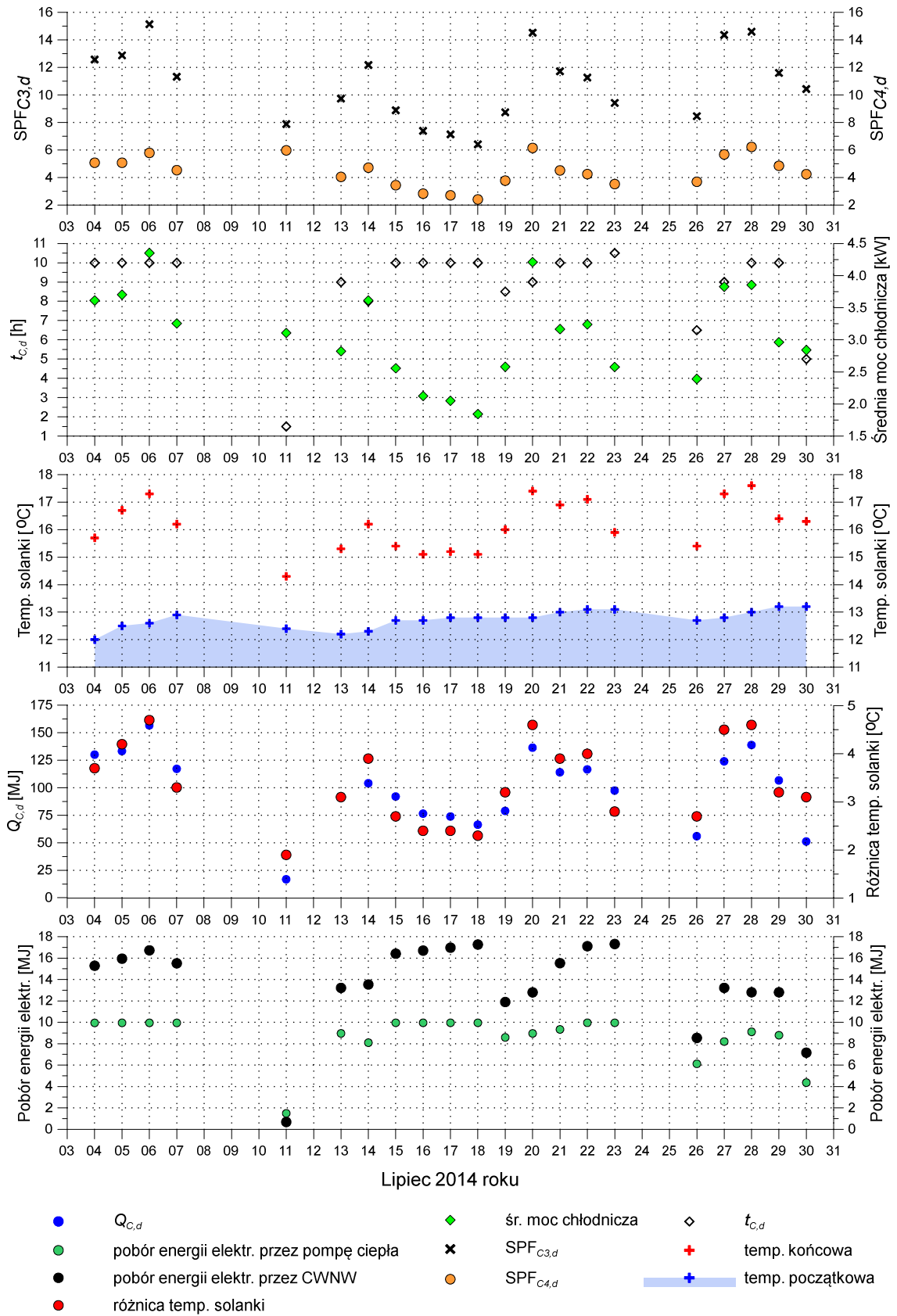
Wkalkulowanie w obliczeniach energii elektrycznej zużywanej przez pompę ciepła na tryb czuwania spowodowało obniżenie uzyskiwanych wartości $SPF_{C3,d}$ dla dobowych czasów pracy chłodzenia poniżej 4 h o około 19%, natomiast dla czasów powyżej 4 h o średnio 4%. Większość wartości współczynników $SPF_{C4,d}$ zawierała się w przedziale od 2 do 4, co jednocześnie było wynikiem od 45 do 70% niższym od $SPF_{C3,d}$.

W pierwszym dniu chłodzenia w sezonie temperatura początkowa solanki była o 0,5°C niższa (wynosiła 11,8°C), a w ostatnim o 0,4°C niższa (19 sierpnia wynosiła 11,8°C) niż w porównywalnych dniach sezonu w 2012 roku. Na koniec sezonu chłodniczego odnotowano zmianę temp. początkowej solanki o 0,9°C względem pierwszego dnia chłodzenia.

• Sezon chłodniczy w 2014 roku

Pod wieloma względami sezon chłodniczy w 2014 roku odróżnia się od wcześniej opisanych sezonów (Rys. 3.26). W jego trakcie czas pracy chłodzenia pasywnego głównie zawierał się w przedziale od 9 do 10 h, maksymalnie wynosząc 10,5 h.

W dni upalne najniższą wartość $SPF_{C3,d}$ uzyskano 19 lipca i była ona równa 8,7 (Rys. 3.26). Natomiast w inne dni upalne $SPF_{C3,d}$ wynosiło od 10,4 do nawet 15,1. Większość wartości współczynników $SPF_{C4,d}$ zawierała się w przedziale od 2 do 6, co jednocześnie było wynikiem od 56 do 63% niższym od $SPF_{C3,d}$. Podobnie jak w poprzednich sezonach uwzględnienie energii elektrycznej zużywanej przez pompę ciepła na tryb czuwania powodowało obniżenie uzyskiwanych wartości $SPF_{C3,d}$ dla dobowych czasów pracy chłodzenia powyżej 8 h o średnio 4%. W sezonie maksymalną wartość $\overline{Q}_{C,d}$ uzyskano 6 lipca i wynosiła ona 4,3 kW. Podobną wartość uzyskano jeszcze 20 lipca (4,2 kW).



Rys. 3.26. Wybrane parametry pracy chłodzenia pasywnego w 2014 roku

Jeżeli średnia dobowa moc chłodnicza chłodzenia pasywnego (Rys. 3.26) była powyżej 2,4 kW to osiągnano wartość współczynnika $SPF_{C3,d}$ powyżej 8,5 (z pominięciem 11 lipca, ponieważ chłodzenie prowadzono przez 1,5 h, a energia elektryczna zużywana na stan czuwania obniżała wartość $SPF_{C3,d}$ o prawie 30%).

W dniach od 15 do 18 lipca czas pracy chłodzenia był identyczny, dlatego obserwowano obniżanie się wartości $SPF_{C3,d}$ i $\overline{Q}_{C,d}$ spowodowane malejącą ilością ciepła odbieranego od chłodzonego powietrza (od 92 do 66 MJ) oraz pośrednio tym, iż w kolejnych dniach obniżała się maksymalna temperatura zewnętrzna powietrza (Rys. 3.26). W tych dniach temperatura początkowa solanki zmieniła się o tylko 0,1°C.

Analogicznie do innych sezonów chłodniczych, gdy chłodzenie prowadzono przez kilka dni z rzędu obserwowano stopniowy wzrost temperatury początkowej solanki (Rys. 3.26). Jeżeli pomiędzy dniami z chłodzeniem pasywnym występowały dni bez chłodzenia temperatura początkowa solanki obniżała się, co można zaobserwować między 7–11, 11–13 oraz 23–26 lipcem.

W pierwszym dniu chłodzenia w sezonie, w 2014 roku temperatura początkowa solanki była o 0,3°C niższa i o 0,2°C wyższa względem początkowej temperatury solanki (wynosiła 12,0°C) kolejno w roku 2012 i 2013 (Rys. 3.26). W ostatnim dniu chłodzenia była o 0,1 i 0,5°C wyższa niż w roku 2012 i 2013 (30 lipca wynosiła 13,2°C). Na koniec sezonu chłodniczego odnotowano zmianę temp. początkowej solanki o 1,2°C względem pierwszego dnia chłodzenia.

• Porównanie sezonów chłodniczych

Podobnie jak w przypadku analizy dobowych zmian współczynników wydajności pompy ciepła w trybie chłodzenia pasywnego stosowne wydaje się wprowadzenie dodatkowego współczynnika SPF_{C4} , który uwzględniałby ilość energii elektrycznej zużywanej przez CWNW w czasie pracy pompy ciepła w trybie chłodzenia pasywnego w ciągu sezonu chłodniczego. Współczynnik ten obliczano ze wzoru (3.5):

$$SPF_{C4} = \frac{Q_{C,s}}{P_C + P_P + P_A + P_W} \quad (3.5)$$

gdzie: P_W – ilość energii elektrycznej zużytej przez CWNW w czasie pracy pompy ciepła w trybie chłodzenia pasywnego w ciągu sezonu [J].

Jednym z elementów wymaganych do sprecyzowania są ramy czasowe sezonu chłodniczego. Przyjęto, że jest to okres czasu pomiędzy pierwszym, a ostatnim dniem, w którym użyto pompy ciepła do chłodzenia pomieszczeń budynku.

Tabela 3.9. Porównanie sezonów chłodniczych

Opis	Sezon chłodniczy		
	2012	2013	2014
Liczba dni sezonu chłodniczego [dni], w tym:	69	62	27
- z aktywnym trybem chłodzenia pasywnego [dni]	25 (36%)	26 (42%)	21 (78%)
- w trybie czuwania pompy ciepła [dni]	44 (64%)	36 (58%)	6 (22%)
Liczba dni z aktywnym trybem chłodzenia w sezonie oraz jednocześnie:	-	-	-
- upalnych [dni]	19	15	10
- gorących [dni]	4	9	10
- z temperaturą maksymalną poniżej 25°C [dni]	2	2	1
Czas pracy pompy ciepła w trybie chłodzenia pasywnego w sezonie [h]	184,8	204,9	187,0
Ilość ciepła przekazana do PGWC w sezonie [MJ]	1 579,3	1 874,5	2 078,0
Ilość energii elektrycznej zużytej przez pompę ciepła w sezonie chłodniczym [MJ], w tym:	230,3	250,7	194,4
- na pracę w trybie chłodzenia pasywnego [MJ]	188,5 (81,9%)	213,7 (85,2%)	181,5 (93,4%)
- na tryb czuwania [MJ]	41,8 (18,1%)	37,0 (14,8%)	12,9 (6,6%)
Ilość energii elektrycznej zużytej przez CWNW w czasie pracy chłodzenia pasywnego w sezonie chłodniczym [MJ]	320,6	388,9	287,4
Średnia moc chłodnicza pompy ciepła w sezonie [kW]	2,37	2,54	3,09
Średnia moc chłodnicza metra bieżącego sondy [W/mb]	11,3	12,1	14,7
Wartość współczynnika SPF_{C3}	6,86	7,48	10,69
Wartość współczynnika SPF_{C3} bez uwzględnienia energii elektrycznej na tryb czuwania pompy ciepła	8,38	8,77	11,45
Wartość współczynnika SPF_{C4}	2,87	2,93	4,31
Temperatura początkowa solanki:	-	-	-
- w pierwszym dniu chłodzenia pasywnego w sezonie [°C]	12,3	11,8	12,0
- w ostatnim dniu chłodzenia pasywnego w sezonie [°C]	13,1	12,7	13,2

W najdłuższym sezonie chłodniczym w 2012 roku, trwającym 69 dni, aż 64% stanowiły dni, w którym chłodzenia pasywnego nie używano (Tabela 3.9). Najmniejszy

udział tych dni uzyskano w 2014 roku, gdyż chłodzenie prowadzono tylko w lipcu. Naturalnie taki stan rzeczy przełożył się na procentowy udział trybu czuwania w całkowitym zużyciu energii elektrycznej przez pompę ciepła, który zawierał się w przedziale od 6 do 18%.

Czas pracy pompy ciepła w trybie chłodzenia, w poszczególnych sezonach chłodniczych był do siebie zbliżony, dlatego w 2014 roku z racji oddania do gruntu ponad 2 GJ ciepła uzyskano najwyższą średnią moc chłodniczą. W każdym z sezonów grzewczych obserwowano wzrost temperatury początkowej solanki między ostatnim, a pierwszym dniem sezonu chłodniczego.

Najwyższą wartość SEER uzyskano w roku 2014 (Tabela 3.9). Jeżeli dla wszystkich sezonów chłodniczych przyjąć ramy czasowe ich trwania identyczne jak dla sezonu w 2012 roku, to wtedy wartości współczynników SPF_{C3} wynosiłyby 7,34 i 9,32 dla sezonu chłodniczego kolejno w roku 2013 i 2014.

- **Analiza możliwości wykorzystania PGWC do chłodzenia pasywnego w warunkach polskich**

Przeprowadzane analizy rynkowe wskazują, iż w Polsce do utrzymania odpowiedniego komfortu cieplnego w pomieszczeniach budynków w czasie wysokich temperatur powietrza zewnętrznego głównie wykorzystuje się freonowe klimatyzatory typu split [65]. Urządzenia te charakteryzują się stosunkowo dużym zużyciem energii elektrycznej [149, 150]. Kolejnym problemem związanym z używaniem tych urządzeń są wysokie chwilowe wzrosty lokalnego zapotrzebowania na energię elektryczną podczas upalnych dni, gdy masowo korzysta się z klimatyzacji. Ta kwestia jest szczególnie odczuwalna przez firmy energetyczne, które muszą zapewnić w czasie wzmożonego używania klimatyzatorów nieprzerwane dostawy energii dla jej odbiorców.

W Polsce, jak zaznaczono w rozdziale 2.2, pompy ciepła typu solanka-woda, stanowią dużą część rynku pomp ciepła. Ciągłe odnotowuje się wzrost sprzedaży tego typu urządzeń [151]. Gruntowe pompy ciepła najczęściej współpracują z ogrzewaniem płaszczynowym np. ogrzewaniem podłogowym, które może być bezpośrednio wykorzystywane do chłodzenia pasywnego pomieszczeń budynku. Co ważne, w porównaniu do klimatyzacji typu split, takie rozwiązanie nie wymaga jakichkolwiek dodatkowych zmian w instalacji, a także montowania na ścianach wewnętrznych

wentylatorów z wymiennikami ciepła. Jak wykazano w rozprawie, przy niewielkich zmianach hydraulicznych instalacji, realizacja trybu chłodzenia pasywnego pompy ciepła może się odbywać we współpracy z centralą wentylacyjną nawiewno-wywiewną.

W przyszłości szczególny nacisk będzie kładziony na obniżenie energochłonności budynków mieszkalnych. Od 2021 roku wszystkie nowopowstające budynki będą musiały posiadać standard obiektów o niemal zerowym zużyciu energii [151]. Wdrożenie energooszczędnych rozwiązań, do których zalicza się przedstawione w pracy chłodzenie pasywne ułatwi w wywiązaniu się z tych rygorystycznych przepisów, a jednocześnie dobrze się wpisuje w trend rozwijania technologii proekologicznych. Jak wynika z przeprowadzonych długookresowych badań chłodzenie pasywne w porównaniu do chłodzenia aktywnego, czy tradycyjnych rozwiązań odznacza się wyższą efektywnością energetyczną, co pośrednio przekłada się na niższe koszty eksploatacyjne systemu (podrozdział 2.3.2).

3.5.2. Transport ciepła wytwarzanego przez kolektory słoneczne do pionowego gruntowego wymiennika ciepła

Jak zauważono w podrozdziale 3.5.1, dni gorące i upalne w ciągu roku głównie występowały od czerwca do sierpnia. We wrześniu w latach 2012-2014 nie odnotowano dni upalnych. W 2012 i 2014 roku odpowiednio tylko 8 i 6 dni gorących, a w 2013 roku takich dni nie było w ogóle (Rys. 3.20). Biorąc te informacje pod uwagę stwierdzono, iż w tym miesiącu potrzeba chłodzenia pasywnego pomieszczeń budynku będzie mało prawdopodobna. Z tego względu we wrześniu 2014 roku wykorzystywano PGWC jako magazyn ciepła wytwarzanego przez kolektory słoneczne pracujące w instalacji hybrydowej. Wybór tego miesiąca miał również swoje drugie uzasadnienie – w rozpatrywanej instalacji pompa ciepła najczęściej rozpoczynała swoją pracę w trybie grzania w ostatnich dniach września lub z początkiem października, dlatego w znacznym stopniu mogła wykorzystywać energię przekazaną przez kolektory do gruntu otaczającego PGWMC zanim uległa ona rozproszeniu.

W omawianej instalacji kolektory słoneczne miały przede wszystkim za zadanie podgrzewać c.w.u. przechowywaną w zasobniku kombinowanym. Jeżeli osiągnięto zadaną temperaturę c.w.u., ciepło wytwarzane przez kolektory było kierowane do zbiornika buforowego. Najczęściej taka sytuacja występowała w dni upalne i gorące okresu letniego, w którym teoretycznie równocześnie mogło być aktywne chłodzenie

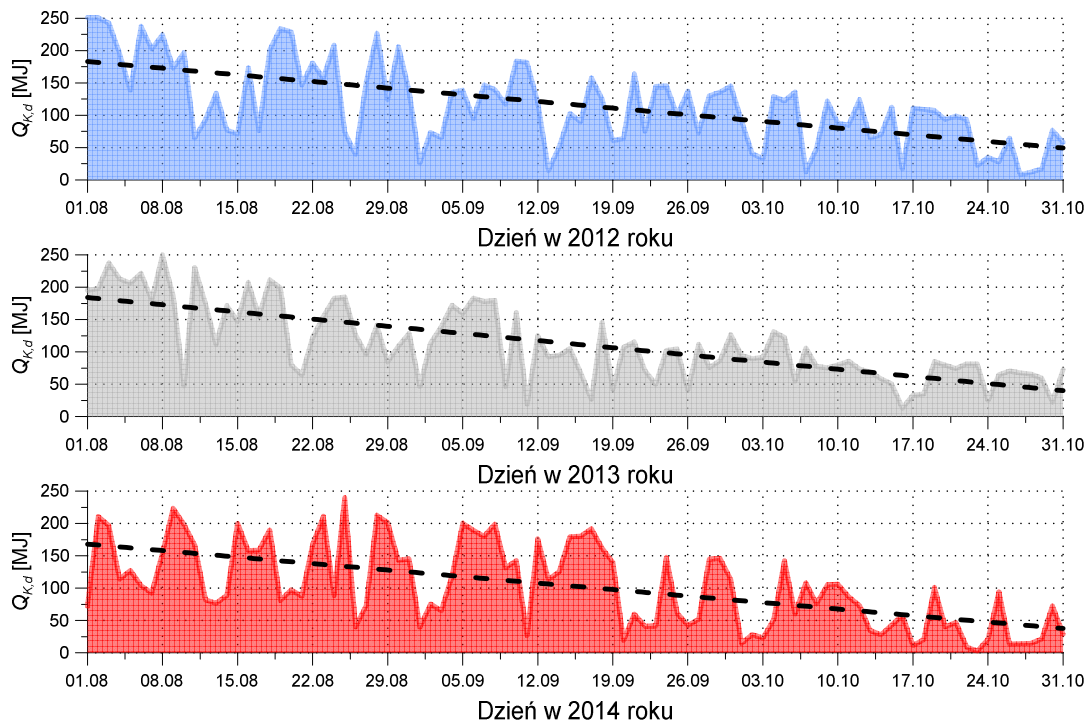
pasywne. Priorytetem w instalacji było zachowanie odpowiedniego komfortu cieplnego w wybranych pomieszczeniach budynku, dlatego nie transportowano ciepła zmagazynowanego w zbiorniku buforowym do PGWC. Takie działanie mogłoby niekorzystnie wpływać na moc chłodniczą pompy ciepła, a tym samym przyczynić się do obniżenia komfortu cieplnego w chłodzonych pomieszczeniach.

Istotną kwestią, wartą analizy jest także to, czy w lokalizacji instalacji we wrześniu, jest możliwe oddawanie pewnej części z ciepła produkowanego przez kolektory słoneczne do zbiornika buforowego, a następnie gruntu skoro priorytet pracy kolektorów to przygotowywanie c.w.u. Aby rozstrzygnąć ten problem wprowadzono wielkość $Q_{K,d}$ oznaczającą ilość energii z promieniowania słonecznego możliwą do wykorzystania przez kolektory słoneczne w ciągu doby wyznaczaną ze wzoru (3.6):

$$Q_{K,d} = Q_{Pyr,d} \cdot A_a \quad (3.6)$$

gdzie: $Q_{Pyr,d}$ – ilość energii promieniowania słonecznego padająca na jednostkę powierzchni kolektorów słonecznych w ciągu doby [MJ/(d·m²)],
 A_a – sumaryczna powierzchnia apertury kolektorów słonecznych [m²].

Następnie w okresie od sierpnia do października w latach 2012-2014 przeanalizowano przebieg zmian wielkości $Q_{K,d}$ w instalacji (Rys. 3.27).



Rys. 3.27. Zmiany dobowych ilości energii z promieniowania słonecznego w wybranych okresach czasu

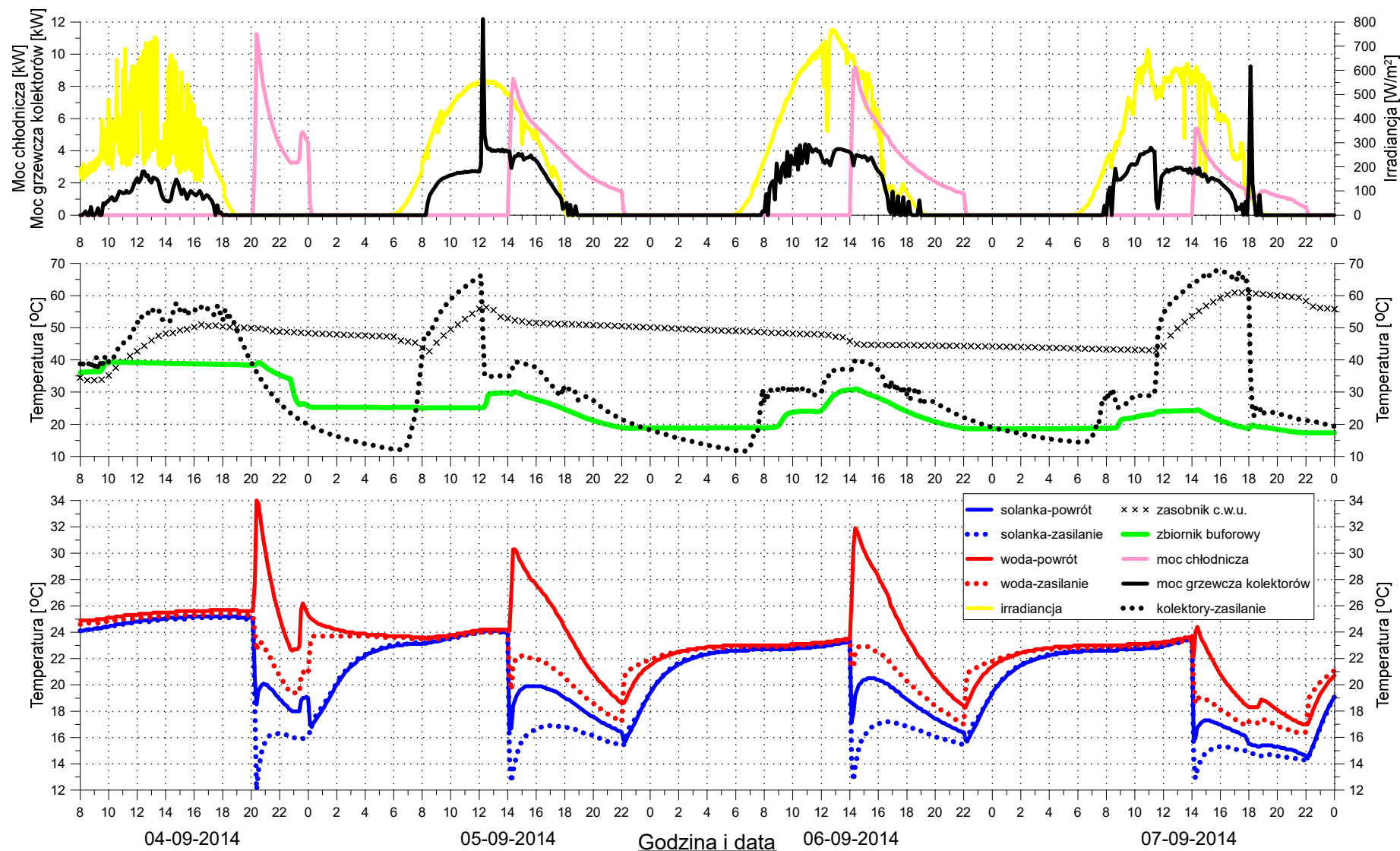
Zakładając, że w typowym dniu użytkownicy budynku zużywają 200 litrów c.w.u. o temperaturze równej 50°C, a woda wodociągowa ma temperaturę równą 8°C, codziennie należałoby dostarczyć do zasobnika c.w.u. minimalnie 35 MJ ciepła. Biorąc pod uwagę średnią, roczną sprawność konwersji energii promieniowania słonecznego przez kolektory słoneczne w instalacji na poziomie 35% wielkość $Q_{K,d}$ nie powinna być niższa od około 100 MJ.

Analizując przebieg czarnej, przerywanej linii oznaczającej linię trendu $Q_{K,d}$ (Rys. 3.27) widoczne jest, iż w poszczególnych latach dopiero około 23 września wielkość ta przyjmuje wartości niższe od 100 MJ. Przez większość września istniała w omawianej instalacji możliwość oddawania ciepła do zbiornika buforowego. Średnio w tym miesiącu odnotowywano od kilku do kilkunastu dni, w których uzyskiwana ilość energii z promieniowa słonecznego była wyższa od jej zapotrzebowania na przygotowanie c.w.u. W październiku takich dni było zaledwie kilka.

Po 36 dobach od ostatniego dnia w sezonie chłodniczym w 2014 roku, w którym korzystano z chłodzenia pasywnego (30 lipca) przeprowadzono pierwsze, czterogodzinne badanie transportu ciepła zmagazynowanego w zbiorniku buforowym do gruntu otaczającego PGWC (Rys. 3.28). Różnica w realizacji tego procesu, w porównaniu do chłodzenia pasywnego, polegała tylko na zmianie ustawień zaworów trójdrogowych w systemie DigiENERGY, która umożliwiała przepływ cieczy w obiegu GŹC pompy ciepła jedynie przez zbiornik buforowy, z pominięciem chłodnicy zamontowanej w CWNW.

W czasie trwania procesu, który rozpoczęto 4 września o godzinie 20:00, średnia temperatura wody w zbiorniku (średnia arytmetyczna ze wskazań czujników temperatury zamontowanych na wysokości 0,3 m i 1,8 m zbiornika, zaznaczona zieloną linią na rysunku 3.28) obniżyła się z 38,4°C o prawie 12,7°C. Od godziny 22:30 obserwowano nagły spadek tej temperatury oraz wzrost strumienia ciepła transportowanego do PGWC (różowa linia na Rys. 3.28) spowodowany zmianą ustawień zaworów odcinających na wlocie i wylocie ze zbiornika. Ta korekta umożliwiła odbieranie ciepła z całej objętości zbiornika buforowego, a nie tylko z jego części środkowej i dolnej. Moc chłodnicza na początku procesu przyjmowała w porównaniu do chłodzenia pasywnego dużo wyższe wartości. Z czasem, na skutek braku dostaw ciepła od kolektorów słonecznych, dosyć szybko się obniżała.

Chłodzenie pasywne z wykorzystaniem instalacji hybrydowej z odnawialnymi źródłami energii



Rys. 3.28. Wybrane parametry pracy pompy ciepła i kolektorów słonecznych 4-7 września 2014 roku

Kolektory 4 września produkowały ciepło tylko na potrzeby przygotowania c.w.u., co można zaobserwować po zmianie temperatury w zasobniku c.w.u. (Rys. 3.28). Temperatura solanki wypływającej z U-rurek PGWC (niebieska przerywana linia na Rys. 3.28) w trakcie procesu zmieniła się z 12,0°C do 16,4°C.

W kolejnych trzech dniach (5-7 września 2014) ciepło ze zbiornika buforowego odbierano przez 8 godzin między godziną 14:00, a 22:00 (Rys. 3.28). Wybór tych godzin był podyktowany kilkoma względami. Priorytetem w pracy kolektorów było utrzymanie zadanej temperatury c.w.u. w zbiorniku kombinowanym. Największą ilość ciepła najczęściej należało dostarczyć do c.w.u. w godzinach porannych, aby uzupełnić ciepło utracone ze zbiornika przez okres nocy oraz do podgrzania wody wodociągowej doprowadzonej do zasobnika. W tym czasie zasobnik buforowy nie mógł być ładowany ciepłem pochodzącym od kolektorów słonecznych. Także należy wziąć pod uwagę to, iż produkcja ciepła przez kolektory słoneczne, a także ich moc grzewcza była w głównej mierze uzależniona od warunków atmosferycznych, których ze 100% pewnością nie da się przewidzieć. Co więcej moc grzewcza kolektorów słonecznych w instalacji była w przybliżeniu o połowę niższa od strumienia ciepła odprowadzanego do PGWC (Rys. 3.28), dlatego równoczesne odbieranie ciepła ze zbiornika buforowego i kolektorów słonecznych, bez wstępnego podgrzania cieczy w zbiorniku mogłoby się przełożyć na dużo niższą wydajność procesu.

W dniu 5 września do godziny 12:00 kolektory słoneczne oddawały ciepło do zbiornika kombinowanego na co wskazuje wzrost temperatury w zasobniku c.w.u. (Rys. 3.28). Gdy osiągnięto zadaną temperaturę c.w.u., przełączono zawór trójdrogowy (ZT3 na Rys. 3.4) na ładowanie ciepłem zbiornika buforowego. Ze względu na dużą różnicę temperatur pomiędzy zasilaniem kolektora (65,8°C), a temperaturą wody w zbiorniku buforowym (25,2°C) moc grzewcza kolektorów wzrosła do 12,2 kW. Po krótkim czasie ustabilizowała się na poziomie około 4 kW czyli o 1,3 kW wyższym niż przed przełączeniem zaworu przy natężeniu promieniowania słonecznego (żółta linia na Rys. 3.28) wynoszącym 550 W/m². Temperatura wody w zbiorniku, po unormowaniu, zaczęła powoli wzrastać do momentu załączenia trybu chłodzenia pompy ciepła. Ponieważ temperatura w zbiorniku była niższa o prawie 10°C niż 4 września początkowa moc chłodnicza wynosiła nieco ponad 8 kW, a na końcu procesu 1,5 kW. Do godziny 18:45 kolektory słoneczne dostarczały ciepło do zbiornika, pomimo bardzo niskiego natężenia promieniowania słonecznego od godziny 18:00. Około godziny

17:00 temperatura solanki na zasilaniu, po okresie wzrostu, zaczęła się obniżać do 15,4°C na końcu procesu.

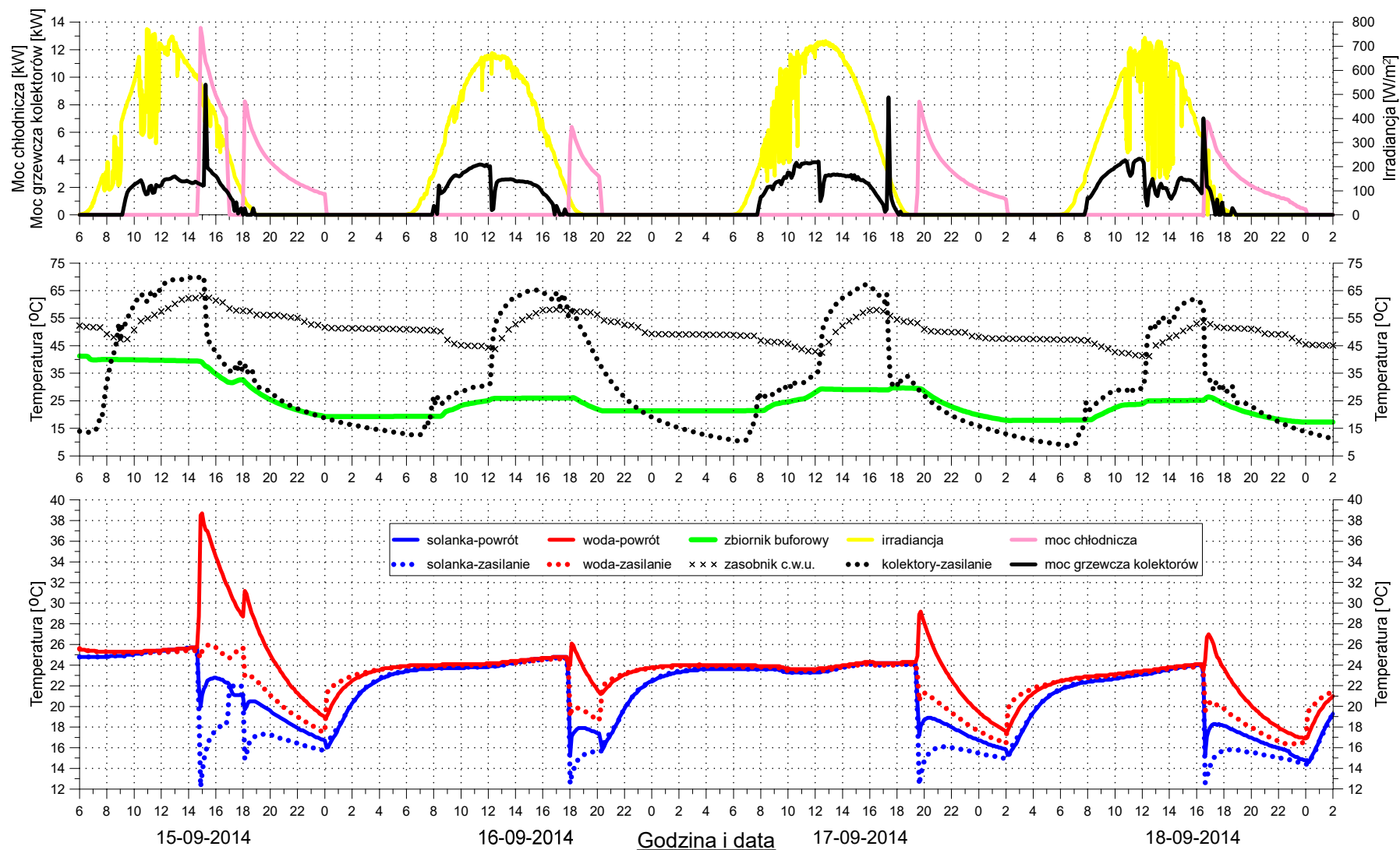
W kolejnym dniu (6 września) kolektory słoneczne przez cały dzień oddawały wytworzone ciepło do zbiornika buforowego powodując wzrost temperatury wody do 30,7°C, ponieważ temperatura wody w zasobniku c.w.u. była wyższa od zadanej (Rys. 3.28). Natężenie promieniowania słonecznego od godziny 9:00 do 16:00 względem poprzedniego dnia było wyższe od kilkudziesięciu do kilkuset W/m². Maksymalna moc grzewcza kolektorów uzyskana w ciągu tego dnia wynosiła 4,3 kW.

Do godziny 11:30 w dniu 7 września kolektory słoneczne oddawały ciepło do zbiornika buforowego (Rys. 3.28). Po tej godzinie nastąpiło przełączenie zaworu trójdrogowego na zasilanie ciepłem produkowanym z kolektorów zbiornika kombinowanego. Po osiągnięciu zadanej temperatury w zasobniku c.w.u. około godziny 18:00 znów kolektory zasilają zbiornik buforowy, co jest widoczne na krzywej mocy grzewczej jako pik sięgający 9,3 kW.

Proces transportu ciepła w rozpatrywanych dniach mógł być przerwany w sytuacji, gdy moc chłodnicza utrzymywała się na niskim poziomie. Nie zdecydowano się jednak na ten krok, aby odebrać ze zbiornika jak największą ilość ciepła. Dzięki temu w kolejnym dniu kolektory słoneczne miały dogodne warunki do oddawania ciepła wodzie. Również taka praca układu była interesująca pod kątem zmiany parametrów systemu podczas jednakowego czasu pracy pompy ciepła.

Między 15÷18 wrześniem ponownie przez kilka dni z rzędu przekazywano ciepło zmagazynowane w zbiorniku buforowym do gruntu (Rys. 3.29). Transport ciepła odbywał się po godzinie 14:00, a czas jego trwania był zróżnicowany. Kolektory słoneczne oddawały ciepło do zbiornika buforowego do około godziny 12:00 (16-18 września) lub jak to miało miejsce 15 września, po godzinie 15:00. Zmiana odbiornika ciepła powodowała obniżenie lub podwyższenie mocy grzewczej kolektorów średnio o 1 kW na korzyść zbiornika buforowego. Jeżeli strumień ciepła przepływającego do gruntu wynosił poniżej 4 kW obserwowano stopniowe obniżanie się temperatury „solanka-zasilanie”. Podobną sytuacją zaobserwowano między 4 i 6 wrześniem. Temperatura cieczy w zbiorniku buforowym wynosiła od 36°C do minimalnie 16°C.

Chłodzenie pasywne z wykorzystaniem instalacji hybrydowej z odnawialnymi źródłami energii



Rys. 3.29. Wybrane parametry pracy pompy ciepła i kolektorów słonecznych 15-18 września 2014 rok

Podobnie jak w przypadku chłodzenia pasywnego dobową efektywność energetyczną transportu ciepła ze zbiornika buforowego do gruntu określono posługując się współczynnikiem $SPF_{C3,d}$. Wielkość $P_{A,d}$ we wzorze (3.2) uwzględniała ilość energii elektrycznej zużywanej w ciągu doby na tryb czuwania pompy ciepła oraz na pracę pompy obiegowej kolektorów słonecznych tylko w czasie oddawania wytwarzanego ciepła do zbiornika buforowego.

Dobową sprawność konwersji energii promieniowania słonecznego na ciepło przez kolektory słoneczne wyznaczono ze wzoru (3.7):

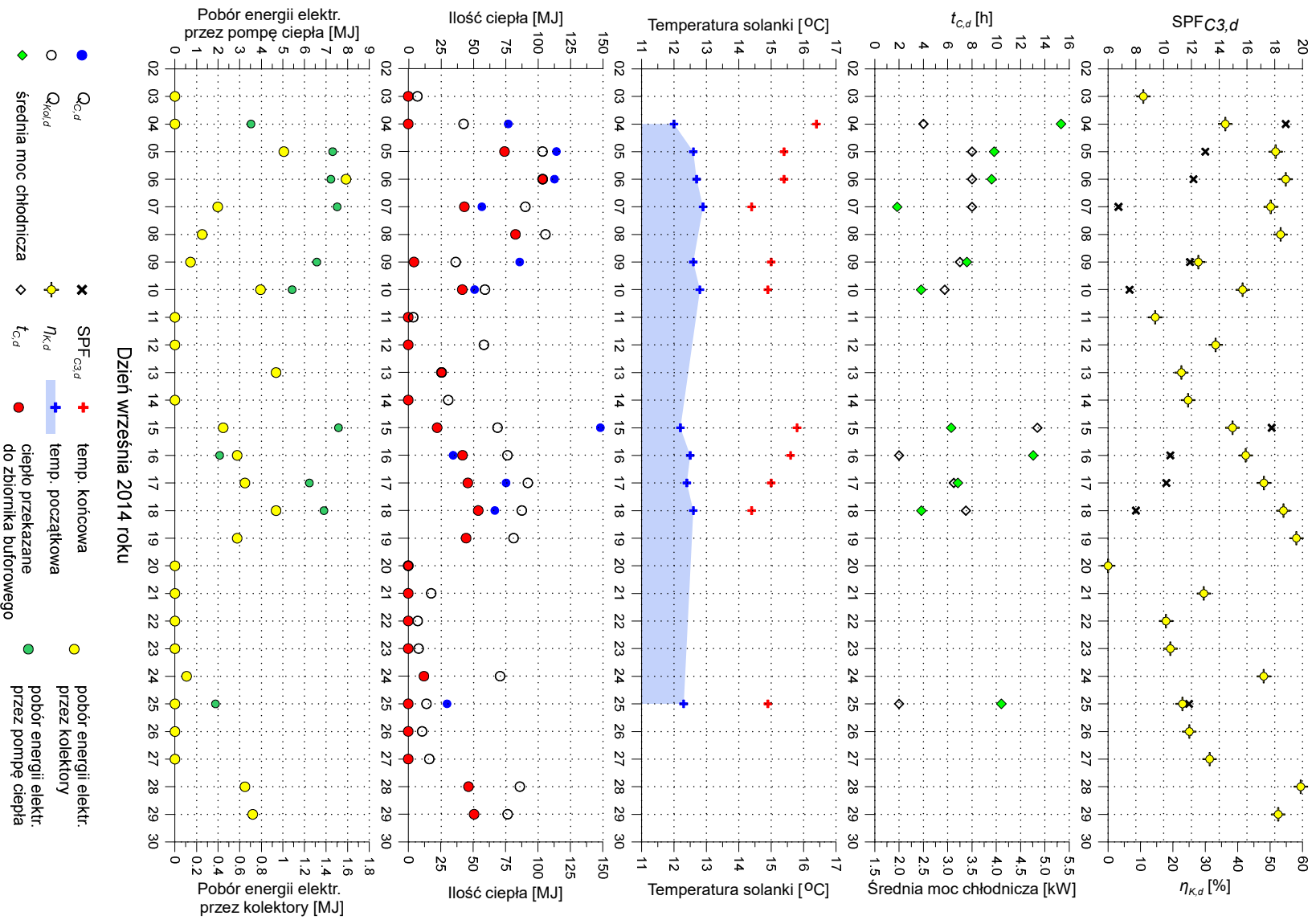
$$\eta_{K,d} = \frac{Q_{Kol,d}}{Q_{K,d}} \quad (3.7)$$

gdzie: $Q_{Kol,d}$ – ilość ciepła oddana przez kolektory słoneczne w ciągu doby [MJ].

Wybrane parametry pracy pompy ciepła i kolektorów słonecznych we wrześniu 2014 roku przedstawiono na rysunku 3.30. Transport ciepła zmagazynowanego w zbiorniku buforowym do PGWC prowadzono w 11 dniach września, a czas trwania procesu był zróżnicowany i wynosił od 2,0 do 13,5 h. Jeżeli w ciągu dnia kolektory słoneczne przekazywały wytworzone ciepło do zbiornika buforowego, osiągały one wyższą wartość $\eta_{K,d}$ w porównaniu do dni, w których tylko podgrzewały c.w.u. w zasobniku kombinowanym. Co ważne, ilość dodatkowej energii elektrycznej zużytej przez pompę obiegową kolektorów słonecznych w czasie ładowania bufora była niewielka i w czasie badań nie przekroczyła 2 MJ.

Tak jak to miało miejsce dla chłodzenia pasywnego, jeżeli prowadzono proces przez kilka dni z rzędu, w kolejnych dniach obserwowano wzrost temperatury początkowej solanki. Natomiast w sytuacji, gdy pomiędzy tymi dniami występowała przerwa, temperatura początkowa solanki obniżała się. Między 16 i 17 września tego efektu nie odnotowano, ponieważ 16 września proces trwał zaledwie 2 godziny i oddano do PGWC tylko 34,2 MJ ciepła.

Największą ilość ciepła przekazano do PGWC 15 września (147,9 MJ), powodując podwyższenie się temperatury solanki wypływającej z U-rurek o 3,7°C. Najwyższą wartość $SPF_{C3,d}$ uzyskano 4 września i wynosiła ona 18,8. Jeżeli w kolejnych dniach oddawano ciepło do PGWC obserwowano obniżanie się wartości $SPF_{C3,d}$.



Rys. 3.30. Wybrane parametry pracy pompy ciepła i kolektorów słonecznych we wrześniu 2014 roku

Do obliczeń współczynnika SPF_{C3} , w tym przypadku określającego wydajność odbierania ciepła ze zbiornika buforowego do gruntu otaczającego PGWC w sezonie oraz innych wielkości zestawionych w tabeli 3.10 przyjęto, że sezon trwał od pierwszego do ostatniego dnia użycia pompy ciepła w procesie transportu ciepła ze zbiornika do PGWC.

Tabela 3.10. Zestawienie wyników badań

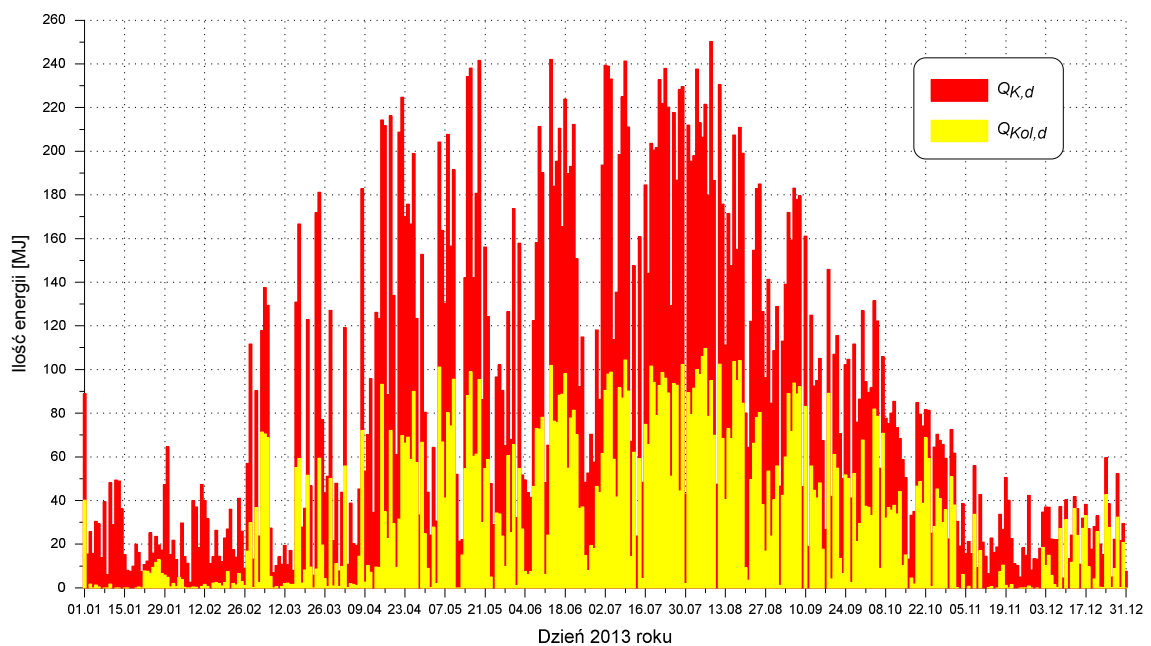
Opis	Wartość
Liczba dni sezonu [dni], w tym:	21
- z transportem ciepła do PGWC [dni]	11 (52%)
- w trybie czuwania pompy ciepła [dni]	10 (48%)
Czas pracy pompy ciepła podczas transportu ciepła do PGWC [h]	72
Ilość ciepła przekazana do PGWC w sezonie [MJ]	849,2
Całkowite zużycie energii elektrycznej w sezonie [MJ], w tym przez:	83,5
- pompę ciepła tylko w czasie transportu ciepła do PGWC [MJ]	62,2 (74,5%)
- pompę ciepła w trybie czuwania [MJ]	12,9 (15,4%)
- pompę obiegową kolektorów w czasie oddawania ciepła do bufora [MJ]	8,4 (10,1%)
Średnia moc chłodnicza pompy ciepła w sezonie [kW]	3,28
Średnia moc chłodnicza metra bieżącego sondy [W/mb]	15,6
Wartość współczynnika SPF_{C3}	10,17
Wartość współczynnika SPF_{C3} bez uwzględnienia zużycia energii elektrycznej na tryb czuwania pompy ciepła	12,03
Temperatura początkowa solanki:	-
- 4 września [°C]	12,0
- 25 września [°C]	12,3

Zarówno uzyskana wartość SPF_{C3} , jak i średnia moc chłodnicza pompy ciepła była zbliżona do otrzymanej w czasie sezonu chłodniczego w 2014 roku. Tryb czuwania pompy ciepła oraz praca pompy obiegowej kolektorów słonecznych generowały dodatkowe zużycie energii elektrycznej w sezonie, co przełożyło się na obniżenie SPF_{C3} o ponad 25%. Pomiędzy pierwszym, a ostatnim dniem sezonu odnotowano niewielki wzrost temperatury początkowej solanki, tj. o 0,3°C (Tabela 3.10).

3.5.3. Efektywność pracy kolektorów słonecznych wykorzystujących wodę jako płyn solarny

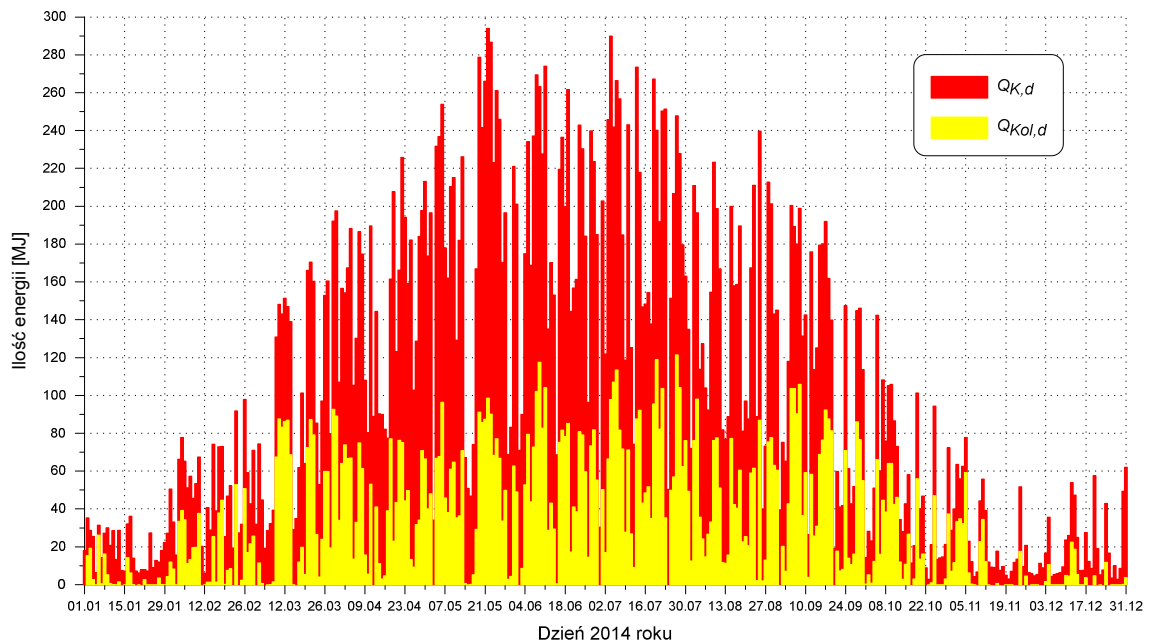
Od początku września 2011 roku do 24 marca 2012 roku płynem pośredniczącym w przekazywaniu ciepła z kolektorów słonecznych do zbiornika buforowego czy zasobnika kombinowanego był 40% wodny roztwór glikolu propylenowego. Pod koniec marca 2012 roku dotychczas stosowany płyn solarny zamieniono na wodę demineralizowaną. Pomiary natężenia promieniowania słonecznego padającego na powierzchnię kolektorów słonecznych, niezbędne do wyznaczenia efektywności ich pracy w warunkach rzeczywistych, prowadzono od 18 kwietnia 2012 roku przy użyciu pyranometru CM21 opisanego w rozdziale 3.4.

Z wymienionych względów jedynie w 2013 i 2014 roku pozyskano dla wszystkich dni w roku dane dotyczące $Q_{Kol,d}$ oraz $Q_{K,d}$. W 2013 roku najwyższe wartości ilości energii z promieniowania słonecznego możliwej do wykorzystania przez kolektory słoneczne w ciągu doby (powyżej 230 MJ) uzyskiwano od końca maja do połowy sierpnia (Rys. 3.31). Przez pierwsze i ostatnie dwa miesiące roku wielkość ta, dla większości dni przyjmowała wartości poniżej 50 MJ. Od początku kwietnia do końca czerwca obserwowano duże dzienne fluktuacje wartości $Q_{K,d}$. Najwyższe wartości dziennej produkcji ciepła przez kolektory, dochodzące do 105 MJ odnotowano w miesiącach letnich, natomiast najniższe w lutym i listopadzie.



Rys. 3.31. Uzyskane wartości $Q_{Kol,d}$ oraz $Q_{K,d}$ w 2013 roku

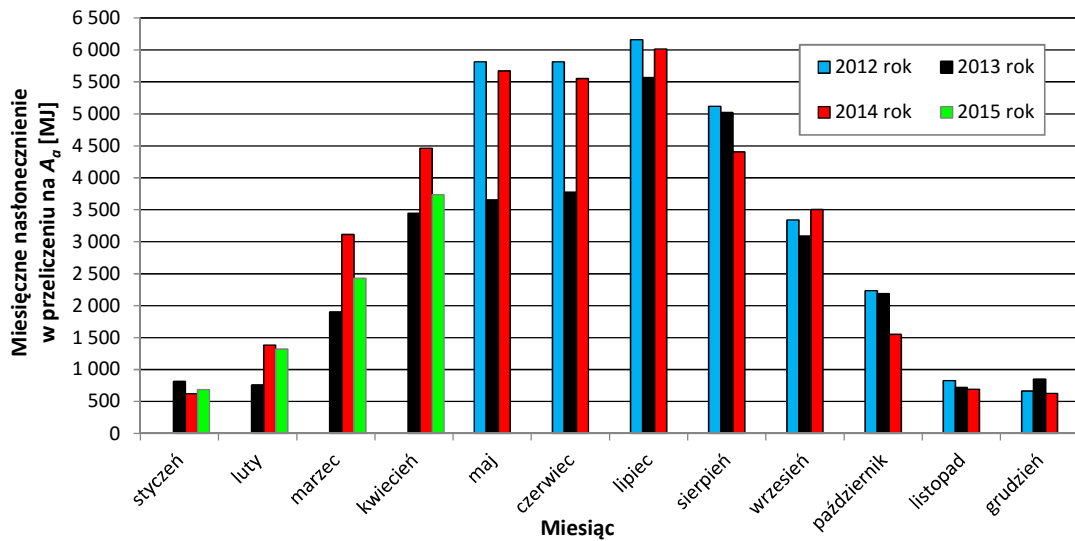
W okresie letnim 2014 roku wartości $Q_{K,d}$ sięgały nawet 295 MJ (Rys. 3.32). Od początku kwietnia do końca sierpnia występowało zaledwie 9 dni, w których wartość $Q_{K,d}$ była poniżej 70 MJ (w 2013 roku było to aż 37 dni). W lutym przez 65% dni ilość energii z promieniowania słonecznego możliwa do wykorzystania przez kolektory słoneczne w ciągu doby wynosiła powyżej 40 MJ. Podobnie jak w 2013 roku, najwyższe wartości dziennej produkcji ciepła przez kolektory, dochodzące do 120 MJ odnotowano w miesiącach letnich. Najniższe wartości $Q_{Kol,d}$ uzyskano w styczniu oraz grudniu.



Rys. 3.32. Uzyskane wartości $Q_{Kol,d}$ oraz $Q_{K,d}$ w 2014 roku

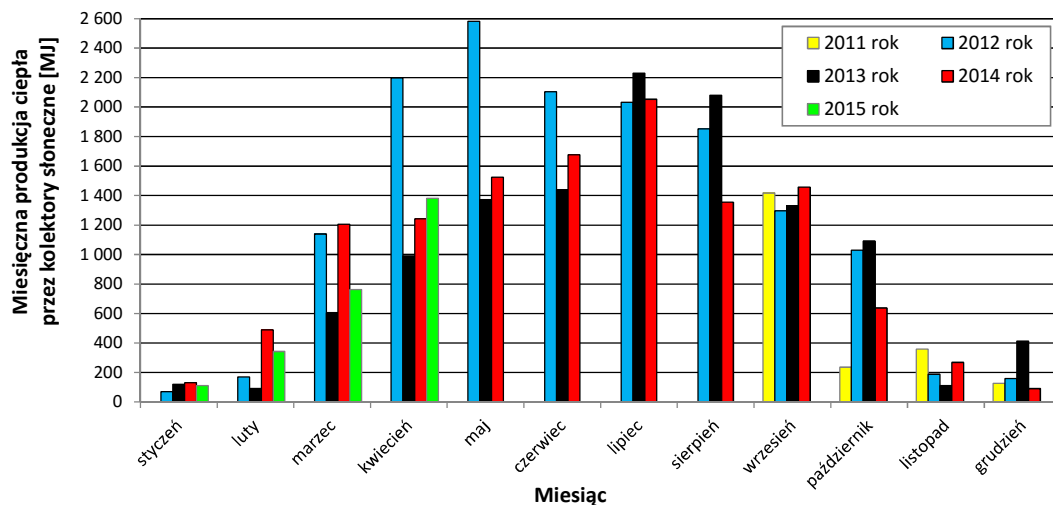
Na rysunku 3.33 przedstawiono wyniki miesięcznego nasłonecznienia (ilość energii promieniowania słonecznego padająca w określonym czasie na daną powierzchnię) w przeliczeniu na sumaryczną powierzchnię apertury kolektorów słonecznych (A_a). Największe miesięczne nasłonecznienie przekraczające 5,2 GJ występowało od maja do lipca (w maju i czerwcu 2013 roku wynosiło poniżej 4 GJ). We wszystkich rozpatrywanych latach wartości miesięcznego nasłonecznienia poniżej 0,9 GJ odnotowano w styczniu, listopadzie i grudniu. W ciągu 2013 i 2014 roku kolejno 77,3% oraz 78,7% rocznego nasłonecznienia przypadało na miesiące od kwietnia do września. W 2014 roku roczne nasłonecznienie w przeliczeniu na sumaryczną powierzchnię apertury kolektorów słonecznych wyniosło 37 606 MJ, a w 2013 roku wielkość ta była o 5 815 MJ niższa. Uzyskane wartości były bliskie dolnemu zakresowi

średniego rocznego nasłonecznienia w przeliczeniu na jednostkę powierzchni, które w warunkach Polskich wynosi od 3 420 do 4 140 MJ/m² [45].



Rys. 3.33. Miesięczne nasłonecznienie w lokalizacji instalacji w przeliczeniu na A_a (stan na 30.04.2015)

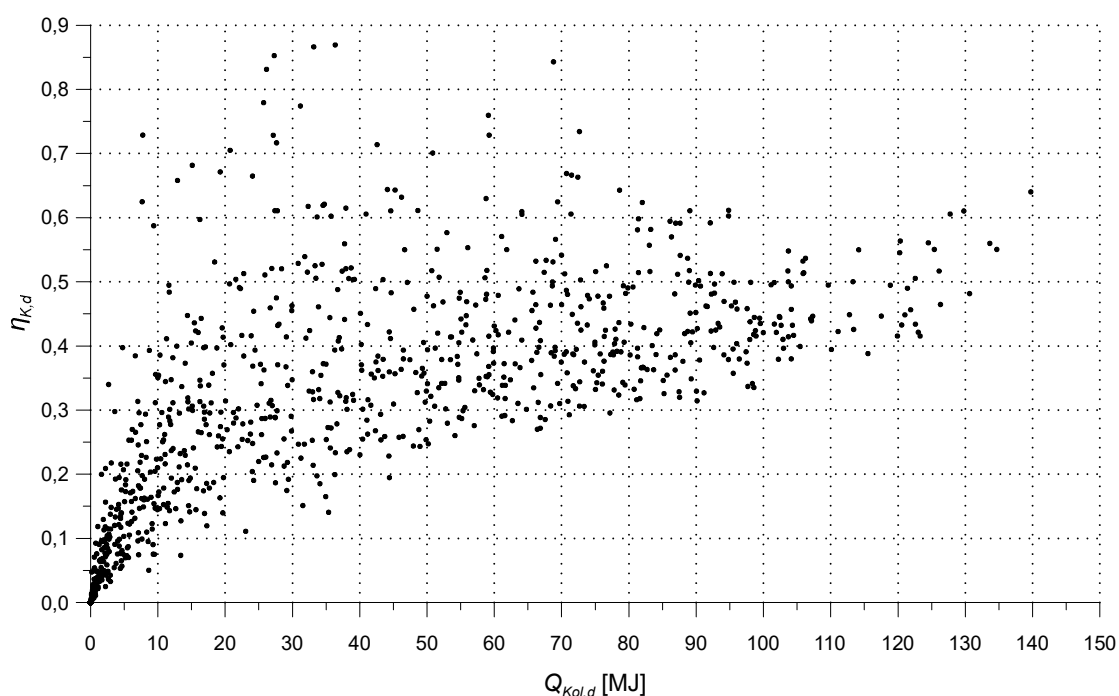
Z uwagi na miesięczną ilość energii pochodzącej z promieniowania słonecznego (dostępna dla kolektorów słonecznych) kształt miesięcznego rozkładu produkcji ciepła z kolektorów był zbliżony do miesięcznego nasłonecznienia (Rys. 3.34). Jedynie w kwietniu i maju 2012 roku uzyskano dużo wyższe wartości produkcji ciepła w porównaniu do pozostałych lat, ponieważ w tych miesiącach zużycie c.w.u. było niskie, a kolektory słoneczne głównie oddawały ciepło do zbiornika buforowego wspomagając tym samym system grzewczy budynku. Ten fakt przełożył się również na wysoką sprawność kolektorów słonecznych w maju 2012 roku (Tabela 3.11).



Rys. 3.34. Miesięczna produkcja ciepła przez kolektory słoneczne w instalacji (stan na 30.04.2015)

Największą ilość ciepła kolektory słoneczne wytworzyły w 2012 roku (14 821 MJ). Natomiast w 2013 i 2014 roku te wartości były do siebie zbliżone i wynosiły kolejno 11 874 MJ oraz 12 130 MJ (mimo prawie 6 GJ różnicy w rocznym nasłonecznieniu na powierzchnię apertury kolektorów). W przeliczeniu na jednostkę powierzchni apertury kolektorów słonecznych rocznie uzyskano 1 405 MJ, 1 126 MJ i 1 150 MJ ciepła kolejno w latach 2012-2014.

Na rysunku 3.35 przedstawiono dobowe sprawności kolektorów słonecznych w funkcji $Q_{Kol,d}$ od 18 kwietnia 2012 roku do 30 kwietnia 2015 roku. Jeżeli dzienna produkcja ciepła przez kolektory słoneczne przekraczała 80 MJ ich sprawność wynosiła ponad 30%, a powyżej 100 MJ zawierała się w przedziale od 38% do 64%. Na 53 dni, w których wartość $\eta_{K,d}$ przekraczała 60% tylko 2 dni przypadły na okres letni (w maju i sierpniu 2013 roku). Dla $Q_{Kol,d}$ poniżej 10 MJ kolektory słoneczne uzyskiwały najniższą sprawność.



Rys. 3.35. Dobowa sprawność kolektorów słonecznych w funkcji $Q_{Kol,d}$ (stan na 30.04.2015)

Wśród wielu czynników wpływających na dobową, miesięczną i roczną sprawność kolektorów słonecznych otrzymaną w instalacji (Tabela 3.11) można wymienić trzy najistotniejsze:

- zużycie c.w.u. przez użytkowników budynku, których liczba zmieniała się na przestrzeni roku (od 5 do 11 osób) – w okresie letnim im większe było zużycie

c.w.u. tym wyższą sprawność kolektorów uzyskiwano; w okresie zimowym wraz z obniżeniem zużycia c.w.u. otrzymywano wyższą sprawność kolektorów,

- wspomaganie systemu grzewczego budynku w okresie zimowym – powodowało wzrost sprawności kolektorów,
- ilość dni słonecznych występujących kolejno po sobie – w okresie letnim wraz ze wzrostem ilości dni o wysokich wartościach $Q_{k,d}$ obserwowano obniżenie sprawności kolektorów; w okresie zimowym natomiast wzrost ich sprawności.

W rozpatrywanych latach od maja do października miesięczna sprawność kolektorów (Tabela 3.11) osiągała wartości powyżej 30% (oprócz maja 2014 roku, ponieważ kolektory zamiast wspomagać system grzewczy głównie produkowały ciepło na potrzeby c.w.u., której zużyto kilka razy więcej niż w tym samym miesiącu w 2012 roku). Średnia sprawność kolektorów w tym okresie czasu wynosiła 38,3%, 41% i 32,6% kolejno w latach 2012-2014. Najniższe miesięczne sprawności kolektorów odnotowano w listopadzie, grudniu oraz styczniu.

Tabela 3.11. Miesięczna i roczna sprawność kolektorów słonecznych (stan na 30.04.2015)

Sprawność kolektorów słonecznych [%]													
Miesiąc Rok	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	Roczna
2012	-	-	-	-	44,4	36,1	33,0	36,2	38,8	46,1	22,6	23,8	-
2013	14,7	12,1	31,8	28,8	37,5	38,1	40,0	41,4	43,1	49,8	15,4	48,6	37,4
2014	21,1	35,3	38,7	27,8	26,9	30,2	34,1	30,8	41,6	41,1	38,6	14,4	32,0
2015	16,1	26,0	31,4	37,0	-	-	-	-	-	-	-	-	-

Roczna sprawność kolektorów słonecznych w 2013 roku była o kilka procent wyższa, niż w 2012 roku. Największe różnice w miesięcznych sprawnościach kolektorów w tych latach występowały od maja do sierpnia na skutek omawianych już czynników.

Niewiele jest opracowań [152], które podejmowałyby w szerokim zakresie kwestie związane z określaniem sprawności próżniowo-rurowych kolektorów słonecznych z rurką ciepła pracujących całorocznie w warunkach rzeczywistych. Pluta [153] przedstawił teoretyczne rozważania dotyczące sprawności próżniowo-rurowych kolektorów słonecznych w polskich warunkach klimatycznych (dla Warszawy). Dla kolektorów słonecznych (nachylonych pod kątem 35°, skierowanych w stronę

południową i powierzchni apertury równej 6 m^2), które produkują ciepło dla zbiornika c.w.u. o pojemności 300 dm^3 , obliczona roczna sprawność wyniosła 36,7% przy $3,67 \text{ GJ}$ rocznej ilości energii promieniowania słonecznego padającej na jednostkę powierzchni kolektorów.

W ramach 6-miesięcznych badań doświadczalnych [154] przeprowadzonych w obiekcie zlokalizowanym na terenie Wydziału Agrotechnologii Uniwersytetu Rolniczego w Krakowie określono sprawność kolektora próżniowo-rurowego z rurką ciepła (30 rur próżniowych) o powierzchni apertury równej $4,3 \text{ m}^2$. W okresie od czerwca do grudnia 2007 roku średnia sprawność kolektora wyniosła 36%, przy średniej wartości $Q_{K,d}$ równej $58,8 \text{ MJ}$.

Ayompe i Duff [155] badali roczną sprawność 30-rurowego kolektora słonecznego o powierzchni apertury równej $3,23 \text{ m}^2$, który współpracował z zasobnikiem c.w.u. o pojemności 300 dm^3 . Instalację zamontowano na dachu Instytutu Badawczego Focasa zlokalizowanego w Dublinie. Uzyskana wysoka roczna sprawność przekazywania wytworzonego ciepła z kolektora do zbiornika wynosząca 52% zawdzięczano zaledwie 33,8% pokryciu rocznego zapotrzebowania na energię do przygotowania c.w.u., wysokiemu dziennemu zapotrzebowaniu na energię do przygotowania c.w.u. ($42,1 \text{ MJ}$) oraz stosunkowi pojemności zbiornika do powierzchni apertury kolektorów równemu 93 l/m^2 (w badanej instalacji 76 l/m^2). Natomiast roczne nasłonecznienie na jednostkę powierzchni kolektora wynoszące $3,6 \text{ GJ/m}^2$ było zbliżone do uzyskanej w rozpatrywanej instalacji hybrydowej ($3,0 \text{ GJ/m}^2$ w 2012 roku oraz $3,6 \text{ GJ/m}^2$ w 2014 roku).

- **Analiza działania systemu przeciwwamrozeniowego**

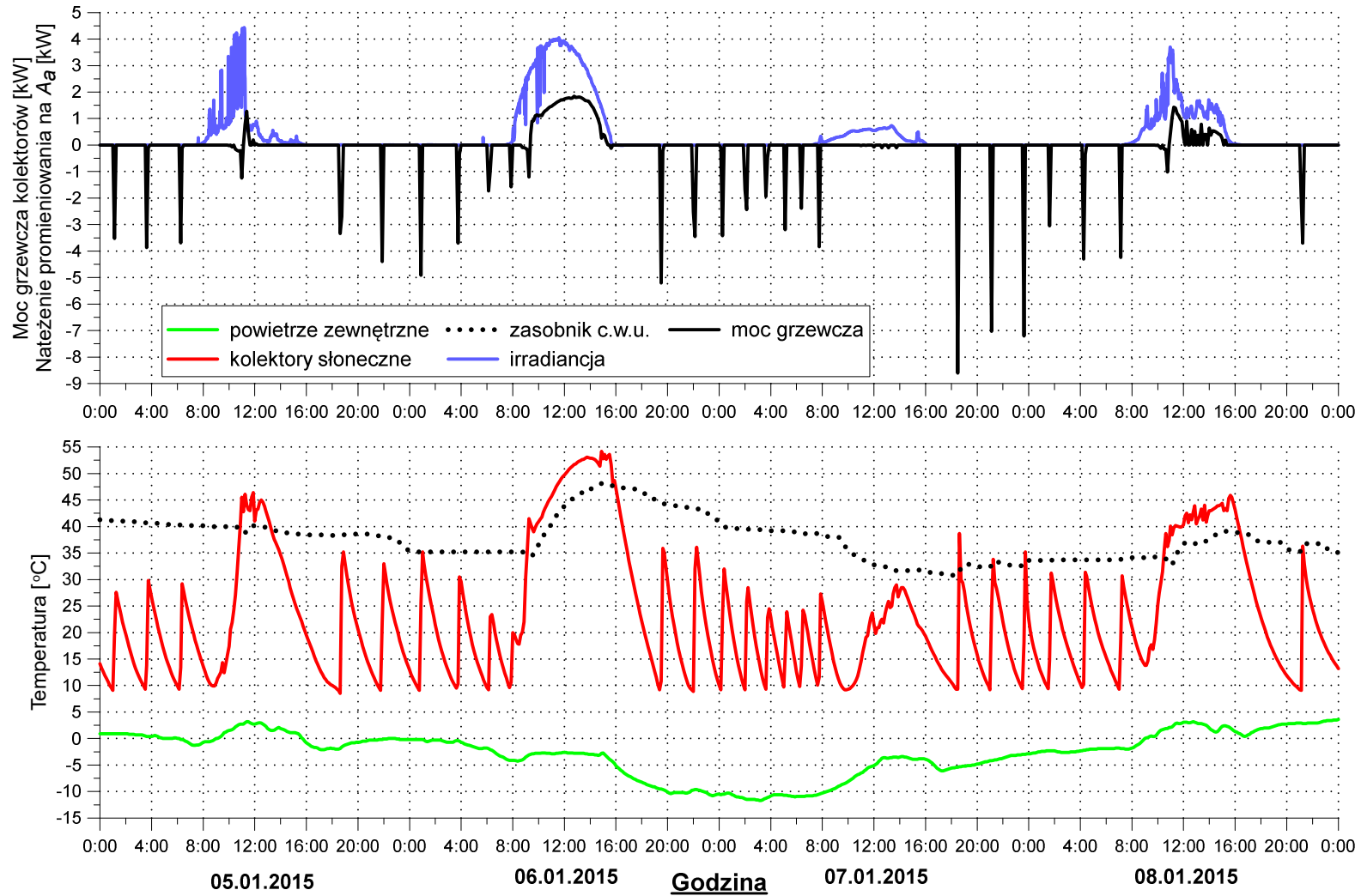
Negatywną konsekwencją zastosowania w instalacji wody demineralizowanej była konieczność uruchomienia funkcji przeciwwamrozeniowej w systemie DigiENERGY opisanej w rozdziale 3.3. W czasie niskich temperatur powietrza zewnętrznego praca funkcji przeciwwamrozeniowej wiązała się z zużyciem części ciepła zmagazynowanego w zbiorniku buforowym do momentu, aż temperatura wody mierzona w głowicy zbiorczej kolektora wynosiła powyżej 20°C . Funkcję tą najczęściej uruchamiano w okresie zimowym w godzinach nocnych oraz w sytuacji, gdy natężenie promieniowania słonecznego było na niskim poziomie.

Zastosowany system ochrony przeciwzamrożeniowej kolektorów słonecznych charakteryzował się minimalnymi kosztami inwestycyjnymi przedsięwzięcia w porównaniu do innych systemów opisanych w pracach [156-158] wykorzystujących m.in. podgrzewanie rurociągów elektrycznymi taśmami grzewczymi, grawitacyjne odprowadzanie płynu z instalacji do specjalnego zbiornika (tzw. system *drain-back*) czy płyny solarne o niskim stężeniu glikolu propylenowego w połączeniu z odpowiednim systemem sterowania (temperatura zamarzania płynu wyższa, niż najniższa temperatura powietrza zewnętrznego w ciągu roku). Warte do podkreślenia jest również to, iż ochrona ta nie wymaga dodatkowych zmian hydraulicznych w instalacji, a także rozbudowanego systemu sterowania, gdyż większość obecnie stosowanych regulatorów instalacji solarnych posiada wbudowaną funkcję ochrony kolektora przed zamarzaniem (tzw. system *frost protection*).

Do zobrazowania działania systemu przeciwzamrożeniowego w rozpatrywanej instalacji wybrano cztery reprezentatywne dni od 5 do 8 stycznia 2015 roku cechujące się różnym przebiegiem temperatury powietrza zewnętrznego oraz natężeniem promieniowania słonecznego w przeliczeniu na A_a (Rys. 3.36). W omawianych dniach ochrona przeciwzamrożeniowa pracowała od godziny 18.00 do godziny 8.00. Częstotliwość jej załączania była uzależniona od temperatury zewnętrznej: przy temperaturze wynoszącej około 0°C pracowała średnio co 2,5 h, natomiast przy -10°C co 1,5 h. Efektem działania systemu była ujemna moc grzewcza kolektorów słonecznych widoczna na wykresie jako piki sięgające od -1,5 do -9,5 kW. Dobowe zużycie ciepła na pracę systemu wynosiło od 8,0 do 16,8 MJ.

Gdy temperatura wody w głowicy zbiorczej jednego z kolektorów słonecznych wynosiła poniżej 9,0°C system sterowania DigiENERGY uruchamiał pompę obiegową do momentu, aż temperatura wody w kolektorze wzrosła powyżej 20°C, a także temperatura wody powracającej z obiegu solarnego była również powyżej tej wartości. Takie rozwiązanie chroniło instalację przed zamarznięciem wody w rurociągu. Ten sposób funkcjonowania systemu, obok bezwładności cieplnej kolektora i zmieniającej się w czasie temperatury wody w zbiorniku buforowym, przyczyniał się do osiągnięcia różnej temperatury wody w kolektorze po zatrzymaniu przepływu cieczy w obiegu solarnym.

Chłodzenie pasywne z wykorzystaniem instalacji hybrydowej z odnawialnymi źródłami energii

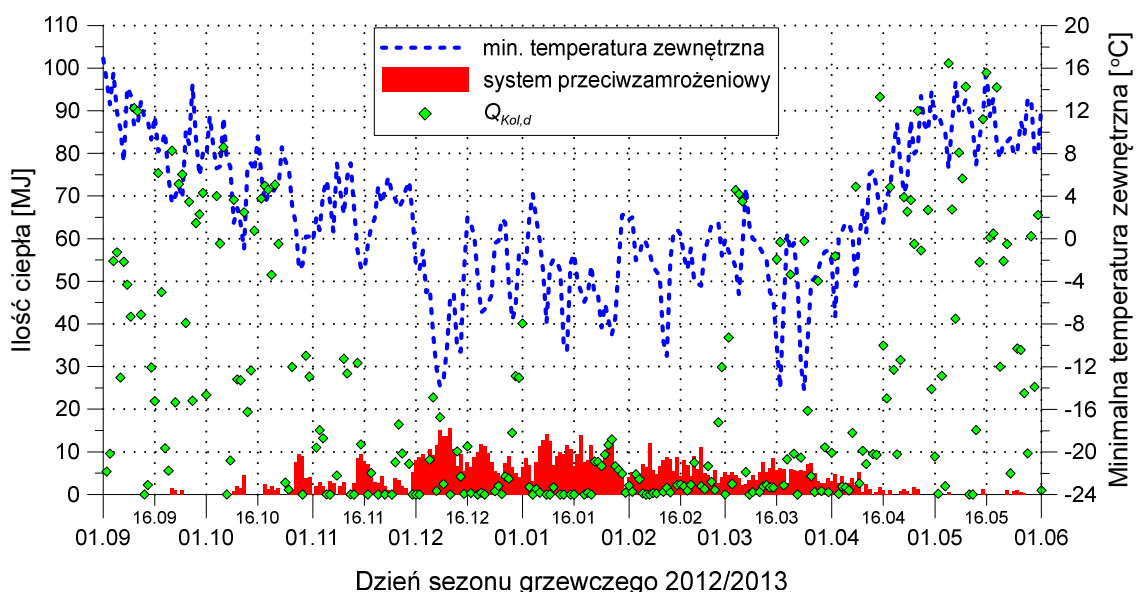


Rys. 3.36. Wybrane parametry pracy kolektorów słonecznych od 5 do 8 stycznia 2015 roku

Jeżeli w ciągu dnia (Rys. 3.36) na powierzchnię kolektorów słonecznych padało odpowiednie natężenie promieniowania słonecznego kolektory wytwarzały ciepło i oddawały je do zasobnika c.w.u., co można zaobserwować po wzroście temperatury „zasobnik c.w.u.” (6 i 8 stycznia 2015 roku). Przy niskim natężeniu promieniowania rejestrowano jedynie wzrost temperatury wody w kolektorach, dzięki czemu od godziny 8.00 do 18.00 system przeciwwzamrozeniowy nie uruchamiał pompy obiegowej (ujemne piki mocy grzewczej w tym czasie powstawały przy rozpoczynaniu produkcji ciepła przez kolektory).

Analizę funkcjonowania systemu przeciwwzamrozeniowego, w dłuższym okresie czasu, przeprowadzano rozpatrując sezony grzewcze czyli dni od początku września jednego roku do końca maja kolejnego roku. W ten sposób uzyskano trzy pełne sezony (zamiast dwóch, gdyby rozpatrywano działanie systemu w ciągu całego roku). Takie ustalenie ram czasowych pozwoliło również na uwzględnienie zaprogramowanej w systemie sterowania różnej temperatury minimalnej wody w głowicy kolektora słonecznego w sezonach (10,0°C od września 2012 roku do czerwca 2013 roku oraz 9,0°C od sierpnia 2013 roku).

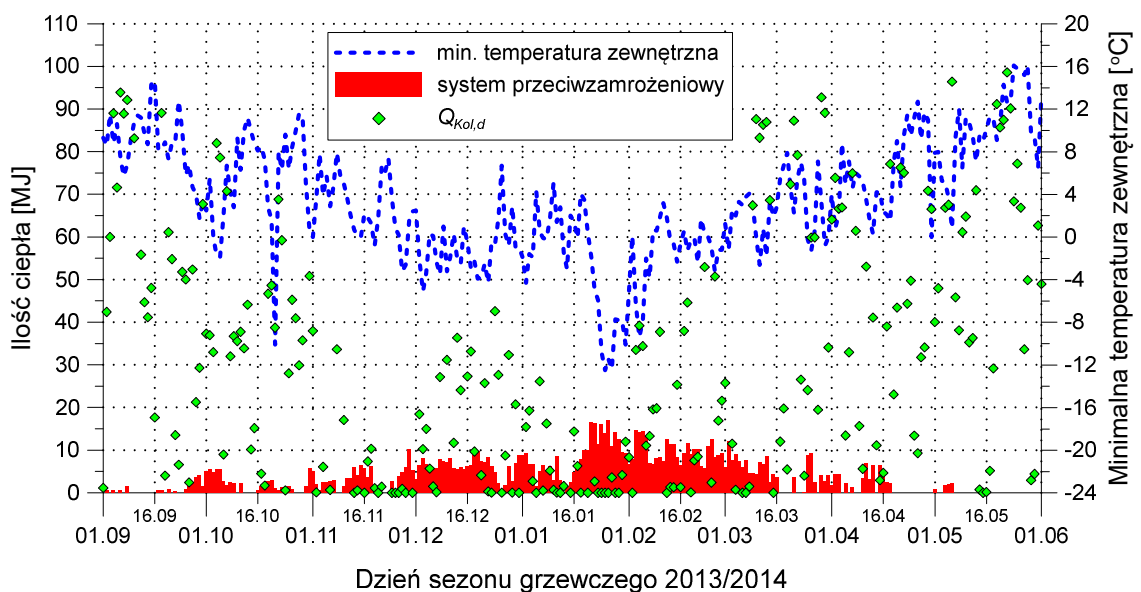
W sezonie grzewczym 2012/2013 system przeciwwzamrozeniowy działał przez większość dni od połowy października do połowy kwietnia (Rys. 3.37). Największe dobowe zużycie ciepła na działanie systemu dochodzące do 15 MJ odnotowano w grudniu i styczniu przy jednocześnie niskich wartościach dobowej minimalnej temperatury powietrza zewnętrznego.



Rys. 3.37. Zużycie ciepła przez system przeciwwzamrozeniowy w sezonie 2012/2013

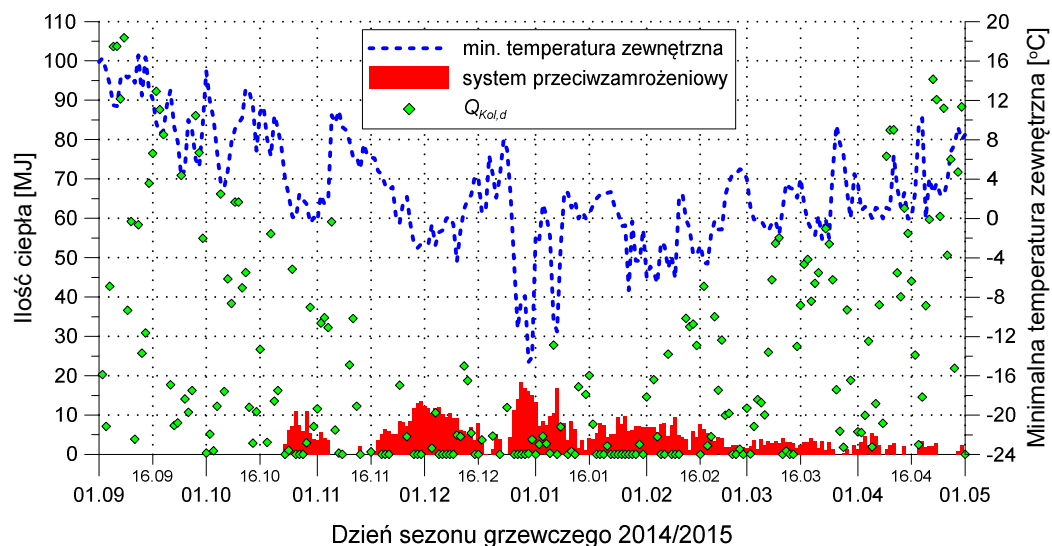
Dla przeważającej ilości dni sezonu 2012/2013 dobowe zużycie ciepła przez system utrzymywało się poniżej 10 MJ. Przez większość dni od początku grudnia do końca lutego dobowo ciepła wyprodukowana przez kolektory słoneczne była znacznie mniejsza, niż ilość ciepła zużyta przez system przeciwzamrozeniowy.

W sezonie grzewczym 2013/2014 system ochrony przed zamarzaniem wody był głównie aktywny od początku października do połowy marca (Rys. 3.38). We wrześniu i maju, podobnie jak w sezonie 2012/2013, system funkcjonował sporadycznie zużywając bardzo małe ilości ciepła. Największe ilości ciepła (10-17 MJ) system konsumował od połowy stycznia do końca lutego, co wynikało z niskich dobowych minimalnych temperatur powietrza zewnętrznego. W analizowanym sezonie występowała większa ilość dni od grudnia do lutego, w których dobowo ciepła wyprodukowana przez kolektory słoneczne była większa, niż ilość ciepła zużyta przez system przeciwzamrozeniowy w porównaniu do poprzedniego sezonu.



Rys. 3.38. Zużycie ciepła przez system przeciwzamrozeniowy w sezonie 2013/2014

W sezonie 2014/2015 system przeciwzamrozeniowy rozpoczął pracę dopiero pod koniec października (Rys. 3.39). W czasie tego sezonu było zaledwie 13 dni z minimalną temperaturą zewnętrzną poniżej -5°C (38 dni w sezonie 2012/2013, 14 dni w sezonie 2013/2014). Przy minimalnej temperaturze zewnętrznej wynoszącej około -12°C system zużywał prawie 19 MJ ciepła.



Rys. 3.39. Zużycie ciepła przez system przeciwwymrozienny w sezonie 2014/2015 (stan na 30.04.2015)

Wyniki miesięcznego i rocznego działania systemu przeciwwymroziennego w poszczególnych sezonach grzewczych zestawiono w tabeli 3.12. W grudniu i styczniu w sezonie 2012/2013 zużyto największą ilość ciepła na pracę systemu (około 270 MJ). Natomiast najmniejsze ilości ciepła zużywano w maju i wrześniu w każdym sezonie.

Tabela 3.12. Zestawienie danych z pracy systemu przeciwwymroziennego instalacji solarnej (stan na 30.04.2015)

	Sezon grzewczy	Wrzesień	Październik	Listopad	Grudzień	Styczeń	Luty	Marzec	Kwiecień	Maj	Suma
A	2012/2013	3,7	53,2	88,2	275,7	272,6	175,0	153,3	45,7	5,8	1 073,1
	2013/2014	19,2	58,6	95,5	188,1	261,2	270,1	137,0	50,5	6,9	1 087,1
	2014/2015	0,0	60,7	124,1	253,4	218,2	135,5	73,5	50,3	-	915,7
B	2012/2013	1 296,2	1 030,0	187,6	158,2	119,5	91,0	604,4	990,5	1 372,5	5 849,8
	2013/2014	1 331,4	1 091,8	110,9	413,1	130,9	488,7	1 205,4	1 242,0	1 525,1	7 539,2
	2014/2015	1 456,9	637,2	268,5	90,8	110,5	342,7	761,8	1381,7	-	5 050,0
C	2012/2013	3,0	16,0	24,0	31,0	31,0	28,0	31,0	22,0	7,0	193,0
	2013/2014	14,0	22,0	25,0	30,0	31,0	28,0	24,0	13,0	4,0	191,0
	2014/2015	0,0	9,0	20,0	28,0	31,0	28,0	28,0	19,0	-	163,0
A – ilość ciepła zużyta na funkcjonowanie ochrony przeciwwymroziennowej [MJ]											
B – ilość ciepła wytworzona przez kolektory słoneczne [MJ]											
C – ilość dni, w których ochrona przeciwwymrozienna była aktywna [dni]											

W grudniu i lutym sezonu 2012/2013, styczniu każdego sezonu grzewczego oraz grudniu sezonu 2014/2015 ilość ciepła konsumowana przez ochronę przeciwmrozeniową była większa niż produkcja ciepła przez kolektory słoneczne.

Roczne zużycie ciepła na działanie systemu oraz liczba dni, w których był on aktywny w sezonach 2012/2013 oraz 2013/2014 była do siebie zbliżona. Zakładając równe udziały kolektorów słonecznych w generowaniu strat ciepła do otoczenia rocznie ok. 90-103 MJ ciepła tracono na działanie systemu w przeliczeniu na jednostkę powierzchni apertury kolektorów słonecznych.

Uwzględnienie w obliczeniach faktu, iż część ciepła wytworzonego przez kolektory słoneczne konsumowano na potrzeby działania systemu przeciwmrozeniowego spowodowała obniżenie rocznej sprawności kolektorów słonecznych w 2013 i 2014 roku o odpowiednio 3,2% oraz 2,8%.

3.5.4. Wpływ dostarczania dodatkowego ciepła do gruntu na wydajność grzewczą PGWC

Zastosowany w instalacji PGWC głównie pełnił funkcję DŹC dla pompy ciepła pracującej w trybie grzania. W okresie zimowym ciepło wytwarzane przez pompę ciepła było wykorzystywane przez system grzewczy budynku. W ciągu każdego z sezonów grzewczych (pojęcie zdefiniowane w rozdziale 3.5.3.) PGWC powinien zapewnić taki strumień ciepła, który będzie pozwalał na pracę pompy ciepła z wysoką wydajnością. Dlatego istotną kwestią był proces regeneracji PGWC, który częściowo zachodził w trakcie (efekt widoczny między przerwami w pracy pompy ciepła) oraz po zakończeniu sezonu grzewczego. Proces ten wspomagano poprzez doprowadzanie do PGWC dodatkowego ciepła wytworzonego przez kolektory słoneczne czy ciepła odebranego od chłodzonych pasywnie pomieszczeń budynku.

Podobnie jak w przypadku analizy pracy chłodzenia pasywnego wpływ wybranych parametrów na wydajność pracy pompy ciepła w trybie grzania warto przedstawić w poszczególnych dniach sezonu grzewczego. Z tego względu ze zmodyfikowanego wzoru (2.5) wprowadzono współczynnik SPF_{3d} , określający rzeczywistą, dobową efektywność pracy pompy ciepła oraz wielkość $\bar{Q}_{DZC,d}$ oznaczającą średnią moc cieplną DŹC pompy ciepła w ciągu doby. Wielkości te obliczano ze wzorów (3.8) i (3.9):

$$\text{SPF3}_d = \frac{Q_d + Q_{E,d}}{P_{C,d} + P_{P,d} + P_{E,d} + P_{O,d}} \quad (3.8)$$

gdzie: Q_d – ilość ciepła wytworzona przez pompę ciepła na pokrycie zapotrzebowanie na ciepło budynku oraz produkcję c.w.u. w ciągu doby [J],

$Q_{E,d}$ – ilość ciepła wytworzona przez grzałkę elektryczną na pokrycie zapotrzebowanie na ciepło budynku oraz produkcję c.w.u. w ciągu doby [J],

$P_{E,d}$ – ilość energii elektrycznej zużytej przez grzałkę elektryczną w ciągu doby [J],

$P_{O,d}$ – ilość energii elektrycznej zużytej przez pompę obiegową (ładującą) zbiornika buforowego i c.w.u. w ciągu doby [J].

$$\bar{Q}_{DZC,d} = \frac{Q_{DZC,d}}{t_d} \quad (3.9)$$

gdzie: $Q_{DZC,d}$ – ilość ciepła odebrana przez pompę ciepła od DŹC w ciągu doby [J],

t_d – czas pracy pompy ciepła w trybie grzania w ciągu doby [s].

Pompę ciepła fabrycznie wyposażono w dodatkową grzałkę elektryczną, którą w żadnym sezonie grzewczym ani razu nie użyto do celów grzewczych, dlatego człony $Q_{E,d}$ oraz $P_{E,d}$ we wzorze (3.8) wyniosły 0. Wielkość Q_d obejmowała tylko ilość ciepła wytworzoną przez pompę ciepła na pokrycie zapotrzebowanie na ciepło budynku w ciągu doby, gdyż pompa ciepła ze względu na konfigurację hydrauliczną instalacji nie mogła bezpośrednio oddawać ciepła do zasobnika c.w.u.

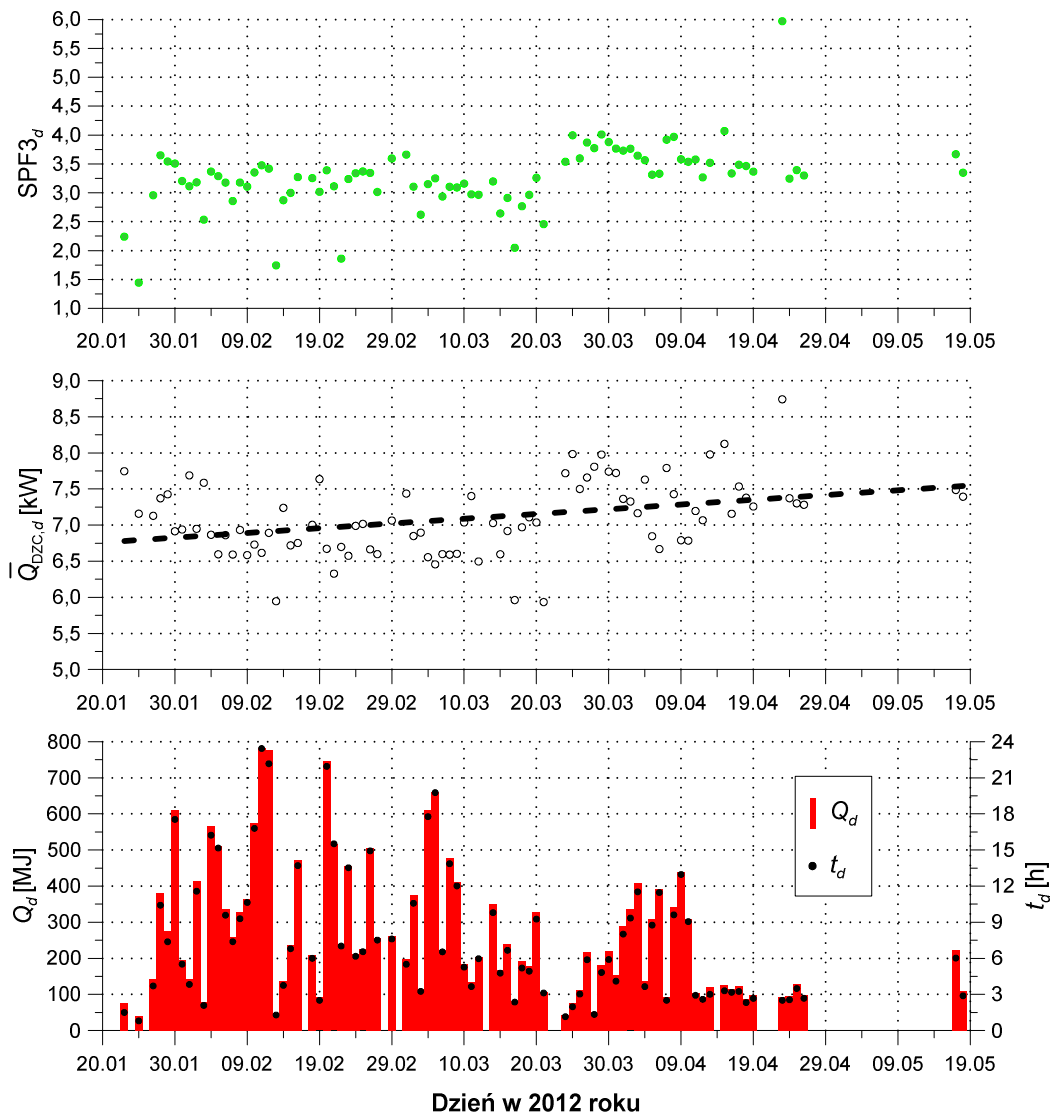
• Sezon grzewczy 2011/2012

W rozpatrywanej instalacji pompa ciepła rozpoczęła pracę w trybie grzania 20 stycznia 2012 roku, czyli w połowie pierwszego sezonu grzewczego 2011/2012. Równocześnie był to pierwszy okres czasu, w którym eksploatowano ciepło pochodzące z PGWC, do którego wcześniej nie doprowadzano żadnego ciepła wspomagającego regenerację gruntu.

W sezonie grzewczym 2011/2012 pracą pompy ciepła sterował wbudowany w urządzeniu regulator, który do 21 marca 2012 roku działał według zaprogramowanego schematu hydraulicznego bezpośredniego trybu ogrzewania. Sterowanie pracą pompy ciepła odbywało się według tzw. regulacji bilansu

energetycznego [159]. Polegała ona na określeniu zadanej temperatury zasilania za pomocą krzywej grzewczej oraz pomiaru temperatury powietrza zewnętrznego i porównaniu jej z rzeczywistą wartością temperatury zasilania. Następnie regulator obliczał bilans energetyczny i w przypadku deficytu ciepła uruchamiał pompę ciepła. Pracowała ona do momentu, aż ilość dostarczonego ciepła wyrównała deficyt ciepła.

Taki sposób regulacji pracy pompy ciepła pozwalał na osiągnięcie wartości SPF_{3d} głównie w zakresie od 2,5 do 3,6 co było wynikiem poniżej oczekiwań (Rys. 3.40). Najniższe wartości SPF_{3d} otrzymywano przy czasie pracy pompy ciepła poniżej 1,5 godziny, a najwyższe gdy $\bar{Q}_{DZC,d}$ wynosiła powyżej 7,5 kW. Im dłuższy był czas pracy pompy ciepła tym większa ilość ciepła była wytwarzana w ciągu doby. Dla t_d równego 24 h uzyskano maksymalną wartość Q_d wynoszącą 783,4 MJ.



Rys. 3.40. Zmiany wybranych wielkości w sezonie grzewczym 2011/2012

Jeżeli wielkość t_d przekraczała 10,5 h to średnia moc cieplna DŹC w ciągu doby wynosiła poniżej 7 kW. Dobowa częstotliwość załączeń sprężarki pompy ciepła, która wpływała na żywotność urządzenia, była niewielka i wynosiła w badanych dniach od 1 do 6.

Po 21 marca 2012 roku, ze względu na uzyskane niskie wartości SPF_{3d} , zmieniono w regulatorze pompy ciepła schemat hydrauliczny sterowania na obieg mieszacza z zasobnikiem buforowym, który powodował sterowanie pracą pompy ciepła według tzw. zadanej temperatury zasilania [159]. Pompa ciepła pracowała w trybie grzania, gdy temperatura wody w zasobniku buforowym była niższa od temperatury zadanej. Produkcja ciepła zachodziła do momentu, aż osiągnięto temperaturę zadaną wody w zbiorniku.

Po zastosowanych zmianach uzyskiwano wartości SPF_{3d} głównie w zakresie od 4,0 do 3,3, co był wynikiem dużo lepszym niż w przypadku poprzednich ustawień regulatora (Rys. 3.40). Również wielkość $\bar{Q}_{DZC,d}$ osiągała wyższe wartości, co można zaobserwować po nachyleniu linii trendu zaznaczonej czarną, przerywaną linią.

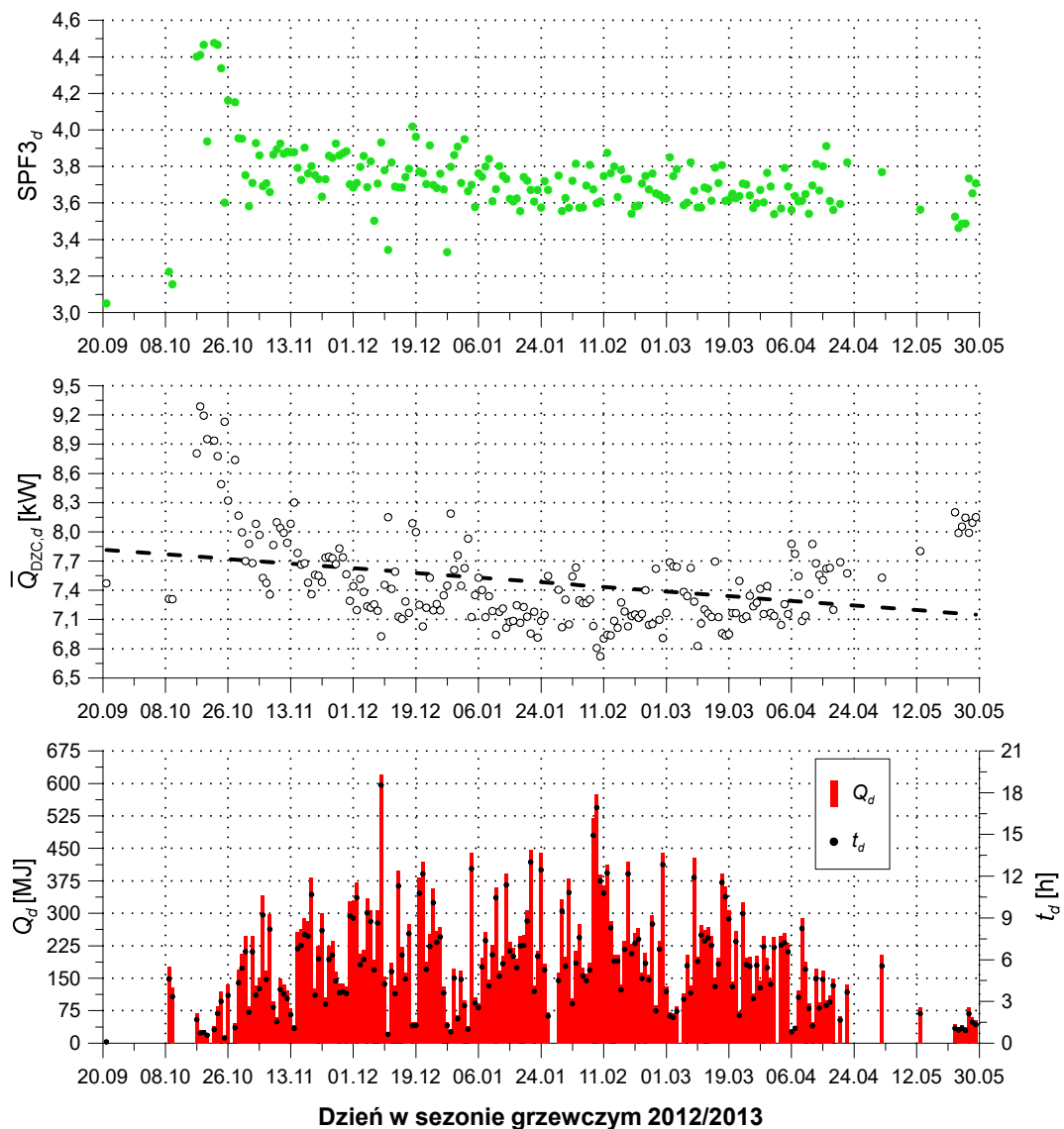
Na początku sezonu grzewczego 2011/2012 przeprowadzono testy pozwalające na porównanie pracy pompy ciepła przy różnej kombinacji ustawień zaworów trójdrogowych ZT1 i ZT2 zamontowanych w obiegu GŹC (Rys. 3.4). Konfiguracja zaworów umożliwiająca najpierw magazynowanie ciepła wytworzonego przez pompę ciepła w zbiorniku buforowym, a następnie oddawanie pozostałej części ciepła w nagrzewnicy CWNW do powietrza nawiewanego do pomieszczeń budynku okazała się najlepsza i stosowano ją również w kolejnych sezonach grzewczych. Średnio pozwalała ona na osiągnięcie wartości COP wyższych o 0,5-0,9 względem ustawień zaworów umożliwiających wyłącznie magazynowanie wytworzonego ciepła w zbiorniku buforowym.

• Sezon grzewczy 2012/2013

Sezon grzewczy 2012/2013 był pierwszym sezonem, przed którym oddawano do PGWC ciepło odebrane od chłodzonych pasywnie pomieszczeń budynku. Praca pompy ciepła przez cały sezon była sterowana według zadanej temperatury zasilania przez regulator urządzenia. W pierwszych trzech dniach sezonu, w których pracowała pompa ciepła oraz 11 i 28 grudnia (Rys. 3.41), uzyskano niskie wartości SPF_{3d} co było spowodowane bardzo krótkim czasem pracy pompy ciepła lub wysoką temperaturą zasilania obiegu GŹC (około 50°C).

Od 17 do 28 października 2012 roku odnotowywano wysokie wartości $SPF3_d$ (powyżej 4,0), które były rezultatem czasu pracy pompy ciepła poniżej 3,5 godziny oraz wysokich wartości $\overline{Q}_{DZC,d}$ (Rys. 3.40). W sezonie większość wartości $SPF3_d$ zawierała się w przedziale od 3,5 do 4,0.

W trakcie sezonu grzewczego obserwowano obniżanie się średniej mocy cieplnej DŹC pompy ciepła w ciągu doby, co dodatkowo sugeruje linia trendu (czarna przerywana linia Rys. 3.41). W ostatnich dniach maja wysokie wartości $\overline{Q}_{DZC,d}$ były ponownie wynikiem krótkiego czasu pracy pompy ciepła. Pompa ciepła przez większość sezonu w ciągu dnia dostarczała do systemu grzewczego budynku poniżej 350 MJ ciepła.



Rys. 3.41. Zmiany wybranych wielkości w sezonie grzewczym 2012/2013

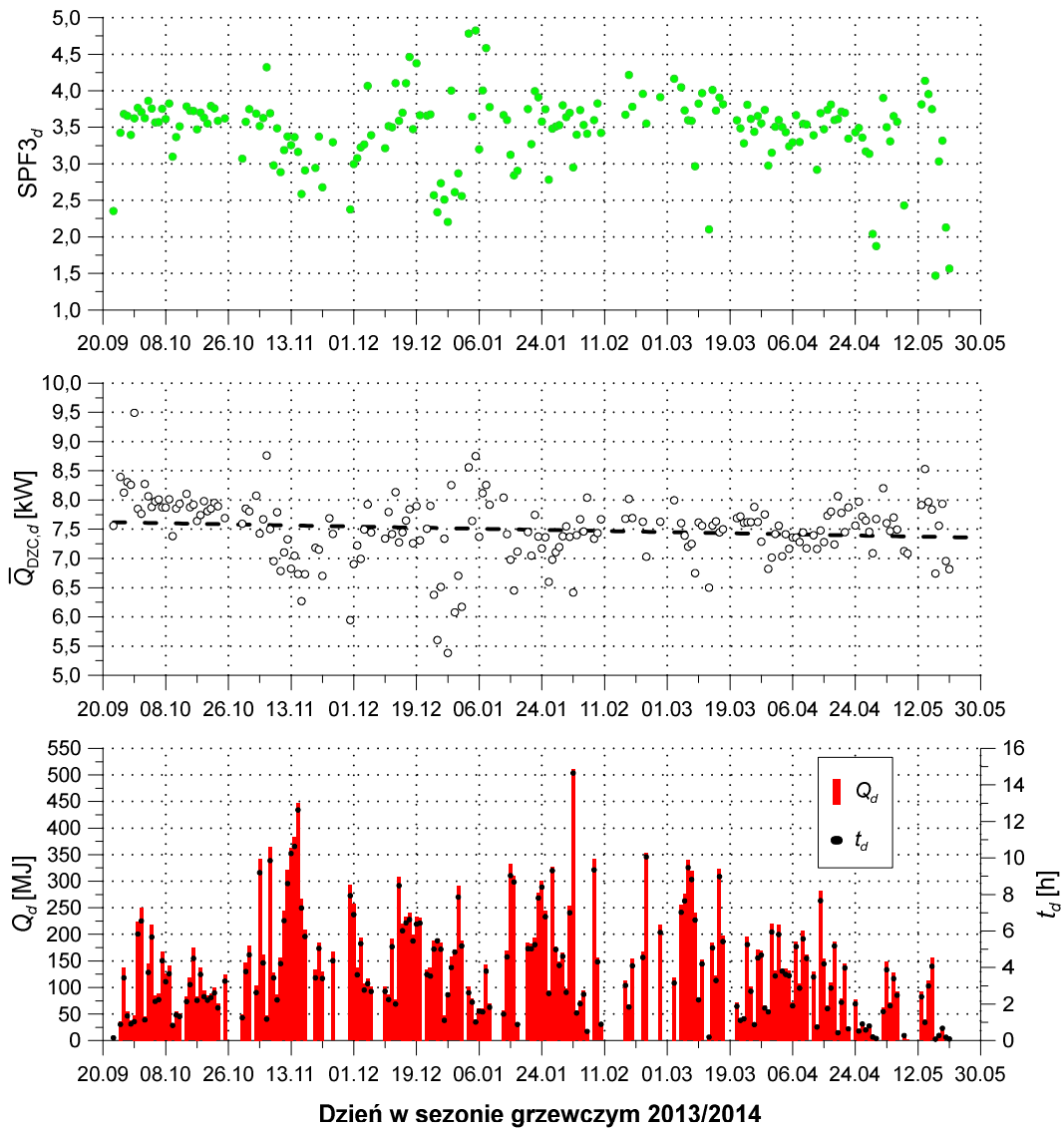
• **Sezon grzewczy 2013/2014**

Od sezonu grzewczego 2013/2014 działaniem pompy ciepła sterował system DigiENERGY. Pompa ciepła nie była uruchamiana w ściśle określonych godzinach w ciągu dnia, lecz jej działanie było uzależnione przede wszystkim od zmiennego w czasie zapotrzebowania na ciepło do ogrzewania budynku. W karcie *Konfiguracja/obieg kotła* systemu DigiENERGY dodatkowo dla pompy ciepła była możliwość ustawienia histerezy włączania i wyłączania, czasu opóźnienia pomiaru, maksymalnej i minimalnej temperatury pracy oraz czasu przerwy w pracy po ich przekroczeniu. W systemie DigiENERGY użytkownik z odpowiednimi uprawnieniami mógł również wymusić lub przerwać pracę pompy ciepła poprzez wirtualne naciśnięcie odpowiedniego przycisku w wizualizacji pracy systemu.

Nowy sposób sterowania pracą pompy ciepła wymagał znalezienia takich ustawień, które pozwalałyby na uzyskiwanie jak największych wartości SPF_{3d} . Zmiany te dotyczyły również kotła gazowego i obejmowały dostosowanie temperatury załączenia i wyłączenia urządzenia względem temperatury zadanej w systemie.

Kwestia związana z poszukiwaniem odpowiednich ustawień sterowania urządzeń skutkowałą szerokim zakresem wartości SPF_{3d} , które osiągnęto w sezonie 2013/2014 (Rys. 3.42). Przez większość dni sezonu otrzymane SPF_{3d} zawierały się w przedziale od 3,0 do 4,0. Wartości poniżej 3,0 uzyskiwano, gdy t_d była poniżej 0,5 godziny lub gdy temperatura zasilania obiegu GZC pompy ciepła wynosiła około 50°C. Jeżeli w ciągu dnia pompa ciepła wytworzyła powyżej 70 MJ ciepła to wartość $\bar{Q}_{DZC,d}$ nie przekraczała 7,5 kW. Przez większość sezonu w ciągu dnia pompa ciepła dostarczała do systemu grzewczego budynku poniżej 250 MJ ciepła.

Z każdym dniem sezonu obserwowano obniżanie się średniej mocy cieplnej DZC w ciągu doby. Spadek ten w porównaniu do poprzedniego sezonu grzewczego nie był tak wielki, co sugeruje nachylenie linii trendu (czarna, przerywana linia Rys. 3.42). Powodem takiego stanu rzeczy była niska produkcja ciepła przez pompę ciepła od połowy lutego 2014 roku spowodowana m.in. niskim zapotrzebowaniem na ciepło do ogrzewania budynku ze względu na sprzyjające warunki atmosferyczne (przebieg minimalnej temperatury zewnętrznej na rysunku 3.37 i 3.38). Od połowy kwietnia rozpatrywanego sezonu uzyskiwano wartości $\bar{Q}_{DZC,d}$ powyżej 7,5 kW ze względu na czas pracy pompy ciepła w ciągu doby poniżej 4,5 godziny.



Rys. 3.42. Zmiany wybranych wielkości w sezonie grzewczym 2013/2014

• **Sezon grzewczy 2014/2015**

Pracą pompy ciepła, podobnie jak w poprzednim sezonie grzewczym sterował system DigiENERGY według ustawień przedstawionych w tabeli 3.13.

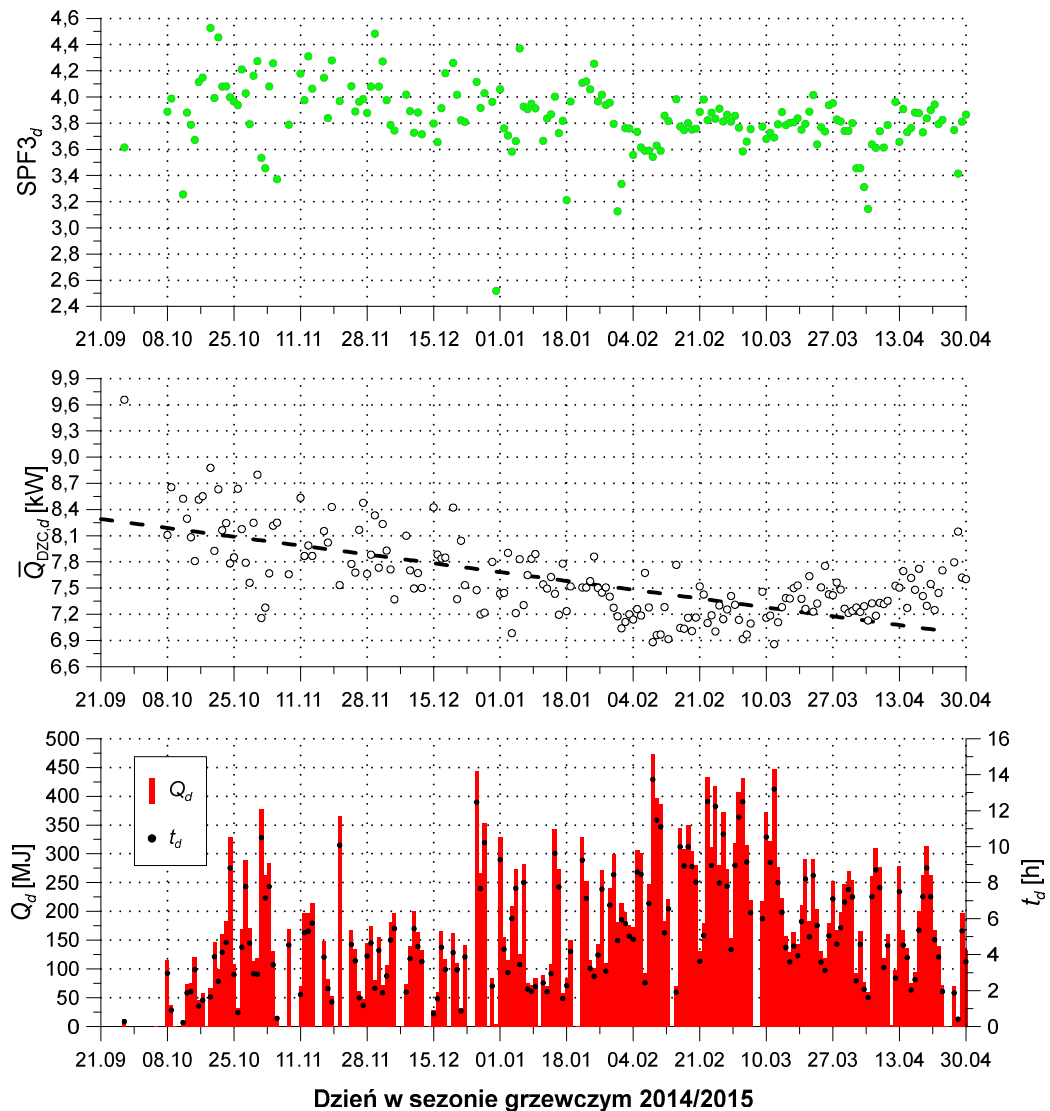
Tabela 3.13. Ustawienia sterowania pracą pompy ciepła w systemie DigiENERGY

Opis		Wartość	Opis	Wartość
Histereza	włączania [°C]	+3,0	Czas opóźnienia pomiaru [s]	120
	wyłączania [°C]	+2,0		
Temperatura pracy zasilania obiegu GŹC	maksymalna [°C]	44,0	Czas przerwy w pracy po przekroczeniu temperatury minimalnej i maksymalnej [min]	40
	minimalna [°C]	10,0		

Sezon grzewczy 2014/2015 był jedynym sezonem spośród rozpatrywanych, przed którym oddawano do PGWC ciepło odebrane od chłodzonych pasywnie pomieszczeń

budynku oraz ciepło wytworzone przez kolektory słoneczne. Przez znaczną część dni w sezonie grzewczym uzyskiwano wysokie wartości $SPF3_d$ zawierające się w przedziale od 3,6 do 4,2 (Rys. 3.43). Wartości $SPF3_d$ poniżej 3,6 odnotowywano najczęściej przy bardzo krótkim czasie pracy pompy ciepła w ciągu dnia lub wartościach Q_d powyżej 300 MJ.

Należy podkreślić, iż od początku lutego 2015 roku, przy niskich wartościach $\bar{Q}_{DZC,d}$ zawierających się głównie w zakresie od 6,9 do 7,5 kW, a także wysokich wartościach dziennej ilości ciepła wytwarzanej przez pompę ciepła na pokrycie zapotrzebowanie na ciepło budynku uzyskiwano wysokie wartości $SPF3_d$ (powyżej 3,6).

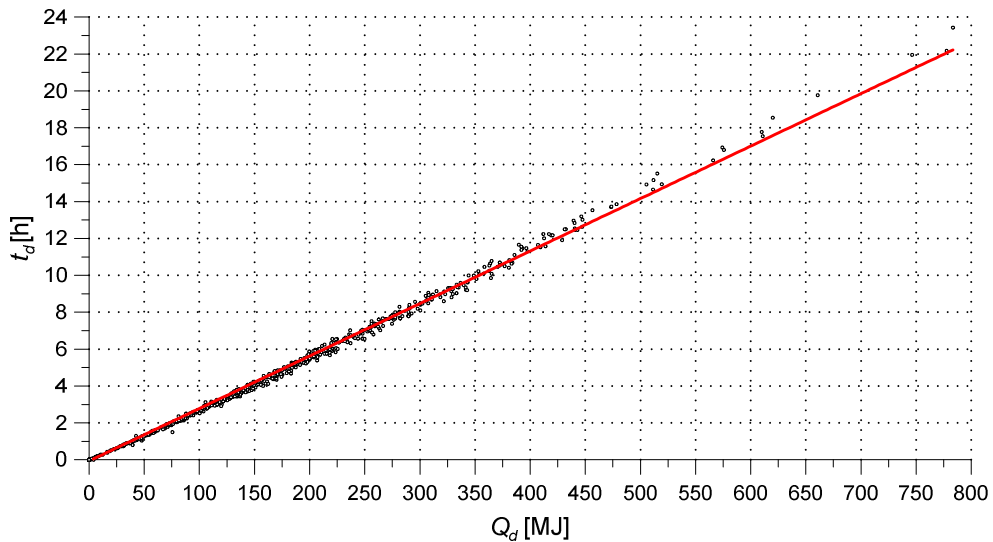


Rys. 3.43. Zmiany wybranych wielkości w sezonie grzewczym 2014/2015 (stan na 30.04.2015)

W pierwszej części sezonu grzewczego odnotowywano wysokie wartości $\overline{Q}_{DZC,d}$ do czego najprawdopodobniej przyczyniło się wspomaganie regeneracji PGWC. Ten fakt, a także wysokie wartości Q_d w drugiej części sezonu grzewczego spowodowały powstanie największego spośród rozpatrywanych sezonów grzewczych ujemnego nachylenia linii trendu $\overline{Q}_{DZC,d}$ (czarna, przerywana linia Rys. 3.43).

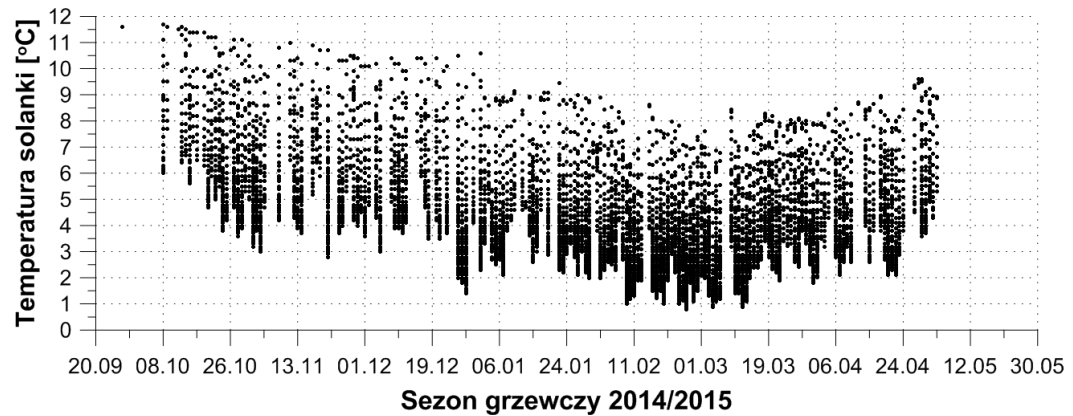
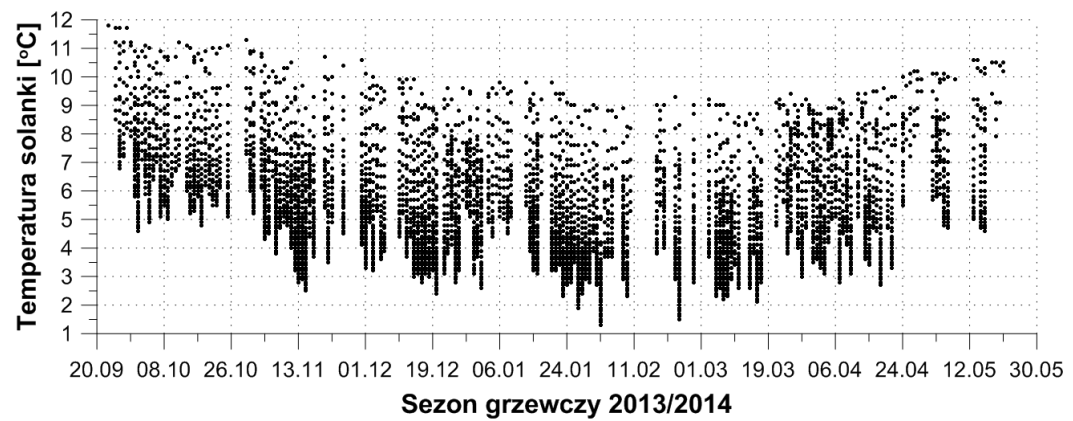
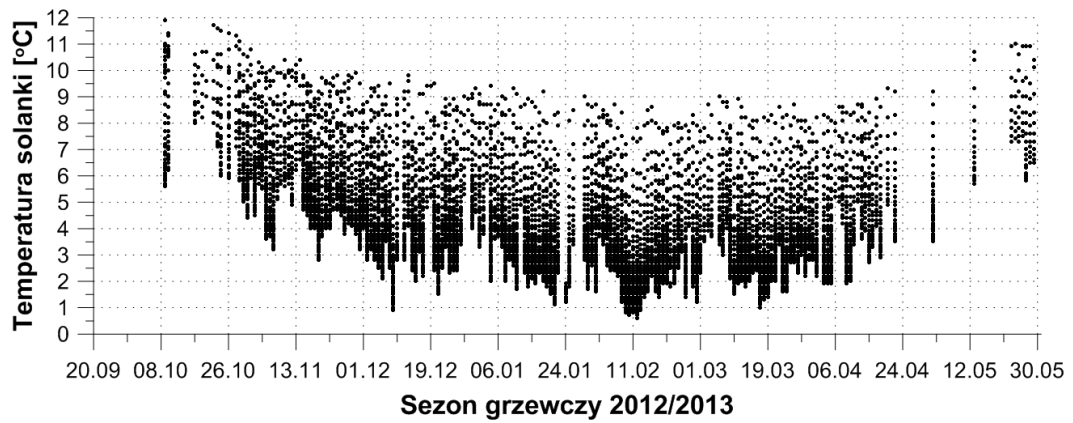
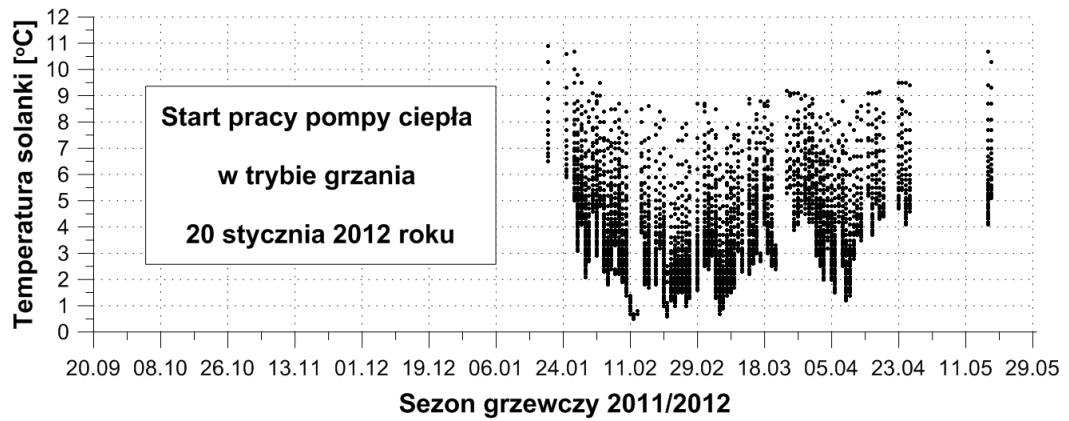
- **Porównanie sezonów grzewczych**

W poszczególnych sezonach grzewczych zależność pomiędzy dobową produkcją ciepła i czasem pracy pompy ciepła w trybie grzania była podobna, dlatego postanowiono ją przedstawić na jednym wspólnym wykresie (Rys. 3.44). Czerwoną, ciągłą linią zaznaczono linię trendu tej zależności.



Rys. 3.44. Zależność dobowego czasu pracy i produkcji ciepła pompy ciepła w sezonach grzewczych

Istotną kwestią był także przebieg zmian temperatury solanki wpływającej z U-rurek PGWC podczas pracy pompy ciepła w trybie grzania. Temperatura ta bezpośrednio wpływała na uzyskiwane wartości $\overline{Q}_{DZC,d}$ w sezonach grzewczych. Dane do opracowania wykresów przedstawionych na rysunku 3.45 pozyskano z tzw. danych dziennych archiwizowanych przez system sterowania DigiENERGY z każdego dnia roku w plikach o rozszerzeniu .csv przy użyciu specjalnie utworzonego makra w języku programowania *VisualBasic for Applications (VBA)* zaimplementowanego w aplikacji Microsoft Excel. Przykładowy wygląd danych dziennych przedstawiono dla wybranego dnia w Załącznik III.



Rys. 3.45. Zmiany temperatury solanki wyptywającej z U-rurek PGWC w sezonach grzewczych w czasie pracy pompy ciepła w trybie grzania (stan na 30.04.2015)

Podobnie jak w przypadku analizy pracy chłodzenia pasywnego temperaturę solanki wpływającej z U-rurek odczytywano po 15 minutach od rozpoczęcia pracy pompy ciepła, ponieważ w pierwszych minutach procesu obserwowano duże fluktuacje tej temperatury. Dalsze odczyty dokonywano co 7,5 minuty do ostatniej minuty pracy pompy ciepła włącznie. Na wykresach przedstawionych na rysunku 3.45 nie umieszczano wartości temperatur solanki, jeżeli czas pracy pompy ciepła w trybie grzania wynosił poniżej 15 minut.

W każdym sezonie grzewczym w obszarach wykresów powyżej 6-7°C można zaobserwować małą gęstość punktów pomiarowych (Rys. 3.45). Ten fakt oznaczał, iż w pierwszych kilkudziesięciu minutach pracy pompy ciepła temperatura solanki dość szybko się obniżała. W lutym i marcu odnotowywano najniższe temperatury solanki wynoszące minimalnie około 0,5-1,0°C w sezonie 2011/2012 i 2012/2013 oraz około 1-2°C w sezonie 2013/2014 i 2014/2015.

Najintensywniejszy spadek temperatury początkowej solanki do poziomu 9°C po zaledwie kilku dniach pracy pompy ciepła odnotowano w sezonie 2011/2012 czyli pierwszym sezonie grzewczym. W kolejnych sezonach ten poziom osiągnęto około 24 stycznia. Jedynie w sezonie grzewczym 2014/2015 temperatura początkowa solanki obniżyła się do poziomu około 8°C pod koniec lutego i utrzymywała się przez marzec ze względu na wspomniane już wysokie wartości Q_d . W tym sezonie równocześnie początkowa temperatura solanki najdłużej utrzymywała się w zakresie 10-11°C, bo aż do 1 stycznia 2015 roku.

W celu wykonania porównania rozpatrywanych sezonów grzewczych wprowadzono dodatkowo dwie wielkości: średnią moc cieplną DŹC pompy ciepła – $\bar{Q}_{DZC,S}$ oraz średnią moc grzewczą – \bar{Q}_S w sezonie grzewczym, które wyznaczano ze wzorów (3.10) oraz (3.11):

$$\bar{Q}_{DZC,S} = \frac{Q_{DZC,S}}{t_S} \quad (3.10)$$

gdzie: $Q_{DZC,S}$ – ilość ciepła odebrana od DŹC w ciągu sezonu [J],

t_S – czas pracy pompy ciepła w trybie grzania w ciągu sezonu [s].

$$\bar{Q}_S = \frac{Q_S}{t_S} \quad (3.11)$$

W tabeli 3.14 porównano ze sobą wyniki badań pracy pompy ciepła w rozpatrywanych sezonach grzewczych. Najwyższą wartość SPF3 oraz $\bar{Q}_{DZC,S}$ uzyskano w sezonie 2014/2015. Otrzymana niska wartość współczynnika SPF3 w sezonie 2013/2014 była konsekwencją wprowadzenia, a następnie ustalania odpowiednich ustawień sterowania pracą pompy ciepła w systemie DigiENERGY.

Tabela 3.14. Porównanie uzyskanych wyników w sezonach grzewczych

Opis	Sezon grzewczy			
	2011/2012	2012/2013	2013/2014	2014/2015*
t_s [h]	641,1	1062,5	728,3	922,5
Q_s [MJ]	22 435	38 030	26 927	33 227
$Q_{DZC,S}$ [MJ]	15 911	27 880	19 237	24 619
Sumaryczne zużycie energii elektrycznej przez pompę ciepła w sezonie ($P_C + P_P + P_O$) [MJ],	7 080	10 303	7 925	8 737
w tym na stan czuwania pompy ciepła [MJ]	48 (0,7%)	152 (1,5%)	184 (2,3%)	128 (1,5%)
\bar{Q}_s [kW]	9,72	9,94	10,27	10,01
$\bar{Q}_{DZC,S}$ [kW]	6,89	7,29	7,34	7,41
$\bar{Q}_{DZC,S}$ w przeliczeniu na metr bieżący PGWC [W/mb]	32,8	34,7	34,9	35,3
Ilość ciepła przekazana do PGWC przed sezonem grzewczym [MJ], w tym:	-	1 579	1 874	2 927
- od chłodzenia pasywnego [MJ],	-	-	-	2 078 (71%)
- od kolektorów słonecznych [MJ]	-	-	-	849 (29%)
SPF3	3,17	3,69	3,40	3,80

*stan aktualny na dzień 30.04.2015

W każdym kolejnym sezonie grzewczym nie odnotowano obniżania się wartości $\bar{Q}_{DZC,S}$, lecz nawet niewielki wzrost tej wartości. Podobnie sytuacja wyglądała w przypadku SPF3, co było pozytywnym aspektem pracy instalacji. W pracy [102] obserwowano coroczny spadek wydajności pompy ciepła w trybie grzania (obniżenie się wartości COP z 4,1 do 3,4 po 3 latach pracy pompy ciepła), który autorzy tłumaczyli niezrównoważonym obciążeniem grzewczym i chłodniczym budynku oraz stosunkiem ilości ciepła przekazanego do PGWC do Q_s wynoszącym około 50%. W badanej

instalacji stosunek ten począwszy od sezonu grzewczego 2012/2013 wynosił kolejno 5,7%, 9,7% oraz 12,6%.

Uzyskana wartość współczynnika SPF3, szczególnie w ostatnim sezonie grzewczym, była wynikiem zadawalającym, gdyż pompa ciepła pracowała w różnych warunkach obciążenia cieplnego budynku i przy współpracy z urządzeniami charakteryzującymi się wysokimi temperaturami zasilania instalacji grzewczej (kocioł gazowy i na biomasę). W pracy [91] dla kilkudziesięciu instalacji z gruntową pompą ciepła współpracującą w warunkach rzeczywistych z ogrzewaniem niskotemperaturowym uzyskana średnia wartość SPF3 wynosiła od 3,63 do 3,79.

Otrzymana średnia moc grzewcza metra bieżącego sondy (około 35 W/mb sondy) dla gruntu otaczającego PGWC złożonego głównie z iłowców była zbliżona do wartości, którą przedstawiono w pracy [33].

3.6. Model procesów ciepłno-przepływowych w PGWC

Opracowany model matematyczny procesów ciepłno-przepływowych dla PGWC w postaci odwiertu, z umieszczoną w nim pojedynczą U-rurką i materiałem uszczelniającym, ma w głównej mierze służyć do przeprowadzenia analiz obejmujących:

- długookresową współpracę pompy ciepła z PGWC w sezonach grzewczych,
- naturalną regenerację termiczną gruntu,
- regenerację gruntu poprzez akumulowanie w nim ciepła pochodzącego z procesu chłodzenia pasywnego, jak również dostarczanego np. od kolektorów słonecznych,
- zmienne obciążenie grzewcze i chłodnicze obiektu budowlanego w ciągu roku,
- różny stopień pokrycia zapotrzebowania na ciepło dla budynku przez pompę ciepła.

Zaproponowany model składa się w gruncie rzeczy z dwóch modeli analitycznych rozpatrujących oddzielnie procesy zachodzące wewnątrz i na zewnątrz odwiertu. Elementem łączącym te dwa modele jest temperatura materiału uszczelniającego na zewnętrznej ścianie odwiertu oraz średni strumień wymienianego ciepła w odwiercie.

Do modelowania procesów zachodzących wewnątrz odwiertu zastosowano model quasi-trójwymiarowy sformułowany przez Zenga [113, 160, 161], który:

- pozwala na wyznaczenie temperatury płynu w U-rurkach wzdłuż osi PGWC,
- uwzględnia osiowe przewodzenie ciepła oraz wymianę ciepła pomiędzy rurami ułożonymi symetrycznie w odwiercie,
- uwzględnia opory cieplne pomiędzy ścianką odwiertu, a płynem oraz między płynem w rurach wymiennika,
- zakłada taką samą temperaturę na ścianie zewnętrznej odwiertu wzdłuż jego osi, która może się jednak zmieniać w czasie,
- zakłada homogeniczną strukturę gruntu i materiału uszczelniającego odwiert oraz ich niezależne od temperatury właściwości fizyczne.

Model ten nie bierze pod uwagę osiowego przewodzenia ciepła, wymiany ciepła na drodze konwekcji od wód podziemnych i przemiany fazowej wilgoci w odwiercie, aby umożliwić analityczne rozwiązanie zaproponowanych równań [113].

Równania bilansu energetycznego dla płynu przepływającego w U-rurce w dół i górę sformułowano [113] jako (3.12) i (3.13):

$$-\dot{m}_s c_s \frac{dT_{f1}}{dz} = \frac{T_{f1} - T_b}{R_1^\Delta} + \frac{T_{f1} - T_{f2}}{R_{12}^\Delta} \quad (3.12)$$

$$\dot{m}_s c_s \frac{dT_{f2}}{dz} = \frac{T_{f2} - T_b}{R_2^\Delta} + \frac{T_{f2} - T_{f1}}{R_{12}^\Delta} \quad (3.13)$$

gdzie: T_b – temperatura na ścianie zewnętrznej odwiertu [K],
 T_{f1} – temperatura płynu przepływającego w dół U-rurki [K],
 T_{f2} – temperatura płynu przepływającego w górę U-rurki [K].

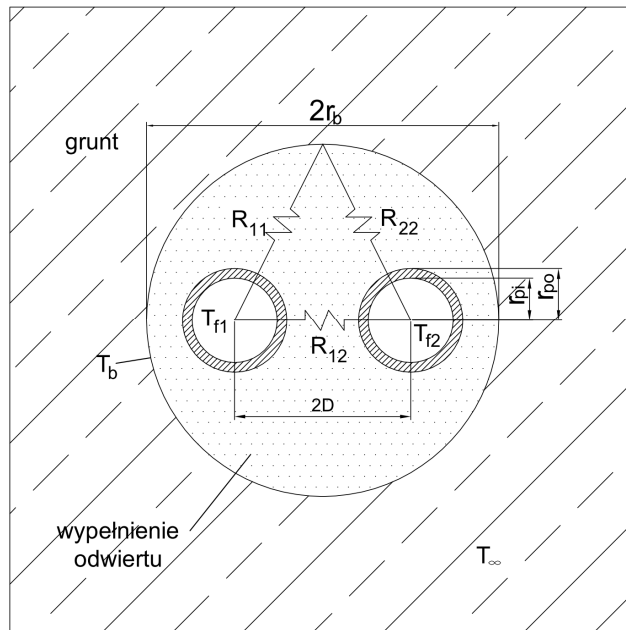
Wyrażenia R_1^Δ , R_2^Δ oraz R_{12}^Δ są wyznaczane ze wzorów (3.14), (3.15) i (3.16):

$$R_1^\Delta = \frac{R_{11}R_{22} - R_{12}^2}{R_{22} - R_{12}} \quad (3.14)$$

$$R_2^\Delta = \frac{R_{11}R_{22} - R_{12}^2}{R_{11} - R_{12}} \quad (3.15)$$

$$R_{12}^\Delta = \frac{R_{11}R_{22} - R_{12}^2}{R_{12}} \quad (3.16)$$

R_{11} i R_{22} oznaczają opór cieplny między ścianką odwiertu i płynem, a R_{12} opór cieplny pomiędzy płynem w rurach U-rurki (Rys. 3.46). Ponieważ rury w odwiercie są ułożone symetrycznie przyjmuje się $R_{11} = R_{22}$.



Rys. 3.46. Przekrój poprzeczny odwiertu z U-rurką

Hellström [112] analizował przewodzenia ciepła w warunkach ustalonych w przekroju poprzecznym odwiertu oraz zaproponował równania opisujące opory cieplne R_{11} i R_{12} (3.17) i (3.18):

$$R_{11} = \frac{1}{2\pi k_b} \left[\ln\left(\frac{r_b}{r_{po}}\right) + \frac{k_b - k_g}{k_b + k_g} \cdot \ln\left(\frac{r_b^2}{r_b^2 - D^2}\right) \right] + R_p \quad (3.17)$$

$$R_{12} = \frac{1}{2\pi k_b} \left[\ln\left(\frac{r_b}{2D}\right) + \frac{k_b - k_g}{k_b + k_g} \cdot \ln\left(\frac{r_b^2}{r_b^2 + D^2}\right) \right] \quad (3.18)$$

gdzie: k_b – współczynnik przewodzenia ciepła materiału wypełnienia odwiertu [W/mK],

k_g – współczynnik przewodzenia ciepła gruntu otaczającego odwiert [W/mK],

r_b – promień odwiertu [m],

r_{po} – promień zewnętrzny rury w odwiercie [m],

D – odległość pomiędzy rurami w odwiercie [m].

Wartość oporu cieplnego R_p od płynu w rurze do powierzchni zewnętrznej U-rurki (3.17) jest wyznaczana [160] ze wzoru (3.19):

$$R_p = \frac{1}{2 r_{pi} \pi h_f} + \frac{\ln(r_{po} / r_{pi})}{2 \pi k_p} \quad (3.19)$$

gdzie: k_p – współczynnik przewodzenia ciepła dla ścianki rury [W/mK],

h_f – współczynnik wnikania ciepła od solanki do powierzchni rury [W/m²K],

r_{pi} – promień wewnętrzny rury w odwiercie [m].

Współczynnik h_f wyznacza się z korelacji Dittusa–Boeltera [160] ze wzoru (3.20):

$$h_f = 0,0115 \text{ Re}^{0,8} \text{ Pr}^n \frac{k_f}{r_{pi}} \quad (3.20)$$

gdzie: k_f – współczynnik przewodzenia ciepła płynu [W/mK],

n – współczynnik (w zależności od trybu pracy pompy ciepła: 0,40 dla grzania, dla trybu chłodzenia: 0,33),

Re – liczba Reynoldsa,

Pr – liczba Prandtla.

Do rozwiązania równań równowagi energetycznej (3.12) i (3.13) konieczne jest [113] założenie warunków brzegowych (3.21):

$$\left. \begin{array}{l} z = 0, \quad T_{f1} = T_f' \\ z = H, \quad T_{f1} = T_{f2} \end{array} \right\} \quad (3.21)$$

gdzie: H – wysokość odwiertu [m],

T_f' – temperatura płynu na wlocie do U-rurki [K],

z – współrzędna osiowa [m].

Posługując się transformatą Laplace'a równania (3.12) i (3.13) rozwiązano [113] do postaci (3.22) i (3.23):

$$\Theta_1(Z) = \cosh(\beta Z) - \frac{1}{\sqrt{1-P^2}} \left[1 - P \frac{\cosh(\beta) - \sqrt{\frac{1-P}{1+P}} \sinh(\beta Z)}{\cosh(\beta) + \sqrt{\frac{1-P}{1+P}} \sinh(\beta)} \right] \sinh(\beta Z) \quad (3.22)$$

$$\begin{aligned} \Theta_2(Z) = & \frac{\cosh(\beta) - \sqrt{\frac{1-P}{1+P}} \sinh(\beta)}{\cosh(\beta) + \sqrt{\frac{1-P}{1+P}} \sinh(\beta)} \cosh(\beta Z) + \\ & + \frac{1}{\sqrt{1-P^2}} \left[1 - P \frac{\cosh(\beta) - \sqrt{\frac{1-P}{1+P}} \sinh(\beta)}{\cosh(\beta) + \sqrt{\frac{1-P}{1+P}} \sinh(\beta)} - P \right] \sinh(\beta Z) \end{aligned} \quad (3.23)$$

gdzie: Θ_1 – bezwymiarowa temperatura płynu płynącego w dół U-rurki,

Θ_2 – bezwymiarowa temperatura płynu płynącego w górę U-rurki,

β – współczynnik bezwymiarowy,

Z – współczynnik bezwymiarowy,

P – współczynnik bezwymiarowy.

Zastosowane we wzorze (3.22) i (3.23) współczynniki bezwymiarowe wyznacza się ze wzorów (3.24)-(3.27):

$$\Theta = \frac{T_f(z) - T_b}{T_f' - T_b} \quad (3.24)$$

$$\beta = \frac{H}{\dot{m}c_s \sqrt{(R_{11} + R_{12})(R_{11} - R_{12})}} \quad (3.25)$$

$$Z = \frac{z}{H} \quad (3.26)$$

$$P = \frac{R_{12}}{R_{11}} \quad (3.27)$$

Do modelowania procesów zachodzących na zewnątrz odwiertu zastosowano model wykorzystujący teorię liniowego źródła ciepła, który zakłada [115], [162]:

- homogeniczny grunt o jednolitej strukturze, temperaturze początkowej (tzw. niezakłócona temperatura gruntu) oraz stałych termofizycznych parametrach w całej objętości,
- jednowymiarowe przewodzenia ciepła z pominięciem przewodzenia ciepła w kierunku osiowym (również od powierzchni nad i pod odwiertem),
- proces wymiany ciepła pomiędzy ścianką odwiertu, a otaczającym go gruntem.

Temperatura gruntu w zależności od odległości od liniowego źródła ciepła i czasu, dla średniego strumienia ciepła [162] wyliczana jest ze wzoru (3.28):

$$T_g(r, t) = T_\infty + \frac{\bar{q}}{4\pi H k_g} Ei\left(\frac{r^2}{4t\alpha}\right) \quad (3.28)$$

gdzie: \bar{q} – średni strumień ciepła [W],

α – dyfuzyjność cieplna gruntu [m²/s],

T_∞ – niezakłócona temperatura gruntu [K],

Ei – funkcja całkowo-wykładnicza,

r – odległość od liniowego strumienia ciepła [m].

Funkcja całkowo-wykładnicza we wzorze (3.28) może być [162] przybliżona równaniem (3.29):

$$Ei\left(\frac{r^2}{4t\alpha}\right) = \ln\left(\frac{4t\alpha}{r^2}\right) - \gamma \quad (3.29)$$

gdzie: γ – stała Eulera-Mascheroniego (0,5772).

W warunkach rzeczywistych wartość strumienia wymienianego ciepła w PGWC zmienia się w czasie ze względu na np. różne zapotrzebowanie na ciepło lub chłód w procesie przemysłowym, czy obiekcie budowlanym. Aby omawiany model

wykorzystać do przewidywania parametrów pracy PGWC w zmiennych warunkach należy założyć, że w określonych przedziałach czasowych strumień wymienianego ciepła pozostaje stały [162]. Natomiast pomiędzy tymi przedziałami strumień ten może ulegać zmianom. Przy użyciu techniki superpozycji, która wskazuje iż suma rozwiązań także jest rozwiązaniem równania [162], wzrost lub spadek temperatury gruntu można określić ze wzoru (3.30):

$$T_g(r, t) = T_\infty + \sum_{i=1}^n \frac{(\bar{q}_i - \bar{q}_{i-1})}{4\pi H k_g} \left[\ln \left(\frac{4\alpha(t_n - t_{i-1})}{r^2} \right) - \gamma \right] \quad (3.30)$$

Dokładność obliczeń ze wzoru (3.30) jest zależna od długości trwania rozpatrywanych przedziałów czasowych (tzw. kroków czasowych). Jeżeli wartość $5r_b^2/\alpha$ (najczęściej wynosząca 3÷6 godzin) jest mniejsza od długości kroku czasowego, błąd szacowania temperatury gruntu pomiędzy modelem dokładnym (np. numerycznym), a modelem liniowego źródła ciepła wynosi poniżej 10% [108]. Zwiększenie kroku czasowego do wartości większej niż $20r_b^2/\alpha$ zmniejsza błąd do około 3% [108].

Elementem łączącym omawiane modele opisujące procesy cieplno-przepływowe zachodzące w części wewnętrznej i zewnętrznej odwiertu jest temperatura materiału uszczelniającego na zewnętrznej ścianie odwiertu i średni strumień wymienianego ciepła w odwiercie w danym kroku czasowym. Algorytm obliczeń zaproponowany w pracy [109] polega na wyznaczeniu wartości temperatury gruntu T_g z modelu liniowego źródła ciepła dla zadanego w kroku czasowym strumienia ciepła \bar{q} i odległości od tego źródła równej r_b . Znając wartość temperatury na ścianie odwiertu można następnie wyznaczyć temperaturę płynu wypływającego z odwiertu korzystając ze wzoru (3.31):

$$T_{f2}(0) = T_b + (T_f' - T_b)\Theta_2(0) \quad (3.31)$$

Wzór (3.23) na obliczanie bezwymiarowej temperatury płynu wypływającego z U-rurki dla $Z=0$ upraszcza się do postaci (3.32):

$$\Theta_2(0) = \frac{\cosh(\beta) - \sqrt{\frac{1-P}{1+P}} \sinh(\beta)}{\cosh(\beta) + \sqrt{\frac{1-P}{1+P}} \sinh(\beta)} \quad (3.32)$$

W równaniu (3.31) temperatura płynu na wlocie do U-rurki T_f' może być wyznaczona z zależności (3.33):

$$T_f' = T_{out} - \frac{\bar{q}}{\dot{m}_s c_s} \quad (3.33)$$

Łącząc równania (3.31) i (3.33) otrzymuje się równania (3.34) i (3.35) pozwalające na wyznaczenie temperatury płynu na wlocie i wylocie U-rurki PGWC w danym kroku czasowym:

$$T_f' = T_b - \frac{\bar{q}}{\dot{m}_s c_s [1 - \Theta_2(0)]} \quad (3.34)$$

$$T_{f,out} = T_b - \frac{\bar{q} \Theta_2(0)}{\dot{m}_s c_s [1 - \Theta_2(0)]} \quad (3.35)$$

Ponieważ zaproponowany model ma służyć do przeprowadzania analiz obejmujących zmienne obciążenie grzewcze i chłodnicze obiektu budowlanego w ciągu roku, a także różny stopień pokrycia zapotrzebowania na ciepło lub chłód przez pompę ciepła wartość średniego strumienia ciepła \bar{q} w danym kroku czasowym dla różnego trybu pracy pompy ciepła może być wyznaczona ze wzorów (3.36) i (3.37):

$$\bar{q} = \frac{\left(Q_k - \frac{Q_k}{\text{SPF3}} \right) \phi}{t_k} \quad (3.36)$$

$$\bar{q} = - \frac{Q_{k,C} \phi}{t_k} \quad (3.37)$$

gdzie: Q_k – ilość ciepła w kroku czasowym [J],

$Q_{k,C}$ – ilość chłodu w kroku czasowym [J],

ϕ – stopień pokrycia zapotrzebowania na ciepło lub chłód przez pompę ciepła w kroku czasowym [-],

t_k – długość kroku czasowego [s].

Zaproponowany model matematyczny procesów cieplno-przepływowych, dzięki wykorzystaniu równań, które można rozwiązać w sposób analityczny, jest łatwy do zaimplementowania w programach algebry komputerowej takich jak Mathcad, Mathematica oraz w popularnym arkuszu kalkulacyjnym Microsoft Excel. Dzięki zastosowanym uproszczeniom dodatkowo takie postępowanie umożliwia uzyskanie

krótkiego czasu obliczeń. Ponieważ model nie uwzględnia wzajemnego oddziaływania cieplnego kilku odwiertów znajdujących się w bliskiej odległości w PGWC jego zastosowanie ogranicza się do PGWC z pojedynczym odwiertem. Jeżeli w PGWC zachowano minimalne odległości pomiędzy odwiertami i są one równej głębokości (Tabela 3.15), a grunt otaczający odwierty dodatkowo charakteryzuje się małą przepuszczalnością, model ten można stosować do analiz pracy PGWC z większą ilością odwiertów.

Tabela 3.15. Minimalna odległość między odwiertami w PGWC [128]

Głębokość odwiertu	Minimalna odległość między odwiertami
poniżej 70 m	6 m
70÷100 m	8 m
powyżej 100 m	8% z głębokości odwiertu

3.6.1. Weryfikacja eksperymentalna modelu

Dyskusję dotyczącą weryfikacji eksperymentalnej zaproponowanego modelu przedstawiono w odniesieniu do PGWC współpracującego z pompą ciepła w instalacji hybrydowej szczegółowo omówionej w rozdziale 3.2. W skład rozpatrywanego PGWC wchodziły trzy odwierty wykonane w 7-metrowych odstępach, które od głębokości 4 m były otoczone ilami zaliczonymi do gruntów o małej przepuszczalności [132, 163]. Z tego względu procesy cieplno-przepływowe, w aspekcie weryfikacji modelu, rozpatrywano tylko w odniesieniu do pojedynczego odwiertu.

Tabela 3.16. Właściwości fizyczne i parametry systemu [116, 119, 164-167]

Opis	Wartość	Opis	Wartość	Opis	Wartość
H [m]	70	r_b [m]	0,0675	δ_s [kg/m ³]	1 045*
D [m]	0,0338	r_{pi} [m]	0,0163	c_g [J/(kg·K)]	800*
k_b [W/mK]	1,000*	r_{po} [m]	0,0200	c_s [J/(kg·K)]	3 636*
k_f [W/mK]	0,385*	T_∞ [K]	12,0	μ_s [kg/(m·s)]	0,00935*
k_g [W/mK]	2,200*	δ_g [kg/m ³]	1 800*	\dot{m}_s [kg/s]	0,198
k_p [W/mK]	0,400*				

W tabeli 3.16 przedstawiono właściwości fizyczne materiałów użytych w PGWC oraz inne parametry systemu. Jeżeli wartość właściwości fizycznej materiału zaczerpnięto z literatury została ona zaznaczona w tabeli 3.16 symbolem *. W tabeli 3.17 zestawiono obliczone wartości wielkości koniecznych do weryfikacji modelu.

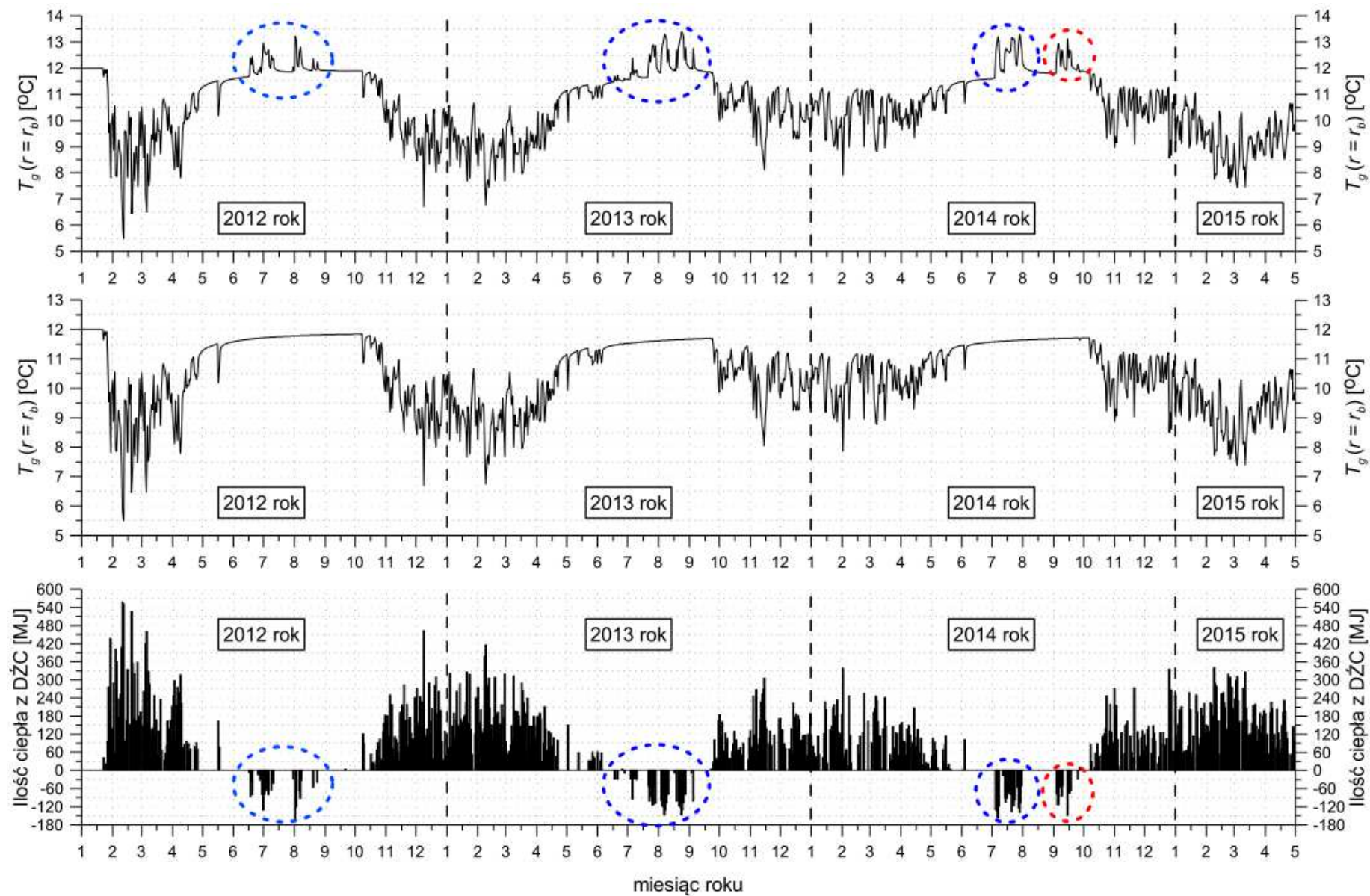
Tabela 3.17. Wielkości obliczone do weryfikacji modelu

Opis	Wartość	Opis	Wartość
h_f [W/m ² K]	351,9 (dla grzania) 257,2 (dla chłodzenia)	R_p [mK/W]	0,109 (dla grzania) 0,119 (dla chłodzenia)
α [m ² /s]	$1,53 \cdot 10^{-6}$	P [-]	0,0406 (dla grzania) 0,0406 (dla chłodzenia)
R_{11} [mK/W]	0,318 (dla grzania) 0,328 (dla chłodzenia)	β [-]	0,306 (dla grzania) 0,296 (dla chłodzenia)
R_{12} [mK/W]	$1,33 \cdot 10^{-2}$	$\theta_2(0)$ [-]	0,557 (dla grzania) 0,567 (dla chłodzenia)
$5r_b^2/\alpha$ [h]	4,1	$20r_b^2/\alpha$ [h]	16,6

Wartość niezakłóconej temperatury gruntu została ustalona na podstawie przebiegu eksperymentalnie wyznaczonej początkowej temperatury solanki wpływającej z U-rurek PGWC na początku sezonów grzewczych i chłodniczych (Rys. 3.24-26, 3.45) oraz przesłanek literaturowych [168, 169] dotyczących rzeczywistych wartości temperatury gruntu otaczającego odwierty PGWC. W rozpatrywanej instalacji wartość \dot{m}_s solanki cyrkulującej w obiegu DŹC utrzymywała się przez cały okres pracy instalacji na stałym poziomie. Wartość \dot{m}_s przedstawiona w tabeli 3.16 dotyczy tylko jednego odwiertu PGWC.

Na rysunku 3.47 przedstawiono przebieg rzeczywistych zmian ilości ciepła pobieranego lub oddawanego do PGWC w rozpatrywanej instalacji oraz wyznaczonej na drodze teoretycznej temperatury gruntu w odległości $r = r_b$ od liniowego źródła ciepła dla dwóch przypadków. Górny wykres obrazuje przebieg zmian temperatury gruntu z uwzględnieniem w obliczeniach wspomaganie w okresie letnim naturalnej regeneracji gruntu przez oddawanie ciepła z chłodzenia pasywnego (niebieska, przerywana linia okręgów na Rys. 3.47) oraz ciepła od kolektorów słonecznych (czerwona, przerywana linia okręgów na Rys. 3.47).

Chłodzenie pasywne z wykorzystaniem instalacji hybrydowej z odnawialnymi źródłami energii



Rys. 3.47. Przebieg zmian obliczonej temperatury gruntu oraz ilości ciepła pobieranego/oddawanego do gruntu dla kroku czasowego równego 24 h

Środkowy wykres na rysunku 3.47 przedstawia przebieg zmian temperatury gruntu, z którego ciepło jest tylko pobierane w sezonach grzewczych bez wspomaganie regeneracji gruntu. Krok czasowy t_k równy 24 h ustalono ze względu na warunek $20r_b^2/\alpha < t_k$ [108]. Po pierwszym sezonie grzewczym w 2012 roku (Rys. 3.47) temperatura gruntu 30 września wynosiła 11,85°C w przypadku braku wspomaganie regeneracji gruntu oraz 11,89°C z uwzględnieniem wspomaganie regeneracji. W obu przypadkach nie uzyskano niezakłóconej temperatury gruntu (12°C).

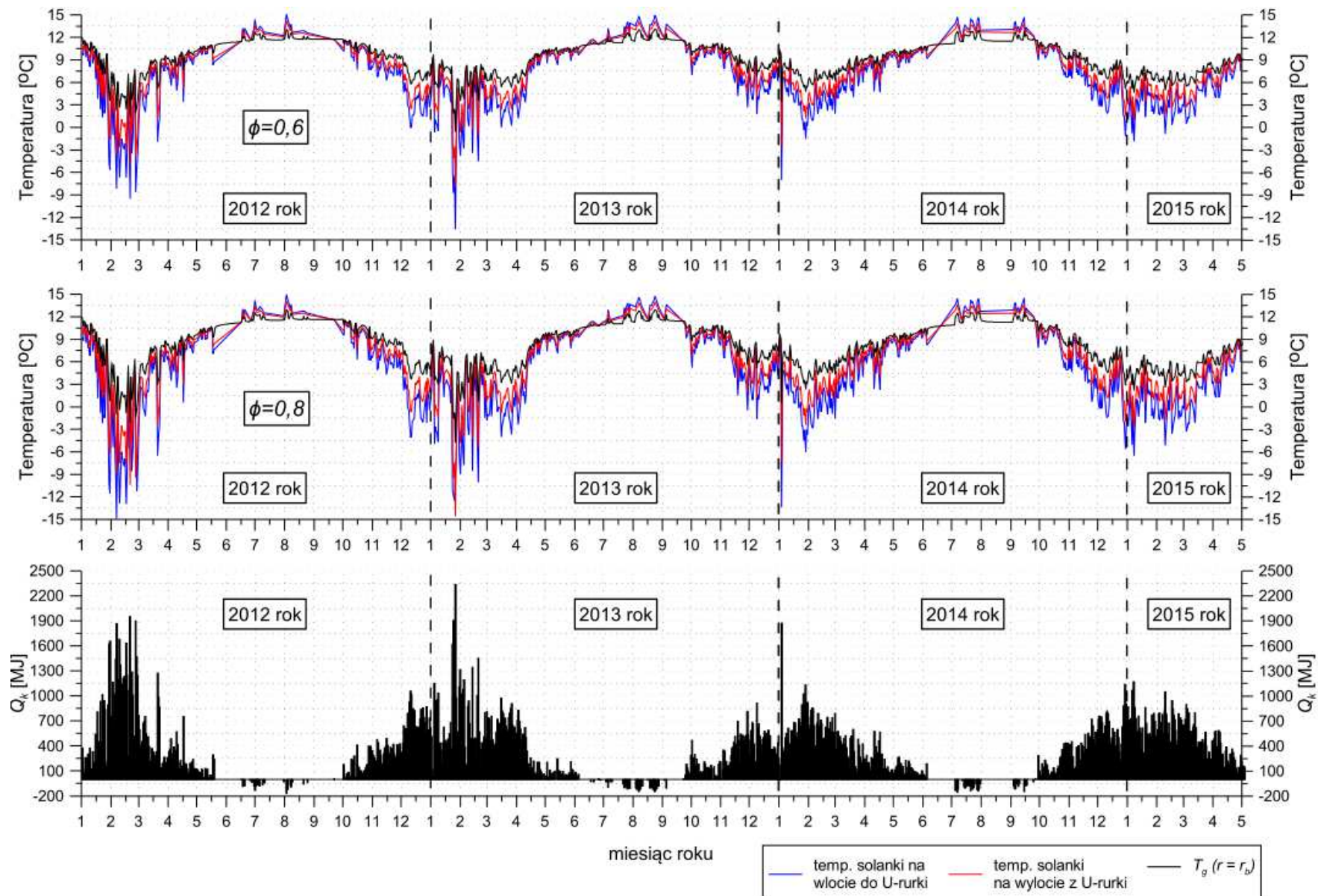
Pod koniec września 2013 roku temperatura gruntu w przypadku regeneracji naturalnej oraz jej wspomaganie wynosiła kolejno 11,70°C i 11,85°C, a w 2014 roku 11,72°C i 11,86°C. Otrzymany na drodze teoretycznej wzrost temperatury gruntu (0,15°C i 0,14°C) jest zbliżony do wartości rzeczywistych przedstawionych w pracy [168], w której wzrost wartości (w zależności od intensywności wspomaganie regeneracji gruntu wokół odwiertów PGWC) wynosił 0,1÷0,4°C.

Po zakończeniu każdego z sezonów grzewczych (Rys. 3.47), temperatura gruntu szybko stabilizowała się na poziomie 11,5°C, a następnie w wyniku naturalnej regeneracji bardzo powoli wzrastała. Najwyższe obniżenie temperatury gruntu wokół odwiertu dochodzące do 5,5÷7,5°C występowało w dniach o największym zapotrzebowaniu na ciepło do ogrzewania budynku. Temperatura gruntu w czasie wspomaganie jego regeneracji wzrastała do maksymalnie 13,4°C.

Przebieg zmian teoretycznej temperatury gruntu w ciągu sezonów grzewczych (Rys. 3.47) ma charakter skokowy wynikający z rzeczywistego, zmieniającego się w czasie zapotrzebowania na ciepło do ogrzewania budynku oraz różnego stopnia jego pokrycia przez pompę ciepła. Średni, sezonowy stopień pokrycia zapotrzebowania na ciepło dla budynku przez pompę ciepła w sezonach grzewczych od 2011/2012 do 2014/2015 wynosił kolejno 0,33; 0,35; 0,30 oraz 0,33. W przypadku sezonów chłodniczych pompa ciepła pokrywała w 100% zapotrzebowanie na chłód.

Na rysunku 3.48 przedstawiono symulację przebiegu zmian temperatury gruntu T_g oraz solanki na wlocie i wylocie z U-rurki odwiertu dla dwóch stałych w czasie stopni pokrycia zapotrzebowania na ciepło dla ogrzewania budynku, t_k wynoszącego 24 h, SPF3 równego 4,0 oraz dla rzeczywistych wartości dobowego zapotrzebowania na ciepło i chłód dla omawianego budynku.

Chłodzenie pasywne z wykorzystaniem instalacji hybrydowej z odnawialnymi źródłami energii

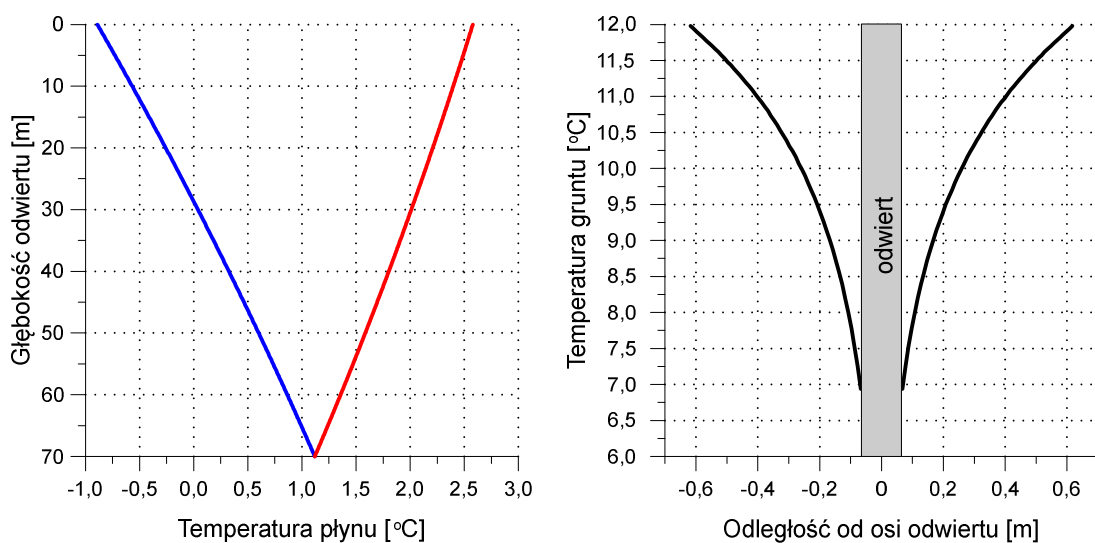


Rys. 3.48. Symulacja przebiegu zmian temperatur gruntu i solanki w U-rurce dla różnych wartości ϕ

Dla $\phi = 0,8$ temperatura gruntu obniżała się do około 0°C , co jest zjawiskiem wysoce niepożądanym. W takich warunkach wilgoć zawarta w gruncie otaczającym odwiert zamarza i zwiększa swoją objętość powodując w przyszłości znaczne pogorszenie warunków do przewodzenia ciepła (po sezonie grzewczym pozostają w gruncie mikroszczeliny wypełnione powietrzem) [170]. W skrajnych sytuacjach dochodzi do uszkodzenia mechanicznego U-rurek [170].

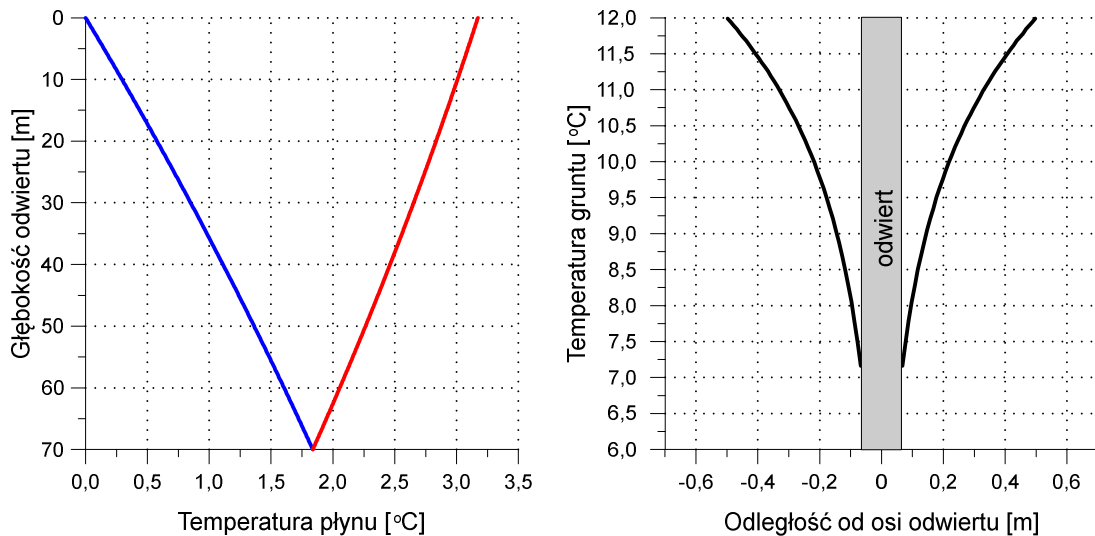
Temperatura gruntu dla $\phi = 0,6$ tylko kilka razy wynosiła ok. 0°C (Rys. 3.48). Z obserwacji przebiegu zmian temperatury solanki na wlocie i wylocie z U-rurek PGWC dla obu stopni pokrycia można wnioskować, iż w czasie największego zapotrzebowania na ciepło temperatura solanki będzie się obniżała do temperatur wynoszących -3°C ÷ -15°C . Przy stałej wartości współczynnika SPF3 ten fakt spowoduje również obniżenie temperatury zasilania GŹC. Negatywnym aspektem wysokiego stopnia pokrywania zapotrzebowania na ciepło dla budynku przez pompę ciepła będzie również znaczne obniżenie się temperatury gruntu przed początkiem kolejnego sezonu grzewczego względem początkowej, niezakłóconej temperatury gruntu. Ten spadek będzie wynosił dla $\phi = 0,6$ i $\phi = 0,8$ kolejno $0,24^{\circ}\text{C}$ i $0,34^{\circ}\text{C}$ w 2012 roku, $0,39^{\circ}\text{C}$ i $0,57^{\circ}\text{C}$ w 2013 roku oraz $0,46^{\circ}\text{C}$ i $0,55^{\circ}\text{C}$ w 2014 roku.

Na rysunku 3.49 oraz 3.50 przedstawiono przebieg zmian temperatury solanki przepływającej w dół U-rurki (linia niebieska) oraz w górę (linia czerwona), a także rozkład temperatury gruntu w zależności od odległości od osi odwiertu dla 16 lutego w 2012 i 2015 roku dla kroku czasowego równego 6 h.



Rys. 3.49. Temperatura solanki i gruntu 16 lutego 2012 roku

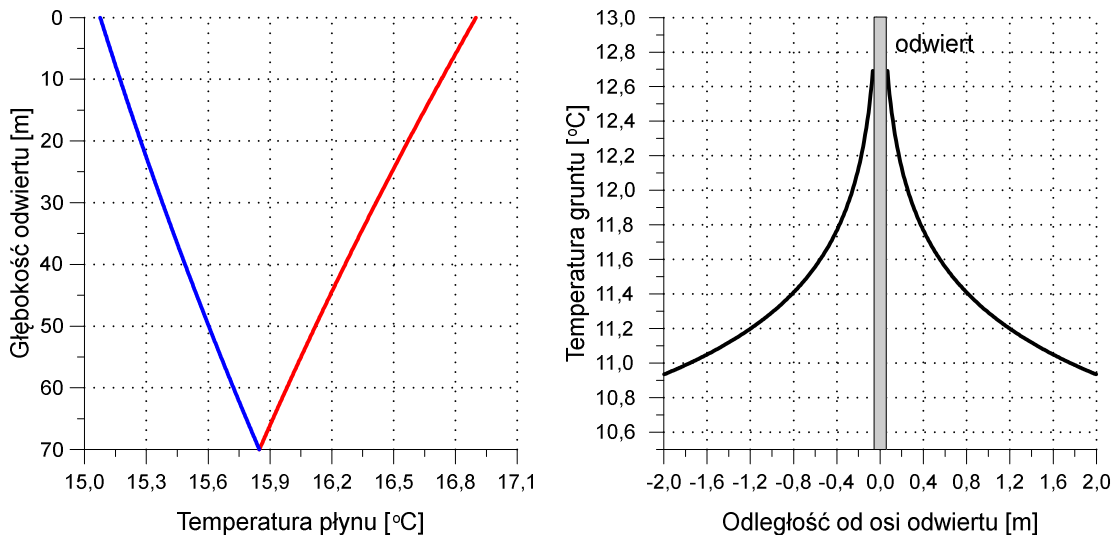
Wybór tych dni był podyktowany tym, iż wtedy pompa ciepła pracowała nieprzerwanie w trybie grzania przez cały krok czasowy między godzinami 6:00÷12:00. Temperatura gruntu w okolicach odwiertu w dniu 16 lutego 2015 roku była nieznacznie wyższa (o $0,1\div 0,5^{\circ}\text{C}$) niż w 2012 roku, ze względu na bardziej intensywne wykorzystywanie ciepła z PGWC w sezonie grzewczym 2011/2012, niż 2014/2015 (Rys. 3.40 i 3.43). Z tego względu temperatura solanki na wylocie z U-rurki odwiertu w 2015 roku osiągała wyższą wartość, niż w 2012 roku.



Rys. 3.50. Temperatura solanki i gruntu 16 lutego 2015 roku

Jak można zauważyć na rysunkach 3.49 oraz 3.50 temperatura gruntu dąży do wartości wyższych niż niezakłócona temperatura gruntu ($12,0^{\circ}\text{C}$). Ten niezgodny z założeniami fakt związany jest z przebiegiem funkcji logarytmicznej w modelu liniowego źródła ciepła, który został omówiony w pracy [171].

Przebieg zmian wyznaczonej teoretycznie temperatury gruntu i solanki w przypadku chłodzenia pasywnego przedstawiono dla 15 lipca 2014 roku (Rys. 3.51). W wyniku oddawania przez solankę ciepła do gruntu otaczającego odwiert, jej temperatura obniża się. Większy spadek temperatury solanki w funkcji głębokości odwiertu obserwuje się dla rury, w której ciecz płynie w dół (linia czerwona). Jednocześnie w okolicach odwiertu odnotowano wzrost temperatury gruntu.

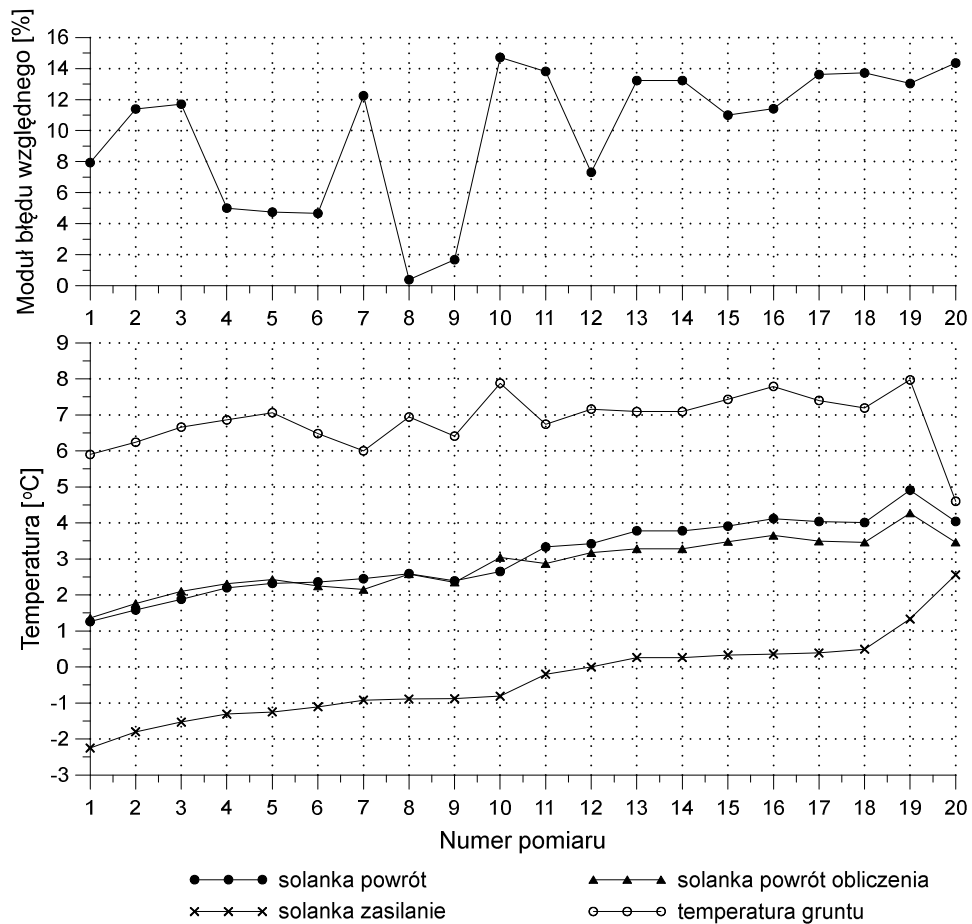


Rys. 3.51. Temperatura solanki i gruntu 15 lipca 2014 roku

Jednym z ważniejszych zadań jakie mają do spełnienia modele procesów ciepłoprzepływowych PGWC jest określenie temperatury solanki wypływającej z odwiertu przy zadanej temperaturze cieczy wpływającej do U-rurek odwiertu. Informacja ta jest przydatna do określania całkowitego strumienia ciepła możliwego do przekazania dla czynnika termodynamicznego pompy ciepła w sezonie grzewczym. Weryfikację zaproponowanego modelu do takich obliczeń dokonano dla kroku czasowego równego 6 h. Ze względu na to, iż w rozpatrywanej instalacji czas ciągłej pracy pompy ciepła najczęściej nie przekraczał kilku godzin, uzyskano tylko kilkanaście dni (punktów pomiarowych), które wykorzystano do dalszych obliczeń.

Dla danego pomiaru wyznaczano rzeczywistą, średnią temperaturę solanki na wlocie i wylocie z U-rurek PGWC (Rys. 3.52). Następnie obliczano za pomocą zastosowanego modelu matematycznego temperaturę gruntu na powierzchni zewnętrznej odwiertu, a także temperaturę solanki na wylocie z PGWC. Wartość modułu błędów względnych wyznaczanej na drodze teoretycznej temperatury solanki nie przekraczał 16%.

Obliczenia wykonano na komputerze z procesorem AMD Turion X2 Ultra o taktowaniu 2,20 GHz, 3 GB pamięci RAM i karcie graficznej Radeon HD 3450. Określenie temperatury gruntu w odległości $r = r_b$ dla 1216 kroków czasowych o długości równej 24 h trwało w programie Microsoft Excel zaledwie kilka sekund.



Rys. 3.52. Weryfikacja modelu matematycznego do obliczeń temperatury solanki

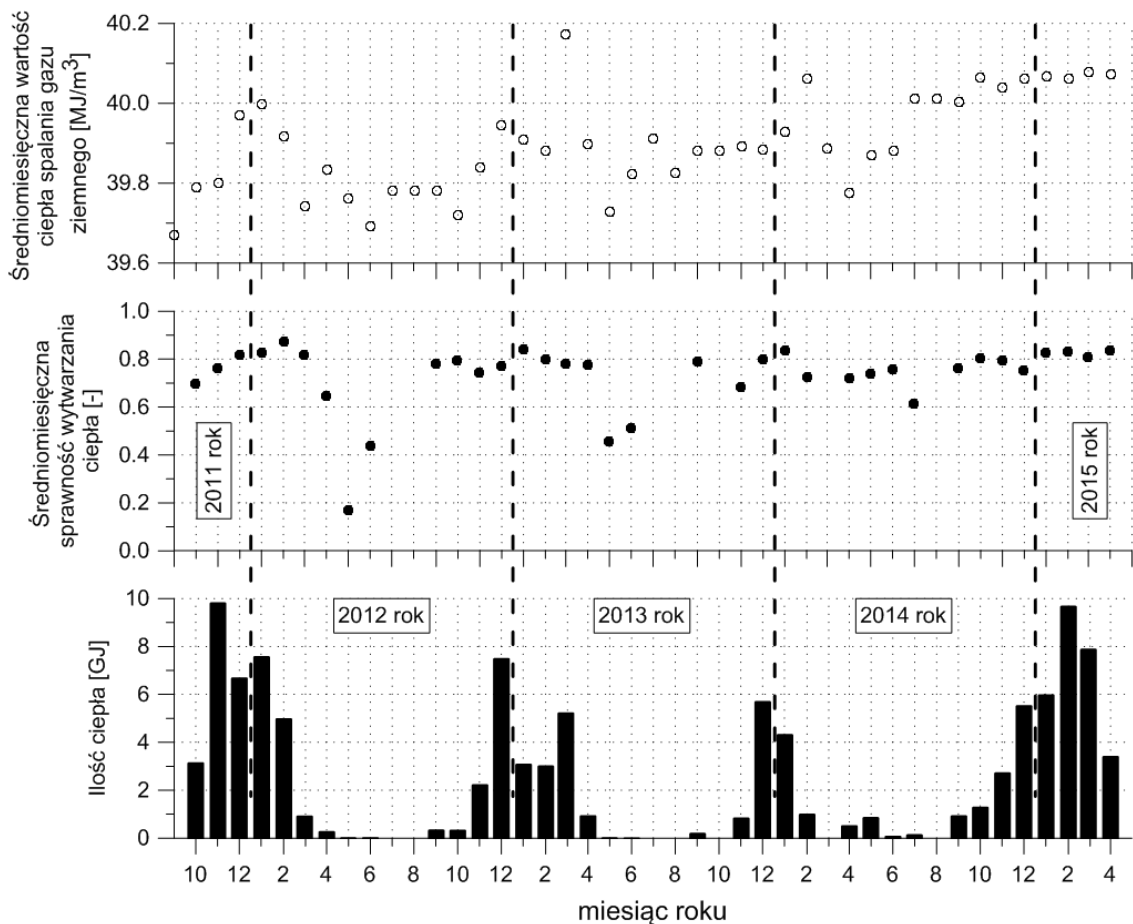
Zaproponowany model matematyczny procesów cieplno-przepływowych w pionowym gruntowym wymienniku ciepła pozwala na przeprowadzanie analiz, które założono w punkcie 3.6. Dodatkowo umożliwia przewidywanie wystąpienia niekorzystnego z punktu widzenia funkcjonowania instalacji z gruntową pompą ciepła zjawiska zamarznięcia PGWZ. Dokonana weryfikacja wyników obliczeń w porównaniu z danymi eksperymentalnymi otrzymanymi podczas pracy instalacji hybrydowej oraz z danymi literaturowymi wykazała poprawność zaproponowanego modelu matematycznego pod względem ilościowym.

Przedstawiony model umożliwia przeprowadzenie obliczeń związanych z PGWC w prosty i szybki sposób w porównaniu z modelami numerycznymi. Dzięki zastosowaniu równań możliwych do rozwiązania na drodze analitycznej wyniki obliczeń dla wielowariantowych symulacjach warunków pracy PGWC w projektowanych instalacjach z pompą ciepła trwają bardzo krótko.

3.7. Efektywność energetyczna instalacji hybrydowej

W badanej instalacji hybrydowej oprócz pompy ciepła i kolektorów słonecznych ciepło było wytwarzane przez kocioł gazowy oraz kocioł na biomasę.

Dane dotyczące średniomiesięcznej wartości ciepła spalania gazu ziemnego dostarczanego do kotła gazowego uzyskano z odpowiednich raportów dla strefy dystrybucyjnej K15 i punktu pomiarowego Węgrzce Wielkie (do grudnia 2012 roku) oraz po zmianie nazwy strefy (od stycznia 2013 roku) dla obszaru rozliczeniowego ciepła spalania OK15 i miejscowości Batowice. Raporty te są publikowane na stronie Polskiej Spółki Gazowniczej [172]. Średniomiesięczne wartości ciepła spalania gazu, które powinny być nie mniejsze niż $38,0 \text{ MJ/m}^3$ [139], w rozpatrywanym okresie czasu zawierały się w przedziale $39,6\div 40,2 \text{ MJ/m}^3$ (Rys. 3.53), a w sezonie grzewczym nie wynosiły mniej niż $39,8 \text{ MJ/m}^3$.



Rys. 3.53. Produkcja i średniomiesięczna sprawność wytwarzania ciepła przez kocioł gazowy

Kocioł gazowy najwięcej ciepła produkował w trakcie sezonów grzewczych, podczas wysokiego zapotrzebowanie na ciepło do ogrzewania budynku (Rys. 3.53). Od kwietnia do listopada (w każdym roku) zapotrzebowanie na ciepło w większości pokrywały kolektory słoneczne oraz pompa ciepła, dlatego kocioł gazowy dostarczał dużo mniejsze ilości ciepła głównie do c.w.u. w zasobniku kombinowanym.

W czasie sezonów grzewczych kocioł gazowy uzyskiwał najwyższe wartości sprawności wytwarzania ciepła (stosunek miesięcznej ilości wytworzonego ciepła do teoretycznej miesięcznej ilości energii możliwej do uzyskania ze spalanej objętości gazu) wynoszące 60÷85% (Rys. 3.53). Obniżenie sprawności kotła gazowego poza sezonem grzewczym wynikało głównie z jego pracy przy wyższej temperaturze zasilania czynnika obiegowego (w porównaniu do wspomaganie centralnego ogrzewania), która była konieczna do podgrzania c.w.u. w zasobniku kombinowanym do temperatury wynoszącej około 50°C. W czasie pracy kotła w takich warunkach, ze względu na wyższą temperaturę spalin, w bardzo małym stopniu uzyskiwano ciepło z kondensacji pary wodnej zawartej w spalinach.

W tabeli 3.18 zestawiono dane roczne dotyczące pracy kondensacyjnego kotła gazowego. W kolejnych latach, wraz z obniżaniem się ilości ciepła wytwarzanego przez kocioł, odnotowano także niewielki spadek rocznej sprawności wytwarzania ciepła przez kocioł (ze względu na większy udział kotła w produkcji ciepła na potrzeby przygotowania c.w.u.). Uzyskane wartości sprawności kotła były zbliżone do przedstawionych w pracy [173], w której dla kilkudziesięciu kotłów, w warunkach rzeczywistego użytkowania, otrzymano roczną sprawność wytwarzania ciepła wynoszącą 82,5% ± 4%.

Tabela 3.18. Zestawienie danych rocznych dla kondensacyjnego kotła gazowego

Rok	Ilość wytworzonego ciepła [MJ]	Ilość zużytego gazu ziemnego [m ³]	Średnia, roczna sprawność wytwarzania ciepła [%]
2012	24 133	753,2	80,2
2013	18 974	599,4	79,2
2014	17 340	559,4	77,5

W omawianej instalacji sprawności wytwarzania ciepła przez kocioł na biomasę nie badano w sposób ciągły, lecz przeprowadzono kilkanaście testów mających za zadanie określić tę wielkość. W trakcie badań nie brano pod uwagę ciepła emitowanego

na drodze promieniowania przez spalane drewno (poprzez szybę drzwiczek frontowych kominka) do pomieszczenia – sali konferencyjnej – w której znajdował się kocioł. Nie bilansowano również ciepła odprowadzanego do otoczenia wraz ze spalinami, a także ciepła oddawanego przez obudowę kominka. W obliczeniach sprawności kotła brano pod uwagę tylko tę ilość wytworzonego ciepła, która była przekazywana do wody w zbiorniku buforowym.

W kotle na biomasę spalano drewno kawałkowe pochodzące z buka pospolitego (*Fagus sylvatica*), którego wartość opałowa, według danych literaturowych [174-176], wynosi około 18,4 MJ/kg. Największa liczba spalanych polan drewna miała masę w przedziale 1÷2 kg, długość 30÷35 cm, obwód 40÷50 cm oraz zawartości wilgoci 16÷20% (Tabela 3.19). Sumarycznie w czasie przeprowadzonych badań spalono 357 polan.

Tabela 3.19. Zestawienie danych dotyczących spalanych polan buka pospolitego

Masa [kg]	< 0,99	1,00 ÷ 1,49	1,50 ÷ 1,99	2,00 ÷ 2,49	2,50 ÷ 2,99	> 3,00
Ilość	26	100	104	64	47	16
Długość [cm]	< 24,9	25,0 ÷ 29,9	30,0 ÷ 34,9	35,0 ÷ 39,9	> 40	
Ilość	10	69	221	51	6	
Obwód [cm]	30,0 ÷ 34,9		35,0 ÷ 39,9	40,0 ÷ 44,9	45,0 ÷ 50,0	
Ilość	33		79	112	133	
Zawartość wilgoci [%]	< 13,9	14,0 ÷ 15,9	16,0 ÷ 17,9	18,0 ÷ 20,0		
Ilość	15	82	169	91		

Pomiary wilgotności spalanych kawałków drewna dokonywano za pomocą wilgotnościomierza Tanel HIT-3 według następujących wytycznych (niektóre z nich pokrywały się z podanymi w normie PN-EN 13183-2:2004 [177]):

- wilgotność drewna była losowo mierzona przynajmniej 5 cm od czoła polana oraz w połowie jego długości,
- liczba miejsc pomiarowych wynosiła przynajmniej 3 na każdą ze stron polana,
- igły wilgotnościomierza wbijano w polano tak, aby linia łącząca igły znajdowała się prostopadle do włókien drewna i jednocześnie igły były ułożone prostopadle do polana,
- igły wbijano na głębokość wynoszącą 12 mm,

- pomiarów nie dokonywano w miejscach występowania sęków, pęknięć i zanieczyszczeń na polanie,
- drewno przed pomiarem był przechowywane przynajmniej 48 h w pomieszczeniu o temperaturze powietrza wynoszącej 20°C.

Sprawność wytwarzania ciepła przez kocioł na biomasę badano w marcu 2013 roku oraz w grudniu i styczniu 2014 roku. Wielkość tą wyznaczano ze wzoru (3.38):

$$\eta_{kocioł} = \frac{Q_{kocioł}}{\left(\sum_{i=1}^n \frac{m_{dw,i}}{X_{dw,i} + 1} - m_{poz.} \right) \cdot w_u} \quad (3.38)$$

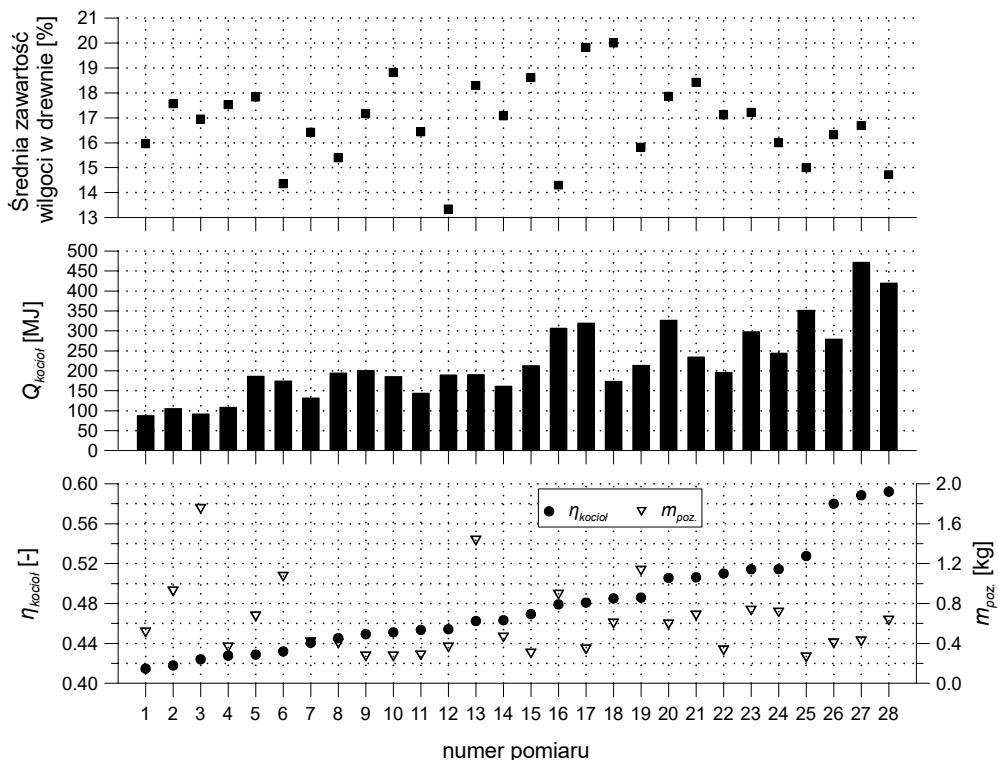
gdzie: $Q_{kocioł}$ – ilość ciepła wytworzona przez kocioł podczas badania [J],

m_{dw} – masa wilgotnego polana [kg],

X_{dw} – wilgotność polana [kg H₂O / kg wilgotnego polana],

$m_{poz.}$ – masa pozostałości (niespalonego drewna oraz popiołu) [kg],

w_u – wartość opałowa drewna [J/kg].



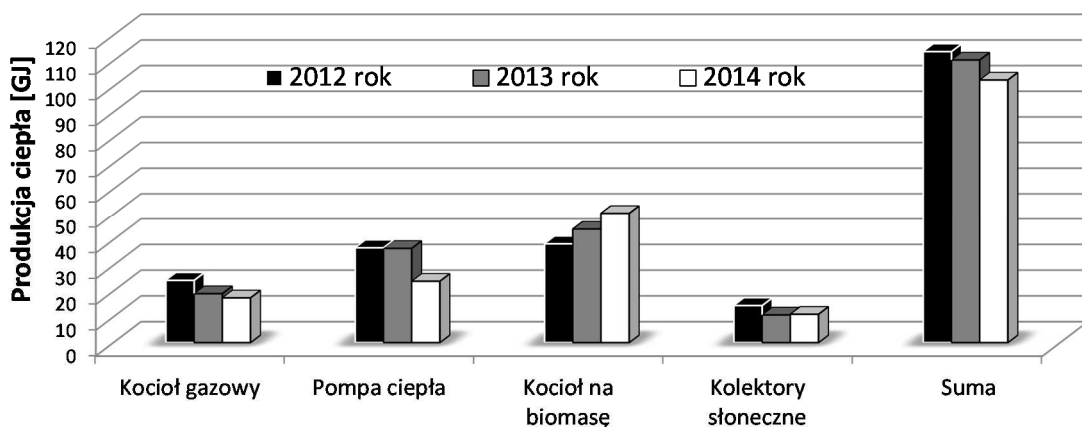
Rys. 3.54. Produkcja i sprawność wytwarzania ciepła przez kocioł na biomasę

Na rysunku 3.54 przedstawiono uszeregowane wyniki badań według wzrastającej wartości sprawności wytwarzania ciepła przez kocioł na biomasę. Najniższe sprawności

kotła otrzymywano dla wartości $Q_{kocioł}$ poniżej 150 MJ, podczas których spalano tylko jeden wsad drewna. Taki wynik był związanym z tym, iż na początku procesu spalania, powstające ciepło w kotle było najpierw odbierane przez elementy z których był on wykonany oraz wodę w płaszczu. Dopiero gdy czynnik obiegowy uzyskał zadaną w systemie sterowanie DigiENERGY temperaturę ciepło było przekazywane do wody w zbiorniku buforowym. Wraz ze wzrostem wartości $Q_{kocioł}$ (czyli również ilością wsadów paliwa i masą spalanego drewna) osiągano wyższe sprawności kotła. Najwyższe sprawności kotła uzyskano przy niskiej zawartości wilgoci w drewnie, niewielkiej masy pozostałości oraz (co nie przedstawiono na Rys. 3.54) dużym zapotrzebowaniu na ciepło do ogrzewania budynku. Średnia sprawność kotła obliczona ze wszystkich przeprowadzonych badań wyniosła 47,9%.

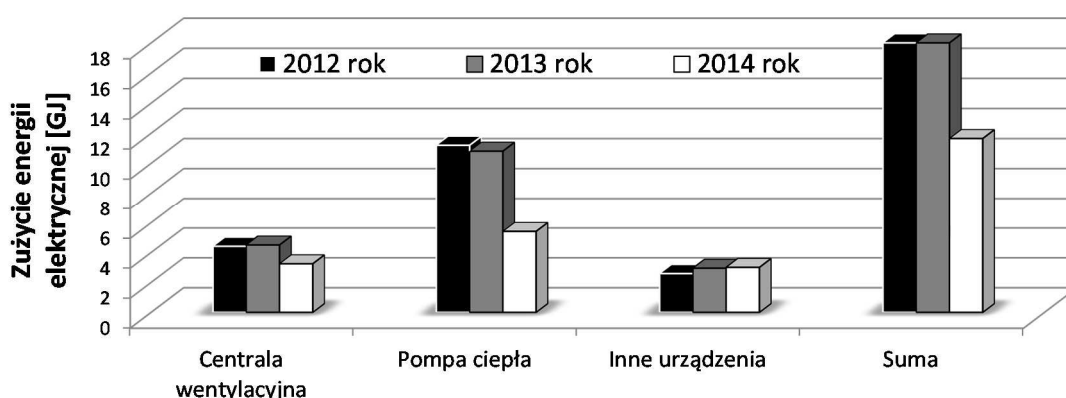
- **Roczna produkcja oraz zużycie energii w instalacji**

Pełne roczne dane pomiarowe z instalacji uzyskano w latach 2012-2014. W każdym z trzech rozpatrywanych lat najwięcej ciepła w instalacji produkował kocioł na biomasę (Rys. 3.55). Natomiast najmniej ciepła wytwarzały kolektory słoneczne. W kolejnych latach obserwowano stopniowe zmniejszanie się produkcji ciepła przez kocioł gazowy na rzecz kotła na biomasę. Sumaryczna produkcja ciepła przez urządzenia w instalacji była do siebie zbliżona i wynosiła około 110 GJ (30 MWh). Zakładając, że w przypadku pompy ciepła część z wytworzonego ciepła pochodziła z zużywanej energii elektrycznej, to w latach 2012-2014 wytworzono z OZE kolejno 69,2%, 73,4% i 76,7% ciepła. Stopniowy wzrost tej wartości był wynikiem zastosowania odpowiednich udoskonaleń w systemie sterowania pracą instalacji.



Rys. 3.55. Roczna produkcja ciepła przez urządzenia grzewcze w instalacji

Aby pompa ciepła mogła wytwarzać ciepło konieczne jest doprowadzenie do jej sprężarki energii elektrycznej. Z tego względu rocznie największą ilość energii elektrycznej w instalacji konsumowała pompa ciepła (Rys. 3.56). Ponad 2 razy mniej energii pobierała centrala wentylacyjna. Natomiast inne urządzenia (12 pomp obiegowych, 12 zaworów trójdrogowych, czujniki temperatur, pyranometr, regulator kotła na biomasę i kotła gazowego, system UPS, system sterowania DigiENERGY) pochłaniały poniżej 2 GJ energii elektrycznej. Sumarycznie w latach 2012-2013 w instalacji zużywano rocznie około 18,2 GJ (5,06 MWh) energii elektrycznej, a w 2014 roku 11,6 GJ (3,23 MWh).



Rys. 3.56. Roczne zużycie energii elektrycznej przez urządzenia w instalacji

Tabela 3.20. Szczegółowe zapotrzebowanie na ciepło do ogrzewania budynku w 2014 roku

Nazwa grupy pomieszczeń	Powierzchnia [m ²]	Temperatura w pomieszczeniu [°C]		Roczne zapotrzebowanie na ciepło [MJ]	Zużycie ciepła [MJ/(m ² ·rok)]
		Dzień [°C]	Noc [°C]		
Biuro	72	24,0	19,0	11 523	160,2
Sala konferencyjna	74	21,0	19,0	2 282	31,0
Sala wykładowa	36	16,0	16,0	94	1,4
Magazyn	74	12,0	12,0	1 429	19,4
Parter	140	21,5	19,5	35 813	256,0
Piętro	70	12,0	12,0	6 667	95,4
Suma:	466	Suma:		57 809	-
Wskaźnik zużycia ciepła w odniesieniu do budynku [MJ/(m²·rok)]					<u>124,0</u>

W tabeli 3.20 przedstawiono szczegółowe roczne zapotrzebowanie na ciepło do ogrzewania grup pomieszczeń budynku w 2014 roku. System sterowania DigiENERGY pozwalał na zaprogramowanie czterech różnych temperatur powietrza wewnętrznego (komfort, dzień noc, mróz) w wybranej grupie pomieszczeń, którą ustalano

w określonym przedziale czasowym, dla danego dnia tygodnia lub dnia w roku. W pomieszczeniach, które były w ciągu dnia często użytkowane przez mieszkańców budynku utrzymywano temperaturę powietrza wynoszącą około 21°C. W grupie pomieszczeń o nazwie „Biuro” zadana temperatura była wyższa o kilka °C niż w przypadku innych pomieszczeń (w godzinach 7:00÷17:30, od poniedziałku do piątku). Wynikało to ze specyfiki wykonywanej pracy biurowej przez przebywające w tych pomieszczeniach osoby i konieczność utrzymywania odpowiedniego komfortu cieplnego. Najniższe roczne zapotrzebowanie na ciepło odnotowano dla „Sali konferencyjnej” oraz pomieszczenia magazynowego, natomiast najwyższe dla grupy pomieszczeń o nazwie „Parter”.

W 2014 roku rzeczywista wartość rocznego zapotrzebowania na ciepło do ogrzewania pomieszczeń budynku wynosiła 124,0 MJ/(m²·rok) [34,5 kWh/(m²·rok)]. Była to wartość 3,5 razy mniejsza od określonej na drodze teoretycznej w podrozdziale 3.1.1. Taka rozbieżność otrzymanych wyników wynikała z ogrzewania powietrza wewnątrz pomieszczeń budynku do temperatury innej niż była założona w danych projektowych (Tabela 3.2) oraz utrzymywania przez system sterowania w ciągu dnia zróżnicowanej temperatury powietrza wewnętrznego w pomieszczeniach w zależności od ich użytkowania. W roku 2012 i 2013 rzeczywista wartość rocznego zapotrzebowania na ciepło do ogrzewania pomieszczeń była niewiele większa niż w 2014 roku i wynosiła kolejno 36,7 MJ/(m²·rok) i 37,8 MJ/(m²·rok). Dla takich wartości zapotrzebowania na ciepło analizowany budynek można zaliczyć, według klasyfikacji przedstawionej w [126], do budynków niskoenergetycznych.

W rozpatrywanych latach rocznie około 55% ciepła wytwarzanego przez urządzenia grzewcze w instalacji było pochłaniane przez system ogrzewania budynku. Pozostałą część ciepła w instalacji zużywano do przygotowania c.w.u. oraz tracono na skutek strat ciepła przez elementy instalacji (zasobnik kombinowany, zbiornik buforowy, rurociągi, urządzenia, armaturę itp.).

3.8. Analiza niepewności pomiarowej wyznaczanych wielkości

Bezwzględna niepewność wyznaczanych wielkości, które były funkcjami wielu zmiennych $y = f(x_1, x_1, \dots x_n)$, obliczano korzystając z tzw. metody różniczki zupełnej [178] przedstawionej wzorem (3.39):

$$\Delta y = \left| \frac{\partial f}{\partial x_1} \right| \cdot \Delta x_1 + \left| \frac{\partial f}{\partial x_2} \right| \cdot \Delta x_2 + \dots + \left| \frac{\partial f}{\partial x_n} \right| \cdot \Delta x_n \quad (3.39)$$

Względną maksymalną niepewność wielkości wyznaczano ze wzoru (3.40):

$$\delta_y [\%] = \frac{\Delta y}{y} \cdot 100\% \quad (3.40)$$

W tabeli 3.21 zestawiono wyniki obliczeń maksymalnej niepewności dla wybranych wielkości złożonych. Największy udział w generowaniu niepewności pomiarowej dla większości wielkości złożonych pochodził od niepewności wielkości mierzonej bezpośrednio przez czujniki temperatur oraz wilgotnościomierza drewna w przypadku kotła na biomasę.

Tabela 3.21. Analiza niepewności pomiarowej wybranych wielkości liczonych

Wielkość	Bezwzględna maksymalna niepewność wielkości złożonej	Względna maksymalna niepewność wielkości złożonej
$Q_C \approx 3,50 \text{ kW}$	$\pm 440 \text{ W}$	$\delta Q_C \% \approx 14\%$
$\text{SPF}_{C3} \approx 10,0$	$\pm 1,6$	$\delta \text{SPF}_C \% \approx 16\%$
$\text{SPF}_3 \approx 3,80$	$\pm 0,19$	$\delta \text{SPF}_C \% \approx 5\%$
$\eta_K \approx 0,50$ (wspomaganie regeneracji gruntu)	$\pm 0,06$	$\delta \eta_K \% \approx 11\%$
$\eta_K \approx 0,35$ (oddawanie ciepła do zbiornika c.w.u.)	$\pm 0,05$	$\delta \eta_K \% \approx 15\%$
$\eta_{\text{kocioł gazowy}} \approx 0,78$	$\pm 0,24$	$\delta \eta_{\text{kocioł gazowy}} \approx 31\%$
$\eta_{\text{kocioł}} \approx 0,48$	$\pm 0,15$	$\delta \eta_{\text{kocioł}} \approx 33\%$

4. PODSUMOWANIE I SUGEROWANE KIERUNKI DALSZYCH BADAŃ

- I. Przeprowadzono kompleksowe długookresowe badania oryginalnej, multiwalentnej instalacji hybrydowej. Dzięki integracji kilku urządzeń grzewczych i zastosowaniu odpowiednich udoskonaleń w systemie sterowania pracą instalacji uzyskano maksymalnie 77% pokrycie rocznego zapotrzebowania na ciepło do ogrzewania budynku i przygotowania c.w.u. z odnawialnych źródeł energii, przy zachowaniu wysokiej efektywności energetycznej poszczególnych urządzeń grzewczych.
- II. W warunkach rzeczywistych określono moc chłodniczą, a także efektywność energetyczną chłodzenia pasywnego z wykorzystaniem PGWC oraz wpływ tego procesu na efektywność pracy pompy ciepła w trybie grzania. Uzyskane wyniki badań uzasadniają wspomaganie regeneracji gruntu otaczającego PGWC.
- III. Opracowano model matematyczny procesów cieplno-przepływowych w pionowym gruntowym wymienniku ciepła. Ilościowy opis procesu pozwala na przeprowadzanie analiz obejmujących długookresową współpracę pompy ciepła z PGWC w sezonach grzewczych i chłodniczych, naturalną i wspomaganą regenerację termiczną gruntu, zmienne obciążenie grzewcze i chłodnicze obiektu budowlanego w ciągu roku, a także różny stopień pokrywania zapotrzebowania na ciepło dla budynku przez pompę ciepła.
- IV. Dokonano weryfikacji zaproponowanego modelu porównując wyniki obliczeń z danymi eksperymentalnymi otrzymanymi podczas pracy instalacji hybrydowej oraz z danymi literaturowymi. Weryfikacja wykazała pod względem ilościowym poprawność zaproponowanego modelu matematycznego.
- V. Omówiono wpływ zmian konfiguracji ustawień pompy ciepła i systemu sterowania, a także wspomaganie regeneracji gruntu otaczającego PGWC na wartości współczynnika efektywności pracy pompy ciepła w sezonach grzewczych. Przedstawione rozwiązania umożliwiły uzyskanie wysokich wartości współczynnika SPF3.
- VI. Zastosowanie wody jako płynu solarnego pozwoliło na bezpośrednie wykorzystanie ciepła produkowanego przez kolektory słoneczne do wspomaganie pracy systemu grzewczego budynku oraz regeneracji cieplnej gruntu otaczającego

pionowy gruntowy wymiennik ciepła. W okresie zimowym około 15÷20% wytworzonego ciepła przez kolektory słoneczne było przeznaczane na działanie ochrony przeciwmroźniowej, która zapewniała bezawaryjną pracę kolektorów przy niskich temperaturach powietrza zewnętrznego.

- VII. Zaproponowane oryginalne modyfikacje systemu sterowania DigiENERGY umożliwiły integrację, a także prawidłową i efektywną pracę urządzeń grzewczych i chłodniczych w multiwalentnej instalacji hybrydowej.

Podsumowując, w oparciu o przeprowadzone długookresowe badania wykazano, że możliwe jest wykorzystanie pionowych gruntowych wymienników ciepła, będących DŹC dla pomp ciepła w okresie zimowym, do efektywnego energetycznie chłodzenia pasywnego pomieszczeń obiektów budowlanych w okresie letnim.

Jako dalsze kierunki badań proponuje się rozszerzenie modelowania procesów ciepłno-przepływowych w PGWC o ilościowy opis procesów zachodzących w rurach poziomych (dolotowych), które są niezbędne do połączenia pionowych rur w odwiercie z kolektorem zbiorczym. Temperatura gruntu otaczającego rury poziome, które znajdują się maksymalnie kilka metrów pod ziemią, w dużo większym stopniu jest uzależniona od zmian temperatury powietrza zewnętrznego w porównaniu do rur pionowych. Prowadzone prace powinny również obejmować występowanie zjawiska przepływu wód podziemnych w obrębie PGWC. Otrzymanie rzeczywistego przebiegu zmian temperatury materiału uszczelniającego w odwiercie, w ciągu roku (np. za pomocą czujników temperatury przytwierdzonych do rury iniekcyjnej) niewątpliwie ułatwiłoby weryfikację wyników obliczeń teoretycznych.

Doświadczenia wynikające z przeprowadzonych w niniejszej dysertacji badań uzasadniają celowość kontynuacji prac związanych z wspomaganie regeneracji cieplnej gruntu otaczającego PGWC poprzez oddawanie ciepła wyprodukowanego przez kolektory słoneczne oraz odebranego od pomieszczeń w czasie chłodzenia pasywnego.

5.LITERATURA

1. **Bilgen S.**, Structure and environmental impact of global energy consumption, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2014, Vol. 38, 890-902. DOI: 10.1016/j.rser.2014.07.004
2. **Ismet Ugursal V.**, Energy consumption, associated questions and some answers, *Applied Energy*. 2014, Vol. 130, 783-792. DOI: 10.1016/j.apenergy.2013.11.072
3. **BP**, Energy Outlook 2035, 2014. http://www.bp.com/content/dam/bp/pdf/Energy-economics/Energy-Outlook/Energy_Outlook_2035_booklet.pdf [data dostępu: 10.11.2014]
4. **Kamel R., Fung A., Dash P.**, Solar Systems and Their Integration With Heat Pumps: a Review, *Energy and Buildings*. 2015, Vol. 87, 395-412. DOI: 10.1016/j.enbuild.2014.11.030
5. **Szczerbkowski R.**, Bezpieczeństwo energetyczne Polski – mix energetyczny i efektywność energetyczna, *Polityka Energetyczna*. 2013, Vol. 16, 4, 35-47.
6. **Ciszewska A.**, Efektywność energetyczna 2010. <http://www.mg.gov.pl/bezpieczenstwo+gospodarcze/Energetyka/Efektywnosc+energetyczna> [data dostępu: 09.01.2015]
7. **Renewable Energy Policy Network for 21st Century**, Renewables 2014. Global Status Report. http://www.ren21.net/portals/0/documents/resources/gsr/2014/-gsr2014_full%20report_low%20res.pdf [data dostępu: 21.12.2014]
8. **Nejat P. i inni**, A global review of energy consumption, CO₂ emissions and policy in the residential sector (with an overview of the top ten CO₂ emitting countries), *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2015, Vol. 43, 843-862. DOI: 10.1016/j.rser.2014.11.066
9. **Główny Urząd Statystyczny**, Efektywność wykorzystania energii w latach 2002-2012. Zakład Wydawnictw Statystycznych, Warszawa, 2014.
10. **Pultowicz A.**, Przesłanki rozwoju rynku odnawialnych źródeł energii w Polsce w świetle idei, *Problemy Ekorozwoju*. 2009, Vol. 4, 1, 109-115.
11. **Lewandowski M. W.**, Proekologiczne odnawialne źródła energii. Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa, 2007.

12. **Qi Z. i inni**, Status and development of hybrid energy systems from hybrid ground source heat pump in China and other countries, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2014, Vol. 29, 37-51.
DOI: 10.1016/j.rser.2013.08.059
13. **Joniec W., Rybka K., Orysiak A.**, ISH 2015, *Rynek Instalacyjny*. 2015, 4, 8-12.
14. **Kaczmarczyk A.**, Trzy systemy: grzanie c.o., c.w.u. i chłodzenie pasywne – jedna pompa ciepła, *Technika chłodnicza i klimatyzacyjna*. 2007, Vol. 7, 370-373.
15. **Koźmiński C., Michalska B.**, Zmienność liczby dni zimnych, chłodnych, ciepłych, gorących i upalnych w Polsce w okresie kwiecień–wrzesień, *Przegląd Geograficzny*. 2011, Vol. 83, 1, 91–107.
16. **Szafrański B.**, Branża HVAC w Polsce. <http://inteligentnybudynek.eu/artypul/article/branza-hvac-w-polsce/> [data dostępu: 10.01.2015]
17. **Wiśniewska M., Forysiak J.**, Źródła ciepła niskotemperaturowego dostępnego dla gruntowych pionowych wymienników ciepła. Uwarunkowania środowiskowe i techniczne, *Acta Universitatis Lodziensis, Folia Geographica Physica*. 2014, Vol. 13, 65-77.
18. **Fabrizio E., Seguro F., Filippi M.**, Integrated HVAC and DHW production systems for Zero Energy Buildings, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2014, Vol. 40, 515-541. DOI: 10.1016/j.rser.2014.07.193
19. **Sanner B. i inni**, Strategic Research and Innovation Agenda for Renewable Heating & Cooling. Publications Office of the European Union, Luxembourg, 2013.
20. **Miara M.**, Sprawność pomp ciepła w realnych warunkach użytkowania, *InstalReporter*. 2011, 2, 12-16.
21. **Sanner B. i inni**, 2020-2030-2050 Common Vision for the Renewable Heating & Cooling sector in Europe. Publications Office of the European Union, Luxembourg, 2011.
22. **Lachman P.**, Metodyka obliczenia OZE z pomp ciepła zgodnie z najnowszymi wytycznymi UE, *InstalReporter*. 2013, 3, 42-47.
23. **Neupauer K., Głuszek A., Magiera J.**, Sterownik nowego typu dla instalacji hybrydowych z odnawialnymi źródłami energii, *Inżynieria i Aparatura Chemiczna*. 2010, Vol. 49, 3, 87–88.

24. **Knapczyk P., Neupauer K., Turoń M.**, Bilansowanie i sterowanie przez Internet złożonymi instalacjami grzewczymi z odnawialnymi źródłami energii, *GLOBEnergia*. 2011, 6, 26-29.
25. **Pantera D.**, Układy hybrydowe z automatyczną adaptacją punktu biwalentnego, *InstalReporter*. 2013, 3, 2-4.
26. **Li F., Zheng G., Tian Z.**, Optimal operation strategy of the hybrid heating system composed of centrifugal heat pumps and gas boilers, *Energy and Buildings*. 2013, Vol. 58, 27–36. DOI: 10.1016/j.enbuild.2012.09.044
27. **Paska J., Sałek M., Surma T.**, Wytwarzanie energii elektrycznej i ciepła w systemach hybrydowych, *Wiadomości Elektrotechniczne*. 2005, 12, 3-13.
28. **Chochowski A., Czekalski D.**, Badania eksploatacyjne hybrydowego systemu zasilania energią z wykorzystaniem układu archiwizacji, transmisji i przetwarzania danych, *Inżynieria Rolnicza*. 2005, 14, 45-53. DOI: 10.1016/j.enbuild.2014.04.051
29. **Sinha S., Chandel S.S.**, Review of software tools for hybrid renewable energy systems, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2014, Vol. 32, 192-205. DOI: 10.1016/j.rser.2014.01.035
30. **Klein K., Huchtemann K., Müller D.**, Numerical study on hybrid heat pump systems in existing buildings, *Energy and Buildings*. 2014, Vol. 69, 193–201. DOI: 10.1016/j.enbuild.2013.10.032
31. **Głuszek A., Pater S., Neupauer K.**, Odnawialne źródła energii: ćwiczenia laboratoryjne. Wydawnictwo PK, Kraków, 2014.
32. **Smuczyńska M.**, Pompy ciepła powietrze/woda – praca na cele c.o. i c.w.u., *InstalReporter*. 2013, 10, 40-45.
33. **Vaillant**, Pompy ciepła geoTHERM, Zeszyt II, Materiały projektowe 2009. http://www.vaillant.pl/stepone/data/downloads/de/43/00/geotherm-_pli_ii.pdf [data dostępu: 05.02.2015]
34. **Scarpa F., Tagliafico L.A., Tagliafico G.**, Integrated solar-assisted heat pumps for water heating coupled to gas burners; Control criteria for dynamic operation, *Applied Thermal Engineering*. 2011, Vol. 31, 59-68. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2010.08.012.
35. **Główny Urząd Statystyczny**, Zużycie energii w gospodarstwach domowych w 2012 roku. Zakład Wydawnictw Statystycznych, Warszawa, 2012.

36. **Grabowski G.**, Współpraca pompy ciepła z kotłem gazowym lub olejowym, *Magazyn Instalatora*. 2009, 7-8, 30-31.
37. **Lachman P., PORT PC**, Pompy ciepła w układach hybrydowych, *Rynek Instalacyjny*. 2014, 4, 27-31.
38. **Wang Z. i inni**, Solar water heating: From theory, application, marketing and research, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2015, Vol. 41, 68-84. DOI: 10.1016/j.rser.2014.08.026
39. **Zhangyuan W., Wansheng Y.**, A review on loop heat pipe for use in solar water heating, *Energy and Buildings*. 2014, Vol. 79, 143-154. DOI: 10.1016/j.enbuild.2014.04.051
40. **Neupauer K.**, Analiza efektywności energetycznej i systemu sterowania hybrydowej instalacji grzewczej z odnawialnymi źródłami energii. Rozprawa doktorska, Politechnika Krakowska, 2014.
41. **Duffie J. A., Beckman W. A.**, Solar Engineering of Thermal Processes. John Wiley & Sons, New Jersey, 2006.
42. **Jeleń I.**, Skojarzone układy Hewalex do podgrzewania ciepłej wody użytkowej, *InstalReporter*. 2014, 7, 10-12.
43. **BTI Promocja Polskiego Eksportu Sp. z o.o.** <http://www.pompycieplabti.pl/-schemat.jpg> [data dostępu: 10.02.2015]
44. **Bogacki M.**, Poradnik. Odnawialne źródła energii. Efektywne wykorzystanie w budynkach. Finansowanie przedsięwzięć. Fundacja na rzecz Efektywnego Wykorzystania Energii, Katowice, 2010.
45. **Chwieduk D.**, Solar Energy Use for Thermal Application in Poland, *Polish Journal of Environmental Studies*. 2010, Vol. 19, 3, 473-477.
46. **Omojaro P., Breilkopf C.**, Direct expansion solar assisted heat pumps: A review of applications and recent research, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2013, Vol. 22, 33-45. DOI: 10.1016/j.rser.2013.01.029
47. **Trillat-Berdal V., Souyri B., Fraisse G.**, Experimental study of a ground-coupled heat pump combined with thermal solar collectors, *Energy and Buildings*. 2006, Vol. 38, 1477-1484. DOI: 10.1016/j.enbuild.2006.04.005
48. **Trillat-Berdal V., Souyri B., Achard G.**, Coupling of geothermal heat pumps with thermal solar collectors, *Applied Thermal Engineering*. 2007, Vol. 27, 10, 1750-1755. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2006.07.022

49. **Kurpaska S.**, Ekonomiczno-ekologiczne aspekty stosowania zintegrowanego systemu do ogrzewania obiektów ogrodniczych, *Inżynieria Rolnicza*. 2008, Vol. 100, 2, 145-153.
50. **Tiberiu C., Virgoneb J., Blanco E.**, Multi-source energy systems analysis using a multi-criteria decision aid methodology, *Renewable Energy*. 2011, Vol. 36, 8, 2245-2252. DOI: 10.1016/j.renene.2011.01.011
51. **Busato F., Lazzarin R. M., Noro M.**, Two years of recorded data for a multisource heat pump system: A performance analysis, *Applied Thermal Engineering*. 2013, Vol. 57, 1-2, 39-47.
DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2013.03.053
52. **Pater S., Magiera J.**, Energetic and Ecological Balancing Hybrid Heating system with Renewable Energy Sources, *Czasopismo Techniczne, Zeszyt Mechanika*. 1-M (5), 2012, 175-184.
53. **Pantera D.**, Współpraca automatyki solarnej i kotła grzewczego, *InstalReporter*. 2013, 5, 56-57.
54. **Mokhtar M. i inni**, Intelligent multi-agent system for building heat distribution control with combined gas boilers and ground source heat pump, *Energy and Buildings*. 2013, Vol. 62, 615-626. DOI: 10.1016/j.enbuild.2013.03.045
55. **Vaillant**, Instrukcja obsługi i instalacji zestawu calorMATIC 630. http://instalacjeb2b.pl/files/1152,ii_VRC_.pdf [data dostępu: 13.02.2015]
56. **FRISKO**, Instrukcja obsługi MR208-COMBI2 . http://www.frisko.com.pl/dt-prod_img/obrazki/prod_164file/568_mr208-combi2_v3p.pdf [data dostępu: 13.02.2015]
57. **Jeleń I.**, Hewalex EKONTROL – zdalny monitoring instalacji solarnej i pompy ciepła, *InstalReporter*. 2013, 8, 33-35.
58. **HEWALEX**, Ekontrol. <http://www.hewalex.pl/ekontrol/> [data dostępu: 16.02.2015]
59. **Obstawki P., Czekalski D.**, Wizualizacja procesu pozyskiwania energii w hybrydowym systemie źródeł odnawialnych, *Innowacyjne Procesy Technologiczne*. Lubelskie Towarzystwo Naukowe, Lublin, 2011.
60. **GmbH Digitronic Automationsanlagen**, DigiENERGY Bedienungsanleitung. http://www.digitronic.com/fileadmin/data/GEBAEUDEAUTOMATISIERUNG/DigiEnergy/Handbuch_DigiENERGY_bis_V4.022-344_DE.pdf. [data dostępu 17.02.2015]

61. **GmbH Digitronic Automationsanlagen**, DigiWEB3 Bedienungsanleitung. http://www.digitronic.com/fileadmin/data/GEBAEUDEAUTOMATISIERUNG/DigiEnergy/Handbuch_DigiWEB_3_Hardware.pdf [data dostępu: 18.02.2015]
62. **Piszczałowska U., Żukowski M.**, Charakterystyka aktywnych i pasywnych systemów chłodzenia za pomocą pompy ciepła, *Civil and Environmental Engineering*. 2010, 1, 241-244.
63. **Chen D., Wang X., Ren Z.**, Selection of climatic variables and time scales for future weather preparation in building heating and cooling energy predictions, *Energy and Buildings*. 2012, Vol. 51, 223-233.
DOI: 10.1016/j.enbuild.2012.05.017
64. **Recknagel H. i. inni**, Ogrzewanie i klimatyzacja. EWFE-Polonia, Gdańsk, 1994.
65. **Danielak M.**, Klimatyzacja w zgodzie z naturą Chłodzenie pasywne, *Polski Instalator*. 2014, 2, 38-41.
66. **Samuel D., Nagendra S., Maiya M.**, Passive alternatives to mechanical air conditioning of building: A review, *Building and Environment*. 2013, Vol. 66, 54-64. DOI: 10.1016/j.buildenv.2013.04.016
67. **PORT PC**, Wpływ zastosowania pomp ciepła na środowisko, korzyści wynikające z ich zastosowania i oraz znaczenie w Polsce do 2020 r. http://www.portpc.pl/pdf/Wplyw_zastosowania_pomp_ciepla_PORTPC.pdf [data dostępu: 10.01.2015]
68. **Euroobserve'er**, Heat Pumps Barometer 2013. http://www.energies-renouvelables.org/observ-er/stat_baro/observ/baro218_en.pdf [data dostępu: 12.02.2015]
69. **Dott R., Wemhöner C., Afjei T.**, Heating and Cooling with Heat Pumps in Swiss Residential Buildings, *10th IEA Heat Pump Conference*. 2011, 00026/Session, 1-11.
70. **Cui P. i. inni**, Simulation of hybrid ground-coupled heat pump with domestic hot water heating systems using HVACSIM+, *Energy and Buildings*. 2008, Vol. 40, 1731-1736. DOI: 10.1016/j.enbuild.2008.03.001
71. **Pater S. i. inni**, Wykorzystanie pompy ciepła w instalacji z odnawialnymi źródłami energii do chłodzenia pasywnego, *Inżynieria i Aparatura Chemiczna*. 2013, Vol. 52, 5, 457-458.

72. **Sadłowska-Sałęga A.**, Alternatywne źródła energii stosowane w budownictwie. Materiały pomocnicze do ćwiczeń. http://matrix.ur.krakow.pl/~isig/kbw/-akty_prawne/slonce.pdf [data dostępu: 20.02.2015]
73. **Guo Y. i inni**, A techno-economic comparison of a direct expansion ground-source and a secondary loop ground-coupled heat pump system for cooling in a residential building, *Applied Thermal Engineering*. 2012, Vol. 35, 29-39. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2011.09.032
74. **VIESSMANN**, Podręcznik architekta, projektanta i instalatora. Pompy ciepła. 09/2011. http://www.viessmann.pl/content/dam/internetpl/strefa_projektanta-/Poradnik_Pompy_Ciepła_2011_09.pdf [data dostępu: 20.02.2015]
75. **Biernacka B.**, Półempiryczne równanie opisujące naturalne pole temperatury gruntu w rejonie Białegostoku. *Budownictwo i Inżynieria Środowiska*. 2010, Vol. 1, 5-10.
76. **Rubik M.**, Pompy ciepła w systemach geotermii niskotemperaturowej. Multico Oficyna Wydawnicza, Warszawa, 2011.
77. **Geetha N. B., Velraj R.**, Passive cooling methods for energy efficient buildings with and without thermal energy storage – A review, *Energy Education Science and Technology Part A: Energy Science and Research*. 2012, Vol. 29, 2, 913-946.
78. **Yu X., Zhai X.Q., Wang R.Z.**, Design and performance of a constant temperature and humidity air-conditioning system driven by ground source heat pumps in winter, *Energy Conversion and Management*. 2010, Vol. 51, 11, 2162-2168. DOI: 10.1016/j.enconman.2010.03.009
79. **Dimplex**, Project Planning Manual Heating and Cooling with Heat Pumps. http://www.dimplex.de/fileadmin/dimplex/downloads/planungshandbuecher/en/dimplex_phb_kuehlen_gb_122008.pdf [data dostępu: 21.02.2015]
80. **Januševičius K., Streckienė G.**, Solar Assisted Ground Source Heat Pump Performance in Nearly Zero Energy Building in Baltic Countries, *Environmental and Climate Technologies*. 2013, Vol. 11, 48-56. DOI: 10.2478/rtuct-2013-0007
81. **Miara M.**, Ograniczona wymowa współczynnika SPF, *InstalReporter*. 2012, 7, 9-10.
82. **Karwacki J. i inni**, Badania pomp ciepła dużej mocy cz. 1. Zakres, metodyka i stanowisko badawcze, *Chłodnictwo i Klimatyzacja*. 2014, 3, 28-32.
83. **Egg J., Howard B. C.**, Geothermal HVAC: Green Heating and Cooling. The McGraw-Hill Companies, New York, 2011.

84. **Lachman P.**, Czy można porównywać współczynnik COP według starej i nowej normy?, *InstalReporter*. 2012, 9, 35.
85. **Lachman P.**, Spór o minimalną wartość SPF w dyrektywie OZE, *Polski Instalator*. 2010, 3, 78-83.
86. **Miara M.**, Szacowanie współczynnika efektywności według wytycznych VDI 4650. http://www.portpc.pl/pdf/2kongres/08_Marek_Miara.pdf
[data dostępu: 22.02.2015]
87. **Lachman P.**, Szacowanie SCOP na podstawie wytycznych VDI 4650 cz. 1 i cz. 2 Kalkulator SCOP. http://www.portpc.pl/pdf/2kongres/09_Marian_Rubik.pdf
[data dostępu: 22.02.2015]
88. **Lachman P.**, COP dla pomp ciepła – wartości realne i *InstalReporter*. 2012, 7, 16-19.
89. **Danish Energy Agency**, Calculation of SCOP for heat pumps according to EN 14825. <http://www.eceee.org/ecodesign/products/boilers/App%20B%20technical%20SCOP%20NEF%20%20En14825%20heatpumpsEN.docx>
[data dostępu: 22.02.2015]
90. **Riviere P. i inni**, D4.2./D3.4. Concept for evaluation of SPF Version 2.0. http://ec.europa.eu/energy/intelligent/projects/sites/ieeprojects/files/projects/documents/sepemo-build_concept_for_evaluation_of_spf_for_hydrionic_hps_en.pdf
[data dostępu: 22.02.2015]
91. **Miara M. i inni**, Heat Pump Efficiency Analysis and Evaluation of Heat Pump Efficiency in Real-life Conditions. http://wpeffizienz.ise.fraunhofer.de/download/final_report_wp_effizienz_en.pdf [data dostępu: 24.02.2015]
92. **Miara M.**, Wyniki badań dolnych źródeł ciepła z pompach ciepła typu solanka/woda, *InstalReporter*. 2011, 10, 11-16.
93. **Sarbu I., Sebarchievici C.**, General review of ground-source heat pump systems for heating and cooling of buildings, *Energy and Buildings*. 2014, Vol. 70, 441-454. DOI: 10.1016/j.enbuild.2013.11.068
94. **Malenković I.**, Definition of Performance Figures for Solar and Heat Pump Systems. <http://www.estif.org/solarkeymarknew/images/downloads/QAiST/qai-st%20d5.1%20tr%205.1.3%20performance%20figures.pdf>
[data dostępu: 24.02.2015]
95. **Adamski B.**, Wartość ESEER dla odmiennych od EUROVENT parametrów pracy, *Chłodnictwo i Klimatyzacja*. 2012, Vol. 8, 8-13.

96. **Narodowy Fundusz Ochrony Środowiska i Gospodarki Wodnej**, Zarządzanie energią w budynkach użyteczności publicznej. http://www.builddesk.pl/files/BuildDesk/PL%20Auditing/PL%20nfosigw/zal._2_czesc_b__aneks_1_obliczanie_energii.pdf [data dostępu: 14.01.2015]
97. **Kubiczek S., Bonca Z.**, Koszty eksploatacyjne sprężarek chłodniczych, *Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna*. 2011, 2, 96-102.
98. **Karabacak R. i inni**, Experimental investigation of the cooling performance of a ground source heat pump system in Denizli, Turkey, *International Journal of Refrigeration*. 2011, Vol. 34, 2, 454-465. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2010.10.009
99. **Sebarchievici C., Sarbu I.**, Performance of an experimental ground-coupled heat pump system for heating, cooling and domestic hot-water operation, *Renewable Energy*. 2015, Vol. 76, 148-159. DOI: 10.1016/j.renene.2014.11.020
100. **Yi M. i inni**, In situ operation performance test of ground coupled heat pump system for cooling and heating provision in temperate zone, *Applied Energy*. 2012, Vol. 97, 913-920. DOI: 10.1016/j.apenergy.2011.11.049
101. **Yujin H. i inni**, Cooling performance of a vertical ground-coupled heat pump system installed in a school building, *Renewable Energy*. 2009, Vol. 34, 3, 578-582. DOI: 10.1016/j.renene.2008.05.042
102. **Luo J. i inni**, Heating and cooling performance analysis of a ground source heat pump system in Southern Germany, *Geothermics*. 2015, Vol. 53, 57-66. DOI: 10.1016/j.geothermics.2014.04.004
103. **Lachman P.**, Jak „praktycznie” można rozwiązać ogrzewanie, chłodzenie i c.w.u. w domu z pompą ciepła?, *InstalReporter*. 2011, 8, 22-23.
104. **Koziół J.**, Przegląd uwarunkowań i metod oceny efektywności wykorzystania odnawialnych źródeł energii w budownictwie. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice, 2012.
105. **Yang H., Cui P., Fang Z.**, Vertical-borehole ground-coupled heat pumps: A review of models and systems, *Applied Energy*. 2010, Vol. 87, 1, 16-27. DOI: 10.1016/j.apenergy.2009.04.038
106. **Hanuszkiewicz-Drapała M.**, Modelowanie zjawisk cieplnych w gruntowych wymiennikach ciepła pomp grzejnych z uwzględnieniem oporów przepływu czynnika pośredniczącego, *Modelowanie Inżynierskie*. 2009, Vol. 38, 57-68.
107. **Wołoszyn J.**, Badania wpływu rozmieszczenia wymienników na efektywność podziemnych magazynów energii. Rozprawa doktorska, Kraków, 2014.

108. **Salimshirazi A.**, Transient Heat Transfer in Vertical Ground Heat Exchanger. Rozprawa doktorska, *Juillet: École Polytechnique de Montréal*, 2012.
109. **Koohi-Fayegh S., Rosen M.**, An analytical approach to evaluating the effect of thermal interaction of geothermal heat exchangers on ground heat pump efficiency, *Energy Conversion and Management*. 2014, Vol. 78, 184-192. DOI: 10.1016/j.enconman.2013.09.064
110. **Lamarche L., Kaji S., Beauchamp B.**, A review of methods to evaluate borehole thermal resistances in geothermal heat-pump systems, *Geothermics*. 2010, Vol. 39, 2, 187-200. DOI: 10.1016/j.geothermics.2010.03.003
111. **Gu Y., O'Neal D. L.**, Development of an equivalent diameter expression for vertical U-Tubes used in ground-coupled heat pumps, *ASHRAE Trans.* 1998, Vol. 104, 347-55.
112. **Hellstrom G.**, Ground heat storage: Thermal analyses of duct storage systems. Rozprawa doktorska, Department of Mathematical Physics University of Lund, 1991.
113. **Zeng H., Diao N., Fang Z.**, Efficiency of vertical geothermal heat exchangers in the ground source heat pump system, *Journal of Thermal Science*. 2003, Vol. 12, 1, 77-81. DOI: 10.1007/s11630-003-0012-1
114. **Liang N.W. i. inni**, A conformal-mapping method for predicting the thermal properties of U-shaped borehole heat-exchangers, *Geothermics*. 2014, Vol. 50, 66-75. DOI: 10.1016/j.geothermics.2013.08.006
115. **Ingersoll L.H., Plass H.J.**, Theory of the ground pipe heat source for the heat pump, *ASHVE Trans.* 1948, Vol. 47, 339-348.
116. **Wajman M.**, Podstawy teoretyczne wymiany ciepła w pionowych sondach gruntowych, *Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna*. 2011, 9, 438-444.
117. **Wajman M.**, Metody pomiarowe badania warunków pracy pionowych sond gruntowych - Testy TRT i DTRT, *Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna*. 2012, Vol. 12, 544-552.
118. **Luo J. i. inni**, Experimental investigation of a borehole field by enhanced geothermal response test and numerical analysis of performance of the borehole heat exchangers. *Energy*. 2015, Vol. 84, 473-484. DOI: 10.1016/j.energy.2015.03.013
119. **Erol S., François B.**, Efficiency of various grouting materials for borehole heat exchangers, *Applied Thermal Engineering*. 2014, Vol. 70, 788-799.

- DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2014.05.034
120. **Gehlin S.**, Thermal response Test Method Development an Evaluation. Rozprawa doktorska, Lulea University of Technology, 2002.
121. **Choi J., Park J., Lee S.**, Numerical evaluation of the effects of groundwater flow on borehole heat exchanger arrays, *Renewable Energy*. 2013, Vol. 52, 230-240. DOI: 10.1016/j.renene.2012.10.028
122. **Zeng H. Y., Diao N. R., Fang Z. H.**, A finite line-source model for boreholes in geothermal heat exchangers, *Heat Transfer - Asian Research*. 2002, Vol. 31, 7, 558-567. DOI: 10.1002/htj.10057
123. **Beier R.**, Transient heat transfer in a U-tube borehole heat exchanger, *Applied Thermal Engineering*. 2014, Vol. 62, 1, 256-266. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2013.09.014
124. **Rees S. J., He M.**, A three-dimensional numerical model of borehole heat exchanger heat transfer and fluid flow, *Geothermics*. 2013, Vol. 46, 1-13. DOI: 10.1016/j.geothermics.2012.10.004
125. **Esen H., Inalli M.**, Modelling of a vertical ground coupled heat pump system by using artificial neural networks, *Expert Systems with Applications*. 2009, Vol. 36, 7, 10229-10238. DOI: 10.1016/j.eswa.2009.01.055
126. **Żurawski J.**, Budynki energooszczędne podręcznik. http://www.eip-cz-pl.eu/cz-/files/Budynki_energooszczedne_podrecznik.pdf [data dostępu: 26.02.2015]
127. **Aspol-FV**, Karta techniczna wyrobu budowlanego. Sonda ENERGEO z głowicą DWD/FF. http://www.aspol.com.pl/en/oferta/kategorie/699_sondy-geotermalne-dwd-ff.html [data dostępu: 01.03.2014]
128. **Koczorowski J.**, Montaż i praca pionowych sond: coraz głębiej, coraz wydajniej, *InstalReporter*. 2014, 6, 39-41.
129. **Białko B. i inni**, Analiza modyfikacji konstrukcyjnych wybranych sond gruntowych do sprężarkowych pompy ciepła, *Chłodnictwo i klimatyzacja*. 2014, 4, 35-40.
130. **Oszczypko N.**, Powstanie i rozwój polskiej części zapadliska przedkarpackiego, *Przegląd Geologiczny*. 2006, Vol. 54, 5, 396-403.
131. **Górecki W. i inni**, Atlas zasobów wód i energii geotermalnej Karpat Zachodnich. AGH KSE, Kraków, 2011.
132. **Habryn R., Buła Z., Nawrocki J.**, Strefa tektoniczna Kraków-Lubliniec na odcinku krakowskim w świetle danych uzyskanych z nowych otworów

- badawczych Trojanowice 2 i Cianowice 2, *Biuletyn Państwowego Instytutu Geologicznego*. 2014, 459, 45-60.
133. **Makroterm**, Turbokominek i Turbokominek DUO MIX Turbokominek do układów otwartych. Instrukcja obsługi. Instrukcja instalowania. http://eco-term.pl/upload/files/makroterm_turbokominek.pdf [data dostępu: 01.03.2015]
134. **Wuxi High-New Technology**, Summary of EN 12975 Test Results. Wuxi High-New Tech. Ind. Dev. Co. <http://www.dincertco.de/logos/011-7S504%20R.pdf> [data dostępu: 01.02.2015]
135. **Neupauer K., Magiera J.**, Próznia w kolektorze słonecznym zmniejsza straty ciepła na drodze konwekcji i przewodzenia, *Czasopismo Techniczne*. 2010, Vol. 21, 10, 223-232.
136. **Pater S.**, Woda jako płyn solarny w cieczowych kolektorach słonecznych, Wybrane problemy naukowo-badawcze budownictwa i inżynierii środowiska. Politechnika Warszawska Wydział Budownictwa, Mechaniki i Petrochemii, Płock 2013, 301-308.
137. **Jeleń I.**, Lej glikol!, *Magazyn Instalatora*. 2013, 10, 34-35.
138. **Mirowski A.**, Podręcznik dobrych praktyk na bazie szwajcarskich i polskich doświadczeń w zakresie wykorzystania odnawialnych źródeł energii. Związek Miast i Gmin Dorzecza Parsęty w Karlinie, Karlino, 2014.
139. **Polska Spółka Gazownictwa**, Taryfa nr 3 dla usług dystrybucji paliw gazowych i usług regazyfikacji skroplonego gazu ziemnego. <http://oferta.pgnig.pl/dla-domu/taryfa> [data dostępu: 04.05.2015]
140. **Galmet**, Ogrzewacze wody katalog 02/2014. http://www.galmet.com.pl/uploads-files/katalog_ogrzewaczy_2.2014_www.pdf [data dostępu: 01.03.2015]
141. **CZAKI THERMO-PRODUCT**, Katalog Wydanie 5.7. http://www.czaki.pl/czaki2/plik/katalog-katalog_56_nn3328.pdf [data dostępu: 04.02.2015]
142. **ACSE**, Czujniki temperatury TOP-1068. http://www.acse.pl/upload/download-tope41_tope42.pdf [data dostępu: 15.03.2015]
143. **Kipp&Zonen**, CM 21 Precision Pyranometer Instruction Manual. <http://www.kippzonen.com/Product/14/CMP-21-Pyranometer#.VQVZkdJwvCo> [data dostępu: 15.06.2013]
144. **Zakład Elektroniczny "TANEL"**, Instrukcja obsługi wilgotnościomierza drewna HIT-3. http://www.tanel.com.pl/download/hit3_manual_PL.pdf [data dostępu: 08.09.2014]

145. **SchellCount**, Liczniki energii elektrycznej do montażu na szynę DIN. http://www.lackmann.pl/pdf/liczniki_energii_czynnej_schell.pdf
[data dostępu: 05.01.2015]
146. **Intergaz**, Gazomierze miechowe BK-G 1,6÷10. <http://www.intergaz.eu/uploads-file/product/system-imr.pdf> [data dostępu: 14.03.2015]
147. **Chojnacka A., Sudoł-Szopińska I.**, Komfort termiczny w pomieszczeniach biurowych w aspekcie norm, *Bezpieczeństwo Pracy*. 2007, 6, 16-19.
148. **Wróblewska Z.**, Podstawowe zasady projektowania wentylacji mechanicznej. <http://warunkibudowlane.pl/?s=modulos&v=capitulo&c=16208>
[data dostępu: 05.03.2015]
149. **Barreira E., Negrão C., Hermes C.**, Thermo-economic analysis and optimization of residential split-type air conditioners, *Applied Thermal Engineering*. 2013, Vol. 50, 1, 629-636. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2012.06.006
150. **Ziya S.**, Exergetic and environmental assessment of room air conditioners in Turkish market, *Energy*. 2012, Vol. 46, 1, 32-41.
DOI: 10.1016/j.energy.2012.06.065
151. **Joniec W.**, Pompy ciepła - rynek, szkolenia, perspektywy, *Rynek Instalacyjny*. 2015, 4, 26-35.
152. **Chow T. T. i. inni**, Performance evaluation of evacuated tube solar domestic hot water systems in Hong Kong, *Energy and Buildings*. 2011, Vol. 43, 12, 3467-3474. DOI: 10.1016/j.enbuild.2011.09.009
153. **Pluta Z.**, Evacuated tubular or classical flat plate solar collectors, *Journal of Power Technologies*. 2011, Vol. 91, 3, 158-164.
154. **Latała H.**, Wpływ warunków solarnych na efekt pracy próżniowego i płaskiego kolektora słonecznego, *Inżynieria Rolnicza*. 2008, Vol. 9, 107, 181-188.
155. **Ayompe L. M., Duffy A.**, Thermal performance analysis of a solar water heating system with heat pipe evacuated tube collector using data from a field trial, *Solar Energy*. 2013, Vol. 90, 17-28. DOI: 10.1016/j.solener.2013.01.001
156. **Liu H. i. inni**, Feasibility study on a novel freeze protection strategy for solar heating systems in severely cold areas, *Solar Energy*. 2015, Vol. 112, 144-153.
DOI: 10.1016/j.solener.2014.11.034
157. **Botpaev R., Orozaliev J., Vajen K.**, Experimental investigation of the filling and draining processes of the drainback system (Part 1), *Energy Procedia*. 2014, Vol. 57, 2467-2476. DOI: 10.1016/j.egypro.2014.10.256

158. **Skiba E.**, Solar Thermal Freeze Protection, *Plumbing Engineer*. 2011, 34-56.
159. **Vaillant**, Dla instalatora instrukcja instalacji geoTHERM VWS/VWW. https://www.google.pl/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=2&cad=rja&uact=8&ved=0CCcQFjAB&url=http%3A%2F%2Fwww.vaillant.pl%2Fstepone%2Fdata%2Fdownloads%2F6b%2F45%2F00%2Finstrukcja_instalacji_geotherm_vws_vww_61_81_101_141_171_3_generacja_maj_2012.pdf&ei
[data dostępu: 05.02.2015]
160. **Zhang Ch. i. inni**, An improved evaluation method for thermal performance of borehole heat exchanger, *Renewable Energy*. 2015, Vol. 77, 142-151. DOI: 10.1016/j.renene.2014.12.015
161. **Zeng H., Diao N., Fang Z.**, Heat transfer analysis of boreholes in vertical ground heat exchangers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2003, Vol. 46, 4467-4481. DOI: 10.1016/S0017-9310(03)00270-9
162. **Fang Z. H., Diao N. R., Cui P.**, Discontinuous operation of geothermal heat exchangers, *Tsinghua Sci Technol*. 2002, Vol. 7, 2, 194-201.
163. **Marciniak M. i. inni**, Laboratoryjne i terenowe oznaczanie współczynnika filtracji utworów półprzepuszczalnych. Wydawnictwo Uniwersytetu im. A. Mickiewicza, Poznań, 1998.
164. **Martienssen W., Warlimont H.**, Springer Handbook of Condensed Matter and Materials Data. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, Heidelberg, 2005.
165. **ASHARE**, Fundamentals: 2001 Ashrae Handbook: Inch-Pound Edition. Amer Society of Heating, Michigan, 2001.
166. **PKN**, Zestawienie parametrów fizycznych materiałów/wyrobów budowlanych wg PN-EN ISO 12524:2003, PN-EN ISO 6946:1999 i PN-91/B-02020. http://kurtz.zut.edu.pl/fileadmin/BE/Tablice_materialowe.pdf
[data dostępu: 05.02.2015]
167. **Gołaś A., Wołoszyczyn J.**, Analiza rozkładu pola temperatury w gruntowych wymiennikach ciepła, *Modelowanie Inżynierskie*. 2011, Vol. 41, 107-114.
168. **Fidorów N., Szulgowska-Zgrzywa M.**, The influence of the ground coupled heat pump's labor on the ground temperature in the boreholes – Study based on experimental data, *Applied Thermal Engineering*. 2015, Vol. 82, 237-245. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2015.02.035
169. **Fidorów N., Szulgowska-Zgrzywa M.**, Monitoring temperatury w pionowym odwiercie pompy ciepła, *Rynek Instalacyjny*. 2015, 4, 36-40.

170. **Lachman P.**, Zamarznięte pionowe wymienniki pompy ciepła - studium osobliwego przypadku, *Polski Instalator*. 2011, Vol. 151, 3, 16-19.
171. **Piller M., Liuzzo Scorpo A.**, Numerical investigation of forced convection from vertical boreholes, *Geothermics*. 2013, Vol. 45, 41-56.
DOI: 10.1016/j.geothermics.2012.10.001
172. **Polska Spółka Gazownictwa**, Wartości ciepła spalania w ORCS.
<http://www.psgaz.pl/dlaklienta/18869/21361> [data dostępu: 10.03.2015]
173. **Energy Saving Trust**, Final Report: In-situ monitoring of efficiencies of condensing boilers and use of secondary heating. https://www.gov.uk/government/uploads/system/uploads/attachment_data/file/180950/Insitu_monitoring_of_condensing_boilers_final_report.pdf [data dostępu: 29.04.2015]
174. **Komorowicz M., Wróblewska H., Pawłowski J.**, Skład chemiczny i właściwości energetyczne biomasy z wybranych surowców odnawialnych, *Ochrona Środowiska i Zasobów Naturalnych*. 2009, 40, 402-410.
175. **Głodek E.**, Spalanie i współspalanie biomasy. Przewodnik. Oddział Inżynierii Materiałowej, Procesowej i Środowiska, Opole, 2010.
176. **Valter F., Eliseo A., Luca Z. B.**, Wood Fuels Handbook. AIEL - Italian Agriforestry Energy Association, Limena, 2008.
177. **Polski Komitet Normalizacyjny**, Oznaczanie wilgotności za pomocą elektrycznego wilgotnościomierza oporowego. Norma PN-EN 13183-2.
178. **Polak W.**, Niepewności pomiarowe w pracowni fizycznej. Katedra Fizyki Stosowanej. http://wm.pollub.pl/files/75/attachment/3772_niep_pom.pdf [data dostępu: 04.04.2015]
179. **Yanga W., Suna L., Chen Y.**, Experimental investigations of the performance of a solar-ground source heat pump system operated in heating modes, *Energy and Buildings*. 2015, Vol. 89, 97-111. DOI: 10.1016/j.enbuild.2014.12.027

STRESZCZENIE

W rozprawie przedstawiono działającą w warunkach rzeczywistych multiwalentną instalację hybrydową wyposażoną w cztery urządzenia grzewcze, w tym jedno pełniące jednocześnie funkcję chłodniczą. Instalację zastosowano do celów grzewczych i chłodniczych w zlokalizowanym na obrzeżach Krakowa budynku mieszkalno-usługowym. Omówiono oryginalne modyfikacje systemu sterowania DigiENERGY, które umożliwiły integrację, a także prawidłową i efektywną pracę urządzeń. Analiza pracy instalacji obejmowała okres czasu od września 2011 roku do kwietnia 2015 roku.

W okresie letnim odpowiedni komfort cieplny w wybranych pomieszczeniach budynku uzyskiwano wykorzystując tryb chłodzenia pasywnego pompy ciepła. W rzeczywistych warunkach użytkowania określono moc chłodniczą, a także efektywność energetyczną chłodzenia pasywnego z wykorzystaniem pionowego gruntowego wymiennika ciepła oraz wpływ tego procesu na efektywność pracy pompy ciepła w trybie grzania. Omówiono wpływ zmian konfiguracji ustawień pompy ciepła i systemu sterowania na wartości współczynnika efektywności pracy pompy ciepła w sezonach grzewczych.

Opracowano model matematyczny procesów cieplno-przepływowych w pionowym gruntowym wymienniku ciepła. Uzyskany ilościowy opis procesu pozwala na przeprowadzanie analiz obejmujących długookresową współpracę pompy ciepła z PGWC w sezonach grzewczych i chłodniczych, naturalną i wspomaganą regenerację termiczną gruntu, zmienne obciążenie grzewcze i chłodnicze obiektu budowlanego w ciągu roku, a także różny stopień pokrywania zapotrzebowania na ciepło dla budynku przez pompę ciepła. Dokonano również weryfikacji zaproponowanego modelu porównując wyniki obliczeń z danymi eksperymentalnymi otrzymanymi podczas pracy instalacji hybrydowej oraz z danymi literaturowymi.

Omówiono wyniki pracy kolektorów słonecznych wykorzystujących wodę, jako płyn solarny, a także zastosowany w okresie zimowym system ochrony przeciwwzrosteniowej. Używanie wody pozwoliło na bezpośrednie wykorzystanie ciepła produkowanego przez kolektory słoneczne do wspomaganie pracy systemu grzewczego budynku oraz regeneracji cieplnej gruntu otaczającego pionowy gruntowy wymiennik ciepła.

ABSTRACT

The dissertation presents acting in real conditions multivalent hybrid system equipped with four heating devices, including one which perform the function of cooling. The installation is used for heating and cooling located on the outskirts of Krakow residential and service building. Original DigiENERGY control system modifications that enabled the integration, as well as the proper and efficient operation of the devices was discussed. Analysis of system operation covered the period of time from September 2011 to April 2015.

In summer suitable thermal comfort in selected rooms of the building were obtained using passive cooling mode of the heat pump. In real conditions of use cooling capacity, as well as passive cooling energy efficiency using a vertical ground heat exchanger and the impact of this process on the efficiency of the heat pump in heating mode was specified. The effects of variation heat pump settings and configuration of control system to change the values of the efficiency of the heat pump in heating seasons was discussed.

A mathematical model of thermal and flow processes in a vertical ground heat exchanger was developed. The resulting quantitative description of the process allows for analyzes involving long-term cooperation with PGWC heat pump in heating and cooling seasons, natural and additional thermal regeneration of soil, variable heating and cooling load of a building within a year, as well as varying degrees of overlap for the heat demand of the building by heat pump. The proposed model have been also verified by comparing the calculation results with the experimental data obtained during operation of the hybrid installation and literature data.

The results of operation of solar collectors using water as solar fluid, and also application of frost protection system during the winter time was presented. Usage of water allowed for the direct heat produced by solar panels to support the work of the building heating system and thermal regeneration of soil surrounding vertical ground heat exchanger.

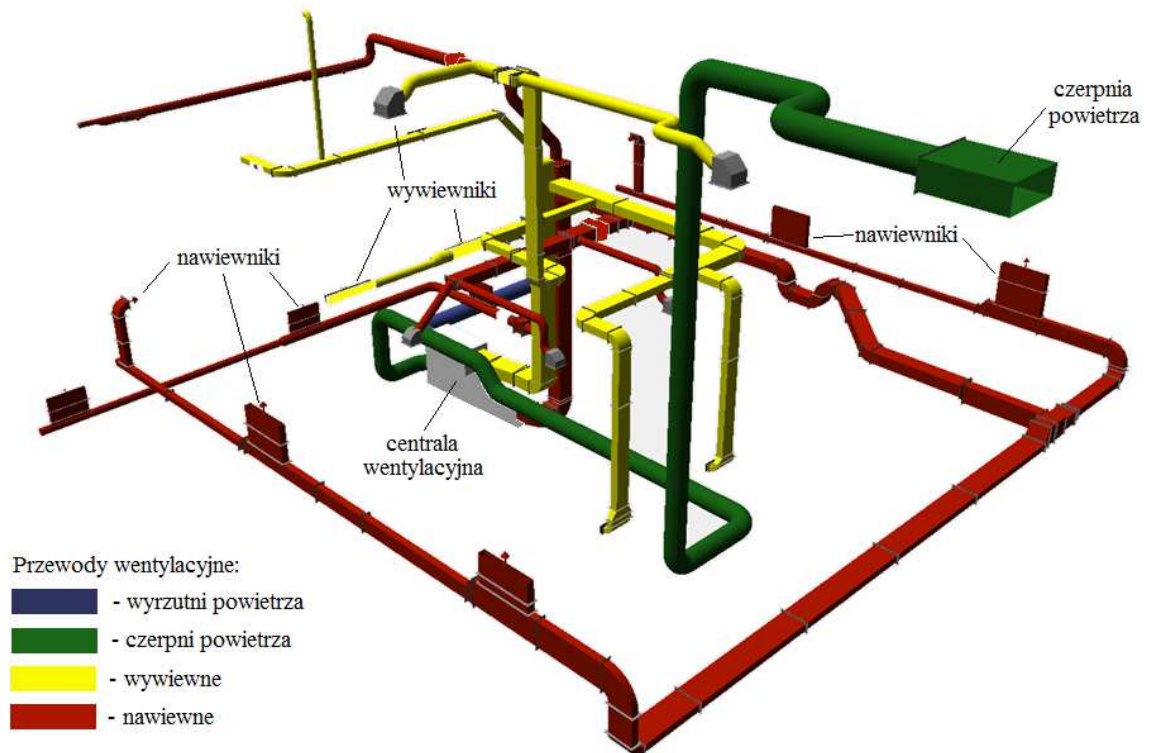
ZAŁĄCZNIKI

Załącznik I.

Tab. I. Dane techniczne systemu sterowania DigiENERGY [40], [60]

Obsługiwane połączenia	10/100 MBit. Ethernet TCP/IP, RS232 / RS485, Digitronic I/O	Pamięć	64 Mb typu Flash
Napięcie zasilania	230 V AC / 50-60 Hz lub 24 V DC >1A	Moc wejściowa	3-10 VA (w zależności od wykonania)
Protokoły komunikacji	HTTP, SMTP, FTP, DHCP, NTP, S5-L1, MPI...	Stopień ochrony	IP 20
Protokół SMTP	weryfikacja (autoryzacja) hasłem SMTP	Temperatura pracy	0-50°C
Wymiary	w zależności od ilości i rodzaju modułów (maksymalnie: 417 mm szer., 127 mm wys., 79 mm gr.)		
Połączenia			
Czujniki temperatury	PT1000 (kl. B), min. -30°C / max. 180°C, złącze wtykowe śrubowe IP 20 RJ45		
LAN	RJ45	RS232 / RS485	DSUB9 IP 20
Montaż	zatrzaski na szynę montażową EN 50	Zasilanie; wejścia/wyjścia cyfrowe	złącze wtykowe śrubowe IP 20

Załącznik II.



Rysunek I. Trójwymiarowy schemat systemu wentylacyjnego budynku w Batowicach [AMT-Projekt]

Załącznik III.

Tab. II. Dane dzienne z 9 sierpnia 2013 roku zarchiwizowane przez nadrzędny DigiENERGY

Stamp	F_Aussen_Gefiltert	F_Kessel[0]	F_Vorlauf[0]	F_Ruecklauf[0]	F_Speicher_Oben	F_Speicher_Mitte	F_Speicher_Unten	F_Kollektor	F_Aussen	F_Raum[0]	Raum_Soll[0]	Vorlauf_Soll[0]	F_Kessel_Ruecklauf[0]	...	F_WwzRI
2013-08-09 00:00	247	280	291	291	596	585	439	317	235	269	190	50	276	...	338
2013-08-09 00:07	245	280	291	291	596	584	439	313	235	269	190	50	276	...	338
2013-08-09 00:15	244	280	291	291	595	584	439	309	234	269	190	50	276	...	337
2013-08-09 00:22	242	280	291	291	595	584	439	305	234	269	190	50	276	...	336
2013-08-09 00:30	241	280	291	291	595	583	438	302	233	268	190	50	276	...	335
2013-08-09 00:37	239	280	291	291	594	583	438	299	233	268	190	50	276	...	334
2013-08-09 00:45	238	281	291	291	594	583	438	295	232	268	190	50	276	...	334
2013-08-09 00:52	237	281	291	291	593	583	437	292	232	268	190	50	277	...	333
2013-08-09 01:00	237	281	291	291	593	582	437	289	236	268	190	50	277	...	332
2013-08-09 01:07	237	281	291	291	592	582	437	287	246	268	190	50	277	...	332
2013-08-09 01:15	238	281	291	291	592	582	436	284	248	268	190	50	277	...	331
2013-08-09 01:22	240	281	291	291	592	581	436	281	244	268	190	50	277	...	331
2013-08-09 01:30	240	281	291	291	591	581	436	278	239	268	190	50	277	...	331
2013-08-09 01:37	239	281	291	291	591	581	436	275	235	268	190	50	277	...	330
2013-08-09 01:45	238	281	291	291	590	580	435	273	232	268	190	50	277	...	330
2013-08-09 01:52	237	281	291	291	590	580	435	270	230	268	190	50	277	...	330
2013-08-09 02:00	236	281	291	291	589	580	435	268	228	268	190	50	277	...	329
2013-08-09 02:07	234	281	291	291	589	580	434	266	227	268	190	50	277	...	329
2013-08-09 02:15	233	281	291	291	589	579	434	264	226	268	190	50	277	...	329
2013-08-09 02:22	233	281	291	291	589	579	434	264	226	268	190	50	277	...	329
2013-08-09 02:30	232	281	291	291	588	579	434	262	225	268	190	50	277	...	328
2013-08-09 02:37	231	281	291	291	588	579	434	260	224	267	190	50	277	...	328
2013-08-09 02:45	230	281	291	291	587	578	433	258	224	267	190	50	277	...	329
2013-08-09 02:52	229	281	291	291	587	578	433	256	224	267	190	50	277	...	328
2013-08-09 03:00	228	281	291	291	586	578	433	254	224	267	190	50	278	...	327
2013-08-09 03:07	227	281	291	291	586	578	433	253	224	267	190	50	278	...	327
2013-08-09 03:15	227	281	291	291	585	577	432	251	224	267	190	50	278	...	327
2013-08-09 03:22	226	281	291	291	585	577	432	249	223	267	190	50	278	...	327
2013-08-09 03:30	226	281	291	291	585	577	432	247	222	267	190	50	278	...	327
2013-08-09 03:37	225	281	291	291	584	576	431	246	222	267	190	50	278	...	327
2013-08-09 03:45	225	281	291	291	584	576	431	245	221	267	190	50	278	...	327
2013-08-09 03:52	224	281	291	291	583	576	431	243	221	267	190	50	278	...	327
2013-08-09 04:00	224	281	291	291	583	576	431	242	221	267	190	50	278	...	327
...
2013-08-10 00:00	230	281	291	291	587	578	433	258	224	267	190	50	277	...	329

Załącznik IV. Wykaz dorobku naukowego

Publikacje w czasopismach z Listy Filadelfijskiej:

1. J. Magiera, **S. Pater**, *Bivalent Heating Installation with a Heat Pump and Solar Collectors for a Residential Building*, Environ. Prot. Eng., 2012, Vol. 38 (2), 127-140. Impact factor: 0,439

Publikacje w czasopismach spoza Listy Filadelfijskiej:

1. **S. Pater**, J. Magiera, *Ocena zapotrzebowanie na energię budynku mieszkalnego przy wykorzystaniu dwóch niezależnych programów obliczeniowych*, Czasopismo Techniczne, 2011, z. 2-Ch, 167-184.
2. **S. Pater**, J. Magiera, *Energetic and Ecological Balancing Hybrid Heating System with Renewable Energy Sources*, Czasopismo Techniczne, 2012, z. 1-M, 175-184.
3. **S. Pater**, J. Magiera, *Funkcjonowanie laboratorium na odległość na przykładzie instalacji grzewczej z odnawialnymi źródłami energii w Połtawie*, Czasopismo Techniczne, 2012, z. 2-M, 341-350.
4. **S. Pater**, J. Magiera, *Instalacja hybrydowa z odnawialnymi źródłami energii pracująca na Ukrainie w formie laboratorium na odległość*, Zeszyty Naukowe Politechniki Rzeszowskiej, Budownictwo i Inżynieria Środowiska, 2012, Vol. 59 (1), 455-462.
5. K. Neupauer, A. Głuszek, **S. Pater**, K. Kupiec, *Zmiany temperatur w akumulatorze ciepła z gorącą wodą*, Inż. Ap. Chem., 2013, Vol. 52 (4), 359-360.
6. **S. Pater**, J. Magiera, A. Głuszek, K. Neupauer, *Wykorzystanie pompy ciepła w instalacji z odnawialnymi źródłami energii do chłodzenia pasywnego*, Inż. Ap. Chem., 2013, Vol. 52 (5), 457-458.
7. **S. Pater**, K. Neupauer, B. Larwa, *Efektywność energetyczna kolektorów słonecznych wykorzystujących wodę jako płyn solarny*, Czasopismo Inżynierii Lądowej Środowiska i Architektury, 2014, Vol. 61 (3), 401-410.
8. K. Neupauer, **S. Pater**, K. Myszor, *Teoretyczne i doświadczalne napromieniowanie powierzchni kolektora słonecznego*, Inż. Ap. Chem., 2014, Vol. 54 (2), 42-43.

Podręczniki akademickie

1. A. Głuszek, **S. Pater**, K. Neupauer, *Odnawialne źródła energii: ćwiczenia laboratoryjne*, *Renewable energy sources: laboratory exercises*, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków, 2014.

Wystąpienia na międzynarodowych konferencjach naukowych

1. **S. Pater**, *Energetic and Ecological Balancing Hybrid Heating System With Renewable Energy Sources*, Konferencja Process Engineering and Chemical Plant Design, Kraków, 25 września 2012 – referat wygłoszony w języku angielskim.

Wystąpienia na ogólnopolskich konferencjach naukowych

1. **S. Pater**, *Instalacja hybrydowa z odnawialnymi źródłami energii pracująca na Ukrainie w formie laboratorium na odległość*, Konferencja: Solina 2012, Rzeszów – Polańczyk, 30 maja 2012 – referat wygłoszony w języku polskim.
2. **S. Pater**, *Wykorzystanie pompy ciepła w instalacji z odnawialnymi źródłami energii do chłodzenia pasywnego*, Konferencja: XXI Ogólnopolska Konferencja Inżynierii Chemicznej i Procesowej, Kołobrzeg, 2 września 2013 – referat wygłoszony w języku polskim.
3. **S. Pater**, *Woda jako płyn solarny w cieczowych kolektorach słonecznych*, Konferencja: Młodzi dla Techniki, Płock, 6 listopada 2013 – referat wygłoszony w języku polskim.
4. **S. Pater**, M. Zasadnia, *Analiza ekonomiczna pracy hybrydowej instalacji grzewczej z odnawialnymi źródłami energii*, Konferencja: Uroczysta Sesja Referatowa Rady Kół Naukowych UEK, Kraków, 13 marca 2014 – referat wygłoszony w języku polskim.
5. **S. Pater**, *Badania eksploatacyjne hybrydowych instalacji grzewczych i chłodniczych z odnawialnymi źródłami energii*, Konferencja: Dokonania Naukowe Doktorantów II edycja, Kraków, 12 kwietnia 2014 – referat wygłoszony w języku polskim.
6. **S. Pater**, *Efektywność energetyczna kolektorów słonecznych wykorzystujących wodę jako płyn solarny*, Konferencja: Solina 2014, Rzeszów-Polańczyk, 4-7 czerwiec 2014 – referat wygłoszony w języku polskim.
7. **S. Pater**, *Efektywność energetyczna chłodzenia pasywnego w instalacji hybrydowej z odnawialnymi źródłami energii*, Konferencja: IV Ogólnopolska Konferencja Naukowa Bezpieczeństwo Energetyczne – Rynki Surowców i Energii, Poznań, 20 listopada 2014 – referat wygłoszony w języku polskim.
8. Magiera, **S. Pater**, *Odnawialne źródła energii (OZE) w budownictwie pasywnym i energooszczędnym na podstawie badań w obiekcie rzeczywistym*, Konferencja: „EKOENERGETYKA 2015”, Kraków, 24-25 kwiecień 2015 – referat wygłoszony w języku polskim.