

Podręcznik dobrych praktyk na bazie szwajcarskich i polskich doświadczeń w zakresie wykorzystania odnawialnych źródeł energii

- Kolektory słoneczne
- Pompy ciepła

dr inż. Adolf Mirowski



Wychodząc naprzeciw oczekiwaniom, jakie niesie ze sobą konieczność podjęcia działań w zakresie obniżenia nieefektywnego gospodarowania energią, Związek Miast i Gmin Dorzecza Parsęty rozpoczął realizację przedsięwzięć zmierzających do poprawy efektywności energetycznej w obiektach użyteczności publicznej.

W ramach projektu pn. „**Działania infrastrukturalne na rzecz poprawy stanu środowiska w obiektach użyteczności publicznej na terenie Dorzecza Parsęty**” – KIK/48, dofinansowanego przez Szwajcarię w ramach szwajcarskiego programu współpracy z nowymi krajami członkowskimi Unii Europejskiej, w 75 obiektach użyteczności publicznej zlokalizowanych w 29 miejscowościach prowadzone są działania mające na celu zwiększenie wydajności źródeł energii i redukcję emisji do atmosfery gazów cieplarnianych oraz innych niebezpiecznych substancji, zmniejszenie zużycia paliw pochodzących z nieodnawialnych źródeł, zmniejszenie kosztów utrzymania obiektów użyteczności publicznej oraz zwiększenie efektywności wykorzystania spalanych paliw i przekazywania ciepła.

Prowadzone prace (montaż instalacji kolektorów słonecznych, modernizacja źródeł ciepła, w tym montaż instalacji pomp ciepła oraz modernizacja instalacji centralnego ogrzewania) w przedszkolach, szkołach, świetlicach wiejskich, ośrodkach kultury i sportu, domach pomocy społecznej oraz budynkach szpitalnych są przykładem dobrych praktyk i rozwiązań innowacyjnych.

To one przyczyniły się do realizacji kolejnego projektu w ramach Szwajcarsko-Polskiego Programu Współpracy pn. „**Szwajcarsko-Polska wymiana doświadczeń w zakresie energii odnawialnej**” Nr 0015/P/2/2012. Celem projektu było promowanie wiedzy w zakresie energii odnawialnej, wymiana doświadczeń, nawiązywanie kontaktów branżowych, zapoznanie uczestników projektu z doświadczeniami i osiągnięciami zarówno w Polsce, jak i na terenie Szwajcarii.

Opisane w „Podręczniku dobrych praktyk” przykłady realizacji instalacji wykorzystujących OZE to wzorce do określenia perspektyw rozwoju energetyki odnawialnej na terenie Dorzecza Parsęty, wypracowane wspólnie z szwajcarskim partnerem.

Podręcznik Dobrych Praktyk wydany został w ramach realizacji projektu „Szwajcarsko-Polska wymiana doświadczeń w zakresie energii odnawialnej” Nr 0015/P/2/2012. Dofinansowanie projektu przyznane zostało w ramach Funduszu Partnerskiego Grantu Blokowego dla Organizacji Pozarządowych i Polsko-Szwajcarskich Regionalnych Projektów Partnerskich Szwajcarsko-Polskiego Programu Współpracy.

Partner projektu:
Związek AEE – Dachorganisation der Wirtschaft für Erneuerbare Energien und Energieeffizienz.

Całkowity koszt projektu: 214 720 PLN

Kwota dofinansowania: 193 248 PLN

Wkład własny: 21 472 PLN



dr inż. Adolf Mirowski

Podręcznik dobrych praktyk na bazie szwajcarskich i polskich doświadczeń w zakresie wykorzystania odnawialnych źródeł energii

Kolektory słoneczne

Pompy ciepła

Spis treści

	strona
Wstęp	4
1. Komponenty termicznych instalacji kolektorów słonecznych	5
1.1. Kolektory słoneczne	6
1.2. Podgrzewacze c.w.u., zasobniki c.w.u. oraz wody grzewczej	21
1.3. Przewody hydrauliczne nośnika grzewczego (cieczy solarnej)	29
1.4. Ciecz w obiegu kolektorów słonecznych („ciecz solarna”)	36
2. Wybrane zagadnienia odnośnie instalacji z kolektorami słonecznymi	39
2.1. Zużycie ciepłej wody użytkowej	39
2.2. Schematy hydrauliczne	40
2.3. Straty ciepła w obiegu cyrkulacji ciepłej wody użytkowej	42
2.4. Obciążenia mechaniczne od wiatru i śniegu	44
2.5. Ochrona przed wyładowaniami atmosferycznymi	45
3. Przykłady złych i dobrych praktyk wykonania instalacji	47
4. Analiza porównawcza instalacji kolektorów słonecznych	51
5. Parametry oceniające instalację kolektorów	55
5.1. Parametry pierwszego rzędu	55
5.2. Parametry drugiego rzędu	55
5.3. Parametry wyższych rzędów	55
6. Programy symulacyjne do obliczeń instalacji z kolektorami słonecznymi	56
6.1. Najczęstsze błędy oraz zagrożenia z użyciem programów do obliczeń symulacyjnych	57
7. Monitoring rezultatów pracy	60
8. Sugerowany algorytm postępowania w trakcie procesu projektowo-inwestycyjnego	61
9. Propozycje przykładowego zapisu wymagań dotyczących instalacji kolektorów słonecznych	62
9.1. Przykład opisu danych wejściowych i wymagań użytkownika	62
9.2. Propozycja oceny i wyboru ofert	63
10. Przykłady wybranych instalacji kolektorów słonecznych	64
11. Ankieta – kolektory słoneczne	71
12. Systemy grzewcze współpracujące z pompami ciepła	76
12.1. Opis technologii pomp ciepła	77
12.2. Ocena jakości pomp ciepła	82
12.3. Ocena jakości systemu grzewczego współpracującego z pompą ciepła	83
12.4. Wpływ wybranych parametrów na wartość sezonowego współczynnika efektywności energetycznej	86
12.5. Wpływ strat ciepła w obiegu c.w.u. na efektywność pracy pomp ciepła	91
12.6. Monitoring efektywności pracy pomp ciepła	93
12.7. Rozporządzenie o etykietowaniu energetycznym	93
13. Programy symulacyjne do oceny i weryfikacji instalacji współpracujących z pompami ciepła	96
14. Gruntowe dolne źródła ciepła	97
15. Test reakcji termicznej (TRT) – pionowe gruntowe wymienniki ciepła	98
16. Algorytm postępowania w trakcie procesu projektowo-inwestycyjnego - pompy ciepła	99
17. Przykładowe metody wyboru ofert na wykonanie instalacji z pompami ciepła	101
17.1. Metody dynamiczne - wartość bieżąca netto	101
17.2. Metody dynamiczne według VDI 2067	104
18. Przykłady wybranych instalacji z pompą ciepła	106
19. Ankieta – pompy ciepła	112

Wydawca:
Związek Miast i Gmin Dorzecza Parsęty
w Karlinie
ul. Szymanowskiego 17
78-230 Karlino
e-mail: zmigdp@parseta.org.pl
tel. 094 311 72 47
fax. 094 311 71 16

Skład i druk:
Euro Pilot sp. z o.o.
ul. Konarskiego 3, 01-355 Warszawa
tel./faks: 22/664 50 91
biuro@europilot.com.pl

ISBN 978-83-8009-159-7

Wydanie I 2014

Wstęp

W Polsce od kilku lat notowany jest ciągły wzrost zainteresowania odnawialnymi źródłami energii. W dziedzinie kolektorów słonecznych Polska jest już znaczącym krajem na rynku europejskim, jeśli chodzi o łączną ilość instalacji montowanych rocznie. Należy jednakże zwrócić uwagę, że we wszystkich przypadkach podczas wyboru ofert kierowano się wyłącznie ceną i nie zawsze zwracano szczególną uwagę na parametry jakościowe instalacji jako całości. Przyczyn takiego stanu rzeczy jest zapewne wiele, ale jedną z nich jest nadal brak fachowej wiedzy i doświadczenia wśród wielu jeszcze osób czy instytucji, które zajmują się doradztwem dla inwestorów. Skutkiem tego znaczna ilość instalacji z wykorzystaniem kolektorów słonecznych nie działa tak, jak oczekiwał tego użytkownik.

Aktualnie zauważa się także rosące zainteresowanie technologią pomp ciepła, głównie dzięki działalności Polskiej Organizacji Rozwoju Technologii Pomp Ciepła (PORT PC). W tej dziedzinie istnieje także wiele aspektów technicznych, które mają znaczący wpływ na efektywną i długotrwałą pracę tych urządzeń. Niektóre z tych zagadnień opisano w niniejszym poradniku.

Celem niniejszego poradnika jest przede wszystkim przedstawienie wybranych parametrów, wyjaśnienie istotnych pojęć i terminów, jakie używane są w branży kolektorów słonecznych i pomp ciepła. W miarę możliwości wyjaśniono ich rolę i znaczenie w pracującej instalacji oraz wpływ na końcowe efekty energetyczne, ekologiczne i ekonomiczne. W tym zakresie podano również wiele przykładów i analiz. Zaproponowano ramowe algorytmy postępowania w procesie inwestycyjnym, podkreślono znaczenie specjalistycznych programów symulacyjnych, nadzoru nad wykonawstwem oraz monitorowania wybranych parametrów w celu oceny i weryfikacji wykonanych instalacji. W treści poradnika zawarto także przykłady ankiet do identyfikacji obiektów, propozycje zapisów do SIWZ (specyfikacji istotnych warunków zamówienia) oraz sugerowane kryteria oceny ofert.

W poradniku przedstawiono również wybrane przykłady instalacji referencyjnych, w których efekty uzyskane w praktyce pokrywają się z wynikami obliczeń symulacyjnych. Zilustrowano również kilka rozwiązań, które nie są polecane do naśladowania.

W trakcie realizacji poradnika autor odbył wizytę studyjną na terenie Szwajcarii, podczas której poznał obiekty korzystające z różnych technologii do pozyskiwania energii odnawialnej, w tym między innymi instalacje kolektorów słonecznych, paneli fotowoltaicznych, pomp ciepła i elektrowni wodnych. Niektóre z tych obiektów opisano w niniejszym poradniku. Pozyskane informacje i doświadczenia z tej wizyty potwierdzają wysoki stan wiedzy i obywatelską postawę mieszkańców tego kraju także w zakresie energetyki odnawialnej. Na uwagę zasługuje w tym przypadku wyjątkowa dbałość o jakość, szczegóły techniczne, a także racjonalność w gospodarowaniu środkami publicznymi.

Osoby zaangażowane w powstanie tego poradnika mają nadzieję, że jego publikacja przyczyni się do ugruntowania podobnego podejścia inwestorów publicznych na terenie Polski, jakie przyjęte jest na terenie Szwajcarii.

Zawarte w nim informacje, wymagania i zalecenia stanowią także interesujące źródło wiedzy dla inwestorów prywatnych, projektantów, wykonawców instalacji, kierowników budowy, inspektorów nadzoru oraz osób kształcących się.

Autor opracowania pragnie wyrazić podziękowanie p. Iwonie Czerniec, p. Magdalenie Rupek, p. Remigiuszowi Spaleniak ze Związku Miast i Gmin Dorzecza Parsęty za inicjatywę powstania tego poradnika i organizację wizyty studyjnej oraz p. Waldemarowi Burzyńskiemu z IBW Engineering z Zurychu za wsparcie i informacje udzielone podczas pobytu na terenie Szwajcarii. Wyrazy podziękowania kierowane są również do dra Marka Miary z Fraunhofer ISE oraz Pawła Lachmana z PORT PC za cenne wskazówki udzielone w trakcie realizacji poradnika.

Autor poradnika prosi o przesyłanie wszelkich uwag i spostrzeżeń do treści niniejszej publikacji na adres drmr@mirowski.eu.

Adolf Mirowski

Absolwent Akademii Górniczo-Hutniczej, ukończony w roku 1996 na Wydziale Inżynierii Mechanicznej i Robotyki z tytułem doktora nauk technicznych.

Pierwszy zawodowy kontakt w branży techniki grzewczej podjął w 1991 r., w ramach działalności firmy Energo-Term w Krakowie. W latach 1996-2012 zatrudniony w firmie Viessmann Sp. z o.o., początkowo jako kierownik biura Kraków, potem odpowiedzialny za szkolenia o zasięgu ogólnopolskim. W kolejnych latach zajmował się wdrożeniem nowych technologii, w tym wytwarzanie energii skojarzonej i odnawialnej. Członek założyciel Polskiej Organizacji Rozwoju Technologii Pomp Ciepła. Od 2011 r. pełni rolę eksperta w programie Swiss Contribution.

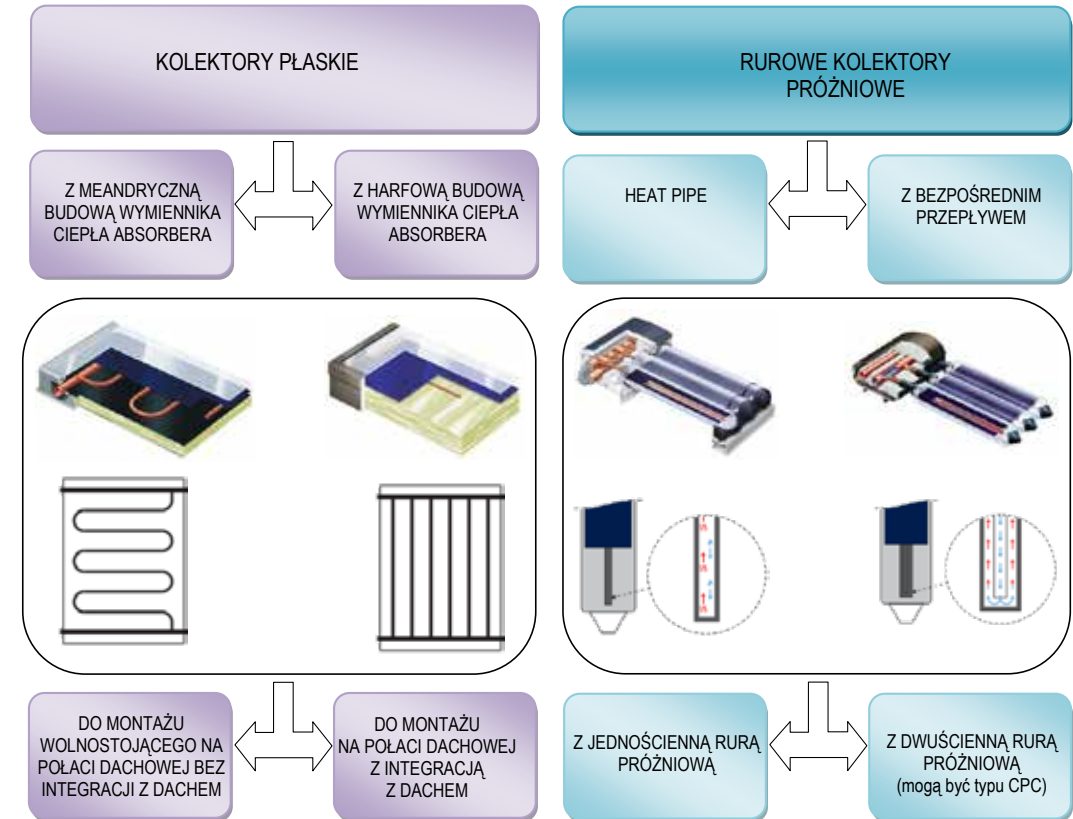
Twórca i właściciel portalu dla projektantów, architektów i instalatorów www.schematy.info.

Od roku 2012 autor prowadzi samodzielną działalność gospodarczą w zakresie doradztwa i ekspertyz z branży techniki grzewczej.

Adres kontaktowy: drmr@mirowski.eu

1. Komponenty termicznych instalacji kolektorów słonecznych

W przypadku kolektorów słonecznych istnieje wiele rozwiązań technicznych, które charakteryzują się różnymi właściwościami cieplnymi i użytkowymi. Wszystkie konstrukcje muszą jednakże przejść te same badania cieplne i niezawodnościowe, które opisano w dalszej części opracowania. Na rynku polskim najczęściej występują rozwiązania zilustrowane na rysunku poniżej (rys. 1.1).



Rys. 1.1. Uproszczony podział najczęściej spotykanych termicznych kolektorów słonecznych (rysunki źródło Viessmann).

1.1. Kolektory słoneczne

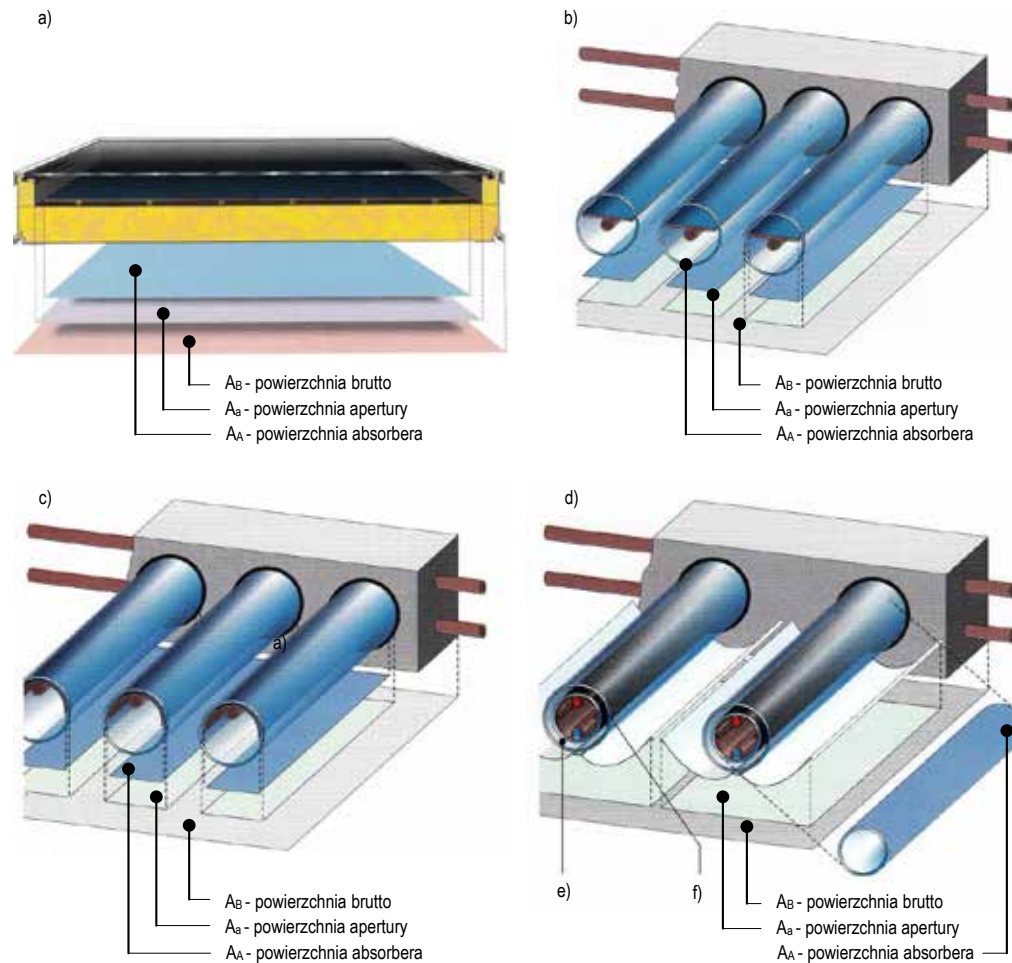
Podstawowym celem instalacji grzewczej z kolektorami słonecznymi jest dostarczenie energii cieplnej pozyskanej z promieniowania słonecznego do odbiornika ciepła. Odbiornikiem ciepła są najczęściej systemy podgrzewania ciepłej wody użytkowej, baseny pływackie, rekreacyjne itp. Mogą nimi być także obiegi centralnego ogrzewania oraz układy technologiczne. Zatem jedynym kryterium wyboru i oceny instalacji kolektorów słonecznych powinna być ilość ciepła dostarczana np. w ciągu roku do odbiornika ciepła w określonych warunkach technicznych.

Z uwagi na fakt, że większość tego typu instalacji jest współfinansowana i dofinansowywana ze środków publicznych, promować należy wyłącznie produkty i rozwiązania dobrej jakości. Takie samo podejście zaleca się w przypadku, gdy instalacje finansowane są całkowicie z własnych środków inwestora. W związku z tym w dalszej części tego poradnika opisano wpływ istotnych parametrów technicznych poszczególnych elementów składowych na efektywność pracy systemu podgrzewania ciepłej wody użytkowej z zastosowaniem kolektorów słonecznych. Podano również propozycje wymagań technicznych odniesionych do poszczególnych komponentów oraz całej instalacji, które mogą być pomocne w trakcie opracowania dokumentacji projektowej, programu funkcjonalno-użytkowego oraz specyfikacji przetargowej.

1.1.1. Podstawowe parametry cieplne – charakterystyka cieplna kolektorów

1.1.1.1. Pojęcia i przegląd wartości

Na rynku oferowanych jest wiele rozwiązań kolektorów słonecznych. Odmienne cechy konstrukcyjne sprawiają, że w zależności od potrzeb ich dobór powinien być dokładnie przemyślany. Podstawowe parametry cieplne kolektorów (o których mowa w dalszej części opracowania) odniesione są do powierzchni apertury (A_a), powierzchni absorbera (A_a), lub powierzchni brutto (A_b). Należy szczególnie zwracać uwagę na interpretację tych danych, gdyż odnotowano już przypadki manipulacji inwestorów przez nieuczciwych wykonawców w tym zakresie. Poniżej przedstawiono kilka rozwiązań budowy kolektorów z zaznaczeniem charakterystycznych wielkości geometrycznych (rys. 1.2).



- a) kolektor płaski
 b) jednościenny rurowy kolektor próżniowy z absorberem płaskim
 c) jednościenny rurowy kolektor próżniowy z absorberem cylindrycznym
 d) dwuścienny rurowy kolektor próżniowy z absorberem cylindrycznym i dodatkowo lustrem CPC
 e) ewakuowane powietrze
 f) rura wewnętrzna pokryta na zewnętrznej powierzchni absorberem

Rys. 1.2. Ilustracja podstawowych wielkości geometrycznych kolektorów w zależności od ich konstrukcji (źródło [5])

Podstawowymi parametrami cieplnymi określającymi właściwości kolektorów słonecznych wyznaczanymi zgodnie z PN-EN 12975-2 oraz PN-EN ISO 9806 są:

- η_o – sprawność optyczna kolektora, (tj. η_{oA} , gdy sprawność odnoszona jest do powierzchni absorbera lub η_{oa} , gdy sprawność odnoszona jest do powierzchni apertury) [-], [%]
 a_1 – współczynnik liniowych strat ciepła, (tj. a_{1A} , gdy współczynnik odnoszony jest do powierzchni absorbera lub a_{1a} , gdy współczynnik odnoszony jest do powierzchni apertury) [W/(m²·K)]
 a_2 – współczynnik nieliniowych strat ciepła, (tj. a_{2A} , gdy współczynnik odnoszony jest do powierzchni absorbera lub a_{2a} , gdy współczynnik odnoszony jest do powierzchni apertury) [W/(m²·K²)]

Wymienione wyżej parametry cieplne zależą głównie od rodzaju kolektora, rozwiązań konstrukcyjnych absorbera, wymiennika ciepła absorbera, obudowy oraz izolacji cieplnej elementów grzewczych. W tabeli 1.1 podano wartości tych parametrów odniesionych do powierzchni apertury, jakie spotykane są w warunkach rzeczywistych. Relacje pomiędzy normami PN-EN 12975-2 oraz PN-EN ISO 9806 zostały opisane w rozdziale 1.1.3.13. oraz 1.1.3.14.

Tabela 1.1.

Parametr	Ozn.	Jedn.	Kolektory płaskie	Kolektory próżniowe ¹⁾
Sprawność optyczna kolektora	η_{oa}	%	od 47 do 84	od 46 do 77
Współczynnik liniowych strat ciepła	a_{1a}	W/(m ² ·K)	od 2,50 do 4,50	od 0,60 do 4,7
Współczynnik nieliniowych strat ciepła	a_{2a}	W/(m ² ·K ²)	od 0,01 do 0,03	od 0,002 do 0,036

Źródło: baza kolektorów programu T*SOL Expert 4,5

1.1.1.2. Sugerowane wymagania w inwestycjach finansowanych ze środków publicznych

W trakcie sporządzania wymagań, już na etapie koncepcji, a także dokumentacji technicznej, specyfikacji przetargowej itd. zaleca się, aby uwzględniano tylko te kolektory, które spełnią niżej wymienione warunki w zakresie parametrów cieplnych odniesionych do powierzchni apertury – tabela 1.2.

Tabela 1.2.

Parametr	Ozn.	Jedn.	Kolektory płaskie	Kolektory próżniowe ¹⁾
Sprawność optyczna kolektora	η_{oa}	%	≥ 82,0	≥ 73,0
Współczynnik liniowych strat ciepła	a_{1a}	W/(m ² ·K)	< 4,10	< 1,60
Współczynnik nieliniowych strat ciepła	a_{2a}	W/(m ² ·K ²)	< 0,03	< 0,02

Źródło: baza kolektorów programu T*SOL Expert 4,5

¹⁾ nie dotyczy kolektorów CPC (rys. 1.2 poz. d)

1.1.1.3. Uzasadnienie

Wyżej wymienione podstawowe parametry cieplne wykorzystuje się do określenia mocy użytecznej Q w zależności od różnicy temperatury pomiędzy absorberem a otoczeniem. Zależności określające moc kolektora zostały przedstawiono poniżej [1.1, 1.2].

$$Q = A_a \cdot G \cdot \left[\eta_{oA} - a_{1A} \frac{(t_m - t_a)}{G} - a_{2A} \frac{(t_m - t_a)^2}{G} \right]$$

$$Q = A_a \cdot G \cdot \left[\eta_{oa} - a_{1a} \frac{(t_m - t_a)}{G} - a_{2a} \frac{(t_m - t_a)^2}{G} \right]$$

gdzie:

Q – moc oddawana przez kolektor [W]

G – strumień mocy zawartej w promieniowaniu słonecznym $G = 1000$ W/m²

A – powierzchnia czynna kolektora (tj. A_a , gdy moc odnoszona jest do powierzchni absorbera lub A_a , gdy moc odnoszona jest do powierzchni apertury) [m²]

t_m – średnia temperatura płynu w kolektorze słonecznym [°C],

t_a – temperatura otoczenia,

Moc oddawana przez kolektor jest podstawowym parametrem określającym jego właściwości cieplne. Jest to parametr pierwszego rzędu, gdyż od niego nie są zależne inne parametry kolektora.

Sposób wyznaczenia mocy kolektora został opisany w normie PN-EN 12975-2:2006 oraz PN-EN ISO 9806:2013.

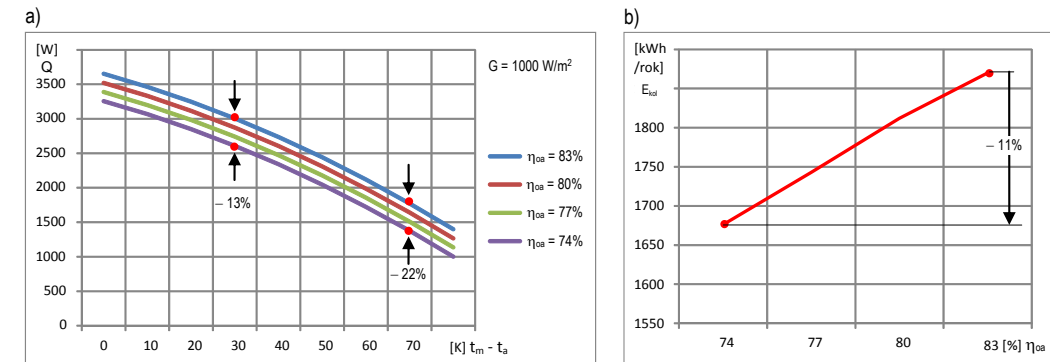
Zgodnie z normą PN-EN 12975-2 oraz PN-EN ISO 9806 w sprawozdaniu z badań kolektora jego moc Q należy przedstawić w formie graficznej jako funkcję różnicy temperatury między średnią temperaturą płynu a temperaturą otoczenia, tj. $(t_m - t_a)$.

1.1.1.4. Przykłady obliczeń – wpływ sprawności optycznej kolektora η_{oa} na efektywność energetyczną

Wpływ sprawności η_{oa} na efektywność pracy kolektorów słonecznych rozpatrzono w przykładowej instalacji składającej się z dwóch kolektorów słonecznych o powierzchni łącznej $A_a = 4,4 \text{ m}^2$, pracujących na potrzeby domu jednorodzinne zlokalizowanego w okolicach Warszawy, gdzie zużycie c.w.u. o temperaturze $t_{cwu} = 50^\circ\text{C}$ wynosi $V_{cwu} = 160 \text{ l/dzień}$. Do analizy przyjęto kolektory o następujących parametrach:

- $\eta_{oa} = 74\%, 77\%, 80\%, 83\%$,
- $a_{1a} = 4,00 \text{ W/(m}^2\text{K)}$
- $a_{2a} = 0,03 \text{ W/(m}^2\text{K}^2)$
- azymut $\zeta = 0^\circ$, nachylenie $\beta = 45^\circ$

Na podstawie tych danych wykonano obliczenia łącznej mocy zainstalowanych kolektorów (rys. 1.3.a), w określonych warunkach geograficznych zgodnie z zależnością [1.2]. Przeprowadzono również obliczenia symulacyjne w programie T*SOL, na podstawie których określono ilość ciepła (rys. 1.3. b), jaka w ciągu roku może zostać dostarczona do instalacji przez kolektory słoneczne, bez uwzględnienia strat ciepła w rurach do transportu cieczy solarnej pomiędzy kolektorami a podgrzewaczem c.w.u.



Rys. 1.3. a) przebieg łącznej mocy Q zainstalowanych kolektorów słonecznych w zależności od sprawności η_{oa} oraz różnicy temp. $t_m - t_a$ b) ciepło dostarczone przez kolektory słoneczne w ciągu roku (bez uwzględnienia strat w rurociągach łączących)

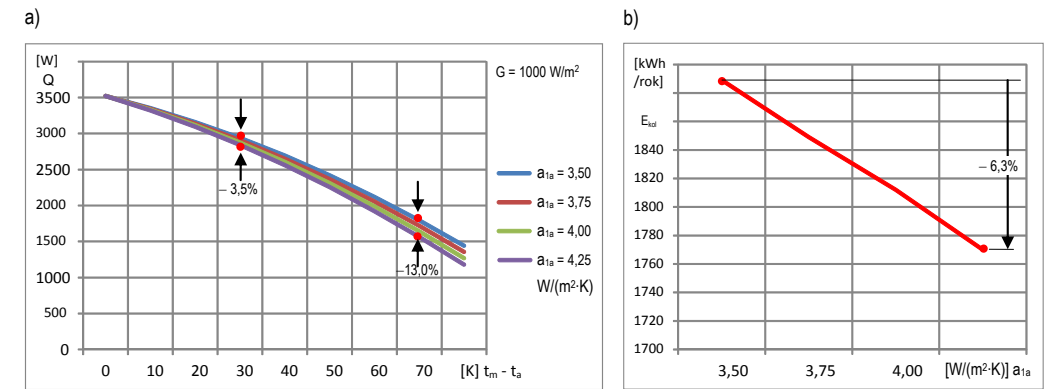
Jak wynika z przebiegu łącznej mocy kolektorów Q , różnica pomiędzy mocą cieplną poszczególnych modeli jest prawie stała oraz niezmienna w zależności od różnicy temperatury $t_m - t_a$. Jednakże z porównania względnego pomiędzy kolektorami o najwyższej i najniższej sprawności wynika, że kolektory o najniższej sprawności mają moc mniejszą o ok. 11% przy $t_m - t_a = 30 \text{ K}$ oraz 28% przy $t_m - t_a = 70 \text{ K}$ (rys. 1.3. a). Takie rozbieżności w przebiegu łącznej mocy kolektorów przekładają się znacząco na roczne zyski ciepła, co zilustrowano na wykresie obok (rys. 1.3.b). Jak wynika z porównania, w przypadku zastosowania kolektorów o najniższej sprawności (spośród analizowanych modeli), spodziewane roczne zyski ciepła mogą być mniejsze nawet o 11%.

1.1.1.5. Przykłady obliczeń – wpływ współczynnika liniowych strat ciepła a_{1a} na efektywność energetyczną

Wpływ współczynnika liniowych strat ciepła a_{1a} na efektywność pracy kolektorów słonecznych rozpatrzono w przykładowej instalacji jak poprzednio. Do analizy przyjęto kolektory o następujących parametrach:

- $\eta_{oa} = 80\%$
- $a_{1a} = 3,50, 3,75, 4,00, 4,25 \text{ W/(m}^2\text{K)}$
- $a_{2a} = 0,03 \text{ W/(m}^2\text{K}^2)$
- azymut $\zeta = 0^\circ$, nachylenie $\beta = 45^\circ$

Na podstawie tych danych wykonano obliczenia łącznej mocy zainstalowanych kolektorów (rys. 1.4.a), w określonych warunkach geograficznych, zgodnie z zależnością [1.2]. Przeprowadzono również obliczenia symulacyjne w programie T*SOL, dzięki którym określono ilość ciepła (rys. 1.4.b), jaka w ciągu roku może zostać dostarczona do instalacji przez kolektory słoneczne, bez uwzględnienia strat ciepła w rurach do transportu cieczy solarnej pomiędzy kolektorami a podgrzewaczem c.w.u.



Rys. 1.4. a) przebieg łącznej mocy Q zainstalowanych kolektorów słonecznych w zależności od współczynnika liniowych strat ciepła a_{1a} oraz różnicy temp. $t_m - t_a$ b) ciepło dostarczone przez kolektory słoneczne w ciągu roku (bez uwzględnienia strat w rurociągach łączących)

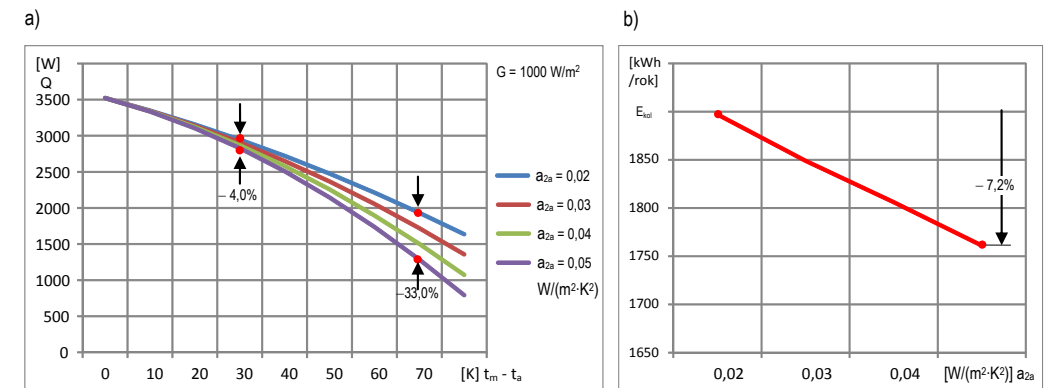
Jak wynika z przebiegu łącznej mocy kolektorów Q , istotna różnica pomiędzy poszczególnymi modelami zaczyna się widocznie już od różnicy temperatury $t_m - t_a = 20 \text{ K}$. Jednakże z porównania względnego pomiędzy kolektorami o najniższym i najwyższym współczynnikiem liniowych strat ciepła wynika, że kolektory o największych liniowych stratach ciepła mają moc mniejszą o ok. 3,5% przy $t_m - t_a = 30 \text{ K}$ oraz 13% przy $t_m - t_a = 70 \text{ K}$ (rys. 1.4. a). Takie rozbieżności w przebiegu łącznej mocy kolektorów przekładają się na zróżnicowane roczne zyski ciepła, co zilustrowano na wykresie obok (rys. 1.4.b). Jak wynika z porównania, w przypadku kolektorów o największych stratach ciepła (spośród analizowanych modeli) roczne zyski ciepła mogą być mniejsze nawet o 6,3%.

1.1.1.6. Przykłady obliczeń – wpływ współczynnika nieliniowych strat ciepła a_{2a} na efektywność energetyczną

Wpływ współczynnika nieliniowych strat ciepła a_{2a} na efektywność pracy kolektorów słonecznych rozpatrzono w przykładowej instalacji jak poprzednio. Do analizy przyjęto kolektory o następujących parametrach:

- $\eta_{oa} = 80\%$
- $a_{1a} = 3,75 \text{ W/(m}^2\text{K)}$
- $a_{2a} = 0,02, 0,03, 0,04, 0,05 \text{ W/(m}^2\text{K}^2)$
- azymut $\zeta = 0^\circ$, nachylenie $\beta = 45^\circ$

Na podstawie przyjętych danych wykonano obliczenia łącznej mocy zainstalowanych kolektorów (rys. 1.5.a), w określonych warunkach geograficznych, zgodnie z zależnością [2]. Przeprowadzono również obliczenia symulacyjne w programie T*SOL, dzięki którym określono ilość ciepła (rys. 1.5.b), jaka w ciągu roku może zostać dostarczona do instalacji przez kolektory słoneczne, bez uwzględnienia strat ciepła w rurach do transportu cieczy solarnej pomiędzy kolektorami a podgrzewaczem c.w.u.



Rys. 1.5. a) przebieg łącznej mocy Q zainstalowanych kolektorów słonecznych w zależności od współczynnika nieliniowych strat ciepła a_{2a} oraz różnicy temperatury $t_m - t_a$ b) ciepło dostarczone przez kolektory słoneczne w ciągu roku (bez uwzględnienia strat w rurociągach łączących)

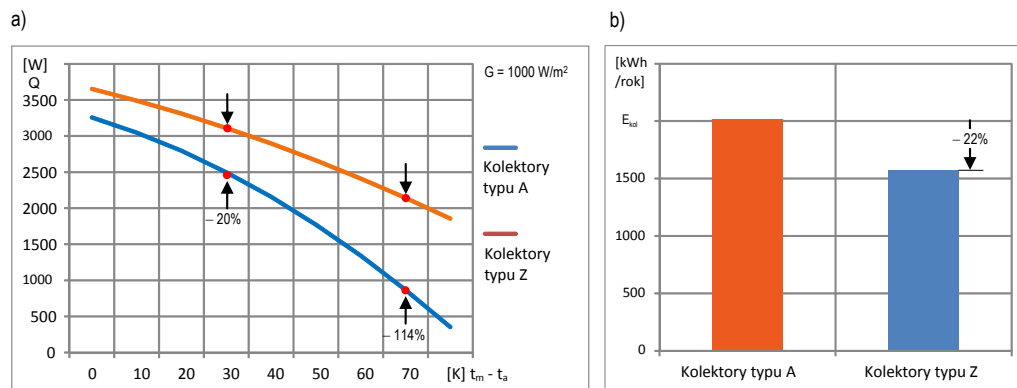
Jak wynika z przebiegu łącznej mocy kolektorów Q, istotna różnica pomiędzy poszczególnymi modelami zaczyna się uwidaczniać już od różnicy temperatury $t_m - t_a = 10$ K. Jednakże z porównania względnego pomiędzy kolektorami o najniższym i najwyższym współczynniku nieliniowych strat ciepła wynika, że kolektory o największych stratach ciepła tego typu mają moc mniejszą o ok. 4,0% przy $t_m - t_a = 30$ K oraz aż 33% przy $t_m - t_a = 70$ K (rys. 1.5.a). Również te rozbieżności w przebiegu łącznej mocy kolektorów przekładają się na różnice w rocznych zyskach ciepła (rys. 1.5.b). Jak wynika z porównania, w przypadku kolektorów o największych stratach ciepła (spośród analizowanych modeli) roczne zyski ciepła mogą być mniejsze nawet o 7,2%.

1.1.1.7. Przykłady obliczeń – podstawowe parametry cieplne łącznie η_{oa} , a_{1a} , a_{2a}

Spośród parametrów analizowanych w powyższych przykładach można wybrać kolektory o najlepszych oraz na drugim biegunie – najgorszych parametrach, mianowicie kolektory „A” oraz „Z”:

– kolektory typu A	– kolektory typu Z
– $\eta_{oa} = 83\%$	– $\eta_{oa} = 74\%$
– $a_{1a} = 3,50$ W/(m ² ·K)	– $a_{1a} = 4,25$ W/(m ² ·K)
– $a_{2a} = 0,02$ W/(m ² ·K ²)	– $a_{2a} = 0,05$ W/(m ² ·K ²)

W sposób analogiczny jak w poprzednich przykładach wykonano obliczenia łącznej mocy zainstalowanych kolektorów (rys. 1.6.a) oraz obliczenia symulacyjne w programie TSOL (rys. 1.6.b) odnośnie rocznych zysków ciepła.



Rys. 1.6. a) przebieg łącznej mocy Q zainstalowanych kolektorów typu A i Z w zależności od różnicy temperatury $t_m - t_a$, b) ciepło dostarczone przez kolektory słoneczne w ciągu roku (bez uwzględnienia strat w rurociągach łączących)

Jak wynika z przebiegu łącznej mocy kolektorów Q, istotna różnica pomiędzy poszczególnymi modelami kolektorów typu A i Z zaczyna się uwidaczniać już od różnicy temperatury $t_m - t_a = 0$ K. Jednakże z porównania względnego pomiędzy kolektorami A i Z wynika, że kolektory typu Z mają moc mniejszą o ok. 20% przy $t_m - t_a = 30$ K oraz aż 114% przy $t_m - t_a = 70$ K (rys. 1.6.a). Takie rozbieżności w przebiegu łącznej mocy kolektorów przekładają się na różnice w rocznych zyskach ciepła, co zilustrowano na wykresie obok (rys. 1.6.b). Jak wynika z porównania, w przypadku kolektorów o największych stratach ciepła oraz małej sprawności optycznej (spośród analizowanych modeli) roczne zyski ciepła mogą być mniejsze nawet o 22%.

Należy zaznaczyć, że duża różnica temperatury $t_m - t_a$ zachodzi w okresach przejściowych i zimowych a więc wtedy gdy moc kolektorów Q w przeciwieństwie do dni letnich odgrywa największe znaczenie

1.1.1.8. Wnioski i informacje praktyczne

1. Jak wynika z analizy podstawowych parametrów cieplnych kolektorów słonecznych omawianych w rozdziale 1.1.1, ich wartości posiadają kluczowe znaczenie, jeśli chodzi o pozyskiwanie energii słonecznej. Powinny być one zatem dokładnie przemyślane oraz uwzględnione podczas tworzenia wymagań np. w dokumentacji projektowej, przetargowej etc.

2. Sugeruje się także, aby parametrem oceniającym była przede wszystkim moc kolektorów Q określona zgodnie zależnościami [1, 2] przy zadanych wartościach różnicy temperatury $t_m - t_a$. Parametr ten zawiera już w sobie „wagę i znaczenie” podstawowych parametrów cieplnych kolektora. Cennym kryterium określającym jakość cieplną kolektorów może być również jego moc odniesiona do powierzchni apertury, absorbera lub też powierzchni brutto.

3. W trakcie opracowywania wymagań w zakresie podstawowych parametrów cieplnych kolektorów słonecznych należy się najpierw upewnić, czy takie kolektory rzeczywiście istnieją.

4. W trakcie analizowania ofert nie powinno się odrzucać bezpodstawnie kolektorów w przypadku, gdy któryś z podstawowych jego parametrów cieplnych nieznacznie odbiega od tych, które zapisane są w dokumentacji projektowej, przetargowej etc.

Występują przypadki, że jeden z parametrów oferowanych kolektorów jest nieco gorszy, ale inne są lepsze i dodatkowo jeszcze oferowane kolektory posiadają np. większą powierzchnię absorbera. W takiej sytuacji ostatecznym parametrem weryfikującym powinna być moc zainstalowanych kolektorów (zależności [1.1, 1.2]) oraz zyski solarne z uwzględnieniem strat ciepła w rurociągach łączących. Należy jeszcze upewnić się, że istnieje wystarczająca ilość miejsca do ich zabudowy. Do częstych przypadków należą sytuacje, że te oferowane kolektory pozwalają na uzyskanie większych rezultatów, ale są odrzucane z powodów formalnych, gdyż np. jeden z ich parametrów nieznacznie odbiega od tych, które są zapisane w SIWZ lub dokumentacji przetargowej.

Te zdarzenia (niestety) nie należą do rzadkości na rynku polskim.

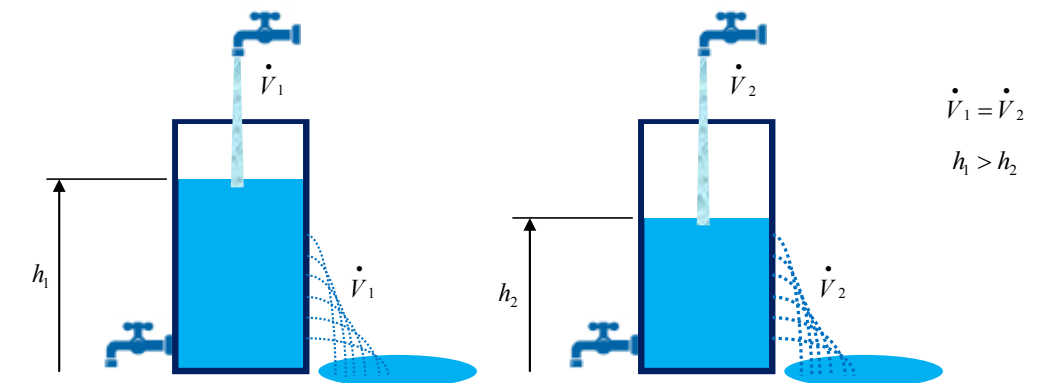
1.1.2. Pozostałe parametry cieplne – dotyczy kolektorów cieczowych

1.1.2.1. Temperatura stagnacji t_{stg} (ϑ_{stg})

Ten parametr jest często uwzględniany w dokumentacji projektowej i przetargowej. Jest on także często przedmiotem sporów, a nawet rozpraw sądowych w Krajowej Izbie Odwoławczej. Do paradoksów należy fakt, że w jednych specyfikacjach dopuszcza się do realizacji kolektory, które mają temperaturę stagnacji wyższą od podanej w dokumentacji wartości granicznej, a w innych niższą. W obu przypadkach chodzi oczywiście o jakość kolektora. Jedni twierdzą, że im wyższa jest temperatura stagnacji kolektora, tym lepsza jest jego jakość, inni twierdzą odwrotnie.

Według norm PN-EN 12975-2 oraz PN-EN ISO 9806 standardowa temperatura stagnacji kolektora t_{stg} (ϑ_{stg}) to temperatura kolektora w okresach, w których z kolektora nie jest odbierane ciepło użytkowe, a nasłonecznienie i temperatury powietrza otaczającego są wysokie. Standardową temperaturę stagnacji należy wyznaczać dla wybranej wartości natężenia promieniowania słonecznego G_m oraz wybranej temperatury powietrza otaczającego t_{as} (ϑ_{as}).

W celu zobrazowania tego zjawiska posłużono się uproszczonym modelem naczyń, do których ciągle wlewamy wodę, natomiast jej nie pobieramy; jednocześnie występują straty wody przez nieszczelności w ściankach naczyń (rys. 1.7).

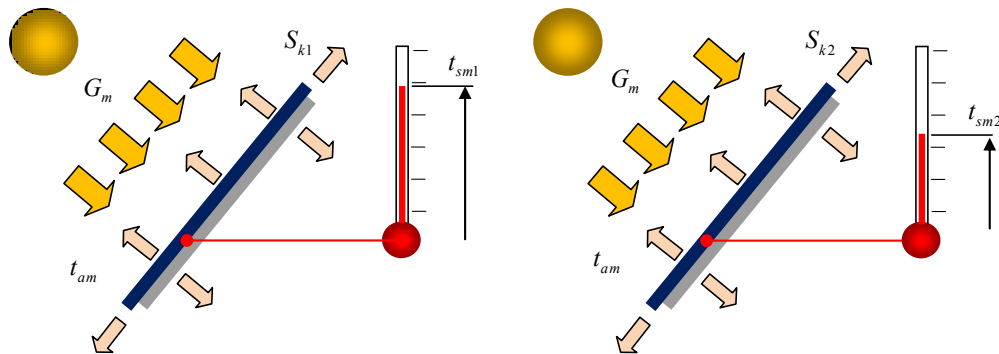


Rys. 1.7. Modele ilustrujące jakość dwóch naczyń ze względu na napływ wody i jej straty przez nieszczelności w naczyniach

Według ilustracji (rys. 1.7) pomimo tego samego napływu wody do naczyń $V_1 = V_2$ jej lustro w naczyniu nr 1 ustabilizowało się na wyższym poziomie niż w naczyniu nr 2, gdyż $h_1 > h_2$. Świadczy to o tym, że naczynie nr 2 nie jest tak szczelne jak naczynie nr 1. Można zatem wysnuć oczywisty wniosek, że naczynie nr 1 jest wyższej jakości niż naczynie nr 2, jeśli chodzi o straty wody.

Analogicznie można rozpatrzyć kolektory słoneczne, co zilustrowano na kolejnym rysunku (rys. 1.8).

Jak widać, w identycznych warunkach napromieniowania słonecznego G_m i przy tej samej temperaturze otaczającego powietrza t_{am} występują różne straty ciepła. W przypadku kolektora nr 1 jego łączne straty ciepła S_{k1} są mniejsze niż w przypadku kolektora nr 2, tj. ($S_{k1} < S_{k2}$). Zatem temperatura jego absorbera ustabilizowała się na wyższym poziomie niż w przypadku kolektora nr 2, tj. ($t_{sm1} > t_{sm2}$). Parametr t_{sm} nie jest jeszcze standardową temperaturą stagnacji t_{stg} . Procedurę wyznaczenia t_{stg} zgodnie z PN-EN 12975-2 oraz PN-EN ISO 9806 podano w dalszej części poradnika.



Rys. 1.8. Ilustracja dwóch kolektorów w warunkach stanu ustalonego bez odbioru ciepła

Temperaturę stagnacji (t_{stg} [°C]) (zgodnie z PN-EN 12975-2 oraz PN-EN ISO 9806) dla wybranych wartości natężenia napromieniowania słonecznego (G_s [W/m²]) i temperatury otoczenia (t_{as} [°C]) wyznacza się przez ekstrapolację zmierzonych wartości w stanie ustalonym takich parametrów jak:

G_m – natężenie promieniowania słonecznego [W/m²]

t_{am} – temperatura powietrza otaczającego [°C]

t_{sm} – temperatura absorbera [°C]

Wyrażenie wyznaczające standardową temperaturę stagnacji dla wybranych parametrów (G_s, t_{as}) ma postać:

$$t_{stg} = t_{as} + \frac{G_s}{G_m} \cdot (t_{sm} - t_{am}) \quad [1.3]$$

W warunkach stagnacji przyjmuje się, że stosunek

$$\frac{(t_{sm} - t_{am})}{G_m} \approx const \quad [1.4]$$

i pozostaje stały w warunkach stagnacji kolektora.

To przybliżenie można zastosować tylko wtedy, gdy poziom natężenia promieniowania (G_m) stosowanego w czasie badań różni się najwyżej 10% od natężenia promieniowania określonego dla warunków stagnacji (G_s).

1.1.2.2. Przykład określania standardowej temperatury stagnacji t_{stg} na podstawie badań

Poniżej podano przykład wyznaczenia standardowej temperatury stagnacji dla parametrów jak niżej.

$G_m = 908 \text{ W/m}^2$	(natężenie promieniowania słonecznego, przy którym wykonywano badania),
$G_s = 1000 \text{ W/m}^2$	(natężenie promieniowania słonecznego, dla którego wyznaczono temperaturę stagnacji)
$t_{am} = 23,8 \text{ }^\circ\text{C}$	(temperatura powietrza otaczającego, przy której wykonywano badania),
$t_{as} = 30,0 \text{ }^\circ\text{C}$	(temperatura otoczenia, dla której wyznacza się temperaturę stagnacji),
$t_{sm} = 179,5 \text{ }^\circ\text{C}$	(zmierzona temperatura absorbera).

Standardową temperaturę stagnacji z uwzględnieniem zależności [1.3] wyznaczono poniżej:

$$t_{stg} = \left[30 + \frac{1000}{908} \cdot (179,5 - 23,8) \right]^\circ\text{C} = 201,5^\circ\text{C} \quad [1.5]$$

Należy sprawdzić jeszcze warunek [1.5]:

$$\left| \frac{(G_s - G_m)}{G_s} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{(1000 - 908)}{1000} \right| \cdot 100\% = 9,2\% < 10\% \quad [1.5]$$

Podczas badań prędkość powietrza otaczającego winna wynosić ($v_p < 1 \text{ m/s}$)

1.1.2.3. Przykład określania temperatury stagnacji t_{stg} za pomocą podstawowych parametrów cieplnych $\eta_{oa}, a_{1a}, a_{2a}$

W przypadku posiadania wartości podstawowych parametrów cieplnych tj $\eta_{oa}, a_{1a}, a_{2a}$ standardową temperaturę stagnacji t_{stg} dla wybranego natężenia promieniowania G_s i temperatury otoczenia t_{as} (zgodnie z normą PN-EN ISO 9806) wyznacza się za pomocą następującego równania [1.6]:

$$t_{stg} = t_{as} + \frac{-a_{1a} + (a_{1a} + 4 \cdot \eta_{oa} \cdot a_{2a} \cdot G_s)^{\frac{1}{2}}}{2 \cdot a_{2a}} + 20^\circ\text{C} \quad [1.6]$$

Dysponując taką zależnością [1.6], jesteśmy w stanie dokonać oceny wpływu podstawowych parametrów cieplnych, takich jak $\eta_{oa}, a_{1a}, a_{2a}$ na wartość standardowej temperatury stagnacji kolektora. Do tego celu posłużono się identycznymi obliczeniami jak w rozdziale 1.1.1.

1.1.2.4. Wpływ sprawności optycznej kolektora η_{oa} na standardową temperaturę stagnacji t_{stg}

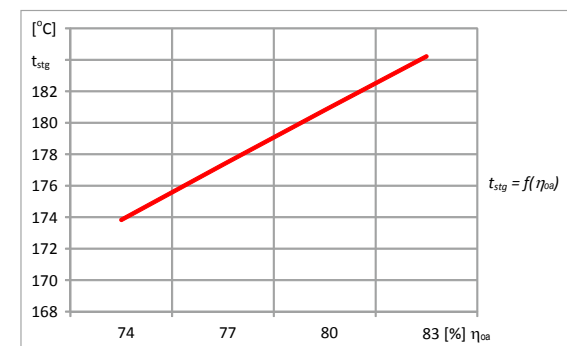
Do oceny wpływu sprawności η_{oa} na standardową (normową) wartość temperatury stagnacji t_{stg} przyjęto następujące parametry kolektorów:

– $\eta_{oa} = 74\%, 77\%, 80\%, 83\%$,

– $a_{1a} = 3,50 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$,

– $a_{2a} = 0,02 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K}^2)$

Na podstawie tych danych wykonano obliczenia, których rezultaty zilustrowano na rysunku poniżej (rys. 1.9).



Jak wynika z przebiegu standardowej temperatury stagnacji t_{stg} , jej wartość w badanym zakresie rośnie liniowo wraz ze wzrostem sprawności kolektora η_{oa} . Zatem im większa sprawność kolektora, tym większa spodziewana temperatura stagnacji.

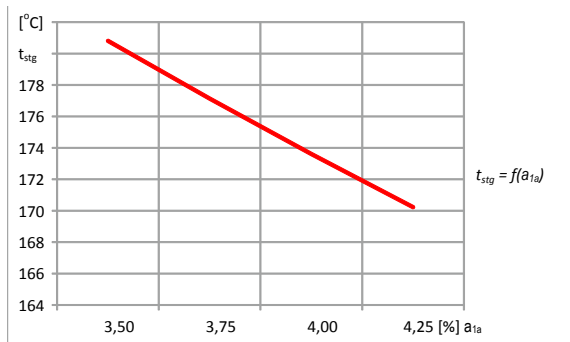
Rys. 1.9. Przebieg standardowej temperatury stagnacji t_{stg} w zależności od sprawności kolektora η_{oa}

1.1.2.5. Wpływ współczynnika liniowych strat ciepła kolektora a_{1a} na standardową temperaturę stagnacji t_{stg}

Do oceny wpływu współczynnika liniowych strat ciepła a_{1a} na standardową (normową) wartość temperatury stagnacji przyjęto następujące parametry kolektorów:

- $\eta_{oa} = 80\%$,
- $a_{1a} = 3,50, 3,75, 4,00, 4,25 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$
- $a_{2a} = 0,02 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K}^2)$

Na podstawie tych danych wykonano obliczenia, których rezultaty zilustrowano na rysunku poniżej (rys. 1.10).



Jak wynika z przebiegu standardowej temperatury stagnacji t_{stg} , jej wartość w badanym zakresie maleje liniowo wraz ze wzrostem współczynnika liniowych strat ciepła kolektora a_{1a} . Zatem im mniejsze liniowe straty ciepła kolektora, tym większa spodziewana temperatura stagnacji.

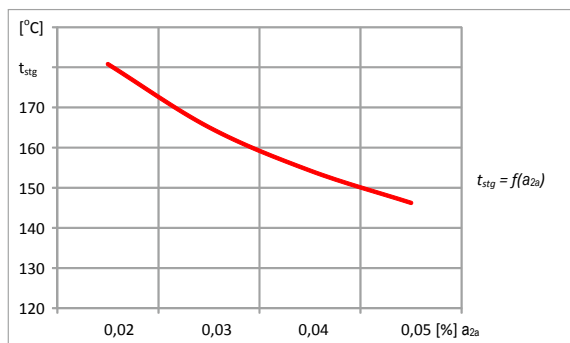
Rys. 1.10. Przebieg standardowej temperatury stagnacji t_{stg} w zależności od współczynnika liniowych strat ciepła a_{1a}

1.1.2.6. Wpływ współczynnika nieliniowych strat ciepła kolektora a_{2a} na standardową temperaturę stagnacji t_{stg}

Do oceny wpływu współczynnika nieliniowych strat ciepła a_{2a} na standardową (normową) wartość temperatury stagnacji przyjęto następujące parametry kolektorów:

- $\eta_{oa} = 80\%$,
- $a_{1a} = 3,50 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$
- $a_{2a} = 0,02, 0,03, 0,04, 0,05 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K}^2)$

Na podstawie tych danych wykonano obliczenia, których rezultaty zilustrowano na rysunku poniżej (rys. 1.11).



Jak wynika z przebiegu standardowej temperatury stagnacji t_{stg} , jej wartość w badanym zakresie maleje wraz ze wzrostem współczynnika liniowych strat ciepła kolektora a_{2a} . Zatem im mniejsze nieliniowe straty ciepła kolektora, tym większa spodziewana temperatura stagnacji.

Rys. 1.11. Przebieg standardowej temperatury stagnacji t_{stg} w zależności od współczynnika nieliniowych strat ciepła a_{2a}

1.1.2.7. Wpływ temperatury stagnacji t_{stg} (ϑ_{stg}) na wybrane parametry niezawodnościowe kolektorów

Należy dodać, że w ramach badań parametrów (zgodnie z PN-EN 12975-2 oraz PN-EN ISO 9806) kolektory powinny być poddane także badaniom niezawodnościowym. Więcej informacji na ten temat zawarte jest w rozdziale 1.1.3).

Wśród badań znajdują się te, na które ma wpływ wartość temperatury stagnacji. Należą do nich:

- wyznaczanie odporności na wysoką temperaturę
- badanie zewnętrznego szoku termicznego
- badanie wewnętrznego szoku termicznego

Wszystkie badania prowadzone są w stanie, kiedy absorber kolektora pod wpływem napromieniowania osiągnie maksymalną wartość temperatury t_{sm} , która jest podstawowym składnikiem do wyznaczania standardowej temperatury stagnacji t_{stg} .

Zatem stwierdza się, że im wyższa standardowa temperatura stagnacji, tym trudniejsze warunki badawcze kolektora.

1.1.2.8. Wnioski i informacje praktyczne

1.

Z analizy temperatury stagnacji t_{stg} w korelacji z podstawowymi parametrami cieplnymi, takimi jak η_{oa} , a_{1a} , a_{2a} , jednoznacznie wynika, że standardowa (normowa) wartość temperatury stagnacji może być uznana za miarę jakości kolektora. Zatem im lepsze podstawowe parametry cieplne kolektora, tym wyższa jest jego temperatura stagnacji. Zamawiający ma zatem pełne prawo, aby skorzystać z tego parametru jako kryterium oceniającego kolektory. Przykładowo, kolektory płaskie dobrej jakości mają temperaturę stagnacji na poziomie 190°C i wyżej.

2.

Na rynku znajdują się także nieliczne kolektory próżniowe, które fabrycznie mają zamontowane rozwiązania ograniczające pracę kolektorów przy określonej temperaturze – niższej niż temperatura stagnacji. W takim przypadku należy zwrócić uwagę, którą wartość temperatury bierzemy do analizy, gdyż często temperaturę „wyłączenia” kolektora uznaje się za temperaturę stagnacji.

3.

Na podstawie analizy badań cieplnych i niezawodnościowych (wg PN-EN 12975-2 oraz PN-EN ISO 9806) stwierdza się, że kolektory słoneczne, które posiadają wysoką temperaturę stagnacji, muszą przejść znacznie cięższe warunki badań niż kolektory o niskiej temperaturze stagnacji. Wymuszają zatem stosowanie przez producentów wysokiej jakości materiałów, komponentów, odpowiednich technologii i kontroli produkcji. Jest to niezbędne, aby kolektor przeszedł wszystkie badania cieplne i niezawodnościowe (zgodnie z PN-EN 12975-2:2006) z wynikiem pozytywnym.

1.1.3. Podstawowe parametry niezawodnościowe

1.1.3.1. Wykaz badań zgodnie z PN-EN 12975-2 oraz PN-EN ISO 9806

Oprócz badań cieplnych kolektor słoneczny powinien dodatkowo przejść z wynikiem pozytywnym badania niezawodnościowe, wyszczególnione w tab. 1.3. Procedury tych badań są opisane w normach PN-EN 12975-2 oraz PN-EN ISO 9806. Relacje pomiędzy tymi normami zostały opisane w rozdziale 1.1.3.13. oraz 1.1.3.14. Podczas wykonywania dokumentacji projektowej oraz przetargowej badania normowych parametrów niezawodnościowych powinny być bezwzględnie wymagane. Zapobiegnie to sytuacjom, do których na rynku polskim dochodziło dość często, polegającym na montażu kolektorów, które miały wyłącznie przeprowadzone badania cieplne.

Tabela 1.3.

Nazwa badań	Norma / Rozdział	Obowiązek	Norma / Rozdział	Obowiązek
	PN-EN 12975-2		PN-EN ISO 9806	
Badanie odporności absorberów na ciśnienie wewnętrzne	5	TAK	6	TAK
Badanie odporności na wysoką temperaturę	5	TAK	9	TAK
Badanie ekspozycyjności	5	TAK	11	TAK
Badanie zewnętrznego szoku termicznego	5.5	TAK	12	TAK
Badanie wewnętrznego szoku termicznego	5.6	TAK	13	TAK
Badanie przeciekania wody deszczowej	5.7	TAK	14	TAK
Badanie odporności na zamarzanie	5.8	NIE	15	NIE
Badanie wytrzymałościowe	5.9	TAK	16	TAK
Badanie odporności na uderzenia	5.10	NIE	17	TAK
Przegląd końcowy	5.11	TAK	18	TAK
Badanie charakterystyki cieplnej kolektorów słonecznych	6.1	TAK	20	TAK
Wyznaczenie temperatury stagnacji	5.3. Załącznik C	TAK	9	TAK

¹⁾ Zgodnie PN-EN 12975-2 nie dotyczy kolektorów w przypadku, gdy dopuszcza się je do pracy wyłącznie z płynem niezamarzającym

1.1.3.2. Badanie odporności absorberów z materiałów nieorganicznych na ciśnienie wewnętrzne

Absorber kolektora (ściślej kanały jego wymiennika ciepła do przejmowania energii promieniowania słonecznego przez ciecz solarną) poddawany jest badaniom ciśnieniowym w celu weryfikacji wartości tego ciśnienia, podanego w karcie danych technicznych przez producenta.

Według PN-EN 12975-2 próby ciśnieniowe w przypadku absorberów nieorganicznych (w odróżnieniu do rozwiązań absorberów z materiałów organicznych), należy przeprowadzać w temperaturze otoczenia w zakresie od 5 do 30°C. Ciśnienie badawcze powinno być 1,5 razy wyższe niż maksymalne ciśnienie robocze określone przez producenta. Pod ciśnieniem badawczym kolektor należy utrzymywać przez min. 15 minut.

Według PN-EN ISO 9806 kanały płynu z materiałów nieorganicznych (w odróżnieniu do rozwiązań absorberów z materiałów organicznych), powinny zostać poddane badaniom ciśnieniowym w temperaturze otoczenia w zakresie od 5°C do 40°C i chronione przed światłem na czas badania. Ciśnienie badawcze powinno być 1,5 razy wyższe niż maksymalne ciśnienie robocze kolektora określone przez producenta. Ciśnienie badawcze ($\pm 5\%$) należy utrzymywać przez min. 15 minut.

1.1.3.3. Badanie odporności na wysoką temperaturę

Badanie to przeznaczone jest do szybkiego oszacowania odporności kolektora na wysokie temperatury i natężenie promieniowania bez wystąpienia takich uszkodzeń jak: pęknięcie elementów szklanych, zapadnięcie się osłony z tworzywa, stopienie się absorbera z tworzywa lub znaczące osadzanie na osłonie kolektora produktów z odgazowywania materiału kolektora lub innych skutków, które mogą niekorzystnie wpływać na pracę, żywotność, bezpieczeństwo i estetykę wyglądu kolektora.

Zarówno według PN-EN 12975-2, jak i PN-EN ISO 9806 warunki badań są identyczne; zilustrowano je poniżej.

Tabela 1.4.

Parametr klimatu	Ozn.	Jedn.	Wartość
Natężenie promieniowania słonecznego półsferycznego na płaszczyznę kolektora	G	W/m ²	> 1000
Temperatura powietrza otaczającego	t_a, ϑ_a	°C	20 – 40
Prędkość powietrza otaczającego	v_p	m/s	< 1

Badanie należy wykonać co najmniej 1 h po ustabilizowaniu się warunków stanu ustalonego (można zakładać, że stan ustalony występuje, gdy temperatura absorbera zmienia się o mniej niż $\pm 5K$). Kolektor należy skontrolować w celu wykrycia oznak uszkodzeń.

1.1.3.4. Badanie ekspozycyjności

Badanie ekspozycyjności polega na długotrwałym napromieniowaniu kolektora w określonych normami warunkach. W trakcie ich przeprowadzania możemy przy stosunkowo niskich nakładach uzyskać (lub symulować) warunki, które prawdopodobnie wystąpią podczas rzeczywistej pracy.

Według PN-EN 12975-2 badania ekspozycyjności prowadzi się w warunkach klimatycznych według tabeli 1.5.

Tabela 1.5.

Parametr klimatu	Ozn.	Jedn.	Wartość
Natężenie promieniowania słonecznego półsferycznego na płaszczyznę kolektora	G	W/m ²	850
Temperatura powietrza otaczającego	t_a, ϑ_a	°C	10
Badanie ekspozycyjności przez napromieniowanie słoneczne płaszczyzny kolektora przez minimum 30 dni, H w MJ/m ²	H	MJ/m ²	14

Według PN-EN ISO 9806 badania ekspozycyjności prowadzi się w różnych klasach klimatycznych A, B, C – tabela 1.6.

Tabela 1.6.

Parametr klimatu	Ozn.	Jedn.	Klasa klimatyczna		
			Klasa C Klimat umiarkowany	Klasa B Klimat słoneczny	Klasa A Klimat bardzo słoneczny
Natężenie promieniowania słonecznego półsferycznego na płaszczyznę kolektora przez minimum 30 godzin (lub 15 godzin w wypadku wstępnego badania ekspozycyjności)	G	W/m ²	> 800	> 900	> 1000
	t_a, ϑ_a	°C	> 10°C	> 15	> 20
Badanie ekspozycyjności przez napromieniowanie słoneczne płaszczyzny kolektora przez minimum 30 dni	H	MJ/m ²	> 420	> 540	> 600
Wstępne badanie ekspozycyjności przez napromieniowanie słoneczne płaszczyzny kolektora przez minimum 15 dni	H	MJ/m ²	> 210	> 270	> 300

Po przeprowadzeniu badań kolektor poddany jest kontroli pod kątem uszkodzeń i degradacji.

1.1.3.5. Badanie odporności na zewnętrzny szok termiczny

Kolektory są narażone na nagłe opady deszczu nawet w gorące słoneczne dni; a takie warunki powodują silny zewnętrzny szok termiczny. Badanie w takich warunkach ma na celu ocenę odporności kolektora na tego rodzaju szok termiczny bez wystąpienia uszkodzeń.

Przed rozpyleniem wody kolektor zostaje najpierw poddany przez 1 godzinę warunkom klimatycznym opisanym w tabeli 1.5 (jeśli badania prowadzone są według PN-EN 12975-2) lub w tabeli 1.6 (jeśli badania prowadzone są według PN-EN ISO 9806). Następnie trzeba poddać kolektor chłodzeniu przez 15 minut rozpyloną wodą, po czym należy przeprowadzić kontrolę.

Kolektor należy poddać dwóm badaniom odporności na zewnętrzny szok termiczny.

Według PN-EN 12975-2 rozpylona woda powinna mieć temperaturę niższą niż 25°C, a strumień masy mieścić się w zakresie od 0,03 kg/s do 0,05 kg/s na metr kwadratowy powierzchni apertury kolektora.

Według PN-EN ISO 9806 rozpylona woda powinna mieć temperaturę niższą niż 25°C, a strumień masy mieścić się w zakresie od 0,03 kg/s do 0,05 kg/s na metr kwadratowy powierzchni brutto kolektora.

Po przeprowadzeniu badań kolektor poddany jest kontroli pod kątem wystąpienia deformacji, pęknięć, penetracji wody czy ewentualnej utraty próżni lub innych uszkodzeń.

1.1.3.6. Badanie odporności na wewnętrzny szok termiczny

Kolektory są czasami narażone na nagły dopływ zimnego czynnika roboczego w gorące, słoneczne dni, co powoduje silny wewnętrzny szok termiczny. Dzieje się tak na przykład wtedy, gdy po okresie przestoju instalacja jest przywracana do działania, a kolektor osiągnął temperaturę stagnacji. Badanie ma na celu ocenę odporności kolektora na tego rodzaju szok termiczny bez odniesienia uszkodzeń.

Przed badaniem przez 1 godzinę kolektor zostaje poddany warunkom klimatycznym opisanym w tabeli 1.5 (jeśli badania prowadzone są według PN-EN 12975-2) lub w tabeli 1.6 (jeśli badania prowadzone są według PN-EN ISO 9806). Następnie wymuszony zostaje przepływ chłodzącego czynnika roboczego przez co najmniej 5 minut.

W kolektorach cieczowych czynnik roboczy powinien mieć temperaturę niższą niż 25°C. Zalecany strumień masy czynnika to maksymalny strumień masy np. wody stosowany podczas badania charakterystyki cieplnej, czyli co najmniej 0,02 kg/s na metr kwadratowy powierzchni apertury kolektora (PN-EN 12975-2) lub brutto kolektora (PN-EN ISO 9806).

Po przeprowadzeniu badań kolektor poddany jest kontroli pod kątem wystąpienia deformacji, pęknięć, penetracji wody czy ewentualnej utraty próżni lub innych uszkodzeń.

1.1.3.7. Badanie odporności na przeciekanie wody deszczowej

Badanie dotyczy wyłącznie kolektorów z osłoną. Służy do oceny stopnia, w jakim kolektory z osłoną są odporne na przeciekanie wody deszczowej. Zasadniczo kolektory nie powinny przepuszczać ani swobodnie, ani ulewnie padającego deszczu. Kolektory mogą mieć otwory wentylacyjne i otwory drenażowe, jednak nie powinny pozwalać na przedostanie się spływającej wody deszczowej do środka kolektora.

Według PN-EN 12975-2 kolektor powinien być spryskiwany wodą o temperaturze niższej niż 30°C przez co najmniej 4 godziny, ze strumieniem masowym większym niż 0,05 kg/s na metr kwadratowy spryskiwanej powierzchni. Badania należy wykonać przy temperaturze wody lub innego płynu o temperaturze powyżej 50°C w absorberze.

Według PN-EN ISO 9806 na kolektor należy rozpylać wodę o temperaturze niższej niż 30°C przez co najmniej 4 godziny. Podczas rozpylania wody absorber powinien być ciepły, co można uzyskać w wyniku cyrkulacji gorącego płynu o temperaturze 55°C (± 5 K) w absorberze. Strumień wody natryskującej wynosi 2 kg/min ($\pm 0,5$ kg/min) na jedną dyszę. Przy ilości 8 dysz w tym przypadku strumień masowy może wynieść ok. 0,10 kg/s na metr kwadratowy spryskiwanej powierzchni.

Po wykonaniu badań wykonuje się pomiary na obecność wody wewnątrz obudowy, w izolacji oraz widoczne spływające krople wody (pokrywa, absorber, obudowa).

1.1.3.8. Badanie odporności na zamarzanie

Badanie to nie dotyczy tych kolektorów, w których instrukcji obsługi jednoznacznie zaznaczono, że mają być stosowane wyłącznie z płynem niezamarzającym. Ponadto nie jest ono wymagane, jeżeli zastosowano specjalne środki zapobiegające zamarzaniu wody w wypełnionej na stałe pętli kolektora np. przez użycie zabezpieczenia przeciwmrozowego (dla przykładu – glikolu propylenowego), chyba że w kolektorze tym stosowane są dodatkowe ciecze, które stwarzają ryzyko zamarzania np. w rurkach wymiennika ciepłego absorbera.

1.1.3.9. Badanie wytrzymałości na obciążenie mechaniczne z naciskiem dodatnim lub ujemnym

Badanie wytrzymałości na obciążenie mechaniczne przy nacisku dodatnim ma na celu ocenę stopnia, w jakim przezroczysta osłona kolektora, obudowa i mocowania są w stanie znieść nacisk dodatni spowodowany przez wiatr lub śnieg.

Badanie wytrzymałości na obciążenie mechaniczne przy nacisku ujemnym służy do oceny odkształceń i stopnia, w jakim osłona kolektora oraz mocowania między osłoną kolektora, obudową a elementami mocującymi są odporne na siły unoszące spowodowane przez wiatr.

Według PN-EN 12975-2 nacisk podczas badań powinien wynosić co najmniej 1000 Pa. Za uszkodzenia uważa się zniszczenie osłony, jak również trwałe odkształcenie obudowy kolektora i jego elementów mocujących.

Według PN-EN ISO 9806 podczas badania ciśnienie powinno wynosić 2400 Pa (dla nacisku dodatniego i ujemnego) lub powinno być zgodne z wartością określoną przez producenta. Obszarem odniesienia jest pole powierzchni brutto kolektora.

1.1.3.10. Badanie odporności na uderzenie

Badanie jest przeznaczone do oceny wytrzymałości kolektora na silne uderzenia spowodowane gradobiciem.

Według PN-EN 12975-2 badania mogą być wykonywane z użyciem kulki stalowej, jej masa powinna wynosić 150 g ± 10 g. Następujące po sobie serie badań (zrzutów) są wykonywane z wysokości 0,4 m; 0,6 m; 0,8 m; 1,0 m; 1,2 m; 1,4 m; 1,6 m; 1,8 m i 2,0 m.

Kulka stalowa zrzucana jest na kolektor 10 razy z pierwszej badanej wysokości, następnie 10 razy z drugiej badanej wysokości itd., aż do osiągnięcia wysokości maksymalnej. Badania należy przerwać, kiedy kolektor dozna uszkodzenia lub kiedy kolektor przetrwa 10 uderzeń z maksymalnej wysokości.

Według PN-EN 12975-2 badania mogą wykonywane także z użyciem kulki lodowej o średnicy 25 mm $\pm 5\%$ i masie 7,53 g $\pm 5\%$, wystrzelwanej z prędkością 23 m/s $\pm 5\%$. Kulkę lodową należy wystrzelić 10 razy. Badania zostają przerwane kiedy kolektor zostanie uszkodzony lub przetrwa 10 uderzeń.

Norma PN-EN 12975-2 nie precyzuje sposobu przeprowadzenia badań w zależności od konstrukcji i typu kolektora (tj. kolektory, płaskie, próżniowe, inne).

Według PN-EN ISO 9806 do badania wykonywanego z wykorzystaniem kulek stalowych o masie 150 g ± 10 g należy przyjąć następujące wysokości zrzutu: 0,4 m; 0,6 m; 0,8 m; 1,0 m; 1,2 m; 1,4 m; 1,6 m; 1,8 m i 2,0 m. Badanie polega na wykonaniu serii uderzeń w kolektor. Każda seria uderzeń składa się z 4 uderzeń o takiej samej sile uderzenia. W wypadku kulek stalowych siła uderzenia jest uzależniona od wysokości zrzutu.

W przypadku kulek lodowych siła uderzenia zależy od średnicy kuli oraz prędkości zgodnie z tabelą 1.7. W trakcie pierwszej serii zrzutów należy użyć kulek lodowych o najmniejszej średnicy określonej przez producenta. W ostatniej serii uderzeń powinno się zastosować kulki lodowe o największej średnicy.

Badanie polega na wykonaniu serii uderzeń w kolektor. Każda seria uderzeń składa się z 4 uderzeń o takiej samej sile uderzenia.

Tabela 1.7.

Parametry kulek lodowych	Ozn.	Jednostki z odchyłką	Wartość parametru kulki			
Średnica	d_k	mm $\pm 5\%$	15,00	25,00	35,00	45,00
Masa	m_k	g $\pm 5\%$	1,63	7,53	20,70	43,90
Prędkość na potrzeby badania	v_k	m/s $\pm 5\%$	17,80	23,80	27,20	30,70

Norma PN-EN ISO 9806 opisuje w sposób precyzyjny sposób przeprowadzenia badań w zależności od konstrukcji i typu kolektora (tj. kolektory, płaskie, próżniowe, inne).

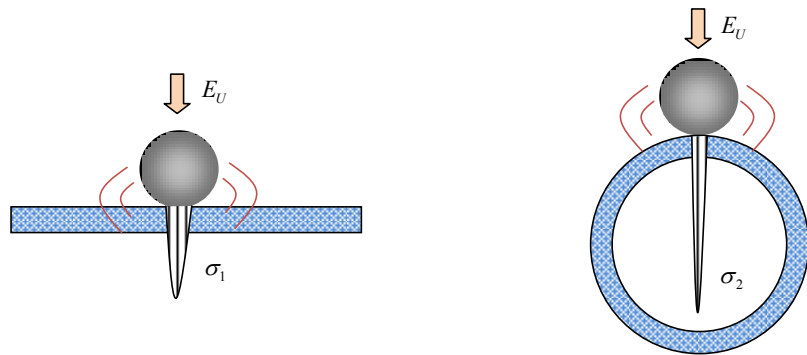
1.1.3.11. Badanie odporności na uderzenie - komentarze

Z uwagi na fakt, że te badania według PN-EN 12975-2 nie były obowiązkowe, bardzo wielu producentów ich nie wykonywało.

W związku z tym na rynku polskim instalowano kolektory, których nie poddano badaniom odporności na gradobicie. Jak pokazują zdarzenia meteorologiczne, coraz częściej w Polsce występują opady gradu i zniszczenia kolektorów w rejonie gradobicia nie należą już do rzadkości. Tylko nieliczni inwestorzy w dokumentacji projektowej oraz przetargowej wyraźnie zaznaczali, aby kolektory były poddane badaniom odporności na uderzenia gradem.

Wprowadzona norma PN-EN ISO 9806 traktuje te badania jak obowiązuje.

Należy również dodać, że kolektory płaskie dobrej jakości badane na uderzenia np. kulą stalową według normy PN-EN 12975-2 oraz PN-EN ISO 9806 przechodzą test z wynikiem pozytywnym. W przypadku badań np. rurowych kolektorów próżniowych uszkodzenia występują już znacznie wcześniej. Zasadniczą przyczyną jest różnica w koncentracji naprężeń σ_1 na styku kula-powierzchnia oraz kula-walec σ_2 , a także w absorpcji energii uderzenia E_U przez szklaną obudowę/osłonę kolektora (rys. 1.12).



Rys. 1.12. Ilustracja przebiegu naprężeń podczas uderzenia kuli w powierzchnię płaską oraz walcową

Zaleca się, aby w stosunku do kolektorów płaskich wymagać pełnych badań kulą lodową lub stalową. W przypadku rurowych kolektorów próżniowych (według doświadczeń autora opracowania) niezbędne minimum to 10 uderzeń kulą stalową z wysokości 0,4 m bez wystąpienia uszkodzeń.

1.1.3.12. Przegląd końcowy i sprawozdanie z badań

Po przeprowadzeniu badań należy wykonać przegląd końcowy oraz sporządzić sprawozdania z badań zgodnie z założeniami przytoczonych norm. Wszystkie nieprawidłowości należy odnotować i dołączyć fotografie. Kolektor i wszystkie jego komponenty powinny zostać opisane i sfotografowane (osłona, absorber, obudowa absorbera, izolacja, obudowa, przyłącza wlotowe i wylotowe, wsporniki i uchwyty osłony, uszczelki, tylna płyta itp.).

1.1.3.13. Normy i certyfikaty dotyczące kolektorów słonecznych

Podstawowymi normami, jakie dotyczą kolektorów słonecznych w zakresie wymagań i badań są:

- PN-EN 12975-1:2007 Słoneczne systemy grzewcze i ich elementy. Kolektory słoneczne. Część 1. Wymagania ogólne (EN 12975-1:2006)
- PN-EN 12975-2:2007 Słoneczne systemy grzewcze i ich elementy. Kolektory słoneczne. Część 2 Metody badań (EN 12975-2:2006)

Norma PN-EN 12975-2:2007 z dniem 03-02-2014 została wycofana i zastąpiona przez:

- PN-EN ISO 9806:2014-02 Energia słoneczna – Słoneczne kolektory grzewcze – Metody badań

Nowa norma wprowadza szereg zmian, takich jak obowiązek badania odporności na gradobicie, zwiększa minimalne wartości nacisków podczas badań wytrzymałości na obciążenie mechaniczne z naciskiem dodatnim lub ujemnym i inne.

1.1.3.14. Wnioski i informacje praktyczne

1.

W niniejszym rozdziale opisano w skrócie badania parametrów niezawodnościowych według dwóch norm z uwagi na fakt, że ich treść zazwyczaj nie jest znana przez inwestorów, użytkowników etc. Potwierdzeniem jest to, iż w żadnym z przetargów, które autor analizował w 2014 roku nikt nie wymieniał wymagań nowej normy tj. PN-EN ISO 9806:2014-02. Ta norma (według informacji pozyskanej z Polskiego Komitetu Normalizacyjnego) dostępna jest w Polsce wyłącznie w języku angielskim i nie jest przewidziana do tłumaczenia na język polski. W związku z powyższym nie może być przywołana np. w ustawie czy rozporządzeniu. Może być natomiast przywołana w dokumentacji projektowej, programie funkcjonalno-użytkowym oraz dokumentacji przetargowej. Ustawa o zamówieniach publicznych (tekst jednolity Dz.U. z 1998 r. nr 119 poz. 773) wprowadza przepis, że w odniesieniu do robót budowlanych przedmiot zamówienia określa dokumentacja projektowa oraz specyfikacja techniczna wykonana i odbioru robót.

W związku z powyższym norma PN-EN ISO 9806:2014-02 może być obowiązująca przy określaniu przedmiotu zamówienia w umowach na roboty budowlane zawieranych przez inwestora z wykonawcami.

2.

Pozostaje zatem zagadnienie, jak należy traktować badania dotychczasowe według PN-EN 12975-2:2007. Zgodnie z porozumieniami w tej kwestii, badania są ważne przez 5 lat licząc od daty protokołu z badań. Kolektory wprowadzone na rynek później niż 03-02-2014 powinny być badane już zgodnie z nową normą, tj. PN-EN ISO 9806:2014-02.

3.

Zwraca się uwagę, że w aktualnej normie (PN-EN ISO 9806:2014-02) badanie wytrzymałości na obciążenie mechaniczne przy nacisku dodatnim i ujemnym przeprowadza się przy większym nacisku jednostkowym (rozdział 1.1.3.8). Wymóg ten podyktowany był zapewne wieloma przypadkami uszkodzeń kolektorów spowodowanymi np. przez obciążenie śniegiem. Ta sytuacja stawia większe wyzwania przed konstruktorami kolektorów słonecznych niż dotychczas. W przypadku rejonów o zwiększonym ryzyku zagrożenia przez śnieg i wiatr zaleca się przywołać wymagania o podwyższonych standardach.

4.

Wszelkie badania parametrów cieplnych i niezawodnościowych powinny być wykonane w certyfikowanych, akredytowanych lub notyfikowanych laboratoriach badawczych. Poświadczenie wykonania badań winno być potwierdzone certyfikatem przez stosowną jednostkę certyfikującą. W zakresie kolektorów słonecznych uznanym certyfikatem jest SolarKeymark. Jeśli ten certyfikat potwierdza wiarygodność przeprowadzonych badań zgodnie z normą PN-EN 12975-2 nie oznacza to, że kolektor został poddany badaniom odporności na uderzenia gradem gdyż według tej normy nie są one obowiązkowe, w przeciwieństwie do normy PN-EN ISO 9806.

1.2. Podgrzewacze c.w.u., zasobniki c.w.u. oraz wody grzewczej

W trakcie projektowania instalacji, gdzie będą zastosowane podgrzewacze i zasobniki, należy pamiętać o właściwym doborze ich pojemności, położenia króćców, miejsc montażu czujników do pomiaru temperatury i warunków zabudowy. Nie należy również zapominać o bardzo ważnym wskaźniku, jakim są postojowe straty ciepła, które zależą wprost od temperatury magazynowanej wody, warunków otoczenia, współczynnika przewodzenia ciepła materiału izolacyjnego, jego grubości, parametrów zewnętrznego płaszcza ochronnego oraz wielu innych detali. Przykładowe wymagania zilustrowano w dalszej treści tego rozdziału.



1.2.1. Wymagania obowiązujące w Szwajcarii

1.2.1.1. Rozporządzenie Energetyczne (EnV)

Jako przykład przedstawiono poniżej wymagania obowiązujące w Szwajcarii odnośnie podgrzewaczy c.w.u., zasobników c.w.u. oraz wody grzewczej. Wymagania te są zawarte w Rozporządzeniu Energetycznym (EnV) z 7 grudnia 1998 r. nr 730.01. (Stan na 1 sierpień 2014 r.)

Zakres obowiązywania

- 1.1. Podgrzewacze c.w.u. oraz zasobniki c.w.u. i ciepła o pojemności wodnej od 30 l do 2000 litrów włącznie, wyposażone w fabryczną lub sprefabrykowaną izolację cieplną, podlegają trybowi badania efektywności energetycznej.
- 1.2. Podgrzewacze c.w.u. oraz zasobniki c.w.u. i ciepła, skonstruowane specjalnie do wykorzystywania energii solarnej i ciepła z odnawialnych źródeł energii, nie podlegają trybowi badania efektywności energetycznej. Muszą jednak spełniać wymagania dla wprowadzenia do obrotu (punkty 2.1 i 2.2).
- 1.3. Trybowi badania efektywności energetycznej nie podlegają podgrzewacze c.w.u. oraz zasobniki c.w.u. i ciepła, przepływowe podgrzewacze c.w.u., pojemnościowe podgrzewacze c.w.u. z bezpośrednim ogrzewaniem gazowym oraz połączenia (pompy, armatura) pomiędzy wytwornicami ciepła a urządzeniami i instalacjami wymienionymi w punkcie 1.1, które nie mają izolacji fabrycznej tylko izolowane są cieplnie na miejscu zabudowy przez wykonawców instalacji.

Wymagania odnośnie wprowadzenia do obrotu

- 2.1. Urządzenia i instalacje wymienione w punktach 1.1 i 1.2 można wprowadzać do obrotu, jeśli spełniają wymagania wyszczególnione w tabeli 1.8.
- 2.2. Pomiarów wymienionych w punkcie 1.1 urządzeń i instalacji dokonuje się w następujących warunkach:
- średnia temperatura wody 65°C
 - temperatura otoczenia 20°C
 - brak rozbioru wody w trakcie prowadzenia badań
 - urządzenie całkowicie wypełnione wodą

Tabela 1.8.

Pojemność		Maks. dopuszczalne straty ciepła		Pojemność		Maks. dopuszczalne straty ciepła	
V [litr] ^a	S _m [kWh/dobę]	S _m [W]	V [litr] ^a	S _m [kWh/dobę]	S _m [W]	V [litr] ^a	S _m [kWh/dobę]
30	0,75	31	600	3,8	158	600	3,8
50	0,90	38	700	4,1	171	700	4,1
80	1,1	46	800	4,3	179	800	4,3
100	1,3	54	900	4,5	188	900	4,5
120	1,4	58	1000	4,7	196	1000	4,7
150	1,6	67	1100	4,8	200	1100	4,8
200	2,1	88	1200	4,9	204	1200	4,9
300	2,6	108	1300	5,0	208	1300	5,0
400	3,1	129	1500	5,1	213	1500	5,1
500	3,5	146	2000	5,2	217	2000	5,2

^{a)} Wielkości pośrednie należy interpolować liniowo. Pojemność rzeczywista może być mniejsza od wielkości znamionowej o najwyżej 5%.

Maksymalne dopuszczalne straty ciepła dotyczą urządzeń i instalacji z najwyżej dwoma króćcami obiegu wodnego. Dla każdego dalszego króćca obiegu wodnego ich dopuszczalna wartość wzrasta każdorazowo o 0,1 kWh na dobę, do maksymalnie 0,3 kWh na dobę.

Deklaracja zgodności

Deklaracja zgodności musi zawierać następujące dane:

- Nazwę i adres producenta lub jego przedstawiciela, mającego siedzibę w Szwajcarii;
- Opis podgrzewacza c.w.u. lub zasobnika c.w.u. względnie ciepła;
- Oświadczenie, że podgrzewacz c.w.u. lub zasobnik c.w.u. względnie ciepła spełnia wymagania według tabeli 1.8.
- Nazwisko i adres osoby, która podpisuje deklarację zgodności w imieniu producenta lub jego przedstawiciela, mającego siedzibę w Szwajcarii.

Dokumentacja techniczna

Dokumentacja techniczna musi zawierać następujące dane:

- Ogólny opis podgrzewacza c.w.u. lub zasobnika c.w.u. względnie ciepła;
- Rysunki projektowe, wykonawcze i schematy, zwłaszcza elementów konstrukcji, podzespołów montażowych i obiegów/obwodów;
- Opisy i objaśnienia, konieczne do zrozumienia wyżej wymienionych rysunków i schematów oraz sposobu działania produktów;
- Listę zastosowanych w całości lub w części norm oraz opis rozwiązań, przyjętych w celu spełnienia wymagań według punktu 2;
- Wyniki obliczeń konstrukcyjnych i badań;
- Sprawozdania z badań własnych lub przeprowadzonych przez osoby trzecie.

1.2.1.2. Norma szwajcarska SIA 385/1:2011

Należy także nadmienić, że w Szwajcarii znolizowano normę SIA 385/1:2011 „Urządzenia do ciepłej wody użytkowej. Podstawy i wymagania”. W tej publikacji zawarto szereg wymagań, które będą wielokrotnie cytowane w niniejszym opracowaniu. Zgodnie z tą normą odnośnie strat ciepła przez podgrzewacze c.w.u. obowiązują następujące wymagania (tab. 1.9):

Tabela 1.9.

Pojemność		Maks. dopuszczalne straty ciepła		Pojemność		Maks. dopuszczalne straty ciepła	
V [litr] ^a	S _g [kWh/dobę]	S _g [kWh/dobę]	V [litr] ^a	S _g [kWh/dobę]	S _g [kWh/dobę]	V [litr] ^a	S _g [kWh/dobę]
		Wartość graniczna	Wartość docelowa		Wartość graniczna	Wartość docelowa	
≤ 5	0,35	0,26	400	2,20	1,60		
30	0,60	0,44	500	2,46	1,79		
50	0,78	0,57	600	2,69	1,96		
80	0,98	0,72	800	3,11	2,26		
100	1,10	0,80	1000	3,48	2,53		
120	1,20	0,88	1250	3,89	2,83		
150	1,35	0,98	1500	4,26	3,10		
200	1,56	1,13	2000	4,92	3,58		
300	1,91	1,39					

^{a)} Wielkości pośrednie należy interpolować liniowo.

Maksymalne straty ciepła zostały podane przy różnicy temperatury wody w podgrzewaczu i otoczenia 45 K

Maksymalne dopuszczalne straty ciepła dotyczą urządzeń i instalacji z najwyżej dwoma króćcami obiegu wodnego. Dla każdego dalszego króćca obiegu wodnego ich dopuszczalna wartość wzrasta każdorazowo o 0,1 kWh na dobę.

Należy zwrócić uwagę, że w przypadku powołania się w dokumentacji (projektowej lub przetargowej) na normę SIA 385/1:2011, obowiązują znacznie wyższe wymagania niż podane w Rozporządzeniu Energetycznym EnV nr 730.01.

W tej samej normie podane są także minimalne wymagania w zakresie izolacji podgrzewaczy, które przedstawiono w tabeli 1.10.

Tabela 1.10.

Przykłady materiałów izolacyjnych	Wsp. przewodzenia ciepła	Minimalne grubości izolacji g _{min} [mm]	
	λ [W/(m·K)]	Wartość graniczna [mm] g _{min} ≥ λU ₀	Wartość docelowa [mm] g _{min} ≥ λU ₀
Włna szklana, wełna mineralna	0,045	200	300
Miękki poliuretan	0,034	150	230
Nanożel, areożel	0,020	90	130

Współczynnik przewodzenia ciepła materiału izolacyjnego λ [W/(m·K)] określony w temperaturze 40 °C.

Do obliczenia wartości granicznych współczynnik przenikania ciepła materiału izolacyjnego U₀ = 0,225 W/(m²·K), do obliczenia wartości docelowych U₀ = 0,15 W/(m²·K),

1.2.1.3. Przepisy branżowe MuKEn 2008

W praktyce w Szwajcarii w tym zakresie respektuje się obligatoryjnie przepisy branżowe (np. zgodnie z MuKEn 2008 w zależności od kantonów). Wymagania dostosowane są do aktualnego stanu produkcji, stanu techniki oraz innych lokalnych uwarunkowań. Minimalne grubości izolacji podgrzewaczy c.w.u. oraz zasobników c.w.u. do magazynowania wody do temperatury 60°C zgodnie z MuKEn 2008 przedstawiono w tabeli 1.11.

Tabela 1.11.

Pojemność	Minimalne grubości izolacji g_{min} [mm]	
	$\lambda > 0,03 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ oraz $\lambda \leq 0,05 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$	$\lambda \leq 0,03 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$
V [litr]		
≤ 400	110	90
od 400 do 2000	130	100
> 2000	160	120

Należy zwrócić uwagę, że wytyczne MuKEn 2008 zostały opublikowane w roku 2008, tzn. jeszcze przed wydaniem Rozporządzenia Energetycznego EnV nr 730.01. (stan 2011) oraz normy SIA 385/1:2011. Aktualnie trwają prace nad nową wersją MuKEn 2014.



1.2.2. Wymagania obowiązujące w Unii Europejskiej

Wymagania, które wejdą jako obowiązujące od 09.2015, zawarte są w Rozporządzeniu delegowanym Komisji (UE) nr 812/2013 z dnia 18 lutego 2013 r. uzupełniającym dyrektywę Parlamentu Europejskiego i Rady 2010/30/UE w odniesieniu do etykiet efektywności energetycznej do podgrzewaczy wody, zasobników ciepłej wody użytkowej i zestawów zawierających podgrzewacz wody i urządzenie słoneczne (1) - Dziennik Urzędowy Unii Europejskiej nr L 239 tom 56 z dnia 6 września 2013 r.

1.2.2.1. Wymagania dotyczące podgrzewania c.w.u. i systemów c.w.u. z instalacją kolektorów słonecznych

Klasę efektywności energetycznej podgrzewania ciepłej wody użytkowej dla podgrzewaczy wielofunkcyjnych ustala się na podstawie efektywności energetycznej ogrzewania wody określonej w tabeli 1.12.

Tabela 1.12.

Klasa efektywności energetycznej	Profil obciążenia i efektywność energetyczna η_{wh} [%]							
	3XS	XXS	XS	S	M	L	XL	XXL
A+++	$\eta_{wh} \geq 62$	$\eta_{wh} \geq 62$	$\eta_{wh} \geq 69$	$\eta_{wh} \geq 90$	$\eta_{wh} \geq 163$	$\eta_{wh} \geq 188$	$\eta_{wh} \geq 200$	$\eta_{wh} \geq 213$
A++	$\eta_{wh} < 62$	$\eta_{wh} < 62$	$\eta_{wh} < 69$	$\eta_{wh} < 90$	$\eta_{wh} < 163$	$\eta_{wh} < 188$	$\eta_{wh} < 200$	$\eta_{wh} < 213$
	$\eta_{wh} \geq 53$	$\eta_{wh} \geq 53$	$\eta_{wh} \geq 61$	$\eta_{wh} \geq 72$	$\eta_{wh} \geq 130$	$\eta_{wh} \geq 150$	$\eta_{wh} \geq 160$	$\eta_{wh} \geq 170$
A+	$\eta_{wh} < 53$	$\eta_{wh} < 53$	$\eta_{wh} < 61$	$\eta_{wh} < 72$	$\eta_{wh} < 130$	$\eta_{wh} < 150$	$\eta_{wh} < 160$	$\eta_{wh} < 140$
	$\eta_{wh} \geq 44$	$\eta_{wh} \geq 44$	$\eta_{wh} \geq 53$	$\eta_{wh} \geq 55$	$\eta_{wh} \geq 100$	$\eta_{wh} \geq 115$	$\eta_{wh} \geq 123$	$\eta_{wh} \geq 131$
A	$\eta_{wh} < 44$	$\eta_{wh} < 44$	$\eta_{wh} < 53$	$\eta_{wh} < 55$	$\eta_{wh} < 100$	$\eta_{wh} < 115$	$\eta_{wh} < 123$	$\eta_{wh} < 131$
	$\eta_{wh} \geq 35$	$\eta_{wh} \geq 35$	$\eta_{wh} \geq 38$	$\eta_{wh} \geq 38$	$\eta_{wh} \geq 65$	$\eta_{wh} \geq 75$	$\eta_{wh} \geq 80$	$\eta_{wh} \geq 85$
B	$\eta_{wh} < 35$	$\eta_{wh} < 35$	$\eta_{wh} < 38$	$\eta_{wh} < 38$	$\eta_{wh} < 65$	$\eta_{wh} < 75$	$\eta_{wh} < 80$	$\eta_{wh} < 85$
	$\eta_{wh} \geq 32$	$\eta_{wh} \geq 32$	$\eta_{wh} \geq 35$	$\eta_{wh} \geq 35$	$\eta_{wh} \geq 39$	$\eta_{wh} \geq 50$	$\eta_{wh} \geq 55$	$\eta_{wh} \geq 60$
C	$\eta_{wh} < 32$	$\eta_{wh} < 32$	$\eta_{wh} < 35$	$\eta_{wh} < 35$	$\eta_{wh} < 39$	$\eta_{wh} < 50$	$\eta_{wh} < 55$	$\eta_{wh} < 60$
	$\eta_{wh} \geq 29$	$\eta_{wh} \geq 29$	$\eta_{wh} \geq 32$	$\eta_{wh} \geq 32$	$\eta_{wh} \geq 36$	$\eta_{wh} \geq 37$	$\eta_{wh} \geq 38$	$\eta_{wh} \geq 40$
D	$\eta_{wh} < 29$	$\eta_{wh} < 29$	$\eta_{wh} < 32$	$\eta_{wh} < 32$	$\eta_{wh} < 36$	$\eta_{wh} < 37$	$\eta_{wh} < 38$	$\eta_{wh} < 40$
	$\eta_{wh} \geq 26$	$\eta_{wh} \geq 26$	$\eta_{wh} \geq 29$	$\eta_{wh} \geq 29$	$\eta_{wh} \geq 33$	$\eta_{wh} \geq 34$	$\eta_{wh} \geq 35$	$\eta_{wh} \geq 36$
E	$\eta_{wh} < 26$	$\eta_{wh} < 26$	$\eta_{wh} < 29$	$\eta_{wh} < 29$	$\eta_{wh} < 33$	$\eta_{wh} < 34$	$\eta_{wh} < 35$	$\eta_{wh} < 36$
	$\eta_{wh} \geq 22$	$\eta_{wh} \geq 23$	$\eta_{wh} \geq 26$	$\eta_{wh} \geq 26$	$\eta_{wh} \geq 30$	$\eta_{wh} \geq 30$	$\eta_{wh} \geq 30$	$\eta_{wh} \geq 32$
F	$\eta_{wh} < 22$	$\eta_{wh} < 23$	$\eta_{wh} < 26$	$\eta_{wh} < 26$	$\eta_{wh} < 30$	$\eta_{wh} < 30$	$\eta_{wh} < 30$	$\eta_{wh} < 32$
	$\eta_{wh} \geq 19$	$\eta_{wh} \geq 20$	$\eta_{wh} \geq 23$	$\eta_{wh} \geq 23$	$\eta_{wh} \geq 27$	$\eta_{wh} \geq 27$	$\eta_{wh} \geq 27$	$\eta_{wh} \geq 28$
G	$\eta_{wh} < 19$	$\eta_{wh} < 20$	$\eta_{wh} < 23$	$\eta_{wh} < 23$	$\eta_{wh} < 27$	$\eta_{wh} < 27$	$\eta_{wh} < 27$	$\eta_{wh} < 28$

Przytoczone w tabeli 1.12 godzinowe profile obciążenia od 3XS do XXL są szczegółowo opisane w rozporządzeniu jak wyżej. Zależą one od użytkowej wartości energetycznej Q_{tap} wyrażanej w kWh, oznaczającej wartość energetyczną wody gorącej zapewnianą w temperaturze równej temperaturze wody użytkowej lub od niej wyższej, przy natężeniu przepływu wody równym natężeniu przepływu wody użytkowej lub od niego wyższym, zgodnie z rozporządzeniem. W wyniku dobowego sumowania Q_{tap} otrzymuje się tzw. „energię odniesienia Q_{ref} ”, która oznacza, wyrażaną w kWh, sumę użytkowej wartości energetycznej czerpanej wody przy określonym profilu obciążeń, zgodnie z rozporządzeniem.

Dobowe zestawienie użytkowej wartości energetycznej (Q_{ref}) podano w tabeli 1.13.

Tabela 1.13.

Profil obciążenia			3XS	XXS	XS	S	M	L	XL	XXL	3XL	4XL
Energia odniesienia	Q_{ref}	kWh/dobę	0,345	2,10	2,10	2,10	5,845	11,655	19,07	24,53	46,76	93,52

Q_{ref} – „energia odniesienia” oznacza, wyrażaną w kWh, sumę użytkowej wartości energetycznej czerpanej wody przy określonym profilu obciążenia, zgodnie z tabelą 1.13.

Efektywność energetyczną podgrzewania c.w.u. z kotłami, pompami ciepła oblicza się wg zależności [1.7]:

$$\eta_{wh} = \frac{Q_{ref}}{(Q_{fuel} + CC \cdot Q_{elec}) \cdot (1 - SCF \cdot smart) + Q_{cor}}$$

W słonecznych systemach podgrzewania ciepłej wody użytkowej efektywność energetyczną podgrzewania wody η_{wh} oblicza się w następujący sposób [1.8]:

$$\eta_{wh} = \frac{0,6 \cdot 366 \cdot Q_{ref}}{Q_{tota}}$$

gdzie:

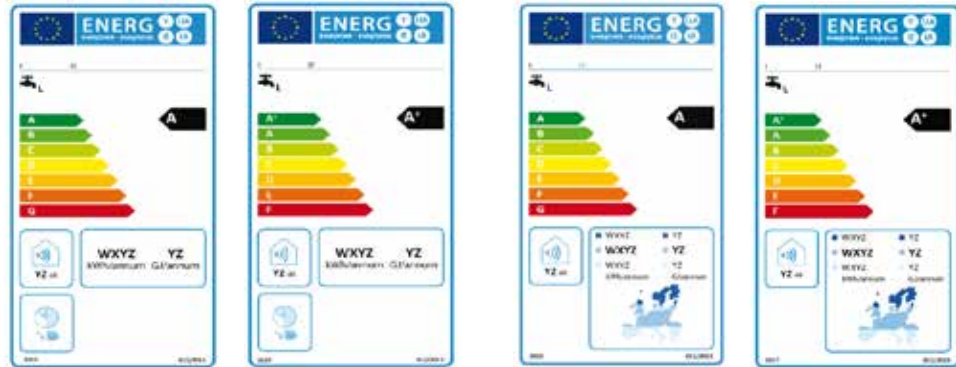
Q_{tota} – „roczne zużycie energii”, wyrażane w kWh pod względem energii pierwotnej lub pod względem GCV, roczne zużycie energii dla słonecznego systemu podgrzewania ciepłej wody użytkowej wyznacza zależność [1.9]:

$$Q_{tota} = \frac{Q_{nonsol}}{1,1 \cdot \eta_{wh,nonsol} - 0,1} + Q_{aux} \cdot CC$$

gdzie:

- CC – „współczynnik konwersji” (CC) oznacza współczynnik, który wyraża oszacowaną na 40% przeciętną efektywność produkcji energii w UE, o której mowa w dyrektywie 2012/27/WE Parlamentu Europejskiego i Rady (1); wartość współczynnika konwersji CC = 2,5;
- GCV – „ciepło spalania” oznacza całkowitą ilość ciepła uwalnianego przez jednostkową ilość paliwa podczas jego pełnego spalania w obecności tlenu i podczas ochładzania produktów spalania do temperatury otoczenia; ilość ta obejmuje ciepło kondensacji całkowitej ilości pary wodnej zawartej w paliwie i powstającej w wyniku spalania zawartego w nim wodoru;
- Q_{aux} – „zużycie energii elektrycznej na potrzeby własne”, określane jako „energia elektryczna na potrzeby własne”, oznacza, wyrażane w kWh pod względem ilości energii końcowej, roczne zużycie energii elektrycznej przez układ wykorzystujący wyłącznie energię słoneczną, wynikające z mocy pompy oraz mocy trybu czuwania;
- Q_{cor} – „współczynnik korygujący ze względu na temperaturę otoczenia” (Q_{cor}) oznacza, wyrażany w kWh, współczynnik uwzględniający miejsce instalacji podgrzewacza wody, gdzie nie panują warunki izotermiczne. Współczynnik ten liczony jest według zależności podanych w rozporządzeniu;
- Q_{elec} – „dziennie zużycie energii elektrycznej” oznacza, wyrażane w kWh pod względem ilości energii końcowej, zużycie energii elektrycznej przez kolejne 24 godziny w warunkach deklarowanego profilu obciążeń;
- Q_{fuel} – „dziennie zużycie paliwa” oznacza, wyrażane w kWh pod względem GCV, zużycie paliwa do podgrzewania wody przez kolejne 24 godziny w warunkach deklarowanego profilu obciążeń;
- Q_{nonsol} – „roczny udział energii innej niż energia słoneczna” oznacza roczny udział energii elektrycznej (wyrażanej w kWh pod względem energii pierwotnej) lub paliwa (wyrażanego w kWh pod względem GCV) do ilości użytkowej ciepła wytworzonego przez słoneczny system podgrzewania ciepłej wody użytkowej, z uwzględnieniem ilości ciepła pozyskanego przez kolektor słoneczny w ciągu roku i strat ciepła słonecznego zasobnika ciepłej wody użytkowej;

- SCF – „współczynnik cyfrowego sterowania” oznacza uzysk efektywności energetycznej podgrzewania wody osiągnięty dzięki cyfrowemu sterowaniu w warunkach określonych w rozporządzeniu;
- $\eta_{wh, nonsol}$ – „efektywność energetyczna źródła ciepła do podgrzewania wody” oznacza, wyrażaną w%, efektywność energetyczną źródła ciepła stanowiącego część słonecznego systemu podgrzewania ciepłej wody użytkowej, przy ogrzewaniu wody, wyznaczoną dla umiarkowanych warunków klimatycznych i bez wykorzystania energii promieniowania słonecznego;
- smart – „zgodność sterownika cyfrowego” (smart) oznacza stopień, w jakim system podgrzewania wody wyposażony w cyfrowe sterowniki spełnia kryterium określone w rozporządzeniu.



Rys. 1.13. Ilustracja przykładowych wzorców etykiet energetycznych do konwencjonalnego oraz słonecznego podgrzewania c.w.u. [3]

W ramach EKOPROJEKTU obowiązywać będą następujące wymagania odnośnie klas efektywności energetycznej:

Tabela 1.14.

Deklarowany profil obciążenia		Minimalna efektywność energetyczna η_{wh} [%]									
		3XS	XXS	XS	S	M	L	XL	XXL	3XL	4XL
od 26.09.2015	Podgrzewanie c.w.u.	22	23	26	26	30	30	30	32	32	32
smart = 1 lub smart = 0 ^{a)}	Pogrzewacze c.w.u.	19	20	23	23	27	27	27	28	28	28
od 26.09.2017	Podgrzewanie c.w.u.	32	32	32	32	36	37	37	37	37	38
smart = 1 lub smart = 0 ^{a)}	Pogrzewacze c.w.u.	29	29	29	29	33	34	35	36	36	36
od 26.09.2018	Podgrzewanie c.w.u.	32	32	32	32	36	37	37	60	64	64
smart = 1 lub smart = 0 ^{a)}	Pogrzewacze c.w.u.	29	29	29	29	33	34	35	36	36	36

^{a)}Szczegóły wyjaśnia rozporządzenie

Przy czym maksymalne objętości małych podgrzewaczy pojemnościowych wynosić będą:

Tabela 1.15.

Deklarowany profil obciążenia	3XS	XXS	XS	S
Maksymalna pojemność magazynowania V [litr] od 26.09.2015	7	15	25	36

W pozostałych pogrzewaczach pojemnościowych minimalne ilości wody zmieszanej o temperaturze 40 °C wynoszą jak niżej:

Tabela 1.16.

Deklarowany profil obciążenia	M	L	XL	XXL	3XL	4XL
Minimalna ilość wody o temperaturze 40°C V [litr] od 26.09.2015	65	130	210	300	520	1040

1.2.2.2. Wymagania dotyczące zasobników ciepłej wody użytkowej w przypadku urządzeń słonecznych

Klasę efektywności energetycznej zasobników ciepłej wody użytkowej, w przypadku (części) urządzeń słonecznych, ustala się na podstawie ich strat postojowych zgodnie z tabelą 1.17.

Tabela 1.17.

Klasa efektywności energetycznej	Strata postojowa S [W] w zależności od pojemności magazynowej (objętości) V [litr]
A*	$S < 5,50 + 3,16 \cdot V^{0,4}$
A	$5,50 + 3,16 \cdot V^{0,4} \leq S < 8,50 + 4,25 \cdot V^{0,4}$
B	$8,50 + 4,25 \cdot V^{0,4} \leq S < 12,00 + 5,93 \cdot V^{0,4}$
C	$12,00 + 5,93 \cdot V^{0,4} \leq S < 16,66 + 8,33 \cdot V^{0,4}$
D	$16,66 + 8,33 \cdot V^{0,4} \leq S < 21,00 + 10,33 \cdot V^{0,4}$
E	$21,00 + 10,33 \cdot V^{0,4} \leq S < 26,00 + 13,66 \cdot V^{0,4}$
F	$26,00 + 13,66 \cdot V^{0,4} \leq S < 31,00 + 16,66 \cdot V^{0,4}$
G	$S > 31,00 + 16,66 \cdot V^{0,4}$
Wymagania od 26.09.2017	Maks. strata postojowa S_m [W] w zależności od pojemności magazynowej (objętości) V [litr]
	$S_m < 16,66 + 8,33 \cdot V^{0,4}$

1.2.2.3. Kryteria referencyjne

W chwili wejścia w życie omawianego rozporządzenia za najlepsze dostępne na rynku rozwiązanie techniczne dotyczące podgrzewaczy wody i zasobników ciepłej wody użytkowej – z punktu widzenia efektywności energetycznej podgrzewania wody, poziomu mocy akustycznej, strat postojowych i emisji tlenków azotu – uznano rozwiązanie spełniające następujące warunki:

Tabela 1.18. Minimalna wartość efektywności energetycznej

Deklarowany profil obciążenia			3XS	XXS	XS	S	M	L	XL	XXL	3XL	4XL
Minimalna efektywność energetyczna	η_{wh}	[%]	35	35	38	38	75	110	115	120	130	130

Tabela 1.19. Maksymalne straty postojowe

Maksymalna strata postojowa S_m [W] w zależności od pojemności magazynowej (objętości) V [litr]
$S_m < 5 + 4,16 \cdot V^{0,4}$

1.2.2.4. Przykłady obliczeń

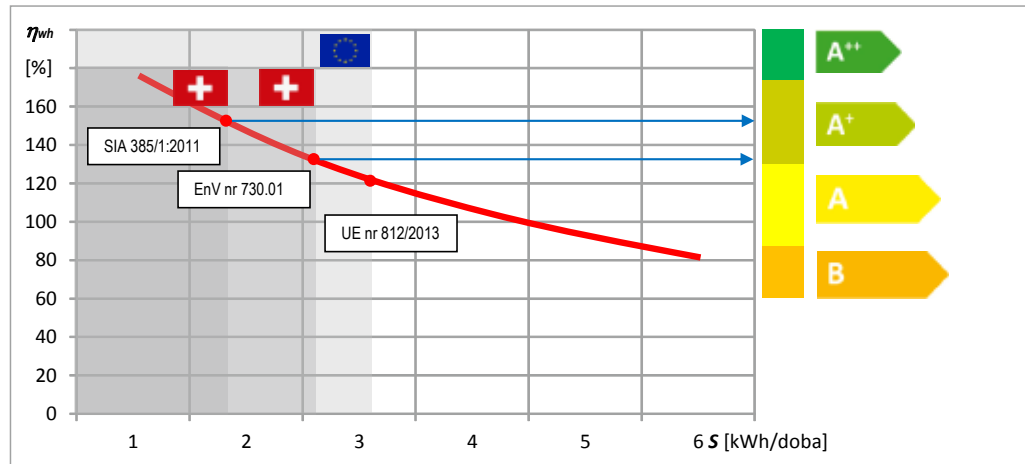
W celu zilustrowania zagadnień dotyczących podgrzewaczy i podgrzewania c.w.u. przeprowadzono obliczenia symulacyjne przykładowej instalacji z wykorzystaniem kolektorów słonecznych (dane w tabeli 1.20):

Tabela 1.20.

Kolektory	Podgrzewacz bivalentny	Pozostałe parametry
$\eta_{ob} = 83\%$ $a_{1a} = 3,50 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$ $a_{2a} = 0,02 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K}^2)$ $A_a = 2,2 \text{ m}^2$ Azymut: $\zeta = 0^\circ$ Nachylenie kolektorów: $\beta = 45^\circ$	$V_c = 300$ litrów Profil: XXL $S = 1, 2, 3, 4, 5, 6$ kWh/dobę $V_{c.w.u.} = 160$ l/dzień (zużycie c.w.u.) $t_{c.w.u.} = 50^\circ\text{C}$ (temp. c.w.u.) $Q_{ref} = 24,53$ kWh/dobę	$CC = 2,5$ Q_{nonsol} – obliczenia T-SOL $\eta_{wh, nonsol} = 0,67$ (kocioł gazowy) Q_{nonsol} : od 360 do 770 kWh/rok

Na podstawie przyjętych danych oraz obliczeń symulacyjnych w programie T*SOL pozyskano dane wejściowe do zależności [9] i [8]. Więcej informacji na temat programów symulacyjnych zamieszczono w rozdziale 6.

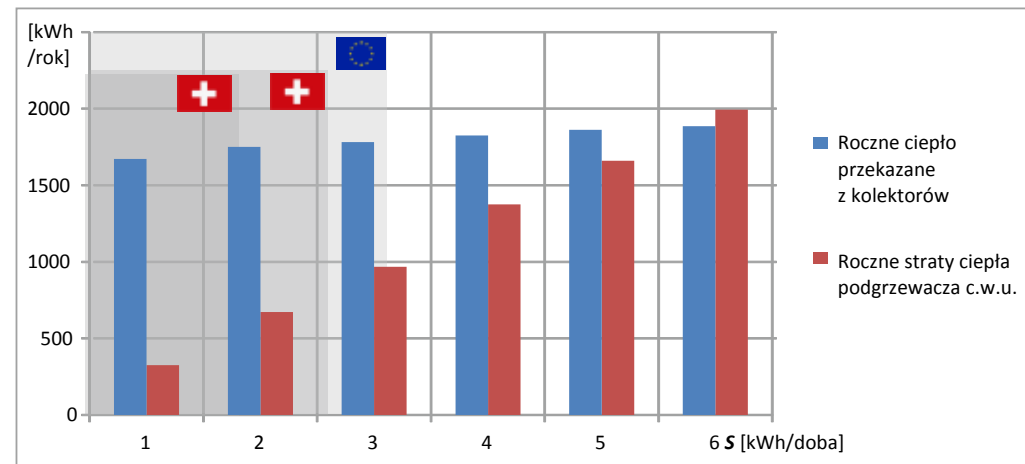
Obliczone wartości efektywności energetycznej η_{wh} podgrzewania wody w analizowanym przypadku przedstawiono w formie wykresu na rysunku poniżej (rys. 1.14).



Rys. 1.14. Przebieg efektywności energetycznej podgrzewania c.w.u. η_{wh} w zależności od postojowych strat ciepła podgrzewacza w analizowanym przykładzie, gdzie wykorzystano kolektory słoneczne.

Jak widać z przebiegu wykresu, po przyjęciu kryterium maksymalnych strat postojowych ciepła podgrzewacza zgodnie z wymaganiami szwajcarskimi EnV nr 730.01 według tabeli 1.8 - tj. $S < 2,6$ kWh/dobę uzyskuje się klasę A⁺ oraz A⁺⁺ w przypadku spełnienia wymagań normy SIA 385/1:2011.

Jeśli odniesiemy się zaś do wymagań referencyjnych opisanych w tabeli 1.13 (zgodnie z Rozporządzeniem delegowanym Komisji (UE) nr 812/2013), gdzie minimalna efektywność energetyczna dla profilu XXL wynosi 120%, to stwierdza się, że straty postojowe podgrzewacza w analizowanym przypadku nie powinny przekroczyć $S = 3,1$ kWh/dobę.



Rys. 1.15. Przebieg efektywności energetycznej podgrzewania c.w.u. η_{wh} w zależności od postojowych strat ciepła podgrzewacza w analizowanym przykładzie, gdzie wykorzystano kolektory słoneczne

Jak widać z wykresu (rys. 1.15), w analizowanym przypadku już przy standardowych stratach postojowych podgrzewacza $S = 3$ kWh/dobę poziom rocznych strat ciepła stanowi 50% ciepła, jakie pozyskano z kolektorów z uwzględnieniem strat w przewodach łączących. Przy braku wymagań może się zdarzyć, że poziom rocznych strat ciepła przez podgrzewacz jest większy niż tzw. zyski solarne.

1.2.3. Wnioski i informacje praktyczne

1.

Sugeruje się dopuścić do zastosowania następujące podgrzewacze i zasobniki mające kontakt z ciepłą wodą użytkową:
 – ze stali nierdzewnej,
 – emaliowane z tytanową anodą ochronną.

W przypadku zbiorników emaliowanych zawsze musi być zamontowana anoda ochronna. Standardowo stosowane są anody magnezowe, które wymagają konserwacji. Przy braku konserwacji i złej jakości wody może się zdarzyć, że po np. 4 latach eksploatacji elektroda magnezowa nie pełni już swojej funkcji, a przy dalszym braku konserwacji, np. po 6 latach, zbiornik ulega trwałemu uszkodzeniu (potwierdzono w praktyce). Przy zastosowaniu anody tytanowej (należy to uzgodnić z dostawcą) nie jest wymagana jej konserwacja.

Należy zwrócić uwagę, że wielu przyszłych użytkowników instalacji solarnych posiada własne studnie wody pitnej. W związku z powyższym konieczne są wymagania co do montażu chociażby filtrów mechanicznych i okresów ich przeglądów serwisowych.

2.

Jak wynika z analizy wymagań w zakresie podgrzewaczy i podgrzewania c.w.u., ograniczenia w zakresie dopuszczalnych strat ciepła będą coraz wyższe. Jak wykazują obliczenia symulacyjne i praktyka, taki kierunek rozwoju jest całkowicie uzasadniony. Można ponieść znaczne wydatki na kolektory słoneczne, których praca nie przyniesie oczekiwanych rezultatów, ze względu na duże straty ciepłe zbiorników.

W tym przypadku zaleca się, aby inwestor nie podejmował pochopnie decyzji co do izolowania podgrzewacza, lecz skonsultował to zagadnienie z ekspertem branżowym. Rolą eksperta jest przeprowadzenie stosownych obliczeń i optymalny dobór parametrów izolowania podgrzewaczy i zasobników, z uwzględnieniem dostępności i możliwości rozwiązań technicznych. W miarę możliwości zaleca się wartości graniczne - podane zgodnie z tabelą 1.9.

3.

W przypadku podgrzewczy podczas procesu inwestycyjnego zaleca się, aby dostarczone wyniki badań standardowych strat ciepła, np. przeprowadzonych zgodnie z PN-EN 12977-3.

1.3. Przewody hydrauliczne nośnika grzewczego (cieczy solarnej)

Analogicznie jak w przypadku podgrzewaczy, należy zwrócić szczególną uwagę nie tylko na właściwości hydrauliczne, mechaniczne, ale również straty ciepła w przewodach łączących kolektory słoneczne z odbiornikiem ciepła. W przypadku dużych odległości pomiędzy podgrzewaczem a kolektorami, a także w przypadku średnich i dużych (mocno rozbudowanych) instalacji kolektorów słonecznych straty ciepła mają duży wpływ na efektywność energetyczną.

Jak pokazuje praktyka w tym zakresie, obowiązujące wymagania techniczne nagminnie nie są przestrzegane.



1.3.1. Wymagania obowiązujące w Polsce i Niemczech

1.3.1.1. Rozporządzenie Ministra Transportu, Budownictwa i Gospodarki Morskiej z dnia 5 lipca 2013 r. (poz. 926) Rozporządzenie EnEV 2009

W przypadku braku wymagań zapisanych w dokumentacji przetargowej wszystkie strony postępowania obowiązuje Rozporządzenie Ministra Transportu, Budownictwa i Gospodarki Morskiej z dnia 5 lipca 2013 r. (poz. 926) – rozdział 1.5.

Zgodnie z zapisami tego rozporządzenia izolacja cieplna przewodów rozdzielczych i komponentów w instalacjach centralnego ogrzewania, ciepłej wody użytkowej (w tym przewodów cyrkulacyjnych), instalacji chłodu i ogrzewania powietrznego powinna spełniać wymagania minimalne określone w poniższej tabeli 1.21:

Tabela 1.21.

Lp.	Rodzaj przewodu lub komponentu	Minimalna grubość izolacji cieplnej g_{min} (materiał o współczynniku przewodzenia ciepła $\lambda_n = 0,035 [W/(m \cdot K)]^{[1]}$)
1.	Średnica wewnętrzna do 22 mm	20 mm
2.	Średnica wewnętrzna od 22 do 35 mm	30 mm
3.	Średnica wewnętrzna od 35 do 100 mm	równa średnicy wewnętrznej rury
4.	Średnica wewnętrzna ponad 100 mm	100 mm
5.	Przewody i armatura wg lp. 1–4 przechodzące przez ściany lub stropy, skrzyżowania przewodów	50% wymagań z lp. 1–4
6.	Przewody ogrzewań centralnych, przewody wody ciepłej i cyrkulacji instalacji ciepłej wody użytkowej wg lp. 1–4, ułożone w komponentach budowlanych między ogrzewanymi pomieszczeniami różnych użytkowników	50% wymagań z lp. 1–4
7.	Przewody wg lp. 6 ułożone w podłodze	6 mm
8.	Przewody ogrzewania powietrznego (ułożone w części ogrzewanej budynku)	40 mm
9.	Przewody ogrzewania powietrznego (ułożone w części nieogrzewanej budynku)	80 mm
10.	Przewody instalacji wody lodowej prowadzone wewnątrz budynku ²⁾	50% wymagań z lp. 1–4
11.	Przewody instalacji wody lodowej prowadzone na zewnątrz budynku ²⁾	100% wymagań z lp. 1–4

1) Przy zastosowaniu materiału izolacyjnego o innym współczynniku przewodzenia ciepła niż podany w tabeli – należy skorygować grubość warstwy izolacyjnej.
2) Izolacja cieplna wykonana jako powietrznouszczelna.

W przypadku przewodów łączących kolektory słoneczne z instalacją c.w.u. obowiązują minimalne wymagania 1, 2, 3 i 4 z uwagi na fakt, że część tych rurociągów znajduje się na zewnątrz, poddaszach i pomieszczeniach nieogrzewanych. Nie należy dopuszczać do zmniejszenia grubości izolacji nawet w pomieszczeniach ogrzewanych, o których mowa w punktach (wierszach) 5, 6 powyższej tabeli.

Wymagania powyższe do punktu 7 są identyczne z niemieckimi EnEV 2014.

1.3.1.2. Norma PN-B-02421:2000

W dokumentacjach przetargowych oraz projektowych często przywołuje się normę PN-B-02421:2000, której wymagania mogą mieć zastosowanie do przewodów łączących kolektory słoneczne z instalacją c.w.u.; wymagania te są odniesione do temperatury czynnika grzewczego 60 i 95°C. Wybrane wymagania wyszczególniono w tabeli 1.22.

Tabela 1.22.

Średnica nominalna rurociągu DN	Grubość obliczeniowa warstwy izolacji g_{min} [mm] przy określonej temperaturze przesyłanego czynnika	
	do 60°C	95°C
≤ 20	30	30
25	30	30
32	30	35
40	30	35
50	35	35
65	40	40
80	40	45
100	45	50

Minimalna grubość izolacji cieplnej (materiał o współczynniku przewodzenia ciepła $\lambda_n = 0,035 W/(m \cdot K)$ określonym w temperaturze 40°C)



1.3.2. Wymagania obowiązujące w Szwajcarii

1.3.2.1. Szwajcarskie przepisy branżowe MuKEN 2008

Cytowane już przepisy branżowe obowiązujące w Szwajcarii (MuKEN 2008) zawierają również wymagania w zakresie izolowania przewodów do transportu czynnika grzewczego oraz c.w.u. Wymagania te przedstawiono w tabeli poniżej.

Tabela 1.23.

Wymiar	całowy	Minimalne grubości izolacji g_{min} [mm]	
		$\lambda > 0,03 W/(m \cdot K)$ oraz $\lambda \leq 0,05 W/(m \cdot K)$	$\lambda \leq 0,03 W/(m \cdot K)$
DN			
10 – 15	3/8" – 1/2"	40	30
20 – 32	3/4" – 1 1/4"	50	40
40 – 50	1 1/2" – 2"	60	50
65 – 80	2 1/2" – 3"	80	60
100 – 150	4" – 6"	100	80
175 – 200	7" – 8"	120	80

Podane grubości izolacji obowiązują do temperatury czynnika do 90°C, przy wyższej temperaturze zaleca się zwiększenie grubości izolacji. W uzasadnionych przypadkach, takich jak skrzyżowania rurociągów, przejścia przez przegrody budowlane itp. przy temperaturze czynnika nie przekraczającej 30°C, w celu np. ułatwienia montażu grubość izolacji może być zmniejszona.

W tym samym rozporządzeniu podano także maksymalne wartości jednostkowych strat ciepła zaizolowanych przewodów $U_R W/(m \cdot K)$, które ułożone są w gruncie.

Tabela 1.24.

Wymiar DN	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150	175	200		
Wymiar całowy	3/4"	1/2"	5/4"	1 1/2"	2"	2 1/2"	3"	4"	5"	6"	7"	8"		
Rury sztywne	U_R	$W/(m \cdot K)$	0,14	0,17	0,18	0,21	0,22	0,25	0,27	0,28	0,31	0,34	0,36	0,37
Rury giętkie (elastyczne)	U_R	$W/(m \cdot K)$	0,16	0,18	0,18	0,24	0,27	0,27	0,28	0,31	0,34	0,36	0,38	0,40

Informacje na temat szacowania jednostkowych strat ciepła U_R podano w rozdziale 2.



1.3.3. Wymagania obowiązujące w Austrii

1.3.3.1. Austriacka norma ÖNORM H 5155:2013

Warto również przedstawić wymagania austriackie, gdyż norma ÖNORM H 5155:2013 jest najmłodszym wydawnictwem bazującym na publikacjach, rozporządzeniach i wytycznych obowiązujących także w Niemczech i Szwajcarii. Wymagania odnośnie izolowania przewodów do transportu czynnika grzewczego oraz ciepłej wody użytkowej według tej normy zawarto w tabeli 1.25.

Tabela 1.25.

Miejsce zabudowy przewodu	Wymiar DN										
	≤ 15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	> 125
	Minimalne grubości izolacji g_{min} [mm]										
Pomieszczenia techniczne	20	25	30	40	50	55	70	85	100	125	135
Pomieszczenia nieogrzewane	20	25	30	40	50	55	70	85	100	125	135
Pomieszczenia ogrzewane	10	15	15	20	25	30	35	40	50	65	70
Szachty instalacyjne w sąsiedztwie obszarów nieogrzewanych	20	25	30	40	50	55	70	85	100	125	135
Podwieszany sufit, podłoga podniesiona, szachty instalacyjne w sąsiedztwie obszarów nieogrzewanych	10	15	15	20	25	30	35	40	50	65	70
Tynk, podłoga w pomieszczeniach nieogrzewanych	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10
Tynk, podłoga w pomieszczeniach ogrzewanych	5	5	5	10	10	10	10	10	10	10	10
W gruncie	50	50	50	50	50	50	50	55	65	65	75
Na zewnątrz budynków	50	50	50	50	55	65	80	90	110	135	145

Minimalną grubość izolacji cieplnej g_{min} podano dla materiału o współczynniku przewodzenia ciepła $\lambda_n = 0,047 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ określonym w temperaturze $50 \text{ }^\circ\text{C}$.

1.3.4. Przykłady obliczeń

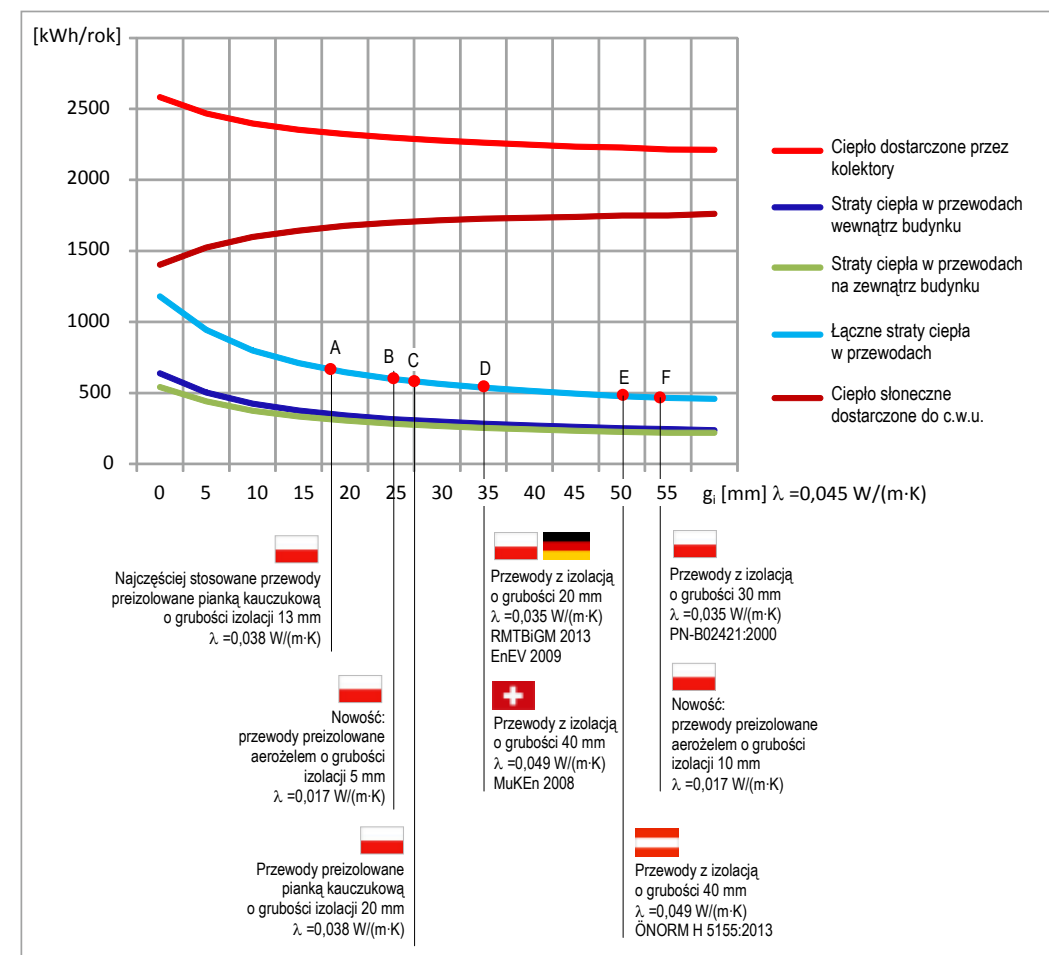
1.3.4.1. Analiza strat i zysków ciepła

W celu zilustrowania znaczenia izolowania przewodów do transportu nośnika grzewczego (cieczy solarnej) wykonano w programie T*SOL szereg obliczeń, przyjmując warunek, że przewody posiadają taką samą grubość i parametry izolacji wewnątrz i na zewnątrz budynku. Oczywiście, w tym przypadku wybrano wyższe wymagania cytowanych norm i rozporządzeń, jakie obowiązują na zewnątrz budynku. Obliczenia wykonano z uwzględnieniem referencyjnego materiału izolacyjnego o współczynniku przewodzenia ciepła $\lambda = 0,045 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$.

Jako model obliczeniowy przyjęto dom jednorodzinny o następujących parametrach:

- Dom jednorodzinny
- Kolektor płaski $A=2,2 \text{ m}^2$, sztuk 2 ($\eta_{0a} = 83\%$, $a_{1a} = 3,50 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$ $a_{2a} = 0,02 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K}^2)$)
- Azymut $\zeta = 0^\circ$
- Nachylenie $\beta = 45^\circ$
- Zużycie ciepłej wody użytkowej $V_{cwi} = 200 \text{ l/dobę}$
- Temperatura ciepłej wody użytkowej $t_{cwi} = 50^\circ\text{C}$
- Rodzaj i długość rur na zewnątrz (Dn16) $L_z = 2 \times 10 \text{ m}$
- Rodzaj i długość rur wewnątrz (Dn16) $L_w = 2 \times 15 \text{ m}$
- Dane klimatyczne Warszawa
- Podgrzewacz c.w.u. biwalentny $V_b = 300 \text{ l}$

Rezultaty obliczeń zawarto na wykresie (rys. 1.16). Jak wynika z analizy wyników, stosowane dość często w Polsce przewody preizolowane o grubości izolacji 13 mm i współczynniku przewodzenia ciepła $\lambda = 0,038 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ (punkt A) nie gwarantują jeszcze maksymalnego wykorzystania ciepła z kolektorów słonecznych. Mniejszymi stratami ciepła charakteryzują się przewody izolowane aerozelem o grubości 5 mm i współczynniku przewodzenia ciepła $\lambda = 0,017 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ (punkt B).



Rys. 1.16. Przebieg zysków ciepła z kolektorów słonecznych i strat ciepła w przewodach solarnych w zależności od grubości izolacji oraz współczynnika przewodzenia ciepła materiału izolacyjnego

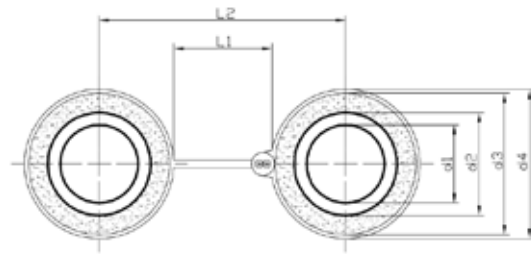
Straty ciepła zaczynają się stabilizować od punktu D. Od tego momentu nie widać już przyrostu ilości ciepła przekazywanego do systemu c.w.u. Takie możliwości prawne wynikają już z obowiązujących rozporządzeń, których wymagania zaczynają się pokrywać z tymi, które obowiązują w przytoczonych krajach europejskich.

Na szczególną uwagę zasługują rezultaty, jakie wynikają z zastosowania aerożelu o grubości 10 mm (punkt E). Przy tej grubości izolacji jest prawdopodobne, że montaż przewodu preizolowanego będzie można wykonać z wykorzystaniem otworu w dachówce wentylacyjnej. Dodatkowo należy zaznaczyć, że aerożel posiada zakres temperatury pracy powyżej temperatury stagnacji co gwarantuje zachowanie właściwości materiału izolacyjnego w czasie.

1.3.4.2. Przydatne zależności do wykonania obliczeń w zakresie izolacji przewodów

W niniejszym rozdziale podano przykłady obliczeń wymaganej grubości izolacji cieplnej g_i , jaka jest niezbędna, aby spełnić wymagania Rozporządzenia Ministra Transportu, Budownictwa i Gospodarki Morskiej z dnia 5 lipca 2013 r.

Do analizy przyjęto giętką rurę ze stali nierdzewnej dn 16 o wymiarach jak niżej (rys. 1.17).



Rys. 1.17. Przykładowy przekrój preizolowanego przewodu do transportu cieczy solarnej – tzw. rury giętkiej (źródło Evertec)

d2 - średnica zewnętrzna rury izolowanej	d2 = 21,5 mm
d3 - średnica zewnętrzna rury wraz z izolacją	d3 = d2 + 2 · g _i
λ _i - współczynnik przewodzenia ciepła aerożelu	λ _i = 0,017 W/(m·K)
g _i - grubość izolacji	g _i = (zależności 1.10, 1.11)

Taka rura według rozporządzenia [23] winna posiadać parametry, jakie wynikają z grubości izolacji g_{min} = 20 mm o współczynniku przewodzenia ciepła λ_i = 0,035 W/(m·K). Zgodnie z zależnością przywołaną w normie PN-B-02421:2000 minimalna grubość aerożelu wynosi:

$$g_i = \frac{d2 \cdot \left(\frac{d2 + 2 \cdot g_{\min}}{d2} \right)^{\frac{\lambda_i}{\lambda_n}} - d2}{2} \quad [1.10]$$

Po podstawieniu danych liczbowych minimalna grubość izolacji aerożelowej wynosi

$$g_i = \frac{21,5 \cdot \left(\frac{21,5 + 2 \cdot 20,0}{21,5} \right)^{\frac{0,017}{0,035}} - 21,5}{2} \text{ mm} = 7,16 \text{ mm} \quad [1.11]$$

Miarą izolacyjności rury jest także opór cieplny R_i określany zgodnie z PN-EN 13941+A1 według zależności jak niżej:

$$R_i = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_i} \cdot \ln \left(\frac{d3}{d2} \right) \quad [1.12]$$

Zależność ta jest także podawana w literaturze technicznej.

W przypadku rury jak na rysunku 1.17 przy uwzględnieniu wymagań rozporządzenia (tj. grubości izolacji g_{min} = 20 mm i współczynniku λ_i = 0,035 W/(m·K)) minimalny opór izolacji cieplnej wynosi:

$$R_{i \min} = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,035} \cdot \ln \left(\frac{61,5}{21,5} \right) (m \cdot K) / W = 4,78 (m \cdot K) / W \quad [1.13]$$

Przy zastosowaniu materiału izolacyjnego aerożel o współczynniku przewodzenia ciepła w temperaturze 40°C λ_i = 0,017 W/(m·K) oraz grubości izolacji g_i = 7,16 mm opór cieplny wynosi:

$$R_i = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,017} \cdot \ln \left(\frac{35,82}{21,5} \right) (m \cdot K) / W = 4,78 (m \cdot K) / W \quad [1.14]$$

Uzyskano zatem potwierdzenie wcześniej wykonanych obliczeń.

1.3.4.3 Wnioski i informacje praktyczne

1.

Do wykonania przewodów hydraulicznych przeznaczonych do transportu cieczy solarnej zaleca się zastosowanie fabrycznie preizolowanych elastycznych rur wykonanych z miedzi lub ze stali nierdzewnej. Przewody hydrauliczne powinny być poprowadzone nieprzerwanie na całej długości, tj. bez połączeń pośrednich, wraz z izolacją od kolektora do pomieszczenia technicznego, gdzie zabudowane będą podgrzewacze ciepłej wody użytkowej, pompy czynnika solarne i pozostała armatura.

2.

Izolacja cieplna preizolowanych przewodów hydraulicznych powinna być pokryta zewnętrznym płaszczem ochronnym odpornym na działanie czynników zewnętrznych, takich jak promieniowanie UV, insekty, gryzonie oraz ptaki.

3A.

Wymaga się, aby opór cieplny materiału izolacyjnego był wyznaczony zgodnie z aktualną normą PN-EN 13941+A1 i spełniał wymagania normy PN-B-02421:2000 zawarte w tablicy nr 2, odniesione do temperatury czynnika grzewczego 95 °C.

lub:

3B.

Wymaga się, aby opór cieplny materiału izolacyjnego był wyznaczony zgodnie z aktualną normą PN-EN 13941+A1:2010 i spełniał wymagania Rozporządzenia Ministra Transportu, Budownictwa i Gospodarki Morskiej z dnia 5 lipca 2013 r. (poz. 926) – rozdział 1.5 (wiersze 1, 2, 3 tabeli).

4.

W przypadku przewodów giętkich jakość fabrycznie preizolowanych przewodów hydraulicznych (rur) przeznaczonych do transportu cieczy solarnej wraz z izolacją cieplną powinna być potwierdzona badaniami według aktualnej normy PN-EN ISO 10380:2013. Dokumentem potwierdzającym wyniki badań powinien być certyfikat uprawnionej jednostki certyfikującej.

5.

Izolacja przewodów hydraulicznych (rur) instalacji solarnej powinna być odporna na niską i wysoką temperaturę. W związku z tym, że rury wraz z izolacją do transportu roztworu wodnego glikolu propylenowego będą częściowo prowadzone na zewnątrz oraz przyłączane bezpośrednio do kolektorów, wymaga się następujących wartości temperatur granicznych:

– w zakresie ujemnych wartości temperatury otoczenia do t_{min} ≤ -50°C

– w zakresie dodatnich wartości temperatury cieczy solarnej do t_{max} ≥ t_{stg}

gdzie:

t_{stg} – temperatura stagnacji oferowanych kolektorów określona zgodnie z normami PN-EN 12975-2 lub PN-EN ISO 9806

Wymagania powyższe wynikają z treści normy PN-EN 12975-1- punkt 6. „Bezpieczeństwo” o brzmieniu jak niżej:

„Maksymalna temperatura płynu, uwzględniana przy projektowaniu kolektora słonecznego lub instalacji słonecznej jest temperaturą stagnacji kolektora. Materiały stosowane do produkcji kolektorów lub instalacje wbudowane w kolektor (naczynia wzbiorcze, zawory bezpieczeństwa itd.) należy dobierać uwzględniając tę temperaturę.”

6.

Należy unikać prowadzenia rur solarnych po połaci dachu. Powinno się wykonywać przepust jak najbliższej przyłącza z kolektorem słonecznym. W miarę możliwości zaleca się wykorzystanie odpowiednich przejść dachowych (rys. 1.18).



Rys. 1.18. Przykład systemowych przejść dachowych przewodów czynnika solarne [źródło Weinmann]

7. Preizolowane przewody hydrauliczne powinny zawierać fabrycznie zabudowany przewód elektryczny do połączenia regulatora instalacji solarnej z czujnikiem temperatury cieczy solarnej w kolektorze. Przy czym przewód elektryczny winien być poprowadzony tak, aby nie dotykał wewnętrznej rury transportującej czynnik solarny oraz nie naruszał ciągłości materiału izolacyjnego.
8. Fragmenty przewodów hydraulicznych prowadzonych ponad dachem należy dodatkowo zabezpieczyć płaszczem z blachy aluminiowej lub ocynkowanej. W przypadku, gdy producent udzieli wymaganej gwarancji na zewnętrzny płaszcz ochronny izolacji rury preizolowanej, można zrezygnować z dodatkowego płaszcza z blachy aluminiowej lub ocynkowanej.
9. W trakcie planowania tras przewodów hydraulicznych należy wybierać możliwe najkrótsze trasy ich zabudowy celem minimalizacji długości rurociągów.
10. Gwarancja: sugerowany okres gwarancji min. 10 lat

UWAGA:

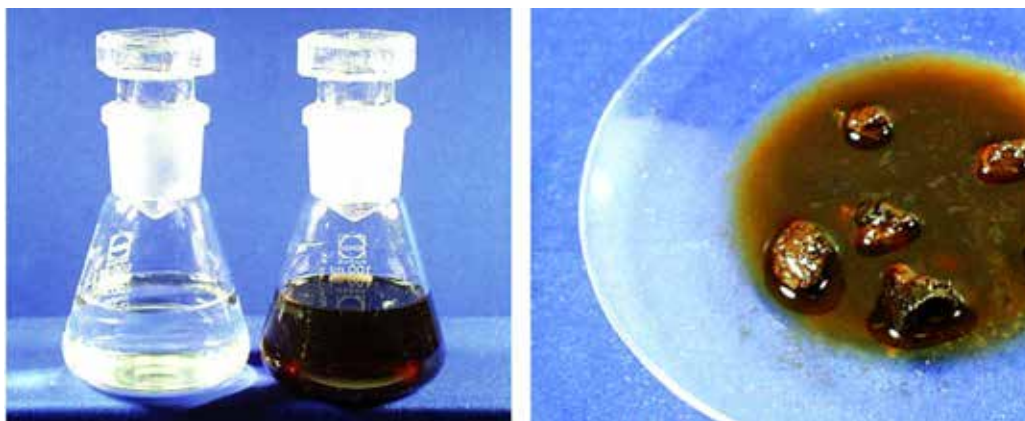
Wymienione normy i rozporządzenia należy przywołać w dokumentacji projektowej i przetargowej

1.4. Ciecz w obiegu kolektorów słonecznych („ciecz solarna”)

Ciecz w obiegu kolektorów słonecznych jest nośnikiem ciepła pomiędzy kolektorami słonecznymi a pierwotnym obiegiem z wymiennikiem ciepła. Jest nim najczęściej węzownica umieszczona w podgrzewaczu pojemnościowym c.w.u. lub wymiennik płytowy, którego wtórny obieg zasila wodę grzewczą, basenową lub c.w.u. W praktyce najczęściej stosuje się wodny roztwór glikolu propylenowego z dodatkiem czynników antykorozyjnych i uszlachetniających (ciecz niskokrzepnąca). Trwałość cieczy solarnej wystawionej na niewielkie obciążenia termiczne dochodzi do 10 lat. Należy jednakże regularnie sprawdzać jej gęstość i wartość pH – zgodnie z zaleceniami producenta.

1.4.1. Wpływ temperatury na trwałość cieczy solarnej

Ciecz solarna jest wystawiona na większe obciążenie, gdy instalacja jest w fazie stagnacji. Cząsteczki glikolu rozpadają się już przy temperaturze 170 °C. Mogą się wtedy połączyć z innymi pierwiastkami lub związkami, co jednocześnie przyspiesza powstawanie kwasów i powoduje korozję metalowych elementów instalacji. Przy wysokich temperaturach glikol jest szczególnie narażony na utlenianie. Jeśli tlen znajduje się w instalacji, ciecz solarna może zostać uszkodzona i powstają złoże (rys. 1.19). Badania naukowe wykazują, że nieszczelne instalacje ze stałym dopływem tlenu z powietrza są znacznie bardziej problematyczne niż wysokie temperatury z powodu stagnacji. Na podstawie zebranych doświadczeń, w instalacjach, w których często występują okresy stagnacji, zaleca się coroczne sprawdzanie oraz dokumentowanie parametrów cieczy solarnej.



Rys. 1.19. Ciecz solarna do obiegu kolektorów słonecznych – (źródło BDH [1])

- a) stan początkowy (pH 8,2), stan mocno eksploatowany (pH 6,8).
b) uszkodzona ciecz solarna z nierozpuszczalnymi złożami

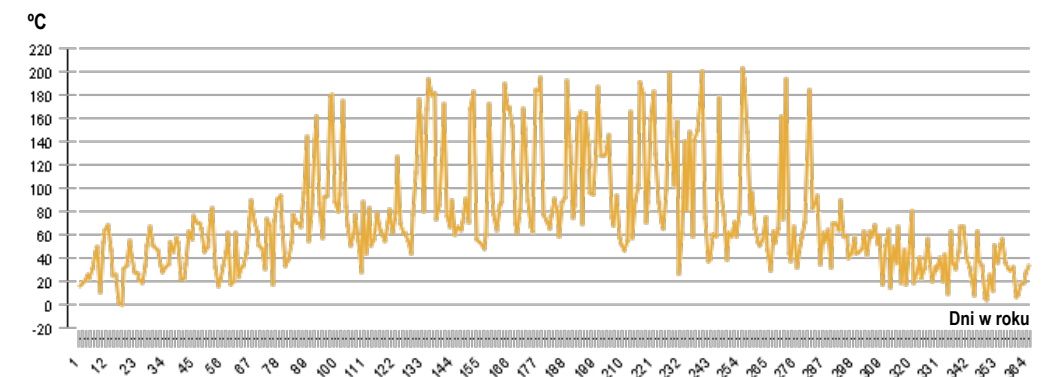
Para powstająca w fazie stagnacji może uszkodzić zawór zwrotny i przedostać się do pozostałych elementów instalacji. W trakcie kontaktu z tlenem wystąpi szybka degradacja nośnika ciepła, co może doprowadzić także do uszkodzenia innych komponentów (rys. 1.20).



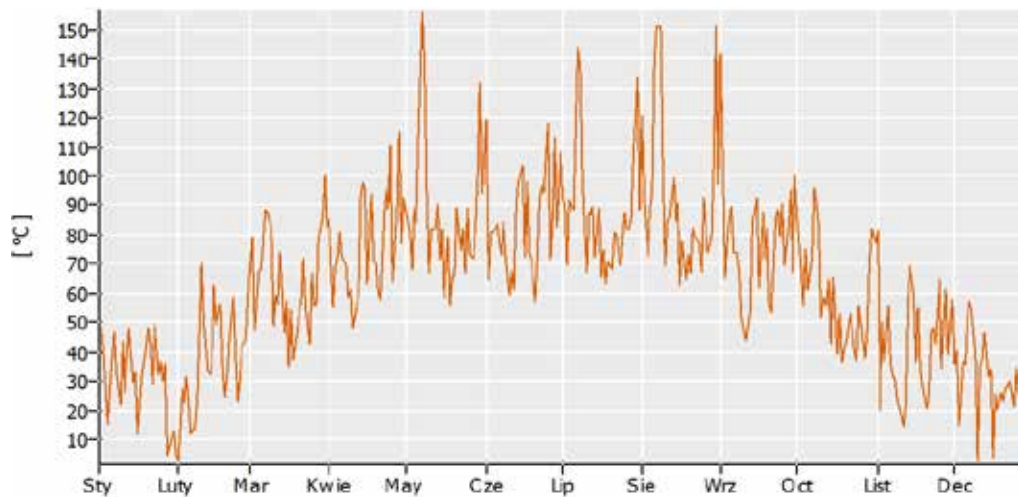
Rys. 1.20. Ilustracja uszkodzeń w pozostałych komponentach instalacji kolektorów słonecznych (zawór zwrotny, pompa obiegu kolektorów, wymiennik płytowy) – źródło [7 i 8]

1.4.2. Wnioski i informacje praktyczne

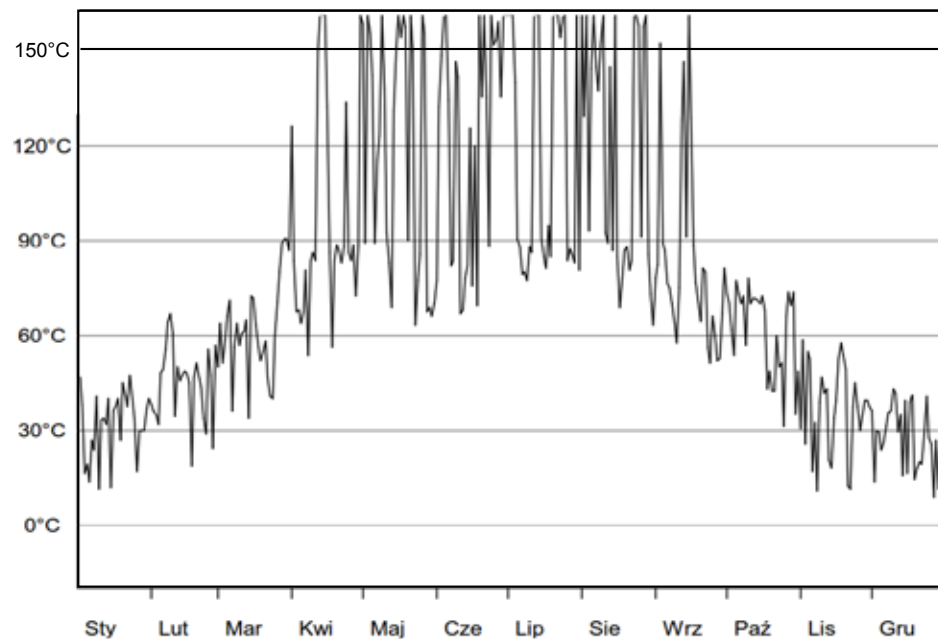
1. W trakcie doboru ilości kolektorów należy z wykorzystaniem programów symulacyjnych zweryfikować, czy wyniki obliczeń nie sygnalizują już zagrożenia wystąpieniem wysokich wartości temperatury cieczy solarnej (kolektora). Na rysunkach (rys. 1.21, 1.22, 1.23) przedstawiono przykładowe wykresy ilustrujące zmiany temperatury kolektora w czasie.



Rys. 1.21. Przykładowa ilustracja przebiegu maksymalnej temperatury kolektora w czasie na podstawie programu POLYSUN



Rys. 1.22. Przykładowa ilustracja przebiegu maksymalnej temperatury kolektora w czasie na podstawie programu T*SOL Expert 4.5



Rys. 1.23. Przykładowa ilustracja przebiegu temperatury kolektora w czasie na podstawie programu GET*Solar Professional

Jak wynika z przedstawionych przebiegów, otrzymane informacje są wystarczająco dokładne, aby dokonać weryfikacji parametrów instalacji kolektorów słonecznych w zakresie temperatury cieczy solarnej.

2.

W sytuacji, gdy przewiduje się przerwy w odbiorze ciepła w dużych instalacjach kolektorów słonecznych, zaleca się montaż chłodnicy wentylatorowej. W przypadku małych instalacji sugeruje się przykładowo użycie np. specjalnej chłodnicy grzejnikowej, ewentualnie rozproszenie nadmiaru ciepła w obiegu cyrkulacyjnym c.w.u. lub instalacji c.o.

2. Wybrane zagadnienia odnośnie instalacji z kolektorami słonecznymi

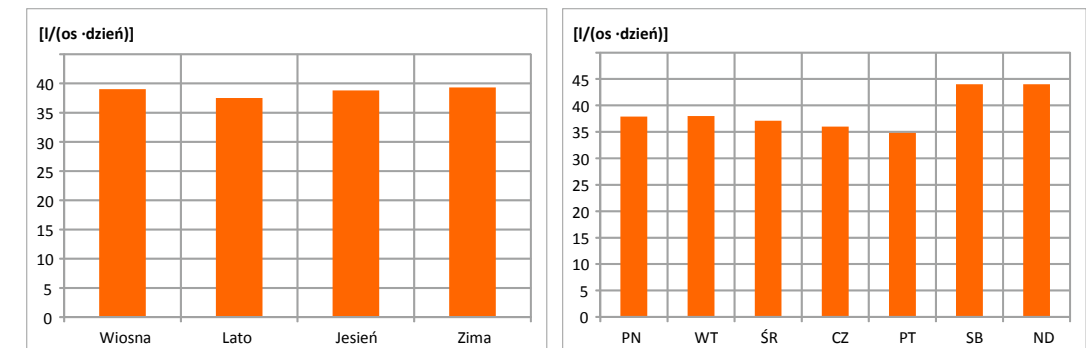
2.1. Zużycie ciepłej wody użytkowej

Praca kolektorów słonecznych jest mocno uzależniona od nasłonecznienia. Użytkownik poza ilością i profilem dobowym poboru c.w.u. nie posiada zatem wpływu na harmonogram ich pracy. Inaczej ujmując; kolektory to urządzenia, których nie da się na życzenie włączyć i wyłączyć. Zatem dobór ich powierzchni musi być właściwie przeprowadzony. Podstawą jest znajomość odbiornika ciepła, który ma być wspierany przez instalację kolektorów słonecznych. W przypadku podgrzewania ciepłej wody użytkowej konieczna jest znajomość jej rzeczywistego zużycia. W przeciwnym wypadku kolektory będą przewymiarowane lub niedomiarowane. Pierwsza możliwość jest bardziej niekorzystna, gdyż zbyt duża ilość kolektorów grozi przegrzewaniem nośnika grzewczego (cieczy solarnej). Jest to zazwyczaj roztwór wodny glikolu propylenowego. W skrajnych przypadkach dochodzi do degradacji czynnika i uszkodzenia elementów instalacji z kolektorami włącznie.

Przed przystąpieniem do doboru parametrów zaleca się przeprowadzenie wizytacji obiektu i wypełnienie ankiety (załącznik 1)

2.1.1. Zużycie c.w.u. w gospodarstwach domowych

W Polsce, na podstawie obserwacji dokumentacji przetargowych na dostawę i montaż kolektorów słonecznych można stwierdzić, że do doboru parametrów instalacji w gospodarstwach domowych dość często przyjmuje się zużycie c.w.u. o temperaturze $t_{cwu} = 55^\circ\text{C}$ nawet na poziomie $V_{jowu} = 55^\circ\text{C}$. Takie podejście skutkuje przewymiarowaniem instalacji, co generuje duże zagrożenie degradacją czynnika solarnego i pozostałych komponentów – patrz rozdział 1.4.



Rys. 2.1. Kwartalny i tygodniowy rozkład zużycia c.w.u. w gospodarstwach domowych (na podstawie [21])

Na podstawie powyższej analizy można stwierdzić, że jednostkowe zużycie c.w.u. w polskim gospodarstwie domowym wynosi średnio $V_{jowu} = 35 \text{ l/os.dzień}$.

2.1.2. Zużycie c.w.u. w pozostałych obiektach

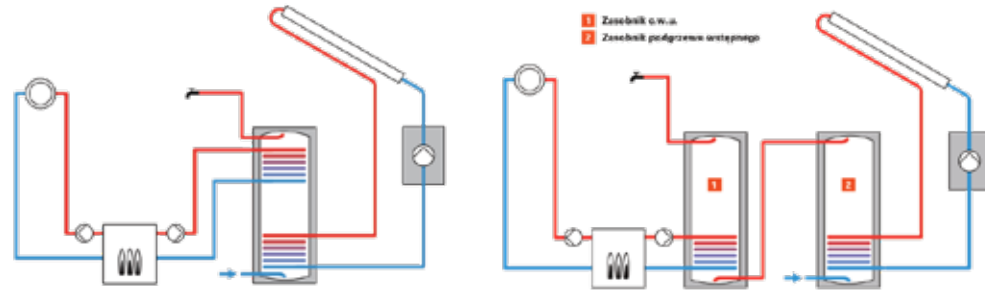
W wielu rozporządzeniach i innych opracowaniach można znaleźć szacunkowe dane na temat zużycia c.w.u. w zależności od typu, rodzaju i przeznaczenia obiektów. W sytuacji, gdy ciepła woda użytkowa podgrzewana jest przez źródła tradycyjne, tj. kotłownia, węzeł ciepły, korzystając z powyższych danych nie popełnimy większego błędu. Jednakże w przypadku kolektorów słonecznych należy pamiętać, że poza ilością i profilem dobowym poboru c.w.u. nie mamy wpływu na czas ich pracy. Kolektorów słonecznych nie łączy się i nie wyłącza się na życzenie, czas ich pracy jest silnie uzależniony od okresu napromieniowania. W związku z tym przy przewymiarowaniu będziemy mieli do czynienia z przegrzewaniem instalacji, a przy zbyt małej powierzchni absorbera – z niedogrzewaniem c.w.u. Należy mieć na uwadze, że przegrzewanie stwarza poważne zagrożenie wystąpieniem uszkodzenia cieczy solarnej oraz pozostałych elementów (komponentów instalacji) – patrz rozdział 1.4.

W wielu przypadkach autor przekonał się, że przyszły nabywca instalacji kolektorów słonecznych nie chce zainwestować w liczniki wody, nie dysponuje wiedzą na temat rzeczywistego zużycia c.w.u., planuje natomiast przy znacznym udziale środków publicznych zabudować kolektory słoneczne o wartości kilkudziesięciu, kilkuset tysięcy lub kilku milionów złotych. Dobór kolektorów słonecznych i parametry pozostałych komponentów powinien zweryfikować ekspert branżowy w oparciu o stosowny program do obliczeń symulacyjnych – patrz rozdział 6.

2.2. Schematy hydrauliczne

2.2.1. Schematy hydrauliczne do podgrzewania c.w.u. – instalacje domowe

W zakresie schematów hydraulicznych, automatyki i sterowania istnieje na rynku bardzo dużo rozwiązań ogólnych i specyficznych, oferowanych przez producentów kolektorów oraz podgrzewaczy i zasobników c.w.u. Najczęściej w praktyce wykorzystuje się układy z pojemnościowymi podgrzewaczami biwalentnymi lub z wstępnym podgrzewaniem c.w.u. (rys. 2.2).



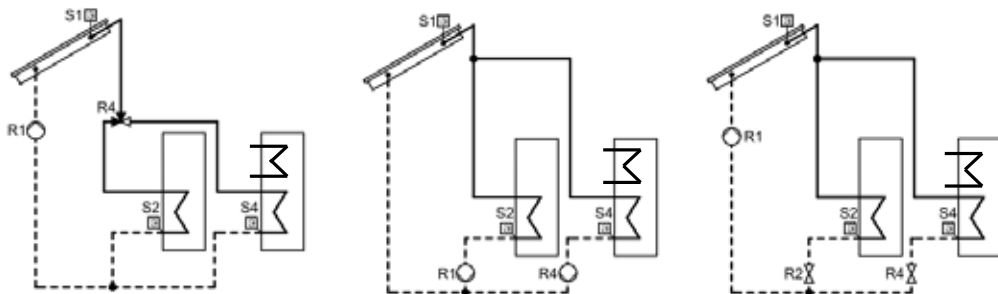
Rys. 2.2. Najczęściej wykorzystywane schematy podłączenia kolektorów słonecznych i podgrzewaczy c.w.u. (źródło Viessmann [15])

Podgrzewacze biwalentne występują najczęściej w instalacjach nowo budowanych i rzadziej w systemach modernizowanych.

Z podgrzewaczami wstępnymi mamy często do czynienia w systemach modernizowanych, gdzie już istnieje wcześniej zabudowany podgrzewacz c.w.u. Po dodaniu podgrzewacza wstępnego i kolektorów słonecznych w wielu sytuacjach użytkownicy takich rozwiązań zgłaszają, że nie uzyskują tak wysokiej temperatury c.w.u., jak ich sąsiedzi z podgrzewaczami biwalentnymi. Sytuacja taka ma najczęściej miejsce, gdy końcowe źródło ciepła to np. kocioł stałopalny, który najczęściej jest wygaszany w okresie letnim oraz gdy nie zabudowano grzałki elektrycznej do końcowego dogrzewania c.w.u.

To zjawisko wynika z oczywistych praw natury, w obu prezentowanych przypadkach rozwiązania kolektory dostarczą taką samą ilość ciepła. W rozwiązaniu z podgrzewaczem wstępnym mamy do czynienia z większą łączną pojemnością wodną, zatem temperatura c.w.u. może być niższa.

W takich przypadkach należy zastosować rozwiązania z ładowaniem sekwencyjnym. W przypadku, gdy istniejący podgrzewacz c.w.u. musi pozostać, a jego objętość jest porównywalna z dostawianym biwalentnym podgrzewaczem wstępnym, można rozważyć układy hydrauliczne instalacji z ładowaniem sekwencyjnym. Przykładowe schematy zilustrowano poniżej (rys. 2.3).

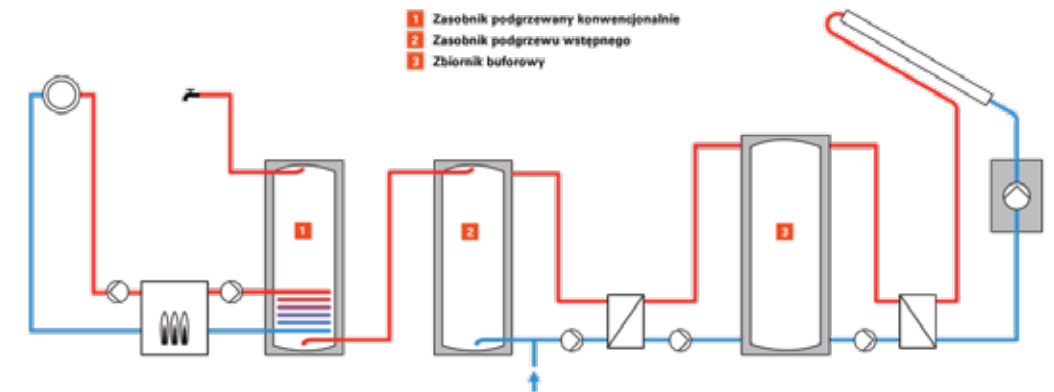


Rys. 2.3. Przykłady układów z sekwencyjnym ładowaniem podgrzewaczy c.w.u. przez instalację kolektorów słonecznych, kolejno: z zaworem przełączającym, z sekwencyjną pracą pomp, z sekwencyjną pracą zaworów odcinających (źródło Viessmann)

W tego typu rozwiązaniach zaleca się, aby podgrzewacz biwalentny był ładowany jako pierwszy. Po osiągnięciu nastawionej w regulatorze temperatury c.w.u. ładowanie przekierowane zostanie do podgrzewacza istniejącego. Wiąże się to z koniecznością dokonania zmian w dotychczasowej instalacji, gdyż podstawowe źródło ciepła, np. kocioł, musi być podłączony do górnej węzownicy podgrzewacza biwalentnego. Powyższe propozycje nie wyczerpują wszystkich możliwych rozwiązań z ładowaniem sekwencyjnym.

2.2.2. Schematy hydrauliczne do podgrzewania c.w.u. – duże instalacje

W przypadku, gdy mamy do czynienia z większym zużyciem c.w.u., tj. $V_c > 2000$ l/dobę (powierzchnia czynna absorbera powyżej 30 m²) należy już stosować rozwiązania z zasobnikami buforowymi solarnej wody grzewczej. Przykład takiego schematu przedstawiono poniżej (rys. 2.4). Ciepło z kolektorów oddawane jest poprzez płytowy wymiennik ciepła do zbiornika buforowego (3). Poprzez drugi wymiennik ciepła woda ogrzewana jest wstępnie w solarnym podgrzewaczu c.w.u. (2). W pojemnościowym podgrzewaczu c.w.u. (1), do którego napływa wstępnie podgrzana woda z podgrzewacza solarne (2), jeśli zachodzi taka potrzeba, woda ta jest dogrzewana np. przez kocioł grzewczy.

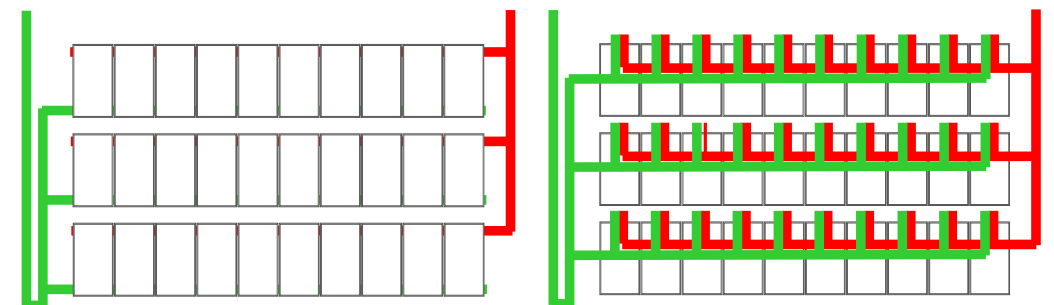


Rys. 2.4. Przykłady instalacji z zasobnikiem buforowym (źródło Viessmann [15])

Dużą zaletą tego układu jest to, że w przypadku wygrzewania antybakteryjnego zasobnik/zasobniki (3) nie muszą być termicznie dezynfekowane, z uwagi na ich separację przez wymienniki ciepła. W przypadku instalacji ze zbiornikami buforowymi montuje się więcej dodatkowych elementów (zewnętrzny wymiennik ciepła, dwie dodatkowe pompy), ale są one korzystniejsze ze względu na małe straty ciśnienia i brak konieczności ochrony przez korozją.

2.2.3. Pola kolektorów w dużych instalacjach

W przypadku dużych instalacji kolektorów słonecznych unikać należy nadmiernie rozbudowanych sieci (rurociągów) przewodów łączących, między kolektorami i między poszczególnymi polami kolektorów. Spotkane przykłady (zarówno pozytywne, jak i skrajnie negatywne) zilustrowano poniżej (rys. 2.5).

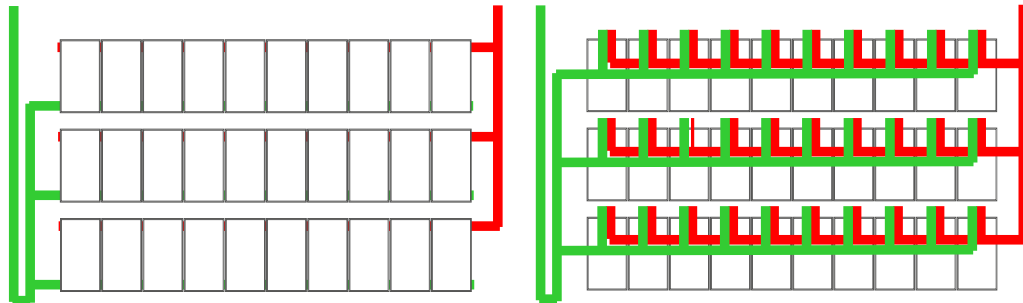


Rys. 2.5. Przykład pozytywny i skrajnie negatywny w zakresie połączenia między kolektorami

Na rysunku 2.5 (po lewej) widać zwartą instalację oraz krótkie przyłącza hydrauliczne całego zestawu kolektorów. Po prawej stronie uwidoczniło również zwartą instalację, od tylnej strony pola kolektorów mamy nadmiernie rozbudowaną sieć przewodów. Przypadki powyższe zilustrowano również na fotografiach (rys. 3.1, 3.5).

W takich przypadkach godne polecenia są kolektory wielkopowierzchniowe o meandrycznej konstrukcji wymiennika ciepła absorbera.

Przy ich wykorzystaniu ograniczamy aż o 50% ilość łączników pomiędzy kolektorami, które zazwyczaj nie są izolowane i generują straty ciepła do otoczenia (rys. 2.6).



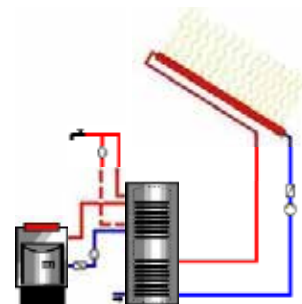
Rys. 2.6. Przykład pola z wykorzystaniem kolektorów wielkopowierzchniowych

Z wykorzystaniem kolektorów wielkopowierzchniowych można zatem konstruować pola o dwukrotnie większej powierzchni absorbera przy tych samych stratach ciepła przez łączniki pomiędzy kolektorami.

2.3. Straty ciepła w obiegu cyrkulacji ciepłej wody użytkowej

Do oceny wpływu strat ciepła w przewodach instalacji c.w.u. na jakość pracy kolektorów słonecznych wykorzystano program T*SOL Expert 4.5. Rozpatrzono typowe rozwiązanie jak poniżej, z zastosowaniem bivalentnego podgrzewacza c.w.u. o poj. 300 litrów oraz dwóch kolektorów słonecznych.

- Dom jednorodzinny
- Kolektor płaski $A_g = 2,2 \text{ m}^2$, sztuk 2
- Podgrzewacz bivalentny c.w.u. $V_b = 200 \text{ l}$, sztuk 1
- Zużycie ciepłej wody użytkowej $V_{c.w.u.} = 160 \text{ l/dobę}$
- Temperatura ciepłej wody użytkowej $t_{c.w.u.} = 50^\circ\text{C}$
- Temperatura otoczenia rur c.w.u. $t_o = 20^\circ\text{C}$
- Rodzaj otoczenia rur c.w.u. powietrze
- Rodzaj i długość rur do transportu c.w.u. (16×2) , $L_T = 30 \text{ m}$
- Rodzaj i długość rur do cyrkulacji c.w.u. (16×2) , $L_C = 30 \text{ m}$



Rys. 2.7. Dane do obliczeń i schemat instalacji z uwzględnieniem obiegu cyrkulacji (rysunek – źródło program ESOP)

Prawidłowo zaprojektowana i wykonana instalacja gwarantuje, że załączanie się podstawowego źródła ciepła (kotła) w okresie letnim na przygotowanie c.w.u. odbywać się będzie bardzo rzadko. Warunkiem takiej pracy są między innymi niskie straty ciepła w podgrzewaczu c.w.u., rurach transportujących c.w.u. oraz ograniczony czas pracy pompy cyrkulacyjnej (jeśli cyrkulacja występuje).

Rozwiązanie:

Straty ciepła w rurach systemu ciepłej wody użytkowej Q_R [kWh/rok] można wyznaczyć w przybliżeniu według zależności:

$$Q_R = 365 \cdot k \cdot T_h \cdot U_R \cdot (L_T + L_C) \cdot (t_c - t_o) \cdot 10^{-3} \quad [2.1]$$

gdzie:

T_h – czas pracy pompy cyrkulacyjnej (h/dobę), $T_h =$ od 2 do 24 h/dobę

k – współczynnik uwzględniający stan izolowania kolanków, łączników i innych elementów instalacji c.w.u.

$k =$ od 1 do 1,2 (do analizy przyjęto $k = 1,15$)

U_R – jednostkowe straty ciepła zaizolowanej rury [W/(m·K)]

$$U_R = (R_W + R_M + R_I + R_P + R_O)^{-1} \quad [2.2]$$

R_W – opór przejmowania ciepła wewnątrz rury przez wodę [m·K/W]

R_M – opór cieplny ścianki rury [m·K/W] – tabela dane techniczne

R_I – opór cieplny izolacji rury [m·K/W] – tabela dane techniczne

R_P – opór cieplny powłoki zewnętrznej [m·K/W]

R_O – opór przejmowania ciepła zewnątrz rury przez otoczenie [m·K/W] – tabela z danymi technicznymi dostawcy rur c.w.u.

Z uwagi na dużą wartość współczynnika przejmowania ciepła wewnątrz rury przez wodę $\alpha_w = 233 \div 11630 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$ oraz niewielką grubość powłoki zewnętrznej rzędu 0,3 mm opory R_W i R_P można pominąć. Przy takim założeniu błąd analizy nie przekroczy 0,5%. Zatem do dalszych rozważań można przyjąć:

$$U_R = (R_M + R_I + R_O)^{-1} \quad [2.3]$$

Powyższe wartości U_R powinien podać dostawca rur i izolacji do transportu c.w.u. Przykładowe wartości podano w tabelach poniżej.

Wybrane dane techniczne rur Pex-Al-Pex z izolacją aerożelową o współczynniku przewodzenia ciepła $\lambda_i = 0,017 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ ^{1,2}

Tabela 2.1.

Wymiary rury	D x g	mm	16,00 x 2	20,00 x 2	16,00 x 2	20,00 x 2
Grubość izolacji aerożelowej	g_a	mm	5,00	5,00	10,00	10,00
Opór cieplny ścianki rury ¹	R_M	m·K/W	0,112	0,087	0,112	0,087
Opór cieplny izolacji	R_{IA}	m·K/W	4,548	3,798	7,596	6,493
Opór przejmowania ciepła ²	R_{OA}	m·K/W	1,502	1,305	1,091	0,983
Jedn. straty ciepła rury	U_R	W/m·K	0,162	0,193	0,114	0,132

(źródło: Evertec)

Wybrane dane techniczne rur Pex-Al-Pex z izolacją o współczynniku przewodzenia ciepła $\lambda_i = 0,035 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ ^{1,2}

Tabela 2.2.

Wymiary rury	D x g	mm	16,00 x 2	20,00 x 2	16,00 x 2	20,00 x 2	16,00 x 2	20,00 x 2
Grubość izolacji standard	g_s	mm	6,00	6,00	10,00	10,00	20,00	20,00
Opór cieplny izolacji	R_{IU}	m·K/W	2,546	2,138	3,689	3,154	5,700	4,998
Opór przejmowania ciepła ²	R_{OU}	m·K/W	1,422	1,244	1,106	0,995	0,711	0,663
Jedn. straty ciepła rury	U_R	W/m·K	0,245	0,288	0,204	0,236	0,153	0,174

¹ Opór cieplny ścianki określono przy współczynniku przewodzenia ciepła materiału rury $\lambda_m = 0,41 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$

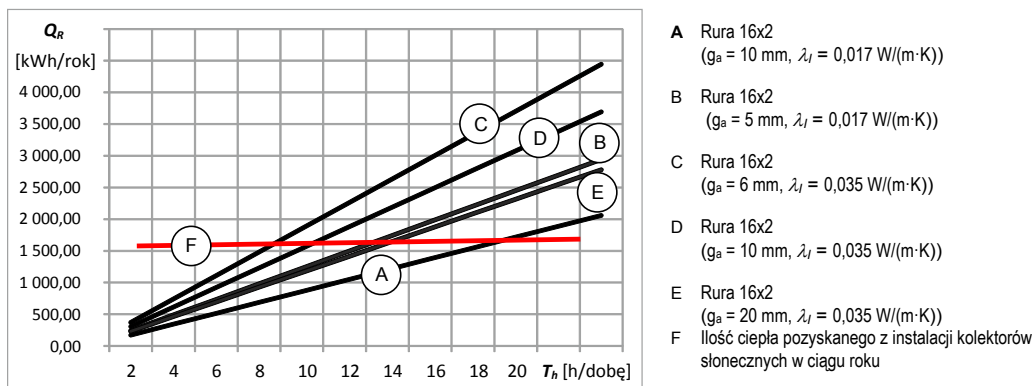
² Opór przejmowania ciepła na zewnątrz do powietrza określono przy współczynniku przejmowania ciepła $\alpha_o = 8 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$

Zależność określająca straty ciepła w rurach systemu ciepłej wody użytkowej przybiera zatem postać:

$$Q_R = 365 \cdot 1,15 \cdot T_h \cdot U_R \cdot (30 + 30) \cdot (50 - 20) \cdot 10^{-3} \text{ kWh/rok} \quad [2.4]$$

Została ona wykorzystana do sporządzenia serii obliczeń. Uzyskane wyniki strat ciepła zilustrowano na wykresach (rys 2.8).

W systemie c.w.u. uwzględniono wszystkie wersje izolacji z rurą 16x2 wyszczególnione w tabelach 2.1. oraz 2.2.



Rys. 2.8. Przebiegi strat ciepła w obiegu cyrkulacji c.w.u. w zależności od rodzaju izolacji rur i czasu pracy pompy cyrkulacyjnej

Jak wynika z przebiegu (wykres powyżej), w przypadku rur serii C i D już przy czasie pracy pompy cyrkulacyjnej $T_h \geq 10$ h/dobę straty ciepła w instalacji do transportu c.w.u. są porównywalne lub znacznie większe od ilości ciepła, jaka może być przekazana do ciepłej wody użytkowej przez instalację kolektorów słonecznych. W przypadku rur serii A, B i E straty ciepła są znacznie mniejsze. Jednakże rury serii E z uwagi na grubość izolacji praktycznie nie są stosowane w budownictwie jednorodzinny do transportu i cyrkulacji c.w.u. Niestety, w świetle prawa w Polsce stosuje się często grubość izolacji 6 mm – zgodnie z Rozporządzeniem Ministra Transportu, Budownictwa i Gospodarki Morskiej z dnia 5 lipca 2013 r. (poz. 926) (patrz tabela 1.21 - punkt 7).

Rury nowej generacji A i B stwarzają najlepsze możliwości redukcji strat ciepła w sieci c.w.u., które są na poziomie znacznie niższym niż ilość ciepła, jaka zostaje przekazana do ciepłej wody użytkowej przez instalację kolektorów słonecznych.

Kluczowe znaczenie w tym zakresie ma także czas pracy pompy cyrkulacyjnej w ciągu roku T_h .

2.3.1. Wnioski i informacje praktyczne

Jak wynika z przeprowadzonej analizy, przed rozważeniem instalacji kolektorów słonecznych, pomp ciepła itd. bezwzględnie zaleca się przeanalizowanie stanu systemu ciepłej wody użytkowej, w tym obiegu cyrkulacji. W przeciwnym wypadku użytkownik nie zauważy istotnego wpływu ze strony kolektorów słonecznych. Ponadto będzie nadal ponosił duże nakłady energetyczne i znaczne wydatki na przygotowanie c.w.u.

Jak pokazują wyniki symulacji, nawet w małych instalacjach kolektorów słonecznych można w znacznym stopniu ograniczyć straty ciepła dzięki dobrej izolacji rur oraz świadomemu zarządzaniu pracą pompy cyrkulacyjnej.

2.4. Obciążenia mechaniczne od wiatru i śniegu

Jak już wspomniano wcześniej (rozdz. 1.1.3.9), kolektor powinien zostać przebadany na obciążenia mechaniczne. Na uwagę zasługuje fakt, że według PN-EN 12975-2 nacisk podczas badań powinien wynosić co najmniej 1000 Pa. Za uszkodzenia uważa się zniszczenie osłony, jak również trwałe odkształcenie odbudowy kolektora i jego elementów mocujących. Natomiast według nowej normy, tj. PN-EN ISO 9806, podczas badania ciśnienie powinno wynosić już 2400 Pa (dla nacisku dodatniego i ujemnego) lub powinno być zgodne z wartością określoną przez producenta.

Badanie wytrzymałości na obciążenie mechaniczne przy nacisku dodatnim ma na celu ocenę stopnia, w jakim przezroczysta osłona kolektora, obudowa i mocowania są w stanie znieść nacisk dodatni spowodowany przez wiatr lub śnieg. Badanie wytrzymałości na obciążenie mechaniczne przy nacisku ujemnym służy do oceny odkształceń i stopnia, w jakim osłona kolektora oraz mocowania między osłoną kolektora, obudową a elementami mocującymi są odporne na siły unoszące spowodowane przez wiatr.

Montaż kolektora musi zostać wykonany tak, aby dach i kolektor były zabezpieczone przed działaniami wiatru i śniegu. Zasady, które trzeba wziąć pod uwagę, opisane są w normach z serii PN-EN 1991. Śnieg działa jako dodatkowe obciążenie kolektora. Przy montażu instalacji słonecznej warto zwrócić uwagę na ilość śniegu, która może obciążyć konstrukcję kolektora. Kolejne obciążenia pochodzą od oddziaływania wiatru, który napiera na konstrukcję, dlatego istotną rolę odgrywa tu wysokość budynku. W normach EN podano strefy wiatrów i właściwości terenów zabudowanych, które wraz z wysokością budynku mogą powodować różne reakcje na oddziaływanie wiatru bądź ciężaru śniegu.

Aby potwierdzić spełnienie warunków bezpieczeństwa, należy rozważyć w procesie planowania następujące zagadnienia:

- czy dach uniesie ciężar kolektora, jego konstrukcji nośnej i w niektórych przypadkach dodatkowy ciężar śniegu?
- czy wytrzyma siłę naporu wiatru?
- czy punkty mocowań zapewnią prawidłowe podparcie kolektora, mając na względzie także wysokość budynku?

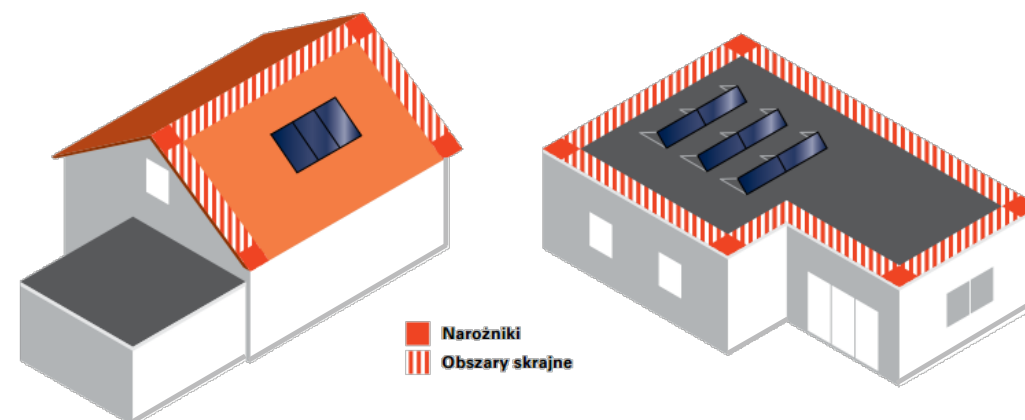
Na pierwsze pytanie można odpowiedzieć tylko wtedy, gdy dysponujemy odpowiednią wiedzą na temat stanu budynku oraz wytrzymałości punktów mocowań.

Aby prawidłowo odpowiedzieć na dwa kolejne pytania, należy skorzystać z dedykowanych programów do obliczeń. Po podaniu niektórych informacji (o typie kolektora, kącie nachylenia, wysokości budynku i miejscu montażu) można szybko wyznaczyć ciężar, jaki potencjalnie może obciążyć konstrukcję budynku.

W niektórych części dachu jak:

- narożniki – oddzielone po dwóch stronach dachu
 - obszary skrajne – oddzielone po jednej stronie dachu (bez okapu)
- nie należy montować kolektorów słonecznych.

Wedle DIN 1055 trzeba wyznaczyć obszar skrajny i obszar narożników dachu. Nie mogą one być mniejsze niż 1 metr.



Rys. 2.9. Przy montażu kolektorów słonecznych obszary skrajne i narożniki należy wykluczyć (źródło Viessmann [15])

2.5. Ochrona przed wyładowaniami atmosferycznymi

Założenie piorunochronu na budynku nie jest obowiązkowe. W zależności od długości, wysokości i stanu budynku można oszacować, jaki jest stopień zagrożenia uderzeniem pioruna. W przypadku zarówno kolektorów, jak i ich mocowań oraz pozostałych elementów obowiązują te same zasady co dla zagrożonych piorunem części budynków i instalacji. Przy montażu instalacji słonecznej muszą być wzięte pod uwagę techniczne zarządzenia i reguły dotyczące ochrony odgromowej. Dotyczy to ochrony przed uderzeniem pioruna (ochrona przed wyładowaniem zewnętrznym i przed wyładowaniem wewnętrznym).

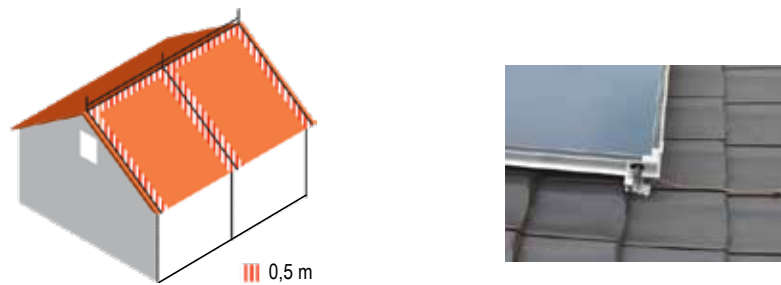
W Polsce, niestety, bardzo często te zagadnienia są pomijane.

2.5.1. Ochrona przed wyładowaniem zewnętrznym

Kolektory i ich mocowania muszą zostać zintegrowane z istniejącą już instalacją odgromową. Stare piorunochrony, które są technicznie przestarzałe lub nie odpowiadają normom, są co prawda dopuszczone do eksploatacji, jednakże każda zmiana sprawia, że muszą spełniać nowe normy i uwarunkowania.

2.5.1.1. Ochrona przed piorunami na dachach pochyłych

Instalacja słoneczna mocowana na dachu pochyłym musi być zintegrowana z instalacją odgromową, tak aby ochronić kolektory przed bezpośrednim uderzeniem pioruna. Kolektor musi być zamontowany w obszarze chronionym przez piorunochron, przy czym trzeba zachować odstęp minimum 0,5 m od piorunochronu (rys. 2.9).



Rys. 2.9. Przy montażu kolektorów słonecznych obszary skrajne i narożniki należy wykluczyć (źródło Viessmann) - przykład integracji z instalacją odgromową (Szwajcaria)

2.5.1.2. Ochrona przed piorunami na dachach płaskich

W przypadku, gdy kolektor jest umocowany na dachu wraz z piorunochronem, tyczki przechwytyjące piorun muszą być wyższe niż kolektor. W takcie wyładowania łuk pioruna przetoczy się nad urządzeniami chronionymi, przy czym powierzchnia łuku może dotknąć tyczek przejmujących uderzenie pioruna. Klasa ochrony odgromowej określa łuk uderzenia pioruna.

Klasa ochrony odgromowej	Promień łuku błyskawicy
I	20 m
II	30 m
III	45 m
IV	60 m



Rys. 2.9. Tyczki przejmujące uderzenie pioruna muszą być tak wysokie, aby łuk błyskawicy nie dosięgał kolektorów (źródło Viessmann [15])

2.5.1.3. Budynki bez piorunochronu

Ryzyko bezpośredniego uderzenia pioruna nie ulega powiększeniu przez montaż pola kolektorów na dachu pochyłym. Inaczej wygląda to na dachu płaskim. Tutaj kolektory są wyeksponowane i są tym bardziej narażone na uderzenie pioruna. Dlatego niezbędne są środki zapobiegawcze. Wystarczającą ochronę zapewnia uziemienie metalowych części, z uwzględnieniem bezpiecznego odstępu pomiędzy innymi metalowymi częściami. Określenie ryzyka szkód od uderzenia pioruna i sposoby zapobiegania mu można znaleźć w normie PN-EN 62305-2. W przypadku montażu kolektora na dachu pochyłym tak, jak na rysunku poniżej (rys. 2.10), stwarza się takie samo zagrożenie jak na dachu płaskim. Dodatkowo kiesz, jaka powstaje pomiędzy dachem a powierzchnią kolektora, stwarza zagrożenie gromadzenia śniegu i powstawiania niekorzystnych zawirowań powietrza w czasie działania wiatru.



Rys. 2.10. Niezalecane sposoby montażu kolektorów

2.5.1.4. Ochrona wewnętrzna

Wewnętrzna ochrona odgromowa w budynku zmniejsza skutki bezpośredniego uderzenia pioruna. W budynkach i kolektorach bez zewnętrznej ochrony odgromowej trzeba przyłączyć rurociągi zasilania i powrotu, a także wszystkie inne elementy rur metalowych do instalacji uziemiającej. Jeśli kolektor jest zamontowany na budynku chronionym przez piorunochron, a odstęp pomiędzy poszczególnymi elementami instalacji odgromowej jest wystarczający, można postąpić tak samo. W przypadku oddzielnego uziemienia pola kolektorów (dach płaski bez piorunochronu) zaleca się połączenie obiegu solarnego z otokiem uziemiającym poprzez miedziany kabel o przekroju co najmniej 16 mm². Wewnętrzna ochrona odgromowa odgrywa istotną rolę przy zagrożeniu elementów instalacji przez uderzenie pioruna w okolicy. Wewnętrzna ochrona odgromowa redukuje ponadto zagrożenie przepięciem powstającym z impulsu elektromagnetycznego pioruna w budynku i dodatkowo chroni elementy instalacji. Aby uniknąć zagrożenia, instaluje się tak zwaną puszkę odgromową, która przeciwdziała przepięciom.

3. Przykłady złych i dobrych praktyk wykonania instalacji

Poniżej przedstawiono kilka zdjęć z biblioteki autora, które uwidaczniają szereg dobrych praktyk wykonawczych; dla porównania zilustrowano także te, które nie są zalecane.



Fot. 3.1. Widok elementów konstrukcyjnych niepoprawnie zabezpieczonych przed korozją oraz nieodpowiedniego doboru materiału połączeń śrubowych



Fot. 3.1. Widok niepoprawnie wykonanych izolacji na rurociągach zewnętrznych: brak izolacji, niewłaściwy materiał izolacji, zbyt mała grubość izolacji, nadmiernie rozbudowana sieć rurociągów, brak płaszcza ochronnego, brak solidnego wykończenia prac montażowych



Fot. 3.2. Brak zabezpieczenia, utlenianie materiału izolacyjnego, przegrzewanie instalacji oraz uszkodzenia przez ptaki skutkują całkowitym zanikiem izolacji

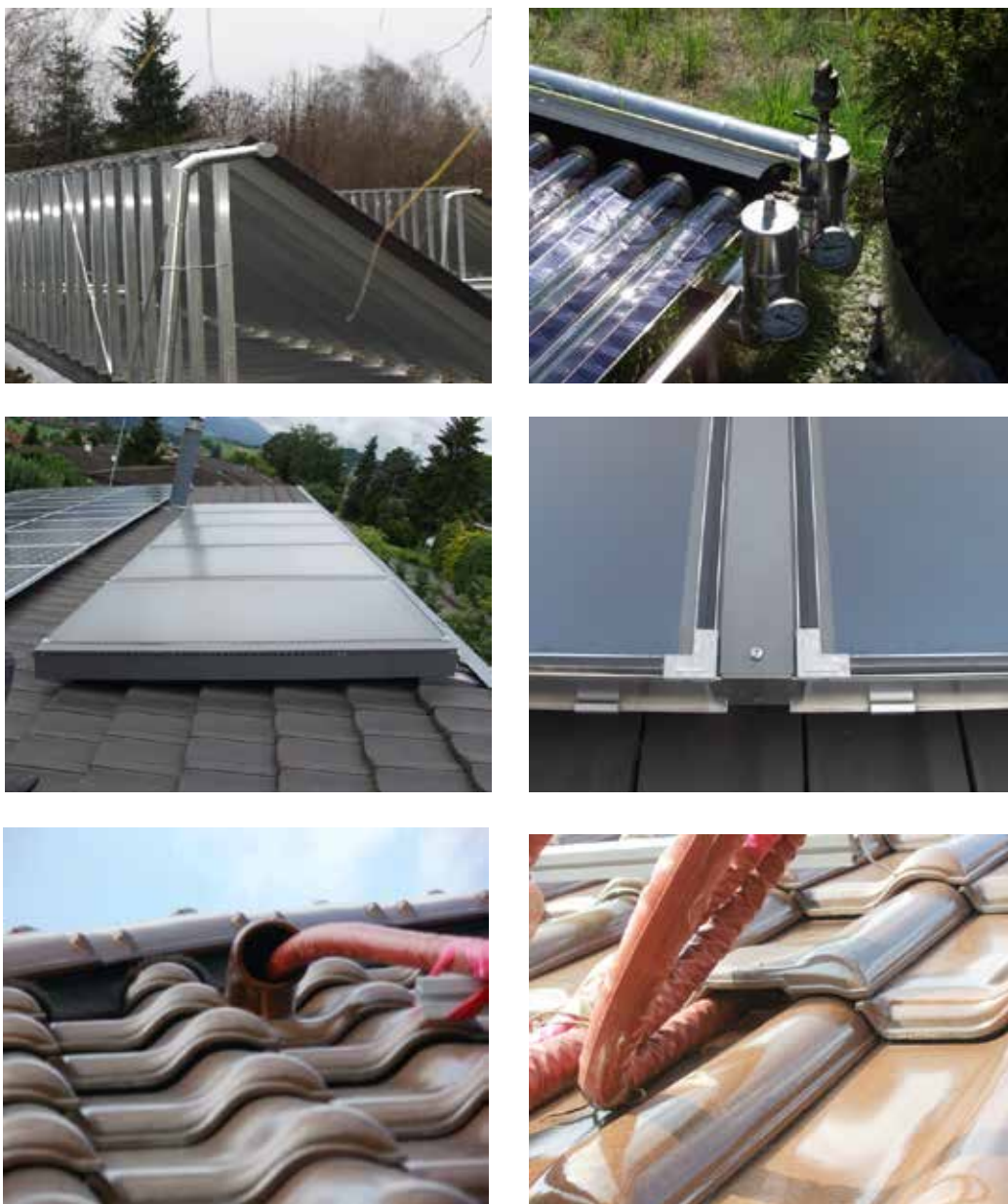
Pozostawione nieciągłości w płaszczu osłaniającym izolację, brak zabezpieczenia przed wnikaniem wody i wilgoci generują znaczne straty ciepła w rurociągach do transportu ciepła od kolektorów słonecznych do odbiornika ciepła.



Fot. 3.3. Ilustracja dość niskiej jakości prac wykończeniowych w zakresie izolacji rur wewnątrz pomieszczeń



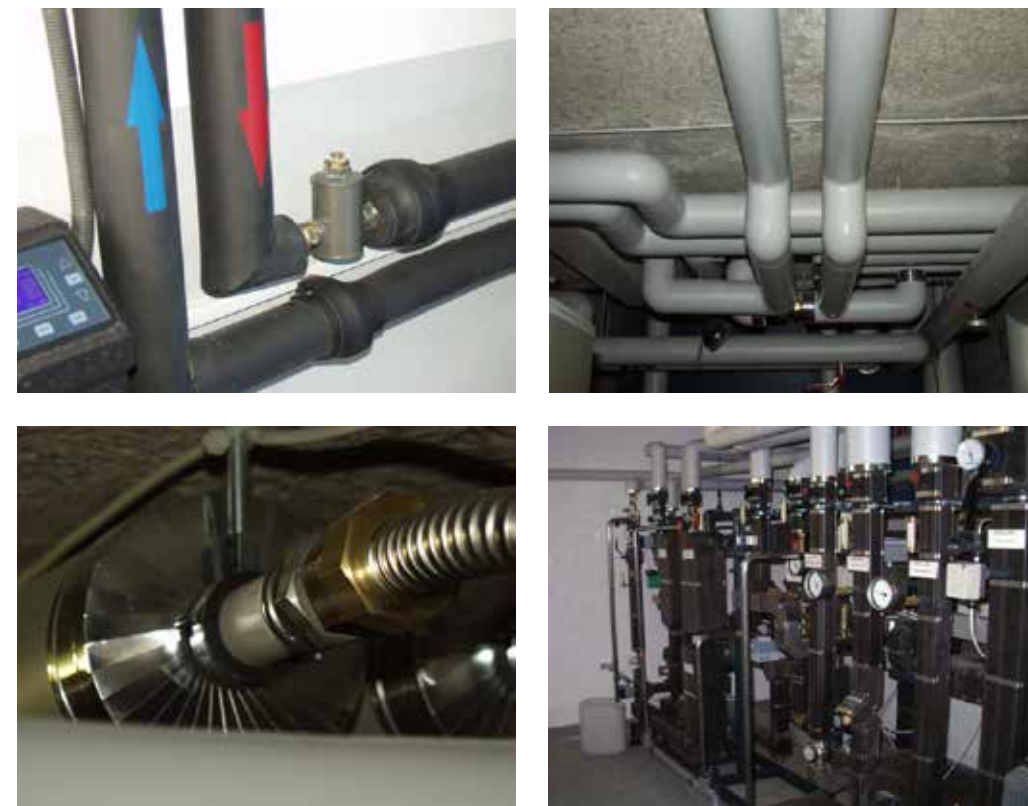
Fot. 3.4. Przykłady instalacji godnych naśladowania w zakresie wykonania izolacji, zabezpieczenia rurociągów na zewnątrz oraz przejść dachowych (Polska)



Fot. 3.5. Przykłady instalacji godnych naśladowania w zakresie wykonania izolacji, zabezpieczenia rurociągów na zewnątrz (Polska, Szwajcaria) oraz przejść dachowych (źródło Evertec)

W powyższych przykładach uwidoczniło poprawne zabezpieczenie izolacji i starannie wykonane prace wykończeniowe. Na szczególną uwagę zasługują rozwiązania w postaci listew zabezpieczająco-maskujących (zdjęcia środkowe-CH). Rozwiązania te chronią nie tylko przewody zasilająco-powrotne, ale także łączniki pomiędzy kolektorami. Na zdjęciach dolnych pokazano przejścia przewodów łączących przez dachówki solarne oraz wielokrotnie tańsze dachówki wentylacyjne.

Na kolejnych zdjęciach uwidoczniło poprawne wykonanie izolacji przewodów transportujących nośnik ciepła (ciecz solarna) wewnątrz budynku (fot. 3.6). Wykonawcy oprócz właściwego i estetycznego wykonania zadbał także o solidną grubość materiału izolacyjnego.



Fot. 3.6. Przykłady instalacji godnych naśladowania w zakresie izolacji i zabezpieczenia rurociągów wewnątrz (Polska, Szwajcaria, Niemcy)

Na szczególną uwagę zasługują solidność w zakresie zabezpieczenia zakończenia izolacji oraz perfekcyjnego izolowania wszystkich komponentów węzła ciepłego współpracującego z instalacją kolektorów słonecznych.

4. Analiza porównawcza instalacji kolektorów słonecznych

W poprzednich rozdziałach w miarę szczegółowo zwrócono uwagę na szereg zagadnień związanych z jakością ciepłych parametrów kolektorów, podgrzewaczy, izolacji przewodów łączących kolektory z podgrzewaczem, obiegu cyrkulacji itd. Na trwałość, jakość i rezultaty pracy znacząco wpływa suma wszystkich wymienionych parametrów technicznych. W obliczeniach symulacyjnych w programie T*SOL uwzględniono możliwie najlepsze (instalacja typu A) i niestety najgorsze (instalacja typu Z) parametry techniczne komponentów, jakie analizowano w poprzednich rozdziałach opracowania. Dane te zostały wyszczególnione w tabeli 4.1.

Tabela 4.1.

Parametr	Ozn.	Jedn.	Parametry komponentów w instalacji c.w.u.	
			Instalacja typu A	Instalacja typu Z
Instalacja c.w.u. w domu jednorodzinnym				
Lokalizacja	-	-	Warszawa	Warszawa
Zużycie c.w.u.	V_{cwu}	l/d	160	160
Temperatura c.w.u.	t_{cwu}	°C	50	50
Długość przewodów cyrkulacyjnych	L_c	m	30	30
Długość przewodów c.w.u. objętych cyrkulacją	L_T	m	30	30
Temperatura powietrza otaczającego przewody c.w.u.	t_o	°C	20	20
Typ rury cyrkulacyjnej i c.w.u.	D_n	mm	16 x 2	16 x 2
Jednostkowe straty ciepła rury c.w.u. oraz cyrkulacji	U_R	$W(m \cdot K)$	0,114	0,245
Czas pracy cyrkulacji	T_h	h/dobę	3	24
Pojemność podgrzewacza biwalentnego	V_b	l	300	300
Standardowe straty postojowe podgrzewacza	S	kWh/d	1	5
Uzupełniające źródło ciepła	-	-	kocioł gazowy	kocioł gazowy
Sprawność uzupełniającego źródła ciepła	η_k	%	85	85
Wartość opałowa gazu ziemnego	H_u	kWh/m ³	9,6	9,6
Kolektory słoneczne i przewody cieczy solarnej				
Typ konstrukcji	-	-	plaski	plaski
Powierzchnia apertury	A_a	m ²	2,2	2,2
Ilość sztuk	n	sztuk	2	2
Sprawność optyczna	h_{ob}	%	83,0	74,0
Współczynnik liniowych strat ciepła	a_{1a}	$W(m^2 \cdot K)$	3,50	4,25
Współczynnik nieliniowych strat ciepła	a_{2a}	$W(m^2 \cdot K^2)$	0,02	0,05
Azymut	ζ	°	0	0
Nachylenie	β	°	45	45
Jednokrotna długość przewodów kolektory – podgrzewacz na zewnątrz	L_z	m	10	10
Jednokrotna długość przewodów kolektory – podgrzewacz wewnątrz	L_w	m	15	15
Wymiar DN	D_n	mm	16	16
Grubość izolacji przewodów kolektory-podgrzewacz	g_i	mm	10	13
Współczynnik przewodzenia ciepła materiału izolacyjnego	λ_i	$W(m \cdot K)$	0,020	0,038

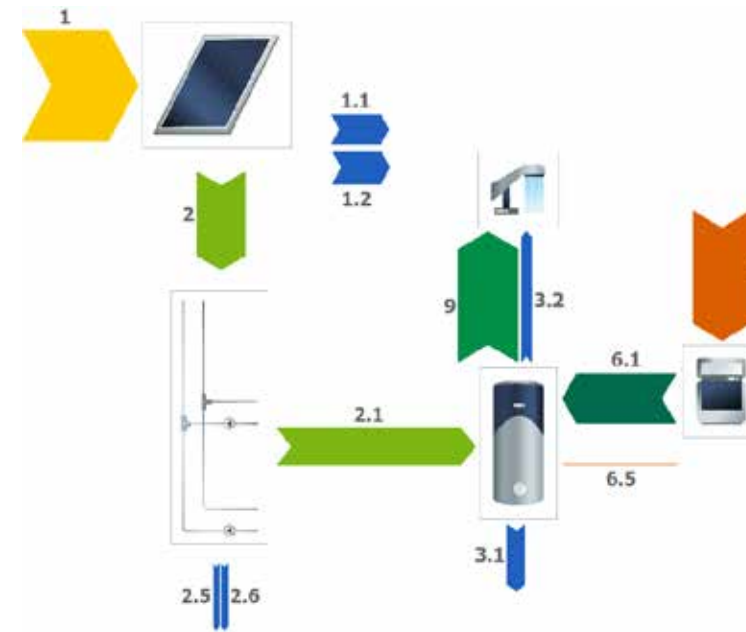
Kolorem niebieskim zaznaczono te parametry komponentów i instalacji, które różnią się w poszczególnych typach instalacji A i Z. Jak pokazują wyniki obliczeń symulacyjnych w programie TSOL Expert 4.5 (tabela 4.2), rezultaty różnią się wręcz drastycznie, co uwidocznione jest w poziomie zużycia energii końcowej E_k . Na podstawie tych danych i wyników obliczeń można wyliczyć różnicę w rocznym zużyciu gazu pomiędzy instalacjami typu A i typu Z według zależności poniżej [4.1]:

$$\Delta V_G = \frac{E_{kZ} - E_{kA}}{H_u} = \frac{8396 - 1971}{9,60} Nm^3 / rok = 669 Nm^3 / rok \quad [4.1]$$

Otrzymano w ten sposób wiarygodny dowód, że konieczna jest analiza i szczegółowy dobór parametrów wszystkich komponentów systemu podgrzewania c.w.u. oraz niezbędny jest świadomy nadzór nad czasem pracy pompy cyrkulacyjnej.

W analizowanych przykładach elementem, który pozostawiono bez zmian, jest jakość kotła. Bardzo często w Polsce realizuje się projekty modernizacyjne, w których montuje się kosztowne instalacje kolektorów słonecznych, zapominając o podstawowych przedsięwzięciach, jak np. termomodernizacja, wymiana istniejących kotłów na kondensacyjne bądź montaż ekonomizerów do kotłów kondensujących etc.

Schemat bilansu oraz wykaz wartości poszczególnych parametrów zilustrowano na rysunku poniżej (rys. 4.1) oraz w tabeli 4.2.



Rys. 4.1. Schemat bilansu energetycznego analizowanych przykładów

Tabela 4.2.

Ozn.	Legenda	Symb.	Jedn.	Wyniki obliczeń symulacyjnych	
				Instalacja typu A	Instalacja typu Z
1	Łączne napromieniowanie powierzchni kolektorów	N_w	kWh/rok	5 019	5 019
1.1	Eksplatacyjne straty optyczne kolektorów słonecznych	S_o	kWh/rok	1 339	1 738
1.2	Eksplatacyjne straty termiczne kolektorów słonecznych	S_t	kWh/rok	1 583	1 515
2	Energia (ciepło) przekazana przez pole kolektorów	E_{kol}	kWh/rok	2 097	1 765
2.1	Energia solarna doprowadzana do podgrzewacza c.w.u.	E_p	kWh/rok	1 572	1 216
2.5	Straty ciepła z rurociągów zabudowanych wewnątrz budynku	S_w	kWh/rok	257	258
2.6	Straty ciepła z rurociągów zabudowanych na zewnątrz budynku	S_z	kWh/rok	267	291
3.1	Straty ciepła z podgrzewacza c.w.u.	S	kWh/rok	301	1 705
3.2	Straty ciepła w obiegu cyrkulacji c.w.u.	Q_R	kWh/rok	245	3 939
6	Energia końcowa zawarta w paliwie uzupełniającym	E_k	kWh/rok	1 979	8 396
6.1	Energia dodatkowa, doprowadzona do podgrzewacza c.w.u.	E_d	kWh/rok	1 682	7 137
6.5	Dodatkowa energia elektryczna doprow. do podgrzewacza c.w.u.	E_e	kWh/rok	0	0
9	Roczne zapotrzebowanie ciepła na potrzeby podgrzewania c.w.u.	Q_{cwu}	kWh/rok	2 708	2 708

Kolorem niebieskim zaznaczono te wyniki, które różnią się znacząco w poszczególnych typach instalacji A i Z.

Na podstawie powyższych danych można określić stopień pokrycia zapotrzebowania na ciepło niezbędne do podgrzewania ciepłej wody użytkowej w ciągu roku na podstawie poniższej zależności [4.2]:

$$P = 100 \cdot \frac{E_p}{S_p + Q_R + Q_{cwu}} \% = 100 \cdot \frac{E_p}{E_p + E_d} \%$$

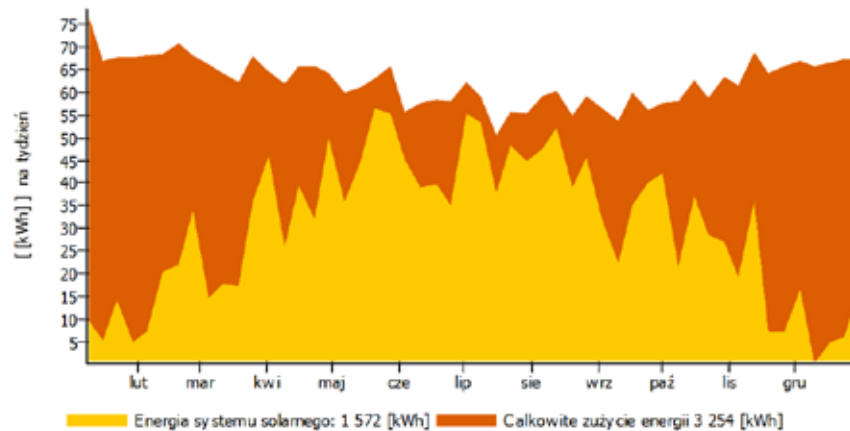
W przypadku instalacji typu A stopień pokrycia wynosi:

$$P_A = 100 \cdot \frac{1572}{301 + 245 + 2708} \% = 48,3\% \quad [4.3]$$

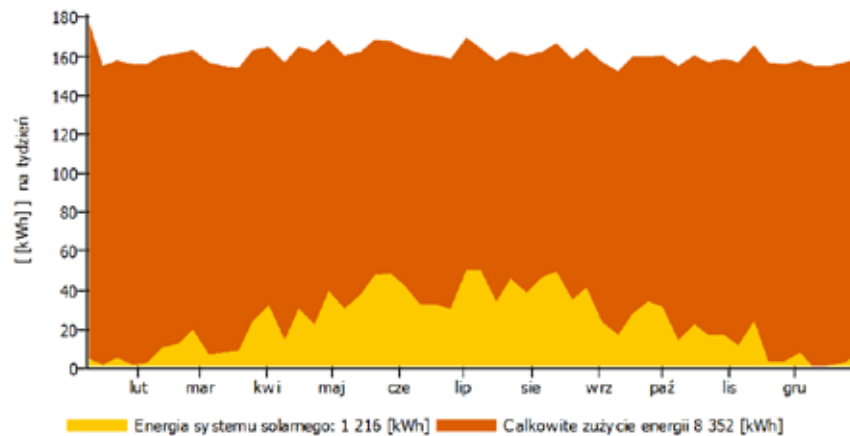
natomiast w instalacji typu Z stopień pokrycia wynosi:

$$P_Z = 100 \cdot \frac{1216}{1705 + 3939 + 2708} \% = 14,6\% \quad [4.4]$$

Dane powyższe zilustrowano na wykresach zamieszczonych poniżej (rys. 4.2 oraz 4.3).



Rys. 4.2. Ilustracja udziału energii słonecznej ze zużyciem ciepła na potrzeby podgrzewania c.w.u. w ciągu roku – instalacja typu A



Rys. 4.3. Ilustracja udziału energii słonecznej ze zużyciem ciepła na potrzeby podgrzewania c.w.u. w ciągu roku – instalacja typu Z

Na podstawie opisanej analizy wynika jednoznacznie, że podobieństwo instalacji typu A oraz typu Z jest tylko pozorne. Po porównaniu efektów ich pracy, różnica pomiędzy nimi jest wręcz drastyczna. W instalacji typu A niezbędna ilość energii końcowej na podgrzewanie c.w.u. wynosi $E_{kA} = 1979$ kWh, natomiast w typu Z $E_{kZ} = 8396$ kWh – tj. ponad 4-krotnie więcej. Ta różnica wynika głównie ze złej jakości kolektorów, znacznych strat ciepła w przewodach łączących i podgrzewacza c.w.u. oraz bardzo dużych strat ciepła w obiegu cyrkulacji c.w.u. Jest to wystarczające potwierdzenie słuszności i wręcz konieczności skrupulatnego a także fachowego podejścia wszystkich osób uczestniczących w procesie inwestycyjnym, gdzie mają być zastosowane kolektory słoneczne.

5. Parametry oceniające instalację kolektorów – podgrzewanie c.w.u.

W trakcie opracowywania dokumentacji projektowej, programu funkcjonalno-użytkowego, dokumentacji przetargowej, oprócz parametrów poszczególnych komponentów należy także określić oczekiwane efekty pracy instalacji kolektorów słonecznych.

5.1. Parametry pierwszego rzędu

Najważniejszym i jedynym istotnym parametrem w tym zakresie jest :

- E_p – ciepło dostarczone do systemu podgrzewania ciepłej wody użytkowej [kWh/rok] (rozdz. 4).

Parametr ten zależy nie tylko od ilości i jakości komponentów zastosowanych w instalacji kolektorów słonecznych, warunków ich zabudowy ale także od zapotrzebowania ciepła np. na podgrzewanie c.w.u. $Q_{c.w.u.}$ z uwzględnieniem S , Q_{Rv} , E_d (rozdz. 4). Przykładowo bez zużycia ciepłej wody użytkowej energia słoneczna z kolektorów (poza pokryciem częściowym strat postojowych podgrzewacza i ew. strat w obiegu cyrkulacji) nie będzie w pełni wykorzystana. Zatem oferent powinien wpiern pozyskać wszelkie dane umożliwiające określenie zapotrzebowania ciepła na podgrzewanie c.w.u. Są one podstawą do wyznaczenia wartości E_p w oparciu o obliczenia symulacyjne.

W praktyce weryfikacja oferowanego przez wykonawcę parametru E_p polega najczęściej na pomiarze ilości ciepła, jaka zostanie dostarczona przez instalację kolektorów słonecznych do podgrzewacza/podgrzewaczy c.w.u. W takim przypadku należy również przewidzieć procedurę korekty wartości E_p w zależności od czynników niezależnych od wykonawcy jak np. zmniejszone zużycie c.w.u. itp. W takim przypadku niezbędna jest zatem wiedza na temat zużycia c.w.u. – np. na podstawie pomiaru wody zimnej na wlocie do podgrzewacza – parametr $V_{c.w.u.}$.

Parametr E_p jest nazwany parametrem pierwszego rzędu, gdyż do jego wyznaczenia wystarczy jeden punkt pomiarowy.

5.2. Parametry drugiego rzędu

Często w praktyce spotykane są wymagania odnośnie parametrów drugiego rzędu jak np:

- P – roczne pokrycie zapotrzebowania na ciepło niezbędne do podgrzewania c.w.u. przez energię słoneczną [%],

Definicję rocznego pokrycia zapotrzebowania P podano w rozdziale 4 – zależności [4.2]. W celu jego wyznaczenia niezbędny jest parametr pierwszego rzędu tj. wartość E_p oraz znajomość S , Q_{Rv} , $Q_{c.w.u.}$ lub E_d (patrz rozdz. 4).

W praktyce weryfikacja oferowanego parametru P przez wykonawcę polega najczęściej na pomiarze ilości ciepła E_p , jaka zostanie dostarczona przez instalację kolektorów słonecznych do podgrzewacza/podgrzewaczy c.w.u. oraz energii dodatkowej E_d doprowadzonej do podgrzewacza z uzupełniającego źródła ciepła. Metodą uproszczoną jest oszacowanie wartości E_d na podstawie pomiaru zużycia c.w.u. – parametr V_c . W takim przypadku należy również przewidzieć procedurę korekty wartości P w zależności od czynników niezależnych od wykonawcy jak np. zmniejszone zużycie c.w.u. itp.

Parametr P jest nazwany parametrem drugiego rzędu, gdyż do jego wyznaczenia konieczne są dwa punkty pomiarowe.

5.3. Parametry wyższych rzędów

W praktyce spotykane są również wymagania odnośnie parametrów wyższych rzędów jak:

- R_k – oszczędność energii końcowej (E_k) [kWh/rok], rozumiana często jako oszczędność paliwa np. [Nm³/rok] w przypadku gazu ziemnego, [kg/rok] w przypadku paliwa stałego, [l/rok] w przypadku oleju opałowego itd.
- R_{CO_2} – redukcja dwutlenku węgla emitowanego do powietrza [kg/rok]

W celu wyznaczenia oszczędności energii końcowej niezbędne są parametry pierwszego i drugiego rzędu oraz pomiar zużycia paliwa V_k (lub zużytego ciepła) E_k . Dopiero na tej podstawie będzie można określić średnią sprawność przetwarzania energii końcowej η_{scwu} na potrzeby podgrzewania c.w.u. według zależności [5.1].

$$\eta_{scwu} = 100 \cdot \frac{E_d}{E_k} \% = 100 \cdot \frac{E_d}{V_k \cdot H_u} \% \quad [5.1]$$

gdzie:

V_k – ilość zużytego paliwa np. [Nm³/rok], [kg/rok], [l/rok]

H_u – wartość opałowa zużytego paliwa np. [kWh/Nm³], [kWh/kg], [kWh/l]

W oparciu o wyznaczoną sprawność [5.1] można obliczyć oszczędność (redukcję) energii końcowej R_k według zależności [5.2]

$$R_k = 100 \cdot \frac{E_p}{\eta_{scwu}} \quad [5.2]$$

Ilość zaoszczędzonego paliwa opisuje zależność [5.3]

$$V_k = \frac{R_k}{H_u} \quad [5.3]$$

Wymieniona redukcja dwutlenku węgla R_{CO_2} [kg/rok] jak i innych zanieczyszczeń zależą wprost od ilości i rodzaju używanego paliwa lub emisji w miejscu wytworzenia ciepła (ciepłownia, elektrociepłownia).

Parametry R_k oraz np. R_{CO_2} nazwane są parametrem wyższego rzędu, gdyż do jego wyznaczenia konieczne są więcej niż dwa punkty pomiarowe.

Należy nadmienić, że opisane zagadnienia związane z parametrami wyższych rzędów obarczone są już większymi błędami, między innymi z następujących powodów:

- sprawność kotłowni jest zmienna,
- wartość opałowa paliwa może być zmienna w czasie,
- więcej punktów pomiarowych (każde urządzenie pomiarowe obarczone jest błędem).

Ponadto kotłownia pracuje zazwyczaj nie tylko na potrzeby podgrzewania c.w.u. ale również na cele grzewcze technologiczne i inne.

Zatem pomiar paliwa przeznaczonego wyłącznie na podgrzewania c.w.u. jest niemożliwy.

W związku z powyższym w celu uproszczenia takie parametry jak sprawność η_{scwu} oraz wartość opałową H_u można przyjąć na podstawie stosownych danych dostawców, literatury oraz także własnych obserwacji użytkownika w obiekcie istniejącym.

W przypadku przetargu publicznego obowiązek podania tych informacji spoczywa na zamawiającym.

W praktyce, niestety, bardzo często wymagania powyższe nie są określane w sposób precyzyjny, podawane dane nie są kompletne (lub występuje ich brak). Tak sytuacja stwarza warunki do nieuczciwej konkurencji. W końcowym rezultacie najbardziej poszkodowany zostaje inwestor i przyszły użytkownik instalacji z kolektorami słonecznymi.

6. Programy symulacyjne do obliczeń instalacji z kolektorami słonecznymi

Podczas realizacji programów funkcjonalno-użytkowych, dokumentacji projektowej, weryfikacji pracujących instalacji, opinii, ekspertyz etc. niezbędnym narzędziem są programy symulacyjne, najlepiej te, w których można wprowadzić wszystkie wymienione w opracowaniu parametry komponentów. W wyniku obliczeń powinno się uzyskać odpowiednio szczegółowe informacje (raporty), które pozwolą jednoznacznie zweryfikować oferowane urządzenia i wszystkie użyte komponenty. Bardzo pomocnym narzędziem są wykresy bilansu energii, których przykłady zilustrowano na rysunkach (rys. 4.1 oraz rys. 6.1).

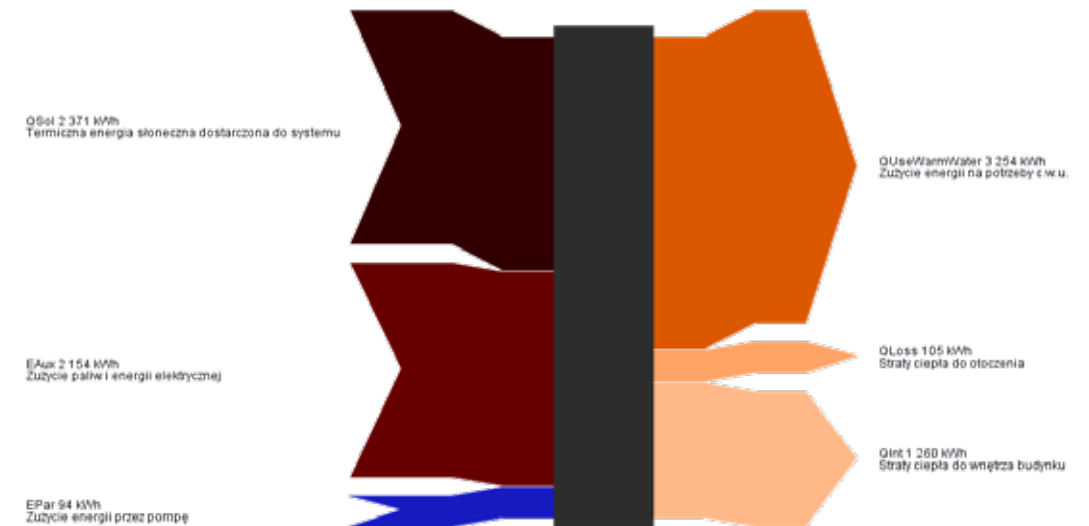
Do takich programów symulacyjnych należą przykładowo:

- T*SOL
- POLYSUN

Na rynku spotykane są także uznane programy

- GetSolar
- KOLEKTOREK

W tych programach wiele parametrów należy wyznaczyć za pomocą osobnych narzędzi obliczeniowych tak, aby analiza była w pełni porównywalna z programami T*SOL oraz POLYSUN. Bardzo ważnym warunkiem, jaki powinien spełniać program obliczeniowy, jest pełna zgodność modelu obliczeniowego z układem hydraulicznym instalacji kolektorów słonecznych oraz odbiornika - najczęściej c.w.u. (także basenu, ogrzewania c.o., obiegu technologicznego etc).



Rys. 6.1. Ilustracja bilansu energii pozyskanego z programu POLYSUN

Często w zapisach SIWZ jest wymóg o treści:

- Należy dostarczyć potwierdzające wyniki obliczeń z programu symulacyjnego X, Y, Z lub równoważnego.

Programy symulacyjne nie są równoważne w 100%. Różnią się w zakresie wprowadzania danych i generowania raportów. Mają także własne zastrzeżone algorytmy obliczeń etc. Ponadto w bibliotece tych programów występują różnice w danych klimatycznych - nieznaczne, ale mogące mieć wpływ na rezultaty obliczeń. Sugeruje się zatem podanie w dokumentacji przetargowej informacji, jaki program będzie wykorzystany do weryfikacji wyników obliczeń zawartych w ofertach przez komisję przetargową.

6.1. Najczęstsze błędy oraz zagrożenia z użyciem programów do obliczeń symulacyjnych

W niniejszym podrozdziale zwrócono uwagę na pewne błędy i możliwości (nieświadomej lub celowej) manipulacji z wykorzystaniem programów do obliczeń symulacyjnych. Jednym z najczęściej spotykanych zdarzeń jest:

- brak uwzględniania realnych parametrów rurociągów do transportu cieczy solarnej,
- brak uwzględniania realnych strat w podgrzewaczach i zasobnikach c.w.u. oraz zasobnikach słonecznej wody grzewczej,
- niewłaściwe uwzględnianie (lub wręcz pominięcie) strat ciepła o obiegu cyrkulacji c.w.u.

W przypadku zaistnienia wyżej wymienionych zdarzeń nie uwzględnianie są istotne straty ciepła, które mają duży udział w całkowitym bilansie energii. Nieprawidłowo przeprowadzone obliczenia symulacyjne stanowią nie tylko zagrożenie co do spełnienia naliczonego efektu ekologicznego i ekonomicznego ale także stwarzają warunki do nieuczciwej konkurencji.

Szczególnym przypadkiem jest:

- nieświadoma lub świadoma (celowa) manipulacja w bazach danych klimatycznych,

które zawarte są w wersjach eksperckich programów do obliczeń symulacyjnych. Wersje eksperckie tych programów umożliwiają samodzielne wprowadzenie istotnych danych klimatycznych jak np. średnia dzienna moc promieniowania słonecznego lub średnia suma dziennego napromieniowania (nasłonecznienia) w miesiącu oraz średnia dzienna temperatura zewnętrzna w miesiącu. Zanim przejdziemy do szczegółowych analiz poniżej przedstawiono kilka definicji:

Jednostkowa moc promieniowania słonecznego

Jest to całkowite promieniowanie słoneczne rozumiane, jako suma bezpośredniego i rozproszonego promieniowania słonecznego mierzonego na powierzchni poziomej $A_s = 1 \text{ m}^2$ (rys. 6.2), którego natężenie Q_{s3} określane jest jako średni strumień energii na jednostkę powierzchni horyzontalnej w jednostce czasu $[\text{W}/\text{m}^2]$.

W przypadku mocy wyróżnia się jeszcze przykładowo średnią sumę jednostkowego bezpośredniego i rozproszonego promieniowania słonecznego zmierzonego na powierzchni poziomej $A_S = 1 \text{ m}^2$

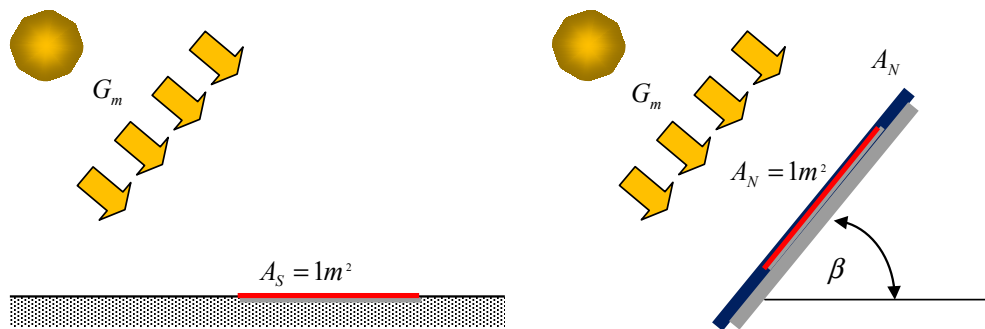
- w ciągu dnia Q_{Sjd} [np. W/m^2] (uśrednienie z danego dnia)
- odniesioną do dnia reprezentującego dany miesiąc Q_{Sjm} [W/m^2] (uśrednienie z danego miesiąca)
- odniesioną do dnia reprezentującego dany rok Q_{Sjr} [W/m^2] (uśrednienie z danego roku)

Jednostkowa energia promieniowania słonecznego

Jest to całkowite napromieniowanie słoneczne (często używany jest termin nasłonecznienie) rozumiane, jako suma bezpośredniego i rozproszonego promieniowania słonecznego zmierzonego na powierzchni poziomej $A_S = 1 \text{ m}^2$ (rys. 6.2), którego natężenie N_{Sj} określane jest jako średni strumień energii na jednostkę powierzchni horyzontalnej w określonym czasie [kWh/m^2].

W przypadku jednostkowego napromieniowania wyróżnia się jeszcze sumę bezpośredniego i rozproszonego napromieniowania słonecznego zmierzonego na $A_S = 1 \text{ m}^2$ powierzchni poziomej:

- w ciągu dnia N_{Sjd} [$\text{kWh}/(\text{m}^2\text{-d})$] (uśrednienie z danego dnia lub uśrednienie z danego miesiąca)
- w ciągu miesiąca N_{Sjm} [$\text{kWh}/(\text{m}^2\text{-mc})$]
- w ciągu roku N_{Sjr} [$\text{kWh}/(\text{m}^2\text{-rok})$]



Rys. 6.2. Rysunki pomocnicze do ilustracji napromieniowania jednostkowej powierzchni horyzontalnej $A_S = 1 \text{ m}^2$ oraz łącznej A_N lub jednostkowej powierzchni kolektora $A_N = 1 \text{ m}^2$ w warunkach zabudowy

W praktyce można jeszcze spotkać jeszcze inne analogiczne terminy ale odniesione nie do jednostkowej powierzchni horyzontalnej $A_S = 1 \text{ m}^2$ tylko do łącznej A_N lub jednostkowej powierzchni $A_N = 1 \text{ m}^2$ (rys. 6.2) (tj. absorbera A_A , apertury A_a , lub brutto A_b) kolektorów słonecznych w warunkach zabudowy – tj. z uwzględnieniem kąta nachylenia β i kąta azymutu ζ). Należą do nich:

- **łączna moc napromieniowania powierzchni kolektorów słonecznych**
tj.: Q_{NA} , Q_{Na} , Q_{NB} [W], przy czym należy podać za jaki okres została określona
- **jednostkowa moc napromieniowania powierzchni kolektorów słonecznych**
tj.: Q_{NjA} , Q_{Nja} , Q_{NjB} [W/m^2], przy czym należy podać za jaki okres została określona
- **łączne napromieniowanie kolektorów słonecznych**
tj.: N_N , N_{Nd} , N_{Nmc} , N_{Nr} [kWh, kWh/d, kWh/mc, kWh/rok], przy czym należy podać jakiego okresu dotyczy i na jakiej łącznej powierzchni kolektorów jest określone (zmierzone, obliczone) – absorbera A_A , apertury A_a , lub brutto A_b
- **jednostkowe napromieniowanie kolektorów słonecznych**
tj.: N_{Nj} , N_{Njd} , N_{Njmc} , N_{Njr} [$\text{kWh}/(\text{m}^2)$, $\text{kWh}/(\text{m}^2\text{-d})$, $\text{kWh}/(\text{m}^2\text{-mc})$, $\text{kWh}/(\text{m}^2\text{-rok})$], przy czym należy podać jakiego okresu dotyczy i do jakiej jednostkowej powierzchni kolektora jest odniesione – absorbera A_A , apertury A_a , lub brutto A_b .

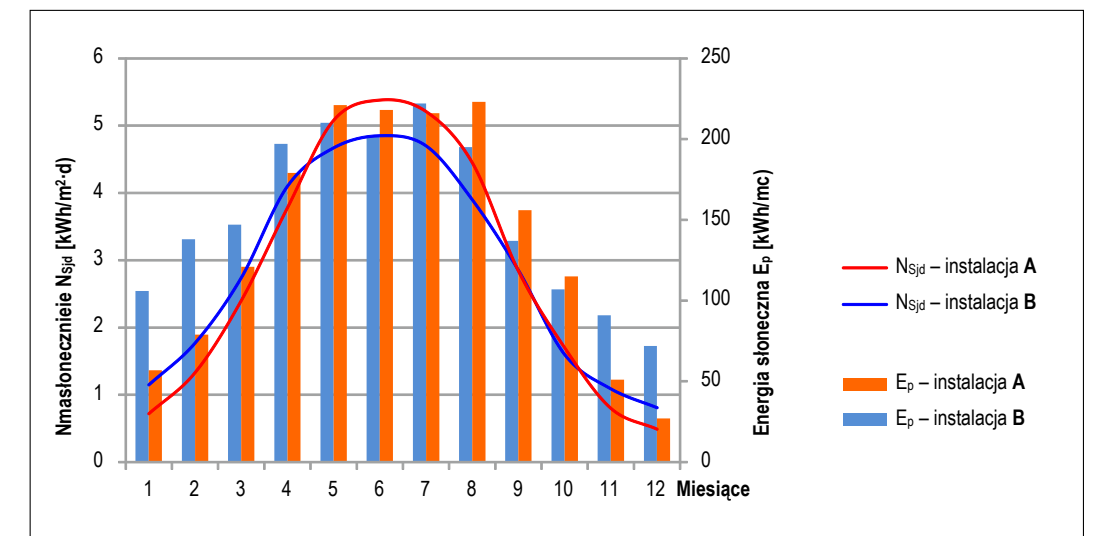
Jak widać z powyższego opisu w dokumentacji projektowej, raportach pozyskanych z programów symulacyjnych etc. oraz komunikacji należy precyzyjnie określać powyższe terminy oraz ich definicje aby uniknąć wszelkich nieporozumień.

W celu analizy wpływu zmian uśrednionego jednostkowego nasłonecznienia N_{Sjd} , odniesionego do powierzchni horyzontalnej $A_S = 1 \text{ m}^2$ w każdym miesiącu oraz nasłonecznienia średniomiesięcznego N_{Sjm} zilustrowano przykład porównawczy dwóch

identycznych instalacji domowych składających się z płaskich kolektorów słonecznych. W przykładzie A do obliczeń symulacyjnych wykorzystano oryginalną bazę klimatyczną N_{Sjd} jednego z programów. W przykładzie B, w tym samym programie wykonano modyfikację nasłonecznienia powierzchni N_{Sjd} , co zilustrowano w tabeli poniżej (tab. 6.1) oraz na wykresie (rys. 6.3). Średnią temperaturę powietrza otaczającego tam oraz prędkość wiatru pozostawiono bez zmian.

Tabela 6.1.

Miesiące	Przykład instalacji A		Przykład instalacji B	
	Średnie dzienne nasłonecznienie N_{Sjd} [$\text{kWh}/(\text{m}^2\text{-d})$] (N_{Sjm} [$\text{kWh}/(\text{m}^2\text{-mc})$])	Średnia dzienna temp. otoczenia t_{am} [$^{\circ}\text{C}$]	Średnie dzienne nasłonecznienie N_{Sjd} [$\text{kWh}/(\text{m}^2\text{-d})$] (N_{Sjm} [$\text{kWh}/(\text{m}^2\text{-mc})$])	Średnia dzienna temp. otoczenia t_{am} [$^{\circ}\text{C}$]
Styczeń	0,72 (22,32)	-2,90	1,15 (35,65)	-2,90
Luty	1,33 (37,24)	-1,60	1,77 (49,56)	-1,60
Marzec	2,40 (74,40)	1,90	2,74 (84,94)	1,90
Kwiecień	3,78 (113,4)	8,90	4,10 (123,00)	8,90
Maj	5,08 (157,48)	14,30	4,67 (144,77)	14,30
Czerwiec	5,38 (161,40)	16,90	4,85 (145,50)	16,90
Lipiec	5,21 (161,50)	19,30	4,70 (145,70)	19,30
Sierpień	4,45 (137,95)	18,20	3,90 (120,90)	18,20
Wrzesień	2,84 (85,20)	12,90	2,85 (85,50)	12,90
Październik	1,70 (52,70)	8,30	1,60 (49,60)	8,30
Listopad	0,80 (24,00)	3,00	1,09 (32,70)	3,00
Grudzień	0,49 (15,19)	-2,20	0,81 (25,11)	-2,20
Rok	$N_{Sjr} = 1042,79 \text{ kWh}/(\text{m}^2\text{-rok})$	$t_{ar} = 8,10$	$N_{Sjr} = 1042,93 \text{ kWh}/(\text{m}^2\text{-rok})$	$t_{ar} = 8,10$



Rys. 6.3. Przebieg nasłonecznienia N_{Sjd} oraz ciepła z energii słonecznej E_p przekazanej do systemu podgrzewania c.w.u.

Należy zwrócić uwagę, że w obu przypadkach nasłonecznienie roczne N_{Sjr} (tab. 6.1) jest prawie identyczne. W przypadku instalacji B nasłonecznienie N_{Sjd} (rys. 6.3) obniżone jest w okresie letnim a zwiększone w okresie zimowym. Pozornie wydawać się może, że tego rodzaju modyfikacja nie ma istotnego wpływu na rezultaty obliczeń. Jednakże po ich przeprowadzeniu (rys. 6.3) okazuje się, że pozyskana energia słoneczna E_p , która została przekazana do systemu podgrzewania c.w.u różni się już znacząco w przypadku analizowanych instalacji A i B.

Nieznaczne zmniejszenie nasłonecznienia w okresie letnim nie wpływa istotnie na wartość E_p w tym okresie, jednakże przesunięcie

tego nasłonecznienia na sezon zimowy powoduje już znaczny przyrost E_p w tym terminie. W analizowanych przykładach za okres jednego roku wyznaczona energia słoneczna, przekazana do c.w.u. E_p według obliczeń symulacyjnych wynosi:

- w przypadku instalacji A $E_{pA} = 1664$ kWh/rok
- w przypadku instalacji B $E_{pB} = 1825$ kWh/rok

Błąd obliczeń symulacyjnych wynosi

$$\delta_{AB} = \left| \frac{(E_{pB} - E_{pA})}{E_{pA}} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{(1825 - 1664)}{1664} \right| \cdot 100\% = 9,5\% \quad [6.1]$$

W przypadku takich modyfikacji można wykazać między innymi, że:

- kolektory o niższej jakości parametrów technicznych mogą „spełnić” teoretycznie wysokie wymagania zawarte w dokumentacji przetargowej odnośnie pozyskanej energii słonecznej E_p oraz pokrycia zapotrzebowania P.
- kolektory o wysokiej jakości parametrów technicznych mogą „nie spełnić” teoretycznie wymagań zawartych w dokumentacji przetargowej odnośnie pozyskanej energii słonecznej E_p oraz pokrycia zapotrzebowania P.
- istnieje duże zagrożenie, że użytkownik i instytucja współfinansująca (bazując na niewłaściwych wynikach obliczeń symulacyjnych) nie osiągną spodziewanych rezultatów ekologicznych i ekonomicznych

W podsumowaniu można zatem stwierdzić, że oprócz dostępności do programów symulacyjnych konieczne są odpowiednie kwalifikacje osoby, która wykonuje obliczenia. Przypadkowe operacje na bazach klimatycznych w programach symulacyjnych są wręcz zakazane. Dostawcy profesjonalnych programów do obliczeń symulacyjnych posiadają bogatą bazę tych danych lub serwisy do ich generowania. W innych sytuacjach wszelkie dokonane zmiany powinny być udokumentowane w raporcie z obliczeń symulacyjnych.

Zaleca się, aby w komisji przetargowej podczas analizy ofert uwzględniony był ekspert, który zweryfikuje także wszystkie, złożone przez oferentów obliczenia symulacyjne.

7. Monitoring rezultatów pracy

W trakcie procesu inwestycyjnego zaleca się weryfikację celu, jaki był postawiony przed kolektorami słonecznymi. Jest to konieczny warunek, aby ustrzec się przed nieuczciwymi wykonawcami. Należy mieć na uwadze, że kolektory słoneczne to urządzenia energetyczne, a nie zbędna ozdoba połaci dachowej. Jak pokazują obliczenia (rozdział 4) oraz liczne przypadki zauważone w praktyce, uzyskane efekty energetyczne i ekologiczne mogą drastycznie odbiegać od celu jakiego oczekiwał użytkownik instalacji.

Poniżej podano zalecenia odnośnie monitorowania wybranych parametrów w przypadku realizacji różnych instalacji kolektorów słonecznych.

Tabela 7.1.

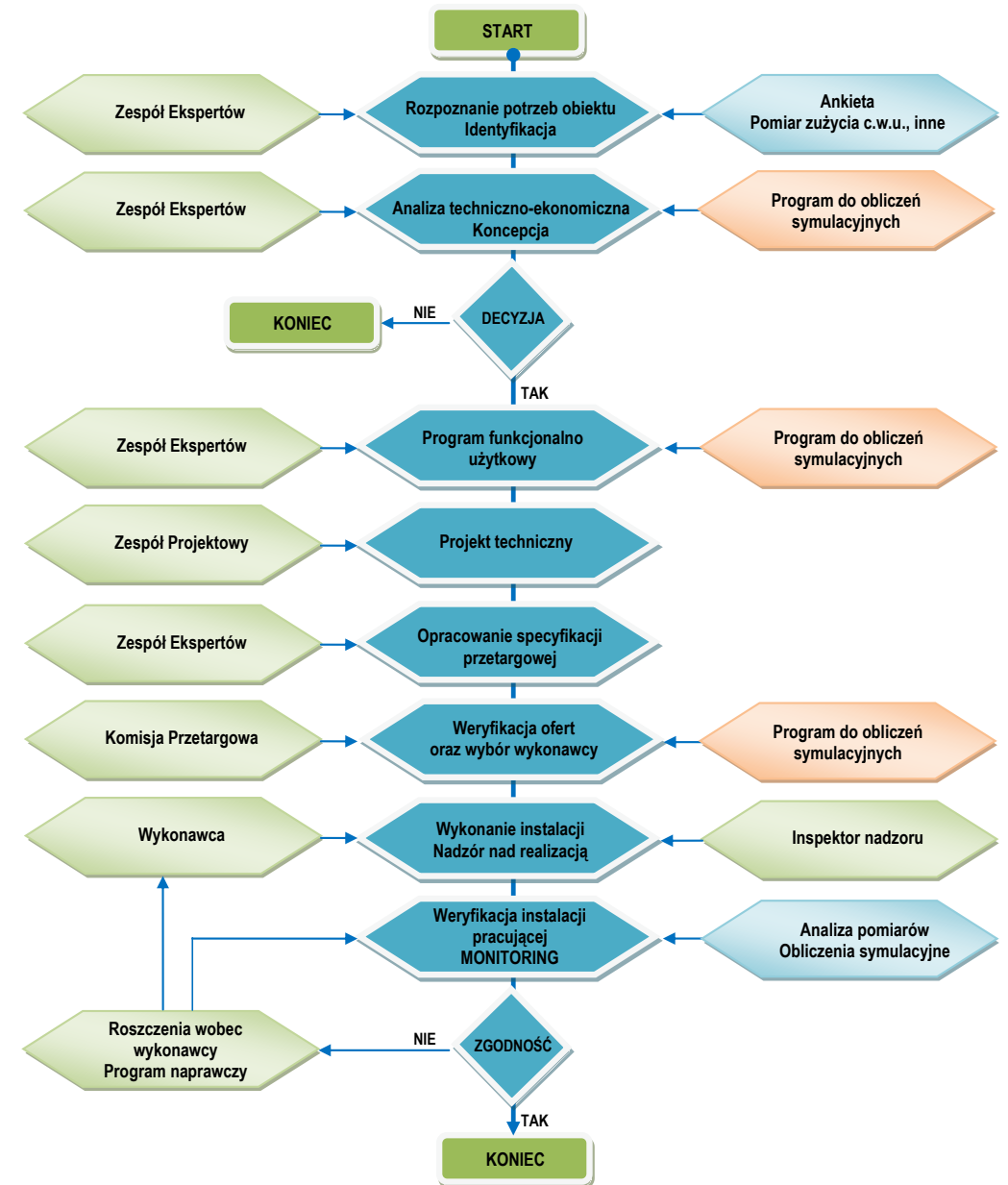
Rodzaj instalacji	Powierzchnia czynna absorbera	Parametry monitorowane ¹⁾	Uwagi
	A_a [m ²]		
Powierzchnia kolektorów – instalacje domowe c.w.u. (wykonanie indywidualne)	poniżej 20	V_{c, E_p}	Decyzja użytkownika lub instytucji współfinansującej
Powierzchnia kolektorów – instalacje domowe c.w.u. (wykonanie zbiorowe)	(dobrana w zależności od zużycia c.w.u.)	V_{c, E_p}	Np. co 50 instalacja Decyzja zamawiającego lub instytucji współfinansującej
Instalacje średnie	od 20 do 100	$V_{c.w.u.}, E_p$	Każda instalacja
Instalacje duże	powyżej 100	$V_{c.w.u.}, E_d, E_p, (P)$	Każda instalacja

¹⁾ Oznaczenia parametrów zgodnie z tabelą 4.2

Bardzo istotnym zagadnieniem jest ujęcie w umowie procedury postępowania w przypadku niespełnienia wymagań zapisanych w SIWZ odnośnie parametrów monitorowanych. Wymagania te muszą być przeliczone do rzeczywistego zużycia c.w.u. Pierwszy rok eksploatacji można pominąć z uwagi na regulację parametrów sterowania, usuwanie usterek itp.

8. Sugerowany algorytm postępowania w trakcie procesu projektowo-inwestycyjnego

Investor będzie mógł ustrzec się wielu wręcz drastycznych błędów na każdym etapie procesu inwestycyjnego, jeśli skorzysta z uwag zawartych w poprzednich rozdziałach. Pomocnym narzędziem może być przedstawiona poniżej propozycja skróconego algorytmu postępowania (rys. 8.1).



Rys. 8.1. Zalecany algorytm postępowania w trakcie trwania procesu inwestycyjnego – ilustracja uproszczona

Jak widać z proponowanego harmonogramu inwestycyjnego, oprócz kluczowych, osobowych komórek funkcjonalnych, bardzo ważnym narzędziem są programy do obliczeń symulacyjnych. Propozycję ankiety przedstawiono w rozdziale 11.

Na szczególną uwagę zasługuje rola kierownika budowy oraz inspektora nadzoru, która w procesie realizacji instalacji kolektorów słonecznych ma fundamentalne znaczenie. Autor opracowania wielokrotnie miał do czynienia z obiektami, gdzie w zależności od kompetencji oraz zaangażowania tych osób inwestycja zakończyła się pełnym sukcesem lub porażką.

9. Propozycje przykładowego zapisu wymagań dotyczących instalacji kolektorów słonecznych

9.1. Przykład opisu danych wejściowych i wymagań użytkownika

Do ceny ofert proponuje się przyjęcie następujące dane wejściowe oraz parametry podlegające ocenie (tab. 9.1). Należy również podać, jaki program symulacyjny będzie wykorzystany do oceny oferty i weryfikacji efektów pracy instalacji – np. przez komisję przetargową, lub odbiorową. Zaleca się, aby oferent dołączył wyniki obliczeń symulacyjnych dotyczących instalacji referencyjnej z uwzględnieniem parametrów oferowanych urządzeń i komponentów.

Tabela 9.1. Parametry instalacji referencyjnej i wymagania

Urządzenie / parametry	Ozn.	Jedn.	Wartość / założenia
Instalacja kolektorów słonecznych			
Nachylenie kolektorów do poziomu	β	stopnie	45°
Azymut	ζ	stopnie	0°
Położenie geograficzne instalacji solarnej			Warszawa
Łączna długość przewodów cieczy solarnej na zewnątrz budynku	L_z	m	Łącznie wg technologii przyjętej przez producenta kolektorów
Długość przewodów cieczy solarnej instalacji solarnej w pomieszczeniu	L_w	m	10
Długość łączników rur łączących pomiędzy kolektorami	L_l	m	Wg technologii przyjętej przez producenta kolektorów
Przewodność cieplna izolacji rur	λ_i	W/(m·K)	Według oferty*
Grubość izolacji	g_i	mm	Według oferty*
Dane o zużyciu i instalacji c.w.u.			
Obliczeniowe zapotrzebowanie c.w.u. o temp. obliczeniowej	$V_{c.w.u.}$	l/dobę	160
Charakter rozbioru c.w.u.		–	Jak do domu jednorodzinnego ze szczytem w godzinach wieczornych
Obliczeniowa temperatura c.w.u.	$t_{c.w.u.}$	°C	50
Pojemność podgrzewacza biwalentnego c.w.u.	V_b	l	300
Standardowe straty postojowe podgrzewacza biwalentnego c.w.u.	S	kWh/dobę	Według oferty*
Rodzaj i średnica rur cyrkulacyjnych	Dn x g	mm	16x2 Pex-Al-Pex
Długość przewodów cyrkulacyjnych	L_c	m	25
Schłodzenie na przewodach cyrkulacyjnych	Δt_c	K	3
Straty linowe przewodów cyrkulacyjnych	U_R	W/(m·K)	0,2
Czas pracy cyrkulacji	T_h	h/dobę	12
Temperatura wody wodociągowej latem	t_{ws}	°C	12
Temperatura wody wodociągowej zimą	t_{ww}	°C	8
Uzupełniające źródło ciepła			
Urządzenie/rodzaj paliwa		–	Kocioł gazowy / gaz ziemny
Wartość opałowa	H_u	kWh/Nm ³	9,6
Sprawność systemowa podgrzewania c.w.u. z kotła gazowego (dodatkowego, uzupełniającego źródła ciepła)	η_{scwu}	%	80
Wyniki obliczeń symulacyjnych podlegające ocenie			
Okres obliczeniowy		–	od 1 stycznia do 31 grudnia
Wymagany stopień pokrycia	P	%	min. 50
Okres obliczeniowy		–	od 1 czerwca do 31 sierpnia
Wymagany stopień pokrycia	P	%	min. 80
Ilość ciepła dostarczana do systemu podgrzewania c.w.u. przez instalację kolektorów słonecznych	E_p	kWh/rok	1570 – z uwzględnieniem strat ciepła w przewodach łączących
Oszczędność paliwa	V_k	Nm ³ /rok	min. 190
Redukcja CO ₂	R_{CO_2}	kg/rok	min. 400

*) Przyjęte parametry mają spełniać minimalne kryteria odnośnie komponentów określonych w dokumentacji

9.2. Propozycja oceny i wyboru ofert

Aktualnie powszechnym zjawiskiem na rynku polskim jest przyjmowanie jednego kryterium oceny ofert – jest to cena z wagą 100%. Przyjmowane wymagania co do oferentów przekładają się wyłącznie na spełnienie minimalnych wymagań za najniższą cenę. W takich przypadkach nie promuje się rozwiązań innowacyjnych. Należy zaznaczyć, że zadaniem instalacji kolektorów słonecznych jest oszczędność paliw kopalnych i ograniczenie emisji zanieczyszczeń do atmosfery. Opisane wyżej kryterium wyboru ofert w połączeniu z brakiem monitoringu wybranych parametrów nie dają możliwości egzekwowania roszczeń od wykonawców za niedotrzymanie efektów pracy instalacji.

W rezultacie dochodzi do:

- publicznego współfinansowania produktów, projektów i wykonawstwa złej jakości
- rozwoju nieuczciwej konkurencji
- braku osiągania celów energetycznych i ekologicznych
- powstawania złej opinii dotyczącej pozyskiwania energii odnawialnej z wykorzystaniem termicznych kolektorów słonecznych

Zaleca się rozważenie innych możliwości; jedną z propozycji przedstawiono poniżej (tab. 9.2).

Tabela 9.2.

Kryterium wyboru	Znaczenie
Cena oferty (K_1)	70%
Okres gwarancji (kolektory, osprzęt, robocizna) (K_2)	10%
Ilość ciepła dostarczana do systemu podgrzewania c.w.u. przez instalację kolektorów słonecznych z uwzględnieniem strat ciepła w przewodach łączących (K_3)	20%

Algorytm oceny ofert:

$$K = 70 \cdot \frac{K_{1min}}{K_{1of}} + 10 \cdot \frac{K_{2of}}{K_{2max}} + 20 \cdot \frac{K_{3of}}{K_{3max}} \quad [9.1]$$

gdzie:

- K – suma punktów, jakie oferent uzyskał w poszczególnych kryteriach, z dokładnością do dwóch miejsc po przecinku,
- K_{1of} – cena oferty badanej (w złotych),
- K_{1min} – najniższa cena spośród nieodrzuconych ofert (w złotych),
- K_{2of} – okres gwarancji (kolektory, podgrzewacze, armatura, robocizna) w ofercie badanej w miesiącach ($K_{2of} = \min. 120$ miesięcy),
- K_{2max} – najdłuższy okres gwarancji (kolektory, podgrzewacze, armatura, robocizna) spośród nieodrzuconych ofert w miesiącach,
- K_{3of} – ilość ciepła dostarczana do systemu podgrzewania c.w.u. przez instalację kolektorów słonecznych z uwzględnieniem strat ciepła w przewodach łączących w kWh/rok,
- K_{3max} – największa ilość ciepła dostarczana do systemu podgrzewania c.w.u. przez instalację kolektorów słonecznych z uwzględnieniem strat ciepła w przewodach łączących spośród nieodrzuconych ofert w kWh/rok

Wygrywa ta oferta, która będzie mieć maksymalną ilość punktów K .

Podana propozycja nie wyczerpuje wszystkich możliwych rozwiązań formuły i kryteriów oceny. Jeśli zostaną one zastosowane, to należy także zwracać uwagę na możliwość manipulacji w zakresie górnych granic wartości ocenianych parametrów. W przeciwnym wypadku oferenci, licząc np. na wygranie przetargu, mogą rzeczywiście dobrać dużą (za dużą) łączną powierzchnię czynną kolektorów, co skutkować może w praktyce poważnym problemem, jeśli chodzi o przewymiarowanie i przegrzewanie instalacji.

10. Przykłady wybranych instalacji kolektorów słonecznych.

10.1. Przykład 1 – Wojewódzki Szpital Specjalistyczny w Częstochowie

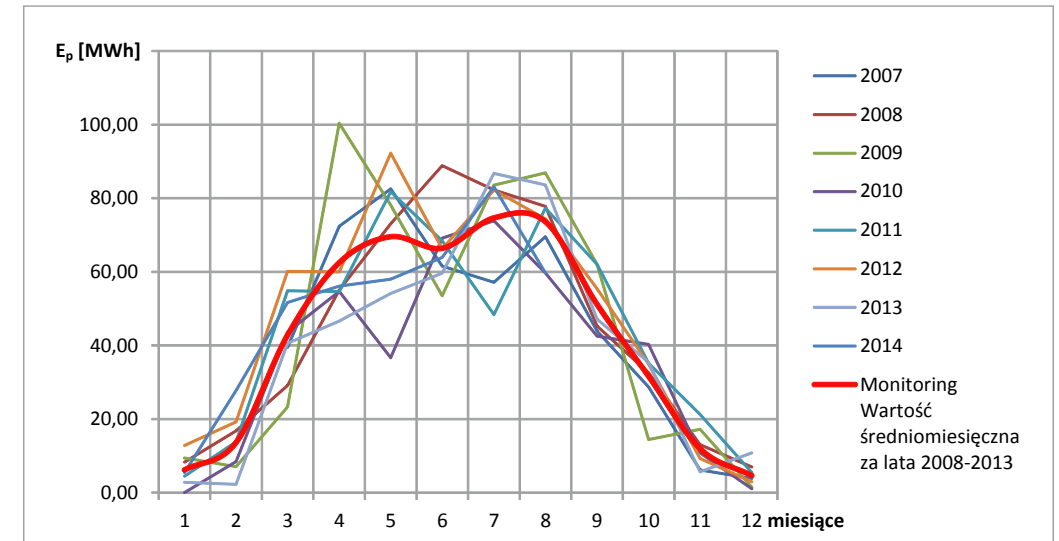
Pierwszą, największą instalację kolektorów słonecznych w Polsce wykonano w WSS im N.M.P. w Częstochowie. Inwestycja została oddana od użytku w pierwszej połowie 2007 r., która do chwili obecnej pracuje bez zastrzeżeń. Instalację kolektorówf rozmieszczono na trzech polach, bezpośrednio na poziomie gruntu, a częściowo na dachach budynków szpitala (fot. 10.1).



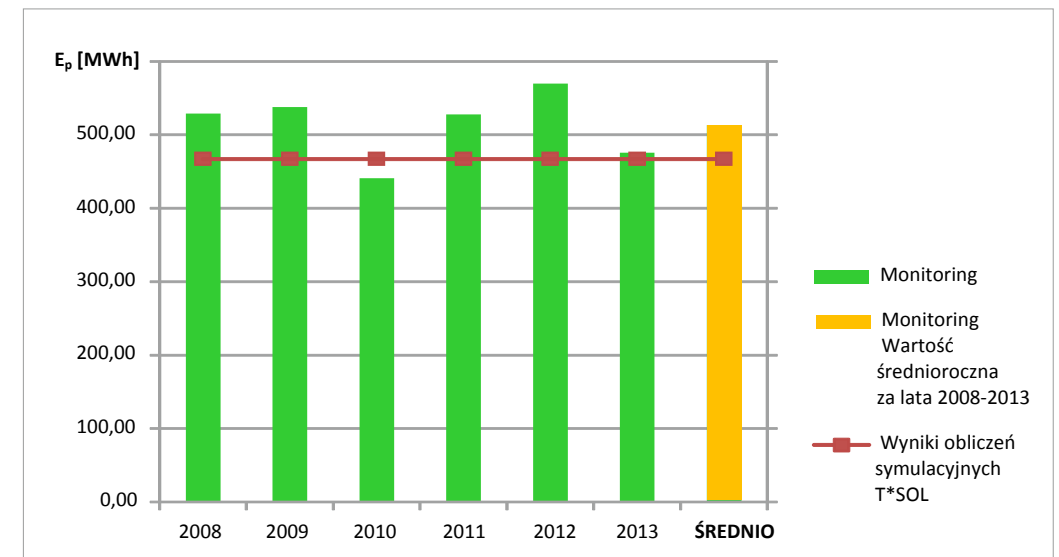
Fot. 10.1. Ilustracja instalacji kolektorów słonecznych WSS w Częstochowie (Polska)

Na dolnym zdjęciu w dalszym planie kula odzwierciedla ilość dwutlenku węgla (tj. 1447 ton) w postaci suchego lodu, jaka została zredukowana dzięki pracy kolektorów słonecznych od daty rozruchu do sierpnia 2014 r.

Warto poświęcić więcej uwagi tej inwestycji, gdyż zebrane dane pomiarowe z ostatnich 7 lat pozwalają na wyciągnięcie interesujących wniosków. Przykładowo na rysunku (rys. 10.1) zilustrowano zmierzoną ilość ciepła (E_p) jaka została przekazana przez instalację kolektorów słonecznych do systemu podgrzewania c.w.u. z uwzględnieniem strat w rurociągach łączących.



Rys. 10.1. Ciepło dostarczone przez instalację kolektorów słonecznych do systemu podgrzewania c.w.u. w poszczególnych miesiącach



Rys. 10.2. Ciepło dostarczone przez instalację kolektorów słonecznych do systemu podgrzewania c.w.u. w poszczególnych latach

Z analizy danych (rys. 10.1) wynika, że w tych samych miesiącach ale w różnych latach występują znaczne rozbieżności w ilości dostarczonego ciepła przez instalację kolektorów E_p . Odchyłki te odniesiona do wartości średniomiesięcznej wynoszą nawet $\delta = 30\%$. Stąd wniosek, że rozliczenie wykonawcy w zakresie wytwarzania i dostawy ciepła E_p najlepiej przeprowadzić za 2–3 lata eksploatacji. Mimo znacznych różnic w poszczególnych miesiącach, roczne ilości ciepła E_p (rys. 10.2) mają już odchyłki na znacznie niższym poziomie, tj. $\delta =$ od 2,7% do 14%, odniesione do wartości średniorocznej za wszystkie lata eksploatacji.

W tak dużym obiekcie średnie dobowe zużycie ciepłej wody użytkowej plasuje się również na wysokim poziomie i wynosi ok. 53 m³/dobę. Aby podgrzać tak znaczną ilość wody, należy dostarczyć ciepło na poziomie 4088 GJ rocznie. Poniżej podano kartę charakterystyki tej instalacji (tab. 10.1).

Tabela 10.1.

Parametry	Ozn.	Jedn.	Wartość	Uwagi
Dane instalacji				
Powierzchnia czynna absorbera kolektorów	A _A	m ²	1495	598 sztuk
Rodzaj kolektorów	–	–		Płaskie
Dostawca kolektorów	–	–	Viessmann	Vitosol 100 s 2,5
Średnie dzienne zużycie c.w.u.	V _{cwu}	l/dobę	53 000	
Temperatura c.w.u.	t _{cwu}	°C	55	
Łączna zmierzona ilość ciepła dostarczonego do systemu c.w.u.	E _{zmi}	MWh	3 080	Za pełne lata 2008-2013
Łączna obliczona ilość ciepła dostarczonego do systemu c.w.u.	E _{ob}	MWh	2 802	Program T*SOL Expert 4,5
Odchyłka pomiędzy wartościami	δ ₁	%	+9,95	
Średnioroczna wartość zmierzonej ilości ciepła dostarczonego do systemu c.w.u.	E _{zmi_sr}	MWh	513,47	Za lata 2008-2013
Średnioroczna wartość obliczonej ilości ciepła dostarczonego do systemu c.w.u.	E _{ob_sr}	MWh	467,00	Program T*SOL Expert 4.5
Odchyłka za pomiędzy wartościami średniorocznymi	δ ₂	%	+ 9,05	
Pozostałe informacje				
Łączna redukcja CO ₂	R _{CO2}	kg	1 447 500	Za okres 03.2007-09.2014
Oszczędności	R _K	zł	1 055 800	Za okres 03.2007-09.2014

Na szczególną uwagę zasługuje mała rozbieżność pomiędzy wynikami obliczeń symulacyjnych a wynikami pomiarów (tab. 10.1), co potwierdza zasadność wykonywania wszystkich opisanych analiz poprzedzających podjęcie decyzji o zabudowie kolektorów słonecznych.

W podsumowaniu należy także stwierdzić, że inwestycja została zrealizowana prawidłowo i przynosi przewidziane efekty. Zostały one osiągnięte dzięki dużemu zaangażowaniu wszystkich osób realizujących ten innowacyjny projekt oraz dzięki właściwemu doborowi wszystkich komponentów instalacji.

10.2. Przykład 2 – Wspólnota Mieszkaniowa w Krośnie

Kolejnym przykładem jest Wspólnota Mieszkaniowa w Krośnie (fot. 10.2). Zabudowana instalacja kolektorów próżniowych od października 2011 roku podgrzewa wstępnie ciepłą wodę użytkową, która dogrzewana jest przez kotłownię gazową. To kolejna grupa użytkowników, której rekomenduje się technologię termicznych kolektorów słonecznych.



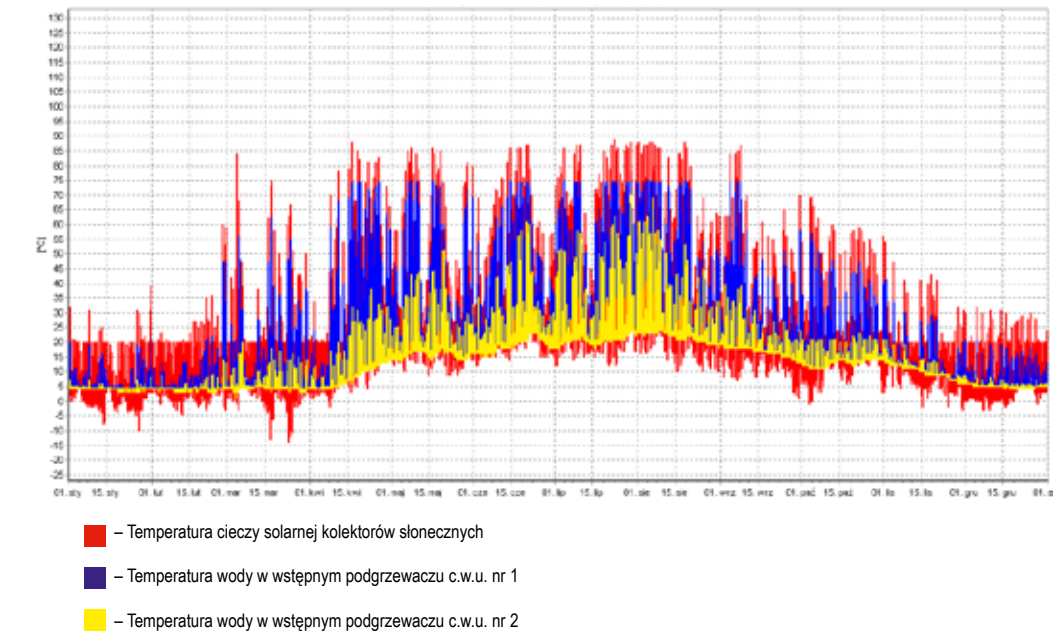
Fot. 10.2. Ilustracja instalacji kolektorów słonecznych WM Krosno (Polska)

Pomimo częściowego zacienienia przez otaczające budynki oraz drzewa od strony nasłoneczniającej, wykonane pomiary ciepła dostarczonego przez kolektory potwierdzają wyniki obliczeń symulacyjnych (tab. 10.2) – stan wrzesień 2014 r.

Tabela 10.2.

Parametry	Ozn.	Jedn.	Wartość	Uwagi
Dane instalacji				
Powierzchnia czynna absorbera kolektorów (apertury)	A _a	m ²	44,8	32 sztuki
Rodzaj kolektorów	–	–		Próżniowe Heat Pipe
Dostawca kolektorów	–	–	Ergo-Term	Energisol HP 15 R
Średnie dzienne zużycie c.w.u.	V _{cwu}	l/dobę	3 500	
Temperatura c.w.u.	t _{cwu}	°C	55	
Łączna zmierzona ilość ciepła dostarczonego do systemu c.w.u.	E _{zmi}	MWh	63,51	Okres 01.10.2011 - 31.07.2014
Łączna obliczona ilość ciepła dostarczonego do systemu c.w.u.	E _{ob}	MWh	54,53	Program T*SOL Expert 4,5
Odchyłka pomiędzy wartościami	δ ₁	%	+16,46	
Pozostałe informacje				
Łączna redukcja CO ₂	R _{CO2}	kg	17 010	Okres 01.10.2011 - 31.07.2014

Potwierdzeniem prawidłowego doboru komponentów instalacji oraz projektu technicznego jest przebieg temperatury kolektorów, której wartość nie przekracza 90°C. (rys. 10.3).



Rys. 10.3. Przebiegi mierzonych wartości temperatury w okresie pełnego roku kalendarzowego

10.3. Przykład 3 – Placówka Opiekuńczo-Wychowawcza „Dzieciowisko” w Świdwinie

Wykonana instalacja kolektorów słonecznych przeznaczona jest do wstępnego podgrzewania ciepłej wody użytkowej. W końcowej fazie woda jest podgrzewana przez kocioł gazowy z palnikiem atmosferycznym. Na uwagę zasługują staranne wykonanie oraz dbałość o szczegóły, takie jak odpowiednia grubość izolacji przewodów łączących kolektory słoneczne z podgrzewaczem. Według pozyskanych informacji instalacja pracuje zgodnie z oczekiwaniami (tab. 10.3).



Fot. 10.3. Ilustracja instalacji kolektorów słonecznych w Placówce Opiekuńczo-Wychowawczej „Dzieciowisko” w Świdwinie (gmina Karlino, Polska)

Ilość pozyskanego ciepła z kolektorów słonecznych pozyskano na podstawie pomiaru przez regulator solarny

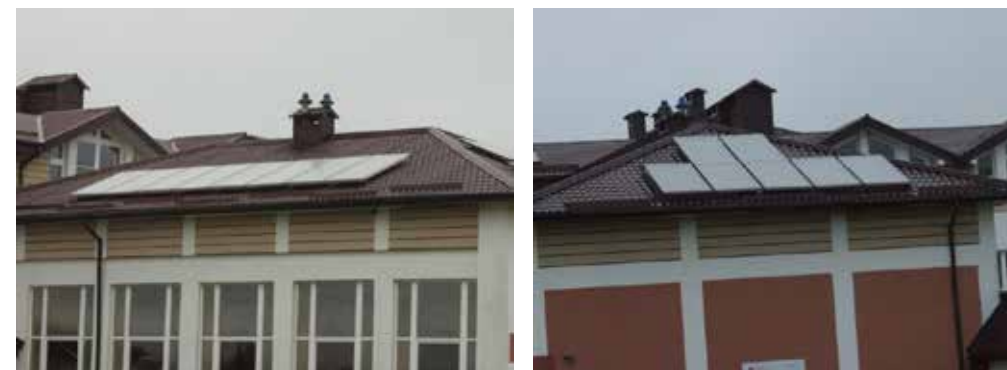
Tabela 10.3.

Parametry	Ozn.	Jedn.	Wartość	Uwagi
Dane instalacji				
Powierzchnia czynna absorbera kolektorów (apertury)	A_a	m ²	22,68	9 sztuk
Rodzaj kolektorów	-	-		Płaskie
Dostawca kolektorów	-	-	HEWALEX	KS2500 TLP ACR
Średnie dzienne zużycie c.w.u.	V_{cwu}	l/dobę	2 000	
Temperatura c.w.u.	t_{cwu}	°C	55	
Łączna zmierzona ilość ciepła dostarczonego do systemu c.w.u.	E_{pzm}	MWh	10,0	1 rok
Łączna obliczona ilość ciepła dostarczonego do systemu c.w.u.	E_{pob}	MWh	9,65	Program T*SOL Expert 4.5
Odchyłka pomiędzy wartościami	δ_1	%	+ 3,3	
Pozostałe informacje				
Łączna redukcja CO ₂	R_{CO_2}	kg	2 860	1 rok
Oszczędności	R_K	zł	3 000 (ok.)	1 rok
Projekt także współfinansowany przez Szwajcarię w ramach szwajcarskiego programu współpracy z nowymi krajami członkowskimi Unii Europejskiej				

Według informacji pozyskanych od kierownika placówki oszczędności miesięczne wynoszą ok. 500-700 zł. Potwierdzają to wyniki obliczeń i wyniki pomiarów. Spadek zużycia gazu wynosi ok. 1300 nm³/rok. Po uwzględnieniu ceny gazu 2,3 zł/nm³ roczne oszczędności wynoszą ok. 3000 zł.

10.4. Przykład 4 – Gimnazjum Gminne w Połczynie Zdroju

Wykonana instalacja składa się z dwóch niezależnie pracujących pól kolektorów słonecznych. Jedno pole ukierunkowane jest na południe (azymut 0°), drugie pole na zachód (azymut 90°). Energia słoneczna wykorzystywana jest do wstępnego podgrzewania ciepłej wody użytkowej. Według zebranych informacji instalacja pracuje zgodnie z oczekiwaniami (tab. 10.4.). Na uwagę zasługują także staranne wykonanie oraz dbałość o szczegóły, takie jak np. odpowiednia grubość izolacji przewodów łączących kolektory słoneczne z podgrzewaczem oraz między innymi komponentami instalacji. Każde z pracujących pól kolektorów ma swój licznik ciepła służący do pomiaru ciepła pozyskanego z energii promieniowania słonecznego.



Fot. 10.4. Ilustracja instalacji kolektorów słonecznych w Gimnazjum Gminnym w Połczynie Zdroju (gmina Połczyn Zdrój, Polska)

Tabela 10.4.

Parametry	Ozn.	Jedn.	Wartość	Uwagi
Dane instalacji				
Powierzchnia czynna absorbera kolektorów (apertury)	A_a	m ²	19,50	8 sztuk – pole zachodnie
Powierzchnia czynna absorbera kolektorów (apertury)	A_a	m ²	17,06	7 sztuk – pole południowe
Powierzchnia czynna absorbera kolektorów (apertury)	A_a	m ²	36,56	Łącznie
Rodzaj kolektorów	-	-		Płaskie
Dostawca kolektorów	-	-	Viessmann	Vitosol 200 BV 0,5
Średnie dzienne zużycie c.w.u.	V_{cwu}	l/dobę	1,500	
Temperatura c.w.u.	t_{cwu}	°C	55	
Łączna zmierzona ilość ciepła dostarczonego do systemu c.w.u.	E_{pzm}	MWh	11,94	13.09.2013-18.09.2014
Łączna obliczona ilość ciepła dostarczonego do systemu c.w.u.	E_{pob}	MWh	10,83	Program T*SOL Expert 4,5
Odchyłka pomiędzy wartościami	δ_1	%	+ 10,26	13.09.2013-18.09.2014
Pozostałe informacje				
Łączna redukcja CO ₂	R_{CO_2}	kg	3 150	13.09.2013-18.09.2014
Projekt także współfinansowany przez Szwajcarię w ramach szwajcarskiego programu współpracy z nowymi krajami członkowskimi Unii Europejskiej				

10.5. Przykład 5 – Wielospecjalistyczny Szpital Miejski w Poznaniu

Przykładem zastosowania wielkopowierzchniowych kolektorów słonecznych jest Wielospecjalistyczny Szpital Miejski im. Józefa Strusia z Zakładem Opiekuńczo Leczniczym SPZOZ w Poznaniu. Pola kolektorów zabudowano na gruncie. Wykonana instalacja kolektorów słonecznych (fot. 10.5) przeznaczona jest do wstępnego podgrzewania ciepłej wody użytkowej. Po zainstalowaniu monitoringu i analizie wyników potwierdzono poprawność działania w zakresie wykorzystania energii słonecznej (tab. 10.5).



Fot. 10.5. Ilustracja instalacji kolektorów słonecznych w Wielospecjalistyczny Szpital Miejski w Poznaniu przy ul. Szwajcarskiej 3 (Polska). (Źródło www.poznan.pl oraz Google Earth)

Tabela 10.5.

Parametry	Ozn.	Jedn.	Wartość	Uwagi
Dane instalacji				
Powierzchnia czynna absorbera kolektorów (apertury)	A_a	m ²	923,16	196 sztuk
Rodzaj kolektorów	–	–		Płaskie wielkopowierzchniowe
Dostawca kolektorów	–	–	Viessmann	DIS 50
Średnie dzienne zużycie c.w.u.	V_{cwu}	l/dobę	33,3	
Temperatura c.w.u.	t_{cwu}	°C	55	
Łączna zmierzona ilość ciepła dostarczonego do systemu c.w.u.	E_{pzm}	MWh	186	01.04.2014-31.08.2014
Łączna obliczona ilość ciepła dostarczonego do systemu c.w.u.	E_{pob}	MWh	184	Program T*SOL Expert 4,5
Odchyłka pomiędzy wartościami	δ_1	%	+1,1	01.04.2014-31.08.2014
Spodziewana roczna ilości ciepła dostar. do systemu c.w.u.	E_p	MWh/rok	278	
Roczne pokrycie zapotrzebowania na podgrzewanie c.w.u.	P	%	38	Włącznie z cyrkulacją
Pozostałe informacje				
Łączna redukcja CO ₂	R_{CO_2}	kg	46 000	01.04.2014-31.08.2014
Spodziewana łączna redukcja CO ₂ rocznie	R_{CO_2}	kg/rok	70 000	

Należy zaznaczyć, że dzięki konstrukcji wielkopowierzchniowej ograniczono o połowę ilość par połączeń pomiędzy kolektorami w stosunku do kolektorów o powierzchni brutto ok.2 m².

10.6. Przykład 6 – Wspólnota Mieszkaniowa w Kaliszu

Kolejnym przykładem jest Wspólnota Mieszkaniowa w Kaliszu, gdzie pod koniec 2013 r. uruchomiono instalację kolektorów słonecznych (fot. 10.6). Na obiekcie jest realizowany pełny monitoring parametrów, wyniki przedstawiono poniżej (tab. 10.6). Jak wykazują wyniki analizy, instalacja przynosi przewidziane efekty energetyczne i ekologiczne.



Fot. 10.6. Ilustracja instalacji kolektorów słonecznych WM w Kaliszu (Polska)

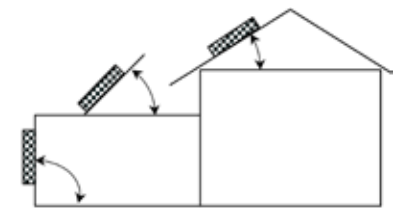

Tabela 10.6.

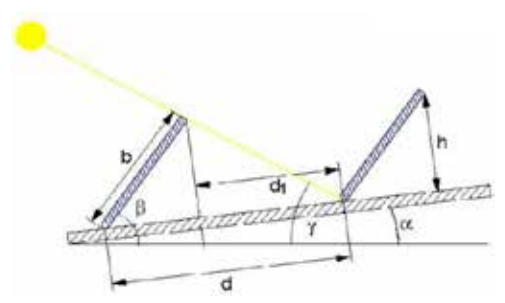
Parametry	Ozn.	Jedn.	Wartość	Uwagi
Dane instalacji				
Powierzchnia czynna absorbera kolektorów (apertury)	A_a	m ²	84	45 sztuk
Rodzaj kolektorów	–	–		Płaskie
Dostawca kolektorów	–	–	ENSOL	DIS 20
Średnie dzienne zużycie c.w.u.	V_{cwu}	l/dobę	5 500	
Temperatura c.w.u.	t_{cwu}	°C	55	
Łączna zmierzona ilość ciepła dostarczonego do systemu c.w.u.	E_{pzm}	MWh	33,36	Za okres 01.01 - 31.08.2014
Łączna obliczona ilość ciepła dostarczonego do systemu c.w.u.	E_{pob}	MWh	34,2	Program T*SOL Expert 4,5
Odchyłka pomiędzy wartościami	δ_1	%	-2,52	
Pozostałe informacje				
Łączna redukcja CO ₂	R_{CO_2}	kg	12 620	Za okres 01.01 - 31.08.2014

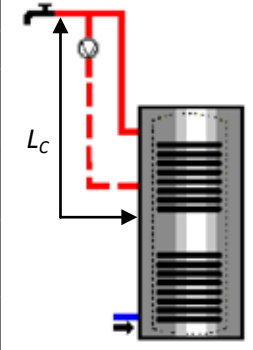
11. Ankieta – kolektory słoneczne

Jedną z czynności na początku zadania inwestycyjnego (rys. 8.1) jest rozpoznanie potrzeb użytkowników obiektu i możliwości zabudowy kolektorów słonecznych. W tym celu proponuje się przeprowadzenie identyfikacji obiektu z wykorzystaniem ankiety, której propozycję przedstawiono na następnych stronach. Ankieta jest dostępna w wersji elektronicznej na witrynie www.schematy.info w dziale „Oprogramowanie”.

INFORMACJE WSTĘPNE		
Miejsce Instalacji: Adres Klienta i osoba kontaktowa (nazwisko, imię i nr tel.)		UWAGI:
Osoba wypełniająca ankietę Adres firmy i osoba kontaktowa (nazwisko, imię i nr tel.)		Podpis:
Opis obiektu		UWAGI:

INFORMACJE WSTĘPNE				
Przeznaczenie instalacji	Zazn.	Proponowana powierzchnia i typ kolektorów	Zazn.	UWAGI:
- tylko ciepła woda użytkowa	<input type="checkbox"/>	- powierzchnia ograniczona	 m ²
- tylko woda basenowa	<input type="checkbox"/>	- możliwie maksymalna powierzchnia	 m ²
- ciepła woda użytkowa basen	<input type="checkbox"/>	- kolektory płaskie		
- technologia	<input type="checkbox"/>	- kolektory próżniowe		
- inne.....	<input type="checkbox"/>	- inne kolektory		
	<input type="checkbox"/>			
Zabudowa kolektorów	<input type="checkbox"/>	Zaznaczyć lub opisać sposób zabudowy kolektorów	Azymut $\zeta = \dots^\circ$	
- na połaci dachowej	<input type="checkbox"/>		Proszę zaznaczyć 	
- wolnostojąca (dach lub teren)	<input type="checkbox"/>			
- fasada, taras, barierka etc.	<input type="checkbox"/>			
- inna, opisać	<input type="checkbox"/>			

Parametr	Ozn.	Jedn.	Wartość	Szkiec (źródło T*SOL) 
- nachylenie kolektorów	β	$^\circ$		
- padanie promieni słonecznych	γ	$^\circ$		
- nachylenie połaci (gruntu)	α	$^\circ$		
- wymiary				
długość kolektora	b	m		
wysokość zabudowy	h	m		
odległość wzajemna	d	m		

DANE DOTYCZĄCE PRZYGOTOWANIA CIEPŁEJ WODY UŻYTKOWEJ						
Przeznaczenie budynku	Zazn.	Okres pracy instalacji	Zazn.	UWAGI:		
- jedno- lub dwurodzinny	<input type="checkbox"/>	- cały rok	 m ²		
- wielorodzinny	<input type="checkbox"/>	- okresowo		od..... do.....		
- hotel, pensjonat, koszary	<input type="checkbox"/>	- cały rok z wyłączeniem wakacji				
- obiekt biurowy	<input type="checkbox"/>	- inny		Podać jaki		
- obiekt handlowy	<input type="checkbox"/>					
- szpital	<input type="checkbox"/>					
- obiekt przemysłowy	<input type="checkbox"/>					
- szkoła	<input type="checkbox"/>					
- szpital	<input type="checkbox"/>					
- inne	<input type="checkbox"/>				
Cyrkulacja	Interpretacja długości jednokierunkowej L_c (źródło ESOP)					
- brak						
- całodobowa						
- w określonych porach dnia podać, jakich:					T_h	h/dobę
- jednokierunkowa długość przewodów cyrkulacyjnych					L_c	m
- grubość izolacji rur cyrkulacji c.w.u.					g_i	mm
- współczynnik przewodzenia ciepła materiału izolacyjnego					λ_i	W/mK

Rzeczywiste (zmierzone) zapotrzebowanie na ciepłą wodę użytkową i jej parametry			
- dziennie	V_{CWU}	l/dobę	Informacje dodatkowe:
- miesięcznie		m ³ /m-c	
- rocznie		m ³ /rok	
- szczytowe godzinowe	V_{SCWU}	l/h	
- temp. wody w podgrzewaczu	t_{CWU}	$^\circ C$	
- temp. wody wodociągowej zimą	t_{ww}	$^\circ C$	
- temp. wody wodociągowej latem	t_{ws}	$^\circ C$	

DANE DOTYCZĄCE PRZYGOTOWANIA CIEPŁEJ WODY UŻYTKOWEJ cd.		
System przygotowania c.w.u.	Zazn.	Opis układu istniejącego lub planowanego
– podgrzewacz biwalentny	<input type="checkbox"/>	Pojemności, rodzaje urządzeń, szkic itp.
– podgrzewacze monowalentne	<input type="checkbox"/>	
– układ zasobnikowy	<input type="checkbox"/>	Informacje dodatkowe np. szkic pojemności zasobników, rodzaj i grubość izolacji
– inny	<input type="checkbox"/>	

DANE DOTYCZĄCE PODSTAWOWEGO ŹRÓDŁA CIEPŁA		
System przygotowania c.w.u.	Zazn.	Opis układu istniejącego lub planowanego
– kotłownia gazowa	<input type="checkbox"/>	Rok zabudowy
– kotłownia olejowa	<input type="checkbox"/>	
– kotłownia kondensacyjna	<input type="checkbox"/>	
– kotły na:.....	<input type="checkbox"/>	Sprawność
– węzeł ciepły	<input type="checkbox"/>	
– grzałki elektryczne	<input type="checkbox"/>	Inne
– pompy ciepła	<input type="checkbox"/>	
– inne	<input type="checkbox"/>	

INFORMACJE UZUPEŁNIAJĄCE

Informacje do programu WP-OPT	Jedn.	Wartość	Uwagi
Basen			
Kryty w hali	<input type="checkbox"/>		
Otwarty (zewnątrzny)	<input type="checkbox"/>		
Czas pracy: cały rok	<input type="checkbox"/>		
Sezonowy	<input type="checkbox"/>		Podać czas pracy
Lustro wody przykrywane na noc	<input type="checkbox"/>		
Lustro wody bez przykrycia na noc	<input type="checkbox"/>		
Wymiary			
Długość	m		
Szerokość	m		
Średnia głębokość	m		
Parametry cieplne			
Pożądana temperatura wody basenowej	°C		
Maksymalna temperatura wody basenowej	°C		
Temperatura powietrza otaczającego	m		Dotyczy basenu krytego
Wilgotność względna	%		Dotyczy basenu krytego
Użytkowanie			
Liczba osób korzystających z basenu	osoby/dzień		
Ilość wody uzupełniającej nieckę	litry/dzień		

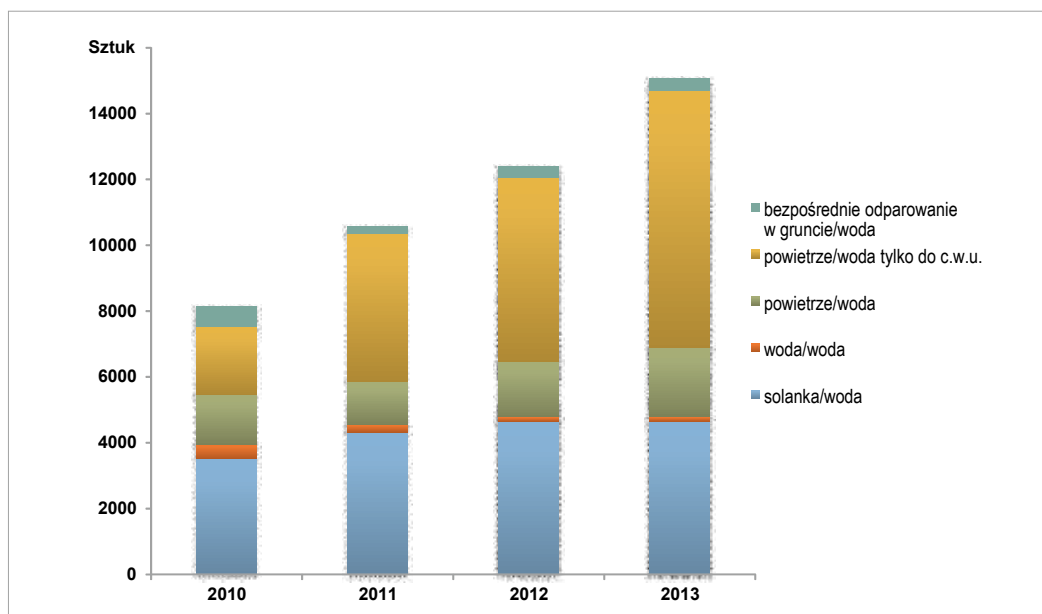
INFORMACJE UZUPEŁNIAJĄCE

12. Systemy grzewcze współpracujące z pompami ciepła

Technologia pomp ciepła znana jest od ponad 100 lat, sprężarkowe pompy ciepła w instalacjach grzewczych zaczęto stosować na szerszą skalę w Europie na początku lat 70. XX wieku. Dopiero od połowy lat 90. można mówić o trwałym i szybkim rozwoju tej atrakcyjnej ekonomicznie i ekologicznie technologii.

Według badań przeprowadzonych przez Polską Organizację Rozwoju Technologii Pomp Ciepła (PORT PC) w Polsce w ciągu ostatnich czterech lat rynek pomp ilościowo przyrastał przeciętnie o 20%/rok (rys. 12.1). Przyczyną tak dynamicznego wzrostu są niewątpliwie liczne zalety systemów grzewczych (lub/i chłodzących), w których zastosowano pompy ciepła. Należą do nich między innymi:

- Niskie koszty eksploatacji
- Całkowity brak niskiej emisji zanieczyszczeń (wyjątek – gazowe pompy ciepła)
- Niski poziom emisji dźwięku (hałasu) – pod warunkiem prawidłowej zabudowy pomp ciepła typu powietrze/woda
- Wysoki stopień pozyskiwania energii odnawialnej
- Praca bezobsługowa
- Brak paliwa kopalnego (wyjątek – gazowe pompy ciepła)



Rys. 12.1. Statystyka ilościowa sprzedaży pomp ciepła w Polsce (źródło PORT PC).

Ponadto należy podkreślić, że bez powszechnego stosowania pomp ciepła utrudniony będzie rozwój idei domów zero energetycznych czy plus energetycznych jak i również osiągnięcie celów polityki klimatyczno-energetycznej 3x20.

Podobnie jak w poprzednich rozdziałach, nie będzie szeroko na łamach tego poradnika opisywana budowa pomp ciepła, rodzaje ich konstrukcji, sposób działania itp. Zachęca się do pozyskania tych informacji z dostępnej literatury, poradników producentów oraz stowarzyszeń branżowych. Na szczególną uwagę zasługują publikacje Polskiej Organizacji Rozwoju Technologii Pomp Ciepła (PORT PC).

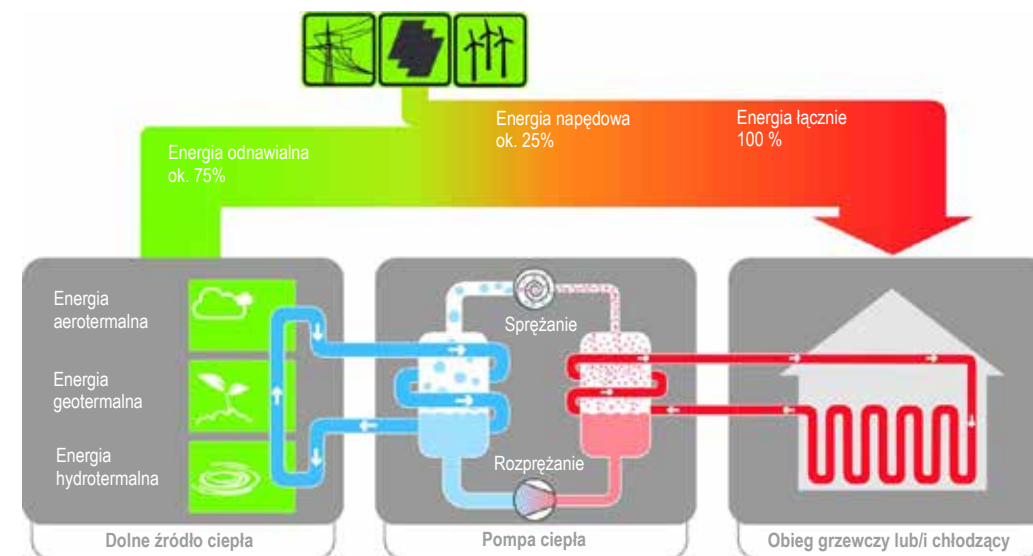
Należą do nich:

- Wytyczne projektowania, wykonania i odbioru instalacji z pompami ciepła
- Poradniki
- Materiały informacyjne

12.1. Opis technologii pomp ciepła

Pompy ciepła przetwarzają energię pochodzącą ze źródeł odnawialnych, takich jak powietrze, grunt czy woda, na ciepło użytkowe. Dodatkowo mogą wykorzystać ciepło odpadowe z procesów przemysłowych (tworząc potencjał do efektywniejszego wykorzystania energii) oraz gospodarstw domowych (np. powietrze wyrzutowe). Pompy ciepła wykorzystują odnawialne źródła energii i przyczyniają się do zwiększenia efektywności energetycznej.

System z pompą ciepła składa się z dolnego źródła ciepła, jednostki pompy ciepła oraz z górnego źródła ciepła, czyli systemu dystrybucji ciepła/chłodu w budynku (rys. 12.2).



Rys. 12.2. Zasada działania sprężarkowej pompy ciepła (źródło Bundesverband Wärmepumpe (BWP) e.V./PORT PC)

Czynnik roboczy przekazuje ciepło z dolnego źródła ciepła do górnego źródła ciepła. Dodatkowa energia potrzebna jest do zasilania sprężarki i pomp. Istnieje możliwość odwrócenia kierunku obiegu pompy ciepła, aby wykorzystać to samo urządzenie zarówno do ogrzewania, jak i chłodzenia. Przy ogrzewaniu dolne źródło ciepła jest zlokalizowane poza budynkiem (ciepło z powietrza, wody, gruntu). W przypadku chłodzenia, cykl jest odwrócony: budynek sam w sobie jest źródłem ciepła, podczas gdy powietrze, woda lub grunt przejmują ciepło.

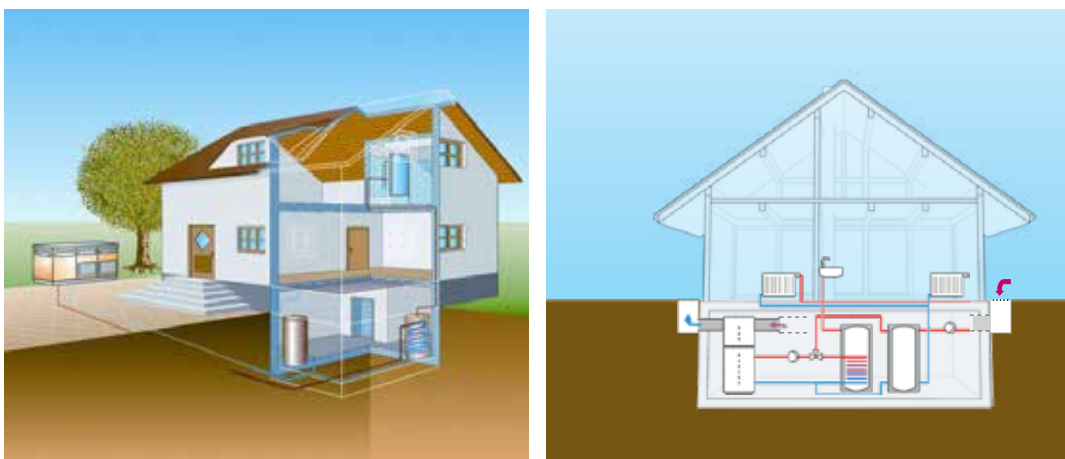
12.1.1. Sprężarkowe pompy ciepła z napędem elektrycznym

12.1.1.1. Powietrzne pompy ciepła

Powietrzne pompy ciepła wykorzystują energię zawartą w powietrzu otoczenia lub powietrzu wyrzutowym do ogrzewania pomieszczeń lub podgrzewania ciepłej wody użytkowej.

Mogą być zainstalowane jako kompaktowe jednostki wewnątrz lub na zewnątrz domu. Systemy typu split składają się z jednej jednostki wewnątrz i jednej na zewnątrz budynku.

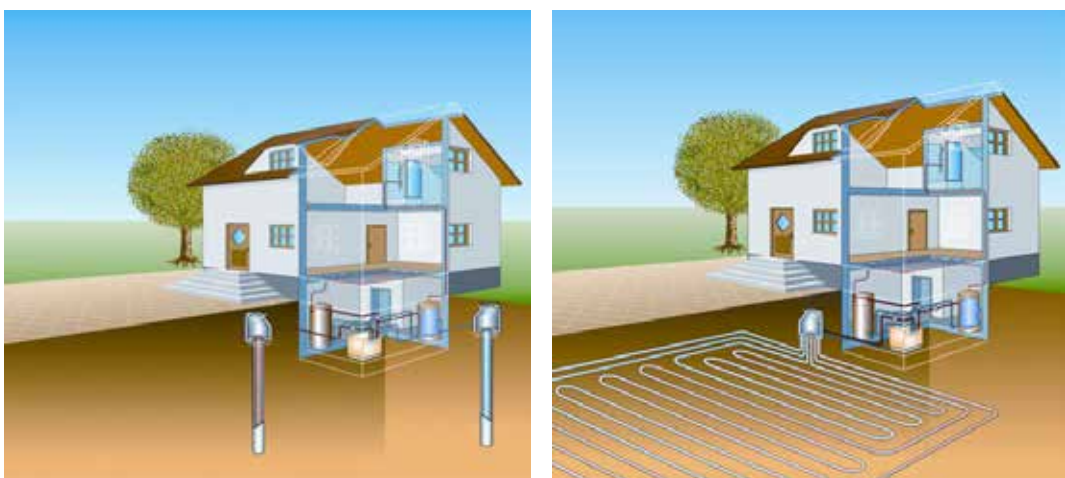
Ciepło jest najczęściej rozprowadzane w domu przez wodny system centralnego ogrzewania bądź system powietrzny, wykorzystujący klimakonwektory lub instalacje wentylacyjne. Technologia ta jest już na tyle rozwinięta, że umożliwia efektywne wykorzystanie systemów z powietrznymi pompami ciepła prawie we wszystkich strefach klimatycznych.



Rys. 12.3. Przykład instalacji z pompą ciepła korzystającą z energii aerotermalnej (źródło EHPA, na podstawie rysunku Viessmann)

12.1.1.2. Pompy ciepła korzystające z energii geotermalnej

Gruntowe pompy ciepła wykorzystują energię skumulowaną w gruncie do ogrzewania, chłodzenia i podgrzewania ciepłej wody użytkowej.

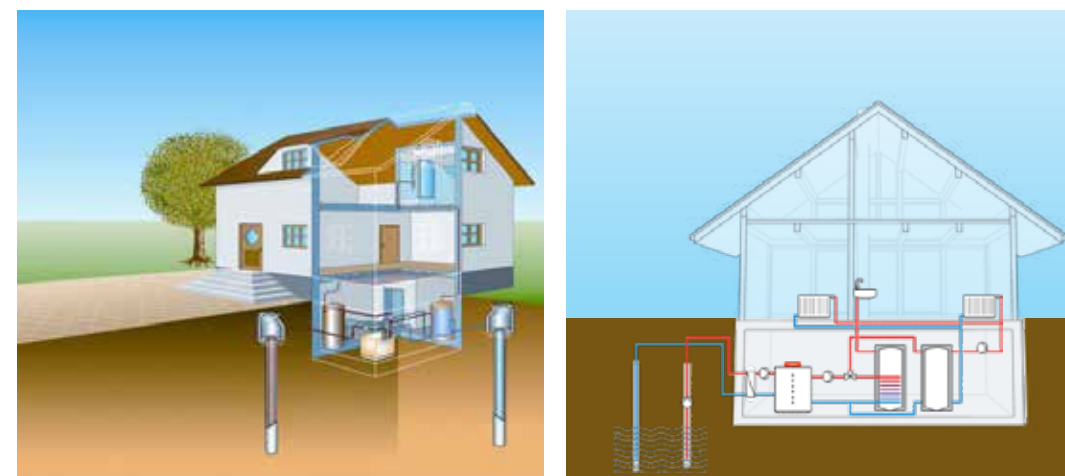


Rys. 12.4. Przykład instalacji z pompą ciepła korzystającą z energii geotermalnej (pionowe gruntowe wymienniki ciepła – źródło EHPA; poziome gruntowe wymienniki ciepła – źródło EHPA)

Ciepło jest pobierane z gruntu za pomocą pionowych i poziomych gruntowych wymienników ciepła. Ciepło jest zwykle rozprowadzane przez system hydrauliczny lub powietrzny. Gruntowe pompy ciepła mogą pracować bardzo efektywnie dzięki stabilnym i stosunkowo wysokim temperaturom gruntu.

12.1.1.3. Pompy ciepła korzystające z energii hydrotermalnej

Pompy ciepła wykorzystują energię skumulowaną w wodach podziemnych, powierzchniowych lub morskich. Tam, gdzie wody podziemne są łatwo dostępne, wykonuje się dwa odwierty. Pierwszy z nich stanowi studnię czerpalną, drugi spełnia funkcję studni zrzutowej, do której oddawana jest woda. Pompa ciepła pobiera ciepło z wody i wykorzystuje je do ogrzewania, chłodzenia oraz podgrzewania ciepłej wody użytkowej.

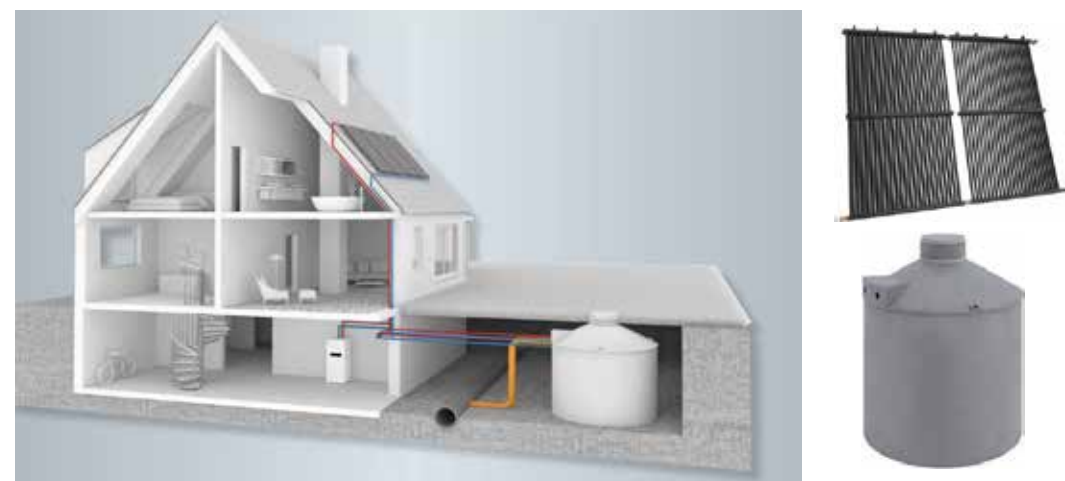


Rys. 12.5. Przykład instalacji z pompą ciepła korzystającą z energii hydrotermalnej (źródło EHPA, Viessmann)

Ciepło jest najczęściej rozprowadzane w domu przez wodny system centralnego ogrzewania bądź system powietrzny, wykorzystujący klimakonwektory lub instalacje wentylacyjne. Zaletą wodnych pomp ciepła jest szczególnie wysoka efektywność wynikająca z wysokich temperatur wody jako nośnika ciepła. Ciepła hydrotermalna dostarczają także zbiorniki wodne, ciekłe wodne (rzeki) lub też ujęcia i rurociągi z wodą wodociągową.

12.1.1.4. Pompy ciepła korzystające jednocześnie z energii aerotermalnej, geotermalnej i słonecznej

Innowacyjnym rozwiązaniem wprowadzonym na rynek w ostatnich kilku latach jest system polegający na połączeniu kilku dolnych źródeł ciepła. Jeden z możliwych przykładów zilustrowano poniżej (rys. 12.6), w którym podstawowym magazynem ciepła lub chłodu jest zbiornik wodno-łodowy umiejscowiony w gruncie. System ten dostarcza do pompy ciepła ciepło dolne pochodzące z gruntu, powietrza, promieniowania słonecznego oraz fazy krzepnięcia wody.

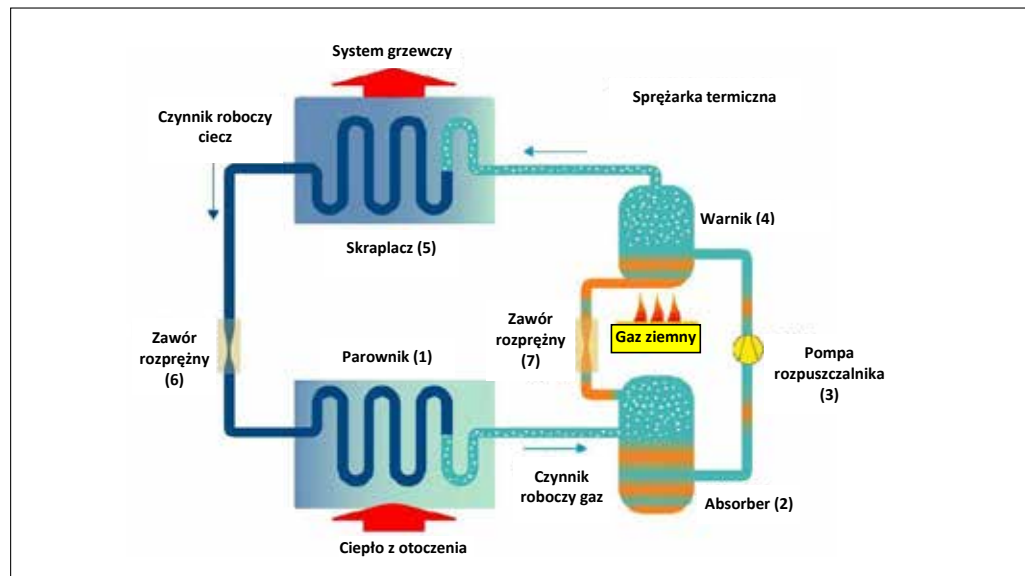


Rys. 12.6. Przykład instalacji z pompą ciepła korzystającą z energii ze zbiornika wodno-łodowego oraz widok absorberów powietrzno-słonecznych do jego cieplnej regeneracji - (źródło Viessmann)

Układ ten działa w oparciu o jeden lub kilka zbiorników wypełnionych wodą. Każdy z nich wyposażony jest w dwa wymienniki: jeden do poboru ciepła z wody, drugi połączony z absorberem powietrzno-słonecznym do regeneracji dolnego źródła. W czasie pracy pompa ciepła, pobierając energię ze zbiornika, obniża temperaturę wody aż do momentu jej krzepnięcia. W trakcie tego procesu korzysta się z tzw. ciepła krzepnięcia, zatem często używana nazwa tej technologii to „ogrzewanie lodem”. W tym rozwiązaniu pompa ciepła może czerpać ciepło także bezpośrednio z absorberów powietrzno-słonecznych.

12.1.2. Termiczne pompy ciepła

Wśród tych konstrukcji wyróżnia się absorpcyjne i adsorpcyjne pompy ciepła. Przykładowo absorpcyjne pompy ciepła pracują w oparciu o spalanie gazu ziemnego lub płynnego. Wykorzystują one te same procesy fizyczne co sprężarkowe pompy ciepła, przy czym zamiast sprężarki mechanicznej stosuje się w nich sprężarkę termiczną. Schemat absorpcyjnej pompy ciepła składa się z dwóch obiegów: obiegu właściwego złożonego ze skraplacza, zaworu rozprężnego i parownika oraz obiegu tzw. sprężarki termicznej, w skład którego wchodzi absorber, wariak, pompa rozpuszczalnika i zawór rozprężny.



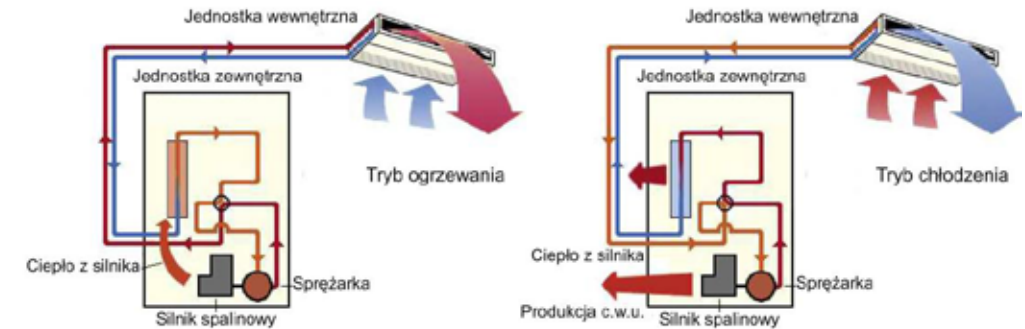
Rys. 12.7. Schemat ideowy działania absorpcyjnej pompy ciepła (źródło EHPA).

W parowniku i skraplaczu realizowane są takie same przemiany jak w sprężarkowej pompie ciepła. A zatem czynnik roboczy przy niskim poziomie temperatury i ciśnienia paruje w parowniku (1) pod wpływem ciepła dostarczonego z otoczenia. Pary czynnika roboczego przepływają do absorbera (2), gdzie ulegają rozpuszczeniu (absorpcji) przez rozpuszczalnik (np. wodę), oddając przy tym ciepło rozpuszczania do systemu grzewczego. Następnie roztwór transportowany jest za pomocą pompy rozpuszczalnika (3) do wariaka (4), gdzie pod wpływem ciepła dostarczonego np. przez palnik gazowy dochodzi do odparowania czynnika roboczego z roztworu. Otrzymane w ten sposób pary czynnika roboczego mają teraz wysoką temperaturę oraz ciśnienie i transportowane są do skraplacza (5), natomiast rozpuszczalnik ulega rozprężeniu w zaworze rozprężnym (7) i obieg sprężania termicznego się zamyka. W skraplaczu pary czynnika ulegają skropleniu, oddając ciepło kondensacji do systemu grzewczego. Kolejnym etapem, podobnie jak w pompach sprężarkowych, jest rozprężenie czynnika roboczego w zaworze rozprężnym (6) i przywrócenie mu w ten sposób pierwotnego poziomu temperatury i ciśnienia. Urządzenia absorpcyjne mogą jednocześnie chłodzić i grzać lub pracować tylko w celach grzewczych lub chłodniczych.

Agregaty absorpcyjne dużej mocy stosowane są powszechnie jako maszyny chłodnicze. Aczkolwiek powoli pojawiają się na rynku urządzenia absorpcyjne jako źródła ciepła grzewczego średnich i dużych mocy.

12.1.3. Sprężarkowe pompy napędzane silnikiem spalinowym

Technologia tych pomp ciepła polega na wykorzystaniu silnika spalinowego zasilanego gazem do napędu zespołu sprężarek pracujących w wysoko wydajnym układzie pompy ciepła ze zmiennym przepływem czynnika chłodniczego VRF. Ciepło powstające podczas pracy silnika wykorzystywane jest w tym układzie jako źródło ciepła zasilającego obieg pompy ciepła w trybie ogrzewania. Pozwala także na wyeliminowanie strat związanych z procesem odszraniania parownika, które występują w tradycyjnych układach elektrycznych pomp ciepła. W trybie chłodzenia ciepło to w całości może być wykorzystywane do darmowego podgrzewania ciepłej wody użytkowej.



Rys. 12.8. Schemat ideowy działania sprężarkowej gazowej pompy ciepła (źródło GHP Poland)

W trybie ogrzewania ciekły czynnik chłodniczy podgrzewany jest w wymienniku zewnętrznym z wykorzystaniem ciepła otoczenia oraz ciepła pochodzącego z układu chłodzenia silnika. W ten sposób następuje jego odparowanie. Następnie czynnik podlega sprężeniu i trafia do jednostki wewnętrznej, gdzie następuje jego skroplenie i przekazanie w ten sposób ciepła do pomieszczenia.

W trybie chłodzenia ciekły czynnik chłodniczy podlega odparowaniu w jednostce wewnętrznej, przez co następuje odebranie ciepła z klimatyzowanego pomieszczenia. Następnie czynnik podlega sprężeniu i kierowany jest do wymiennika zewnętrznego, gdzie następuje jego skroplenie i oddanie w ten sposób ciepła na zewnątrz budynku.

Sprężarkowe pompy ciepła napędzane silnikiem gazowym są zaawansowanym technologicznie, nowoczesnym, oszczędnym i komfortowym rozwiązaniem, które pozwala na maksymalizację wydajności i redukcję zużycia energii. Instalacje umożliwiają efektywne wykorzystanie energii zawartej w gazie ziemnym lub LPG i przekształcenie jej w obrębie jednej instalacji na chłód, ciepło i ciepłą wodę użytkową, a tym samym uzyskanie znacznych oszczędności zarówno na etapie projektowania i wykonania instalacji, jak i w okresie jej eksploatacji. Należy zwrócić uwagę, że na rynku rozpowszechnia się nazwa tej technologii jako GHP – (Gas Heat Pumps), którą z powodzeniem można przypisać także gazowym, termicznym pompom ciepła.

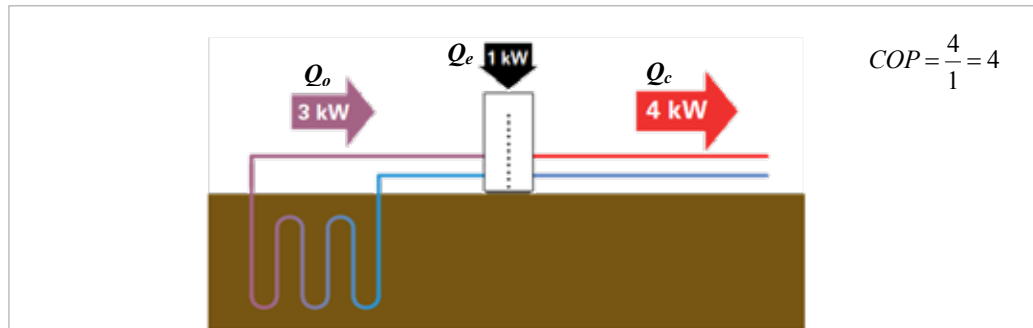
12.2. Ocena jakości pomp ciepła

Podstawowym parametrem opisującym jakość pompy ciepła jest jej współczynnik efektywności (COP) określony w konkretnych warunkach pracy. Jego wartość określana jest według zależności [12.1].

$$COP = \frac{Q_c}{Q_e} \quad [12.1.]$$

gdzie:

Q_c – znamionowa moc grzewcza pompy ciepła w ustalonych warunkach pracy [kW]
 Q_e – znamionowa moc elektryczna pompy ciepła w ustalonych warunkach pracy [kW]
 Q_o – znamionowa moc chłodnicza pompy ciepła w ustalonych warunkach pracy [kW]



Rys. 12.9. Ilustracja pomocnicza do wyznaczenia współczynnika efektywności COP (źródło Viessmann)

Zaleca się, aby w realizowanych inwestycjach uwzględniać tylko te pompy ciepła, które w zakresie COP spełniają kryteria wymienione poniżej (tab. 12.1). Podane wartości pokrywają się z wymaganiami programu „PROSUMENT” NFOŚiGW 2014.

Tabela 12.1.

Rodzaj pompy ciepła	COP	Punkt pracy	Uwagi
Powietrze/woda	≥ 3,1	A2W35	Temp. powietrza 2°C, temp. zasilania instalacji 35°C
Solanka ¹⁾ /woda	≥ 4,3	B0W35	Temp. gruntu 0°C, temp. zasilania instalacji 35°C
Woda/woda	≥ 5,1	W10W35	Temp. wody 10°C, temp. zasilania instalacji 35°C
Bezpośrednie odparowanie	≥ 4,3	E4W35	Temp. gruntu 4°C, temp. zasilania instalacji 35°C

¹⁾Dotyczy pomp ciepła grunt / woda – nazwa solanka/woda ma pochodzenie historyczne

W przypadku pomp ciepła powietrze/woda przeznaczonych tylko do podgrzewania ciepłej wody użytkowej (c.w.u.) minimalne wymagania zawarto poniżej (tab. 12.2). Podana wartość pokrywa się z wymaganiami programu „PROSUMENT” NFOŚiGW 2014.

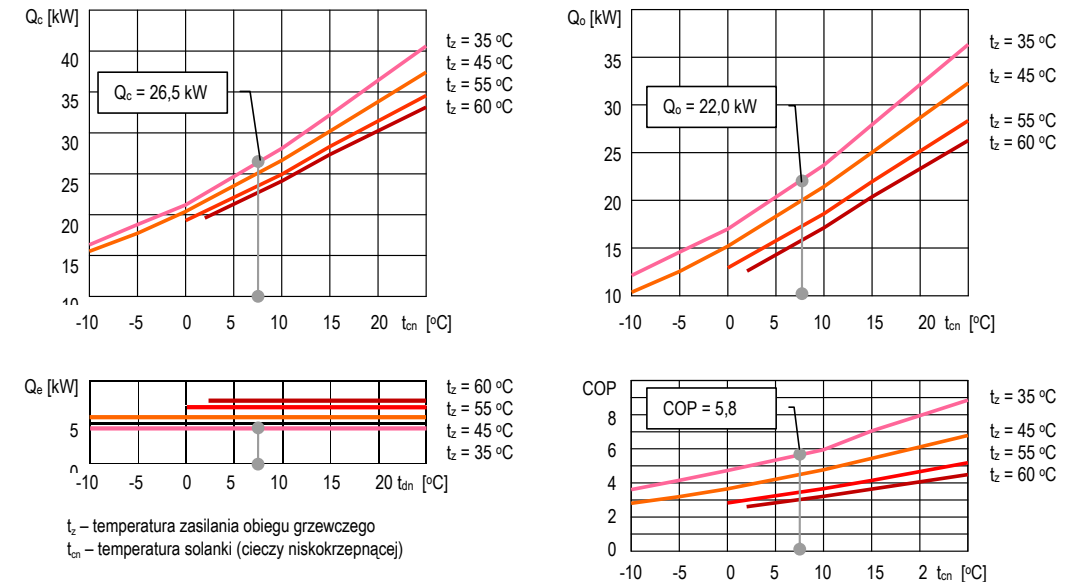
Tabela 12.2.

Rodzaj pompy ciepła	COP	Punkt pracy	Uwagi
Powietrze/woda	≥ 2,9	A15W10-55	Temp. powietrza 15°C, temp. c.w.u. od 10 do 55°C

Pompa ciepła powinna posiadać certyfikat wydany przez właściwe laboratorium badawcze, potwierdzający wartość współczynnika COP, zmierzonego (zależnie od konstrukcji pompy ciepła) zgodnie z jedną z norm:

- PN-EN 14511 „Klimatyzatory, ziębiarki cieczy i pompy ciepła ze sprężarkami o napędzie elektrycznym, do grzania i ziębienia” lub
- PN-EN 12309 „Urządzenia klimatyzacyjne absorpcyjne i adsorpcyjne i/lub wyposażone w pompy ciepła, zasilane gazem, o obciążeniu cieplnym nieprzekraczającym 70 kW” lub
- PN-EN 16147 „Pompy ciepła ze sprężarkami o napędzie elektrycznym - Badanie i wymagania dotyczące oznakowania zespołów do ogrzewania pomieszczeń i ciepłej wody użytkowej” lub
- PN-EN 15879-1 „Badanie i charakterystyki pomp ciepła ze sprężarkami o napędzie elektrycznym, z gruntem jako dolnym źródłem ciepła, do ogrzewania i/lub chłodzenia pomieszczeń - Część 1: Pompy ciepła grunt-woda”

Data wystawienia certyfikatu nie może być wcześniejsza niż 5 lat licząc od daty złożenia wniosku o dofinansowanie. W trakcie wyboru pompy ciepła należy zapoznać się z danymi technicznymi, które zawierać powinny pełne dane tabelaryczne lub/i wykresy, których przykłady przedstawiono poniżej.



Rys. 12.10. Przykładowa ilustracja przebiegu Q_c , Q_o , Q_e oraz COP w zależności od temperatury cieczi niskokrzepnącej t_{zn} (tzw. solanki). Na wykresie zaznaczono punkty pracy przy $t_{zn} = 7,5^\circ\text{C}$ oraz $t_z = 35^\circ\text{C}$ (źródło Viessmann)

Solanka to nazwa przyjęta w przeszłości do określenia czynnika roboczego pompy ciepła w przypadku, gdy współpracuje ona z gruntowym wymiennikiem ciepła lub wymiennikiem pośrednim gdy dolnym źródłem jest np. woda. W praktyce najczęściej jest to roztwór wodny glikolu propylenowego.

Zwraca się uwagę, że zarówno moc grzewcza, Q_c , moc chłodnicza Q_o , jak i współczynnik efektywności COP zależą silnie od temperatury zasilania obiegu grzewczego oraz temperatury solanki (dolnego źródła ciepła). W związku z tym nasuwa się wniosek, że takie parametry, jak:

- projektowa temperatura systemu grzewczego,
- temperatura ciepłej wody użytkowej,
- temperatura solanki

decydować będą o efektywności i kosztach eksploatacji systemu współpracującego z pompą ciepła. Zatem niezbędna jest znajomość nie tylko pełnej charakterystyki pompy ciepła, ale także charakterystyki budynku. Konieczny jest zatem parametr, który będzie charakteryzował jakość pracy pompy ciepła w konkretnym systemie grzewczym i jednoznacznie decydował o kosztach eksploatacji. Tym parametrem jest sezonowy (roczny) współczynnik efektywności SPF (SCOP).

12.3. Ocena jakości systemu grzewczego współpracującego z pompą ciepła

Podstawowym parametrem opisującym jakość pracy systemu grzewczego współpracującego z pompą ciepła jest sezonowy (roczny) współczynnik efektywności SPF (SCOP), którego ogólną definicję można zapisać w postaci zależności [12.2.]

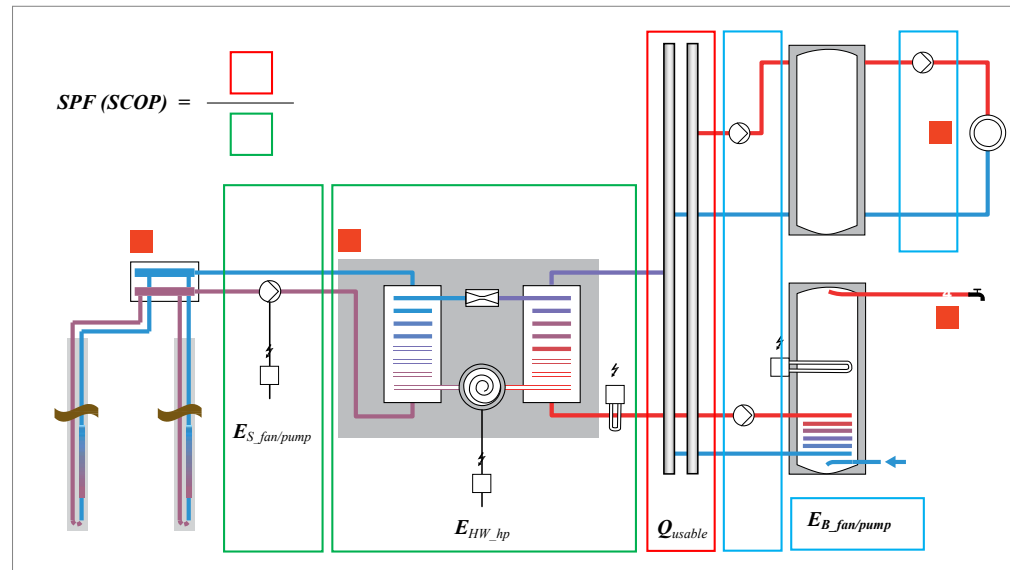
$$SPF(SCOP) = \frac{\sum Q_{PC}}{\sum E_{EL}} \quad [12.2.]$$

gdzie:

$\sum Q_{PC}$ – suma ilości ciepła pozyskanego z pompy ciepła na cele grzewcze i przygotowania c.w.u. w ciągu roku

$\sum E_{EL}$ – suma ilości energii elektrycznej, jaka została zużyta przez pompę ciepła w ciągu roku

W celu zobrazowania sposobu wyznaczenia wartości SFP podłużono się poniższym rysunkiem (rys. 12.3), gdzie zilustrowano jedną z możliwych granic bilansowania.



Rys. 12.11. Ilustracja pomocnicza do wyznaczenia rocznego współczynnika efektywności SPF (SCOP) (źródło SEPAMO build, [14, 23])

1) Pompa ciepła, 2) Dolne źródło ciepła, 3) Obieg centralnego ogrzewania, 4) Obieg ciepłej wody użytkowej

Na podstawie Decyzji Komisji z dnia 1.03.2013 r. rzeczywistą wartość rocznego współczynnika efektywności SPF określa się według zależności [12.3].

$$SPF(SCOP) = \frac{Q_{usable}}{E_{S_fan/pump} + E_{HW_hp}} \quad [12.3.]$$

Ilość energii odnawialnej (zgodnie z zał. nr VII do Dyrektywy 2009/28/WE), jaka jest pozyskiwana dzięki pracy pompy ciepła w ciągu roku, określana jest z zależności poniżej [12.4].

$$E_{RES} = Q_{usable} - (E_{S_fan/pump} + E_{HW_hp}) = Q_{usable} \cdot \left(1 - \frac{1}{SPF}\right) \quad [12.4.]$$

gdzie:

- E_{RES} – odnawialna energia aerotermalna, geotermalna lub hydrotermalna (dolne źródło ciepła) przechwycona przez pompę ciepła,
- $E_{S_fan/pump}$ – energia wykorzystywana do napędzania wentylatora (np. pompa ciepła powietrze-woda) lub pompy w obiegu cieczy niskokrzepnącej (np. w gruntowym wymienniku ciepła pompy ciepła solanka-woda),
- E_{HW_hp} – energia wykorzystywana do napędzania pompy ciepła,
- $E_{B_fan/pump}$ – energia wykorzystywana do napędzania wentylatora lub pomp obiegowych transportujących ciepło użytkowe,
- Q_{usable} – łączne ciepło użytkowe dostarczone przez pompę ciepła.

Poniżej zawarto kilka słów dodatkowego komentarza w celu wyjaśnienia pojęć SPF/SCOP.

■ **Etap szacowania** (na podstawie obliczeń z użyciem np. programów symulacyjnych)

Zanim powstanie instalacja, należy wykonać obliczenia sezonowego (rocznego) współczynnika efektywności, np.:

- **SCOP** na podstawie normy PN-EN 14825:2014-02 „Klimatyzatory, ziębiarki cieczy i pompy ciepła ze sprężarkami o napędzie elektrycznym, do grzania i ziębienia – Badanie i ocena w warunkach niepełnego obciążenia oraz obliczanie wydajności sezonowej”
- **SPER*** na podstawie normy VDI 4650 cz 2 „PN-EN 12309-2 „Urządzenia klimatyzacyjne adsorpcyjne i/lub wyposażone w pompy ciepła, zasilane gazem, o obciążeniu cieplnym nieprzekraczającym 70 kW - Część 2: Racjonalne zużycie energii” (w przypadku pomp zasilanych gazem)

W praktyce można też wykorzystać metody uproszczone:

- **SCOP** na podstawie wytycznych VDI 4650 cz. 1 „Skrócona metoda obliczania rocznego współczynnika efektywności pomp ciepła. Pompy ciepła z napędem elektrycznym do centralnego ogrzewania pomieszczeń i podgrzewania c.w.u.” Wydanie PORT PC 2014
- **SPER*** na podstawie wytycznych VDI 4650 cz. 2 „Uproszczona metoda obliczania rocznego współczynnika efektywności grzewczej i rocznego współczynnika wykorzystania instalacji z sorpcyjną pompą ciepła”. Wydanie PORT PC 2014

*) SPER – odpowiednik SCOP w odniesieniu do sprężarkowych pomp ciepła

W praktyce do oszacowania ww. parametrów zaleca się wykorzystanie stosownych programów do obliczeń symulacyjnych.

■ **Etap monitoringu i weryfikacji** (w instalacji pracującej)

Po wykonaniu instalacji i zamontowaniu urządzeń pomiarowych istnieje możliwość weryfikacji sezonowego współczynnika efektywności; w takiej sytuacji stosuje się oznaczenie SPF:

- **SPF** wynik pomiaru uwzględniającego rzeczywiste warunki pracy przez określony czas (najczęściej 1 rok).

Zatem aby uniknąć nieporozumień, należy wyraźnie precyzować sformułowania dotyczące sezonowego współczynnika efektywności poprzez stosowanie określenia SCOP do szacowań/obliczeń na bazie metod obliczeniowych oraz SPF do obliczeń na bazie rzeczywistych pomiarów.

W realizowanych inwestycjach zaleca się wspierać systemy współpracujące ze sprężarkowymi pompami ciepła z napędem elektrycznym, które w zakresie wartości SCOP spełniają kryteria wymienione poniżej (tab. 12.3).

Tabela 12.3.

Rodzaj pompy ciepła	Graniczne wartości ²⁾ SCOP	Docelowe wartości SCOP	Uwagi
Powietrze/woda	≥ 3,3	≥ 3,5	Obliczenia symulacyjne lub wg VDI 4650/PORTPC
Solanka ¹⁾ /woda	≥ 3,8	≥ 4,3	
Woda/woda	≥ 3,8	≥ 4,5	
Bezpośrednie odparowanie	≥ 3,8	≥ 4,2	

¹⁾ Dotyczy pomp ciepła grunt /woda – nazwa solanka/woda ma pochodzenie historyczne

²⁾ Podane wartości pokrywają się z wymaganiami programu „PROSUMENT” NFOŚiGW 2014

W przypadku pomp ciepła zasilanych ciepłem, np. gazowych, kryteria wymieniono w tabeli 12.4.

Tabela 12.4.

Rodzaj pompy ciepła	Graniczne wartości ²⁾ SPF/SCOP	Docelowe wartości SPF/SCOP	Uwagi
Sorpcyjne	≥ 1,25	≥ 1,35	jw. (tabela 12.3)

Osiągnięcie wymaganej wartości SCOP powinno być potwierdzone wynikami uzyskanymi z uznanych programów komputerowych do obliczeń symulacyjnych. Do celów szacunkowych sezonowy wskaźnik efektywności energetycznej SCOP może być liczony metodą uproszczoną zgodnie z międzynarodowym standardem VDI4650, zmodyfikowanym dla polskich warunków klimatycznych przez PORT PC.

Obowiązkowym elementem instalacji jest licznik energii elektrycznej pobieranej przez wszystkie urządzenia instalacji lub licznik gazu służącego do zasilania pompy. Głównie dlatego aby pompie ciepła nie „przypisywać” zużycia energii przez inne urządzenia parujące w tym samym obiegu. Jednakże w instalacjach monitorowanych, w celu pełnego określenia wartości SPF/SPER, należy zamontować dodatkowo licznik do pomiaru ciepła wytworzonego przez pompę ciepła.

Wartości SCOP (SPF) SPER przekładają się wprost na ilość pozyskanej energii z OZE i tym samym na koszty eksploatacji. Zatem im są one wyższe, tym niższe uzyskuje się koszty eksploatacji.

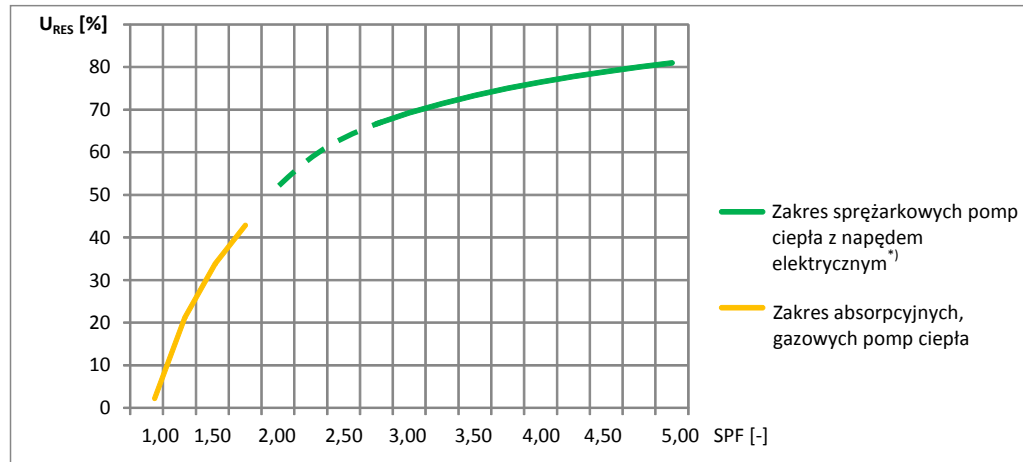
Udział energii OZE, (U_{RES}), jaka została pozyskana w rocznym bilansie budynku, można wyznaczyć na podstawie zależności 12.4, która po przekształceniu przybiera postać 12.5.

$$U_{RES} = 100 \cdot \frac{Q_{usable}}{Q_{usable} + Q_{add}} \cdot \left(1 - \frac{1}{SPF}\right) [\%] \quad [12.5.]$$

gdzie:

Q_{add} – łączne ciepło dodatkowe (uzupełniające) dostarczone do obiegów w układach biwalentnych np. przez kocioł, grzałkę elektryczną itd., z którymi współpracuje pompa ciepła

W celu zilustrowania zakresu wartości U_{RES} , jaki jest realnie do osiągnięcia bez dodatkowego źródła ciepła ($Q_{add} = 0$) oraz po uwzględnieniu wymagań (tab. 12.3 i 12.4), wykonano stosowne obliczenia, których wyniki zilustrowano poniżej (rys. 12.12).



Rys. 12.12. Udział energii OZE (U_{RES}), jaki jest możliwy do osiągnięcia w bilansie budynku, w przypadku zastosowania samych pomp ciepła (zgodnie z zał. nr VII Dyrektywy 2009/28/WE)

Jak wynika z przebiegu wartości U_{RES} , technologia pompa ciepła zapewni bardzo duży udział energii odnawialnej (ciepła) w rocznym bilansie budynku i tym samym pozwala na osiągnięcie niskich kosztów eksploatacyjnych.

12.4. Wpływ wybranych parametrów na wartość sezonowego współczynnika efektywności energetycznej

W celu przedstawienia wpływu różnych istotnych parametrów systemu współpracującego z pompą ciepła posłużono się przykładem domu jednorodzinne, o danych wyjściowych zawartych w tabeli 12.5. Następnie za pomocą programu WP-OPT wykonano obliczenia symulacyjne, w wyniku których pozyskano interesujące użytkownika dane, takie jak koszty eksploatacyjne (K_e) i wartość sezonowego współczynnika efektywności energetycznej (SCOP).

Tabela 12.4. (Wariant wyjściowy „A”)

Parametry budynku i instalacji	Ozn.	Jedn.	Wartość	Uwagi
Lokalizacja		–	–	Warszawa
Powierzchnia ogrzewana	A_c	m^2	260	
Jednostkowe obciążenie cieplne	q_c	W/m^2	70	

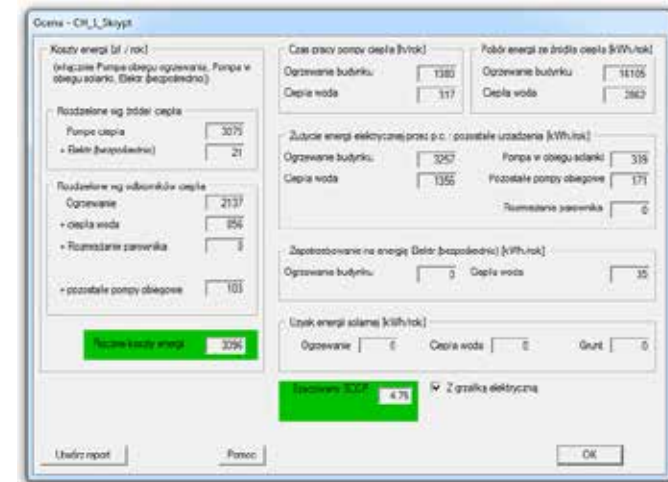
Tabela 12.4 cd. (Wariant wyjściowy „A”)

Parametry budynku i instalacji	Ozn.	Jedn.	Wartość	Uwagi
Udział ogrzewania podłogowego	U_p	%	0	
Projektowa temperatura zasilania/powrotu obiegu c.o. (ogrzewanie podłogowe)	t_{zp}/t_{pp}	$^{\circ}C$	35/30	
Udział ogrzewania grzejnikowego	U_g	%	100	
Projektowa temperatura zasilania obiegu/powrotu c.o. (grzejniki)	t_{zg}/t_{pg}	$^{\circ}C$	70/50	
Żądana temperatura powietrza w pomieszczeniu	t_{pom}	$^{\circ}C$	23	
Dzienne zapotrzebowanie na c.w.u.	V_{cwu}	litry/dzień	200	
Żądana temperatura c.w.u.	t_{cwu}	$^{\circ}C$	55	
Pojemność podgrzewacza/zasobnika c.w.u.	V_b	litry	300	
Długość przewodów cyrkulacyjnych.	L_c	m	40	
Liniowy współczynnik strat ciepła rury cyrkulacyjnej	U_R	$W/(m \cdot K)$	0,3	Dn 16x2
Powiększenie strat z uwagi na kolanka	k	%	20	
Czas pracy cyrkulacji	T_h	h/doba	24	
Bufory wody grzewczej do c.o.	V_{co}	litry	500	
Dolne źródło ciepła				
Długość pionowego GWC (gruntowego wymiennika ciepła)	l_w	m	dobór	
Jednostkowa wydajność cieplna pionowego GWC	q_v	W/m	40	
Ilość pionowych GWC	N_b	sztuk	dobór	
Średnica zewnętrzna/wewnętrzna rury GWC	d_e/d_w	mm	32/26,2	
Odległość pomiędzy osiami otworów pionowych GWC	a_p	m	dobór	
Rodzaj i stężenie objętościowe cieczy niskokrzepnącej (solanki)	v_d	%	30	Wodny roztwór glikolu propylen.
Moc elektryczna napędu pomp				
Pompa cieczy niskokrzepnącej dolnego źródła	Q_{pdzc}	W	200	
Pompa cyrkulacyjna	Q_{pcyr}	W	40	
Pompa ładująca c.w.u.	Q_{pcwu}	W	50	
Pompy obiegowe (łącznie)	Q_{pob}	W	200	
Pompa ładowania bufora	Q_{pb1}	W	80	
Pompa rozładowania bufora	Q_{pb2}	W	0	
Jednostkowe koszty ciepła z różnych źródeł energii i paliw przeliczone w odniesieniu do ciepła spalania				
Węgiel kamienny	C_{fcs}	gr/kWh	11	
Gaz ziemny wysokometanowy		gr/kWh	22	
Olej opalowy		gr/kWh	38	
Pelet		gr/kWh	15	
Energia elektryczna	C_{fE}	gr/kWh	60	
MPEC	C_{fC}	gr/kWh	22	

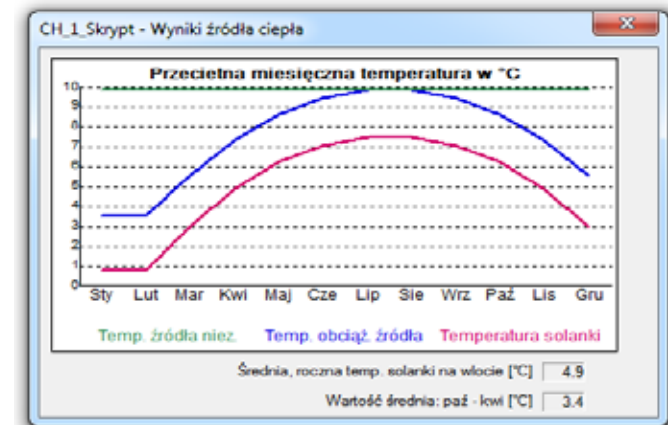
Tabela 12.5. (Informacje dodatkowe „A”)

Źródła ciepła i rodzaj współpracy		Jedn.	Wartość	Uwagi
Pierwsze źródło ciepła				
Gruntowa pompa ciepła (GPC), moc znamionowa	Q_c	kW	18,70	(B0/W35)
Współczynnik efektywności (COP)	COP	-	4,51	(B0/W35)
Maksymalna temperatura na zasilaniu jaką można pozyskać z pompy ciepła	t_{zmax}	$^{\circ}C$	72	
Drugie źródło ciepła				
Kocioł na olej opalowy	Q_k	kW	20	
Sprawność kotła	η_k	%	85	

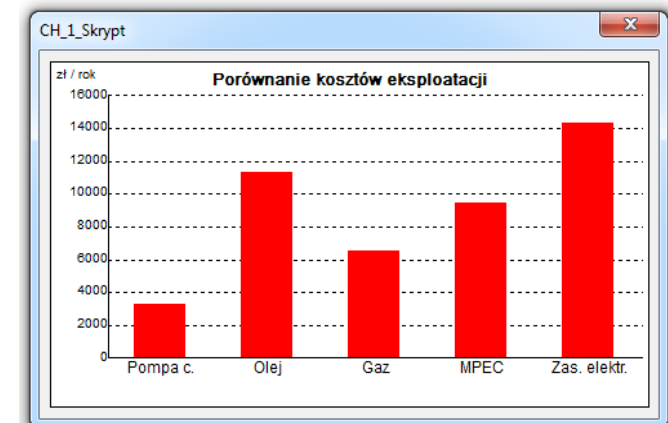
Należy zwrócić uwagę, jakie dane obiektu i instalacji są niezbędne, aby można było wykonać wiarygodne obliczenia w programie symulacyjnym. Im więcej poprawnych danych będzie do dyspozycji, tym bardziej precyzyjne będą wyniki obliczeń. W niniejszej analizie wykorzystano program do obliczeń symulacyjnych serii WP-OPT (rys. 12.13).



Bieżący podgląd spodziewanych rezultatów pracy instalacji z pompą ciepła



Bieżąca kontrola parametrów dolnego źródła ciepła



Bieżąca kontrola spodziewanych kosztów rocznych instalacji w porównaniu z wybranymi alternatywnymi rozwiązaniami wytwarzania lub dostawy ciepła

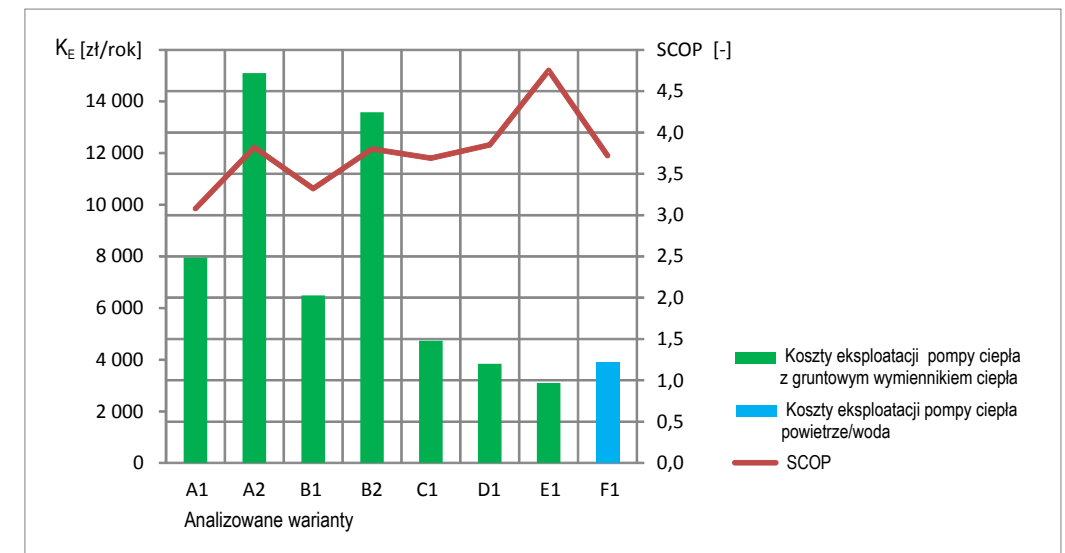
Rys. 12.13. Przykładowe bieżące okna kontrolne programu WP-OPT (wariant E1 - tabela 12.6)

Poniżej zestawiono wyniki obliczeń (tab. 12.6, rys. 12.12). Szczegółowe komentarze do analizowanych wariantów wraz z opisem dokonywanych zmian zawarto w tabeli 12.7.

Tabela 12.6.

Wyniki obliczeń pozyskane z programu WP-OPT	Ozn.	Jedn.	ANALIZOWANE WARIANTY							
			A1	A2	B1	B2	C1	D1	E1	F1
Punkt biwalencyjny (wyłączenie pompy ciepła i załączenia kotła)	t_b	°C	-14	8	-14	8	-20	-20	-19	-18
Czas pracy pompy (pomp) ciepła na potrzeby c.o.	T_{sc0}	h/rok	1727	228	1412	107	1158	1140	1380	920
Czas pracy pompy (pomp) ciepła na potrzeby c.w.u.	T_{scwu}	h/rok	346	178	341	176	360	242	317	174
Czas pracy pompy ciepła łącznie	T_s	h/rok	2073	406	1753	283	1518	1382	1697	1094
Ilość ciepła dostarczonego przez GPC	Q_{usable}	kWh/rok	38470	8584	33406	6007	25423	23474	23580	23616
Ilość ciepła dostarczonego przez kocioł	Q_{add}	kWh/rok	343	30229	340	27739	0	0	0	0
Ilość ciepła dostarczonego przez grzałkę elektryczną	$E_{E, hp}$	kWh/rok	0	0	0	0	578	142	35	0
Udział ciepła z pompy ciepła w rocznym bilansie budynku	U_{pc}	%	99	22	99	18	98	99	100	100
Udział energii OZE w w rocznym bilansie budynku	U_{res}	%	67	16	69	13	71	74	79	73
Sezonowy wsp. ef. energetycznej	SCOP	-	3,08	3,82	3,32	3,80	3,69	3,85	4,76	3,72
Łączne koszty eksploatacji	K_E	zł/rok	7949	15090	6483	13578	4730	3838	3096	3890

Jak wynika z analizy dwóch parametrów, tj. kosztów eksploatacyjnych (K_E) oraz sezonowego współczynnika efektywności (SCOP), otrzymane rezultaty w ramach tego samego obiektu mogą różnić się drastycznie.



Rys. 12.12. Ilustracja zmian kosztów eksploatacyjnych (K_E) oraz sezonowego współczynnika efektywności (SCOP) w analizowanych wariantach

Bez odpowiednio zaawansowanych programów symulacyjnych, np. WP-OPT i równoważnych, przeprowadzenie takiej analizy w trakcie opracowania koncepcji, dokumentacji projektowej, przygotowania danych dla użytkownika itp. jest praktycznie niemożliwe. Nie jesteśmy w stanie przeprowadzić bez nich analizy parametrów budynku, instalacji, wariantów rozwiązań i ich wpływu np. na koszty eksploatacyjne i udział energii odnawialnej w rocznym bilansie budynku.

Do wstępnych szacunków możemy wykorzystać także metody uproszczone, opublikowane w VDI 4650, które zostały wydane przez PORT PC. Do dyspozycji pozostaje także kalkulator online zamieszczony na witrynie www.portpc.pl.

Tabela 12.7. Szczegółowy wykaz zmian w analizowanych wariantach

WARIANT	Opis kolejno postępujących zmian
A1	Jest to wariant A, w którym pompa ciepła z uwagi na jej możliwą temperaturę na zasilaniu do 72°C może pracować na potrzeby tego budynku aż do temperatury zewnętrznej -14°C. Po osiągnięciu tej temperatury załączy się kocioł olejowy, pompa ciepła zostanie wyłączona. Osiągnięto możliwie najmniejsze koszty oraz stosunkowo duży udział energii OZE w rocznym bilansie budynku przy SCOP = 3,08.
A2	Jest to wariant A, w którym zgodnie z wymaganiami (tabela 12.3) $SCOP_{min} = 3,8$. W przypadku konieczności spełnienia tego warunku pompa ciepła powinna pracować do temperatury zewnętrznej +8°C. Po osiągnięciu tej temperatury włączy się kocioł olejowy, a pompa ciepła zostanie wyłączona. W takiej sytuacji osiągnięto wprawdzie SCOP = 3,82, ale ze względu na krótki czas pracy pompy ciepła jej udział w rocznym bilansie budynku (w tym udział energii OZE) jest mały. Ten wariant charakteryzuje się największymi kosztami eksploatacyjnymi.
B1	Jest to wariant A1, w którym zmniejszono żadaną temperaturę pomieszczeń z +23°C na +20°C. Ten zabieg spowodował redukcję kosztów o 18%, współczynnik SCOP wzrósł z 3,08 do 3,32. Uważać należy, aby nie podwyższać nadmiernie żadanej temperatury w pomieszczeniach ogrzewanych.
B2	Jest to wariant B1, w którym zgodnie z wymaganiami (tabela 12.3) $SCOP_{min} = 3,8$. W tym przypadku pompa ciepła powinna pracować do temperatury zewnętrznej +8°C. Po osiągnięciu tej temperatury włączy się kocioł olejowy, a pompa ciepła zostanie wyłączona. Osiągnięto wprawdzie SCOP = 3,80, ale ze względu na krótki czas pracy pompy ciepła jej udział w rocznym bilansie budynku (w tym udział energii OZE) jest również mały. W tym wariantcie uzyskuje się stosunkowo duże koszty eksploatacyjne.
C1	Jest to wariant B2, w którym rozważono dodatkową modernizację budynku polegającą np. na dociepleniu lub/i wymianie stolarki okiennej i uzyskaniu tym samym obciążenia cieplnego na poziomie 50 W/m ² zamiast 70 W/m ² . Ponadto wprowadzono modernizację systemu centralnego ogrzewania, w którym projektowa temperatura zasilania c.o. będzie nie większa niż 50°C. Po dokonaniu zmian okazuje się, że można zastosować już tańszą pompę ciepła wysokiej jakości o innych parametrach, mianowicie: – moc znamionowa $Q_c = 17$ kW (B0/W35) – COP = 4,70 (B0/W35) – maksymalna temperatura na zasilaniu 60 °C W tym przypadku zbudny okazał się uzupełniający kocioł olejowy. Jak wykazują obliczenia symulacyjne, udział pompy ciepła w bilansie budynku wynosi aż 98%, w tym energia OZE 71%. Koszty eksploatacji spadły drastycznie do poziomu 4738 zł/rok, przy SCOP = 3,69.
D1	Jest to wariant C1, w którym ograniczono czas pracy pompy cyrkulacyjnej z 24 h na dobę do 6 h dobę oraz zmniejszono żadaną temperaturę c.w.u. z 55°C do 50°C. Dzięki temu zabiegowi uzyskano redukcję kosztów o dodatkowe 19% do poziomu 3838 zł/rok, współczynnik SCOP wzrósł z 3,69 do 3,85. Udział pompy ciepła w bilansie budynku wynosi aż 99%, w tym energia OZE 74%.
E1	Jest to wariant D1, w którym zamiast grzejników zabudowano ogrzewanie podłogowe o projektowanej temperaturze zasilania 35°C. Po dokonaniu tej zmiany okazuje się, że można zastosować jeszcze tańszą pompę ciepła wysokiej jakości o innych parametrach, mianowicie: – moc znamionowa $Q_c = 14$ kW (B0/W35) – COP = 4,71 (B0/W35) – maksymalna temperatura na zasilaniu 60 °C Jak wykazują obliczenia symulacyjne, udział pompy ciepła w bilansie budynku wynosi prawie 100%, w tym energia OZE 79%. Koszty eksploatacji spadły do poziomu 3096 zł/rok, przy SCOP = 4,75. Ewentualny niedobór ciepła można pokryć np. z pracy grzałki elektrycznej.
F1	Jest to wariant E1, w którym rozważono zamiast gruntowej pompy ciepła kaskadę pomp ciepła powietrze/woda wysokiej jakości o parametrach jak niżej: – moc znamionowa $Q_c = 2 \times 10,6$ kW (A2/W35) – COP = 3,66 (A2/W35) Jak wykazują obliczenia symulacyjne, udział pompy ciepła w bilansie budynku w tym wariantcie wynosi prawie 100%, w tym energia OZE 73%. Spodziewane koszty eksploatacji wynoszą ok. 3890 zł/rok, przy SCOP = 3,72. W tym wariantcie nie zostaną poniesione koszty związane z wykonaniem gruntowego wymiennika ciepła.

W tabeli powyżej opisano tylko zmiany wybranych, kluczowych parametrów i ich wpływ na otrzymane rezultaty. W zaawansowanych programach symulacyjnych można dokonać modelowania jeszcze wielu innych zmian danych i oceniać ich wpływ na efekt końcowy. Przykładowo należą do nich straty ciepła w podgrzewaczach c.w.u., zasobnikach wody grzewczej.

Celem powyższej analizy jest uświadomienie, jak ogromną wagę mogą mieć takie obliczenia dla przyszłego użytkownika systemu współpracującego z pompą ciepła. Takim narzędziami powinni posługiwać się przede wszystkim eksperci branżowi, audytorzy, weryfikatorzy energetyczni, projektanci, inspektorzy nadzoru, wykonawcy i osoby weryfikujące dokumentację w trakcie przyznawania np. dofinansowania.

Przykłady analiz porównawczych wartości SCOP oraz SPF na obiektach rzeczywistych opisano w rozdziale 18.

12.5. Wpływ strat ciepła w obiegu c.w.u. na efektywność pracy pomp ciepła

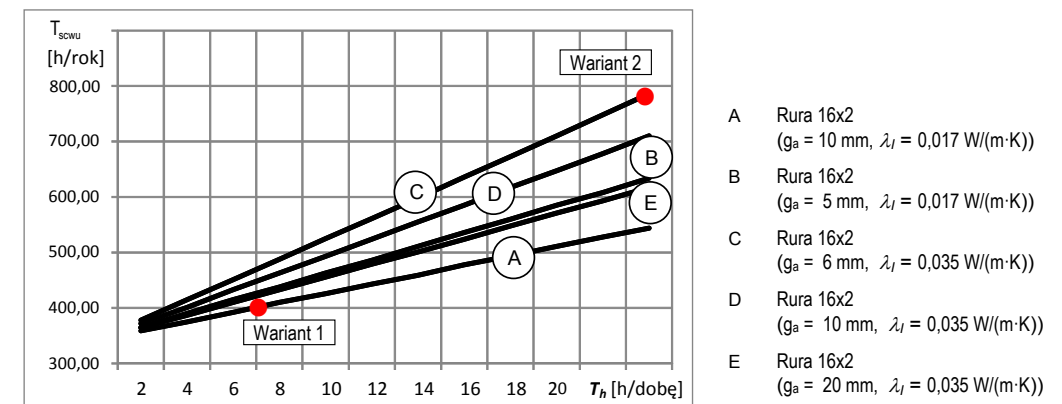
W poprzednim rozdziale przedstawiono wpływ wybranych parametrów systemu współpracującego z pompą ciepła na sezonowy współczynnik efektywności SCOP oraz koszty eksploatacji. W niniejszym rozdziale poruszono zagadnienie związane ze stratami ciepła w obiegu c.w.u. Celem przeprowadzonej analizy jest uświadomienie, jak przez brak świadomości w tym zakresie oraz nierozważne sterowanie np. czasem pracy pompy cyrkulacyjnej można spowodować pogorszenie warunków pracy pompy ciepła.

Do analizy przyjęto przykładową instalację z gruntową pompą ciepła, której wybrane parametry przedstawiono poniżej (tab. 12.8).

Tabela 12.8.

Parametry budynku i instalacji	Ozn.	Jedn.	Wartość	Uwagi
Moc grzewcza pompy ciepła	Q_c	kW	9,22	B0/W55
Moc elektryczna pompy ciepła	Q_e	kW	2,75	(w czasie podgrzewania c.w.u.)
Współczynnik efektywności przy podgrzewaniu c.w.u.	COP_{cwu}	–	3,34	
Moc grzewcza pompy ciepła	Q_c	kW	10,06	B0/W35 (w czasie ogrzewania c.o.)
Moc elektryczna pompy ciepła	Q_e	kW	2,13	
Współczynnik efektywności przy ogrzewaniu c.o.	COP_{co}	–	4,72	
Moc elektryczna pompy ciepła obiegu solanki	Q_d	kW	0,12	
Projektowa temperatura zasilania obiegu c.o. (ogrz. podłogowe)	t_{sp}/t_{pp}	°C	35/30	$U_p = 100$ %
Żadana temperatura w pomieszczeniu	t_{pom}	°C	20	
Dzienne zapotrzebowanie na c.w.u.	V_{cwu}	litry/dzień	160	
Żadana temperatura c.w.u.	T_{cwu}	°C	50	
Długość przewodów do transportu c.w.u.	L_T	m	30	
Długość przewodów cyrkulacyjnych	L_C	m	30	
Linioowy współczynnik strat ciepła rury cyrkulacyjnej	U_R	W/(m·K)	0,3	analiza
Powiększenie strat z uwagi na kolanka	–	%	20	
Czas pracy cyrkulacji	T_h	h/doba	24	analiza
Rodzaj otoczenia rur c.w.u.	t_o	°C	20	powietrze

Powyższe dane posłużyły do obliczeń symulacyjnych z wykorzystaniem programu WP-OPT. Wyniki obliczeń przedstawiono na rysunkach poniżej. (rys. 12.13). W obliczeniach uwzględniono te same rodzaje rur, które opisano w rozdziale 2.5.



Rys. 2.13. Przebiegi czasu pracy sprężarki pompy ciepła do podgrzewania c.w.u. w zależności od rodzaju i grubości izolacji rur oraz czasu pracy pompy cyrkulacyjnej (źródło Evertec)

Już na podstawie wyżej zilustrowanych przebiegów widać, że zarówno czas pracy pompy cyrkulacyjnej T_h , jak i stan izolacji rur do transportu i cyrkulacji c.w.u. wpływają bardzo silnie na czas pracy pompy ciepła T_{scwu} . Przekładowo w przypadku wariantu 1 czas pracy pompy ciepła przeznaczony na podgrzewanie c.w.u. wynosi $T_{scwu} = 400$ h/rok a w odniesieniu do wariantu 2 $T_{scwu} = 790$ h/rok. Przy tym należy zaznaczyć, że dodatkowo w okresie podgrzewania c.w.u. pompa ciepła musi pracować z wyższą temperaturą na zasilaniu, tj. $T_z > T_c$. W takiej sytuacji osiągane są niskie wartości współczynnika efektywności COP ($COP_{cwu} = 3,34$), w przeciwieństwie do COP_{co} , którego wartość w okresie ogrzewania c.o., z temperaturą na zasilaniu $T_z = 35$ °C, wynosi $COP_{co} = 4,72$ (tab. 12.8).

12.5.1. Analiza parametrów i rezultatów pracy w wybranych punktach pracy

Na podstawie tych przebiegów (rys. 2.14) możemy oszacować różnicę w kosztach eksploatacji R_{k21} (pomiędzy wariantami 1 i 2) tylko w oparciu o analizę czasu pracy sprężarki według reguły podanej poniżej.

$$R_{k21} = (T_{scwu2} - T_{scwu1}) \cdot (Q_{ecwu} + Q_{pdzc}) \cdot C_{jE} \text{ [zł/rok]} \quad [12.6.]$$

gdzie:

T_{scwu1} – czas pracy sprężarki pompy ciepła wariantu 1 ($T_{h1} = 400$ h/rok – rys. 12.13)

T_{scwu2} – czas pracy sprężarki pompy ciepła wariantu 2 ($T_{h2} = 790$ h/rok – rys. 12.13)

Q_{ecwu} – moc elektryczna pompy ciepła w okresie podgrzewania c.w.u. ($Q_{jE} = 2,75$ kW – tab. 12.8)

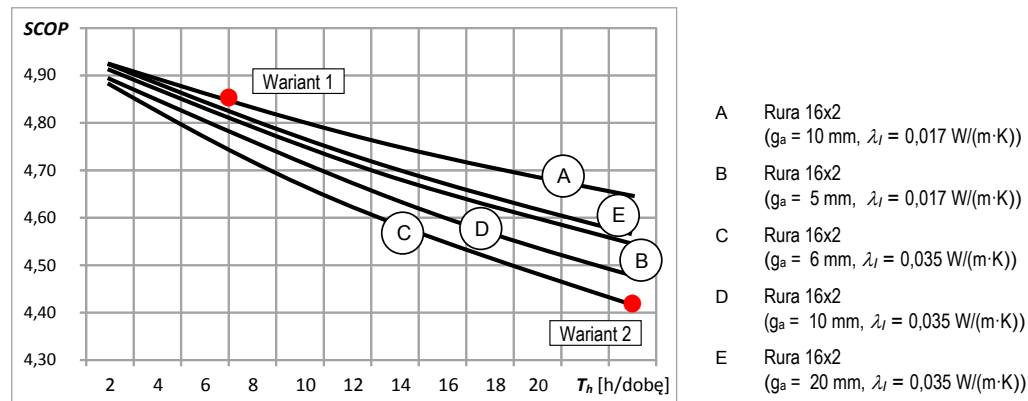
Q_{pdzc} – moc elektryczna pompy ciepła obiegu solanki dolnego pionowego gruntowego wymiennika ciepła ($Q_{pdzc} = 0,12$ kW – tab. 12.8)

C_{jE} – cena jednostkowa energii elektrycznej ($C_{jE} = 0,65$ zł/kWh)

Po podstawieniu danych

$$R_{k21} = (790 - 400) \cdot (2,75 + 0,12) \cdot 0,65 \text{ zł/rok} = 727 \text{ zł/rok} \quad [12.7.]$$

Dokładniejsze wyniki uzyskuje się z wykorzystaniem odpowiednich programów symulacyjnych. Jak widać już na podstawie tych uproszczonych analiz, różnica w kosztach eksploatacji może być bardzo duża. Potwierdzeniem jest także analogiczna analiza współczynnika SCOP (rys. 12.14) w zależności od tych samych parametrów.



Rys. 2.14. Przebiegi współczynnika efektywności SCOP w zależności od rodzaju i grubości izolacji rur oraz czasu pracy pompy cyrkulacyjnej (źródło Evertec)

Na podstawie wyżej zilustrowanych przebiegów widać, że korzystne wartości COP otrzymuje się w przypadku zastosowania rur typu A, B i E. W przeciwnym razie, przy zastosowaniu rur typu C i D oraz nadmiernie wydłużonym czasie pracy pompy cyrkulacyjnej, spadek sezonowej efektywności energetycznej SCOP może wynosić ponad 10%.

Należy zwrócić szczególną uwagę na powyższe zagadnienia, gdyż podobnie jak w instalacjach kolektorów słonecznych (rozdz. 2.5), straty ciepła w obiegu c.w.u. w instalacjach z pompami ciepła istotnie pogarszają efektywność pracy. Jak pokazuje praktyka, w tej kwestii nie poświęca się tym sprawom właściwej uwagi, czego dowodem jest przykładowo ciągła praca pompy cyrkulacyjnej ($T_h = 24$ h/dobę). Należy zaznaczyć, że w praktyce spotykane są także takie instalacje c.w.u., które nie posiadają izolacji termicznej.

Praktycznie w Polsce rury typu E z uwagi na grubość izolacji nie są powszechnie stosowane w budownictwie jednorodzinny. Najbardziej rozpowszechnione są rury typu C. Rury nowej generacji serii A i B prawdopodobnie już wkrótce będą powszechnie dostępne na rynku.

12.6. Monitoring efektywności pracy pomp ciepła

Po wykonaniu optymalizacji, jaka została przykładowo opisana w poprzednim rozdziale i wyborze wariantu można przystąpić do realizacji zadania inwestycyjnego. Po wykonaniu instalacji i rozruchu urządzeń należy rozpocząć weryfikację spodziewanych rezultatów w praktyce. W związku z tym niezbędny jest montaż licznika do pomiaru energii elektrycznej, ew. licznika gazu oraz licznika ilości wytworzonego ciepła. Dopiero na tej podstawie możemy ocenić i zweryfikować wartości sezonowego współczynnika efektywności SPF. Sugerowane ramowe wymagania odnośnie monitoringu przedstawiono w tabeli poniżej (tab. 12.9).

Tabela 12.9.

Typ pompy ciepła	Zakres mocy Q_c [kW]	Pomiar zużycia energii elektrycznej lub gazu ^{*)} ($E_{s_fanpump} + E_{HW_hp}$)	Pomiar wytworzonego ciepła (Q_{usable})
Powietrze/woda	≤ 15	TAK	Decyzja użytkownika/inwestora
	> 15	TAK	TAK
Solanka/woda, tj. grunt/woda	≤ 30	TAK	Decyzja użytkownika/inwestora
	> 30	TAK	TAK
Woda/woda	≤ 30	TAK	Decyzja użytkownika/inwestora
	> 30	TAK	TAK
Bezpośrednie odparowanie	≤ 20	TAK	Decyzja użytkownika/inwestora
	> 30	TAK	TAK

*) Obowiązkowe w programie „Prosument” NFOŚiGW

Pomiar zużycia energii elektrycznej lub gazu w połączeniu z pomiarem wytworzonego ciepła ma jeszcze inne uzasadnienie praktyczne, a mianowicie:

- Pompe ciepła przykładowo nie będzie można przypisać nadmiernego zużycia energii elektrycznej w budynku gdzie występują jeszcze inne odbiorniki energii elektrycznej o znaczącej mocy.
- Ułatwiona będzie identyfikacja jakości pracy pompy ciepła przez użytkowników i służby serwisowe.
- Jest to jednoznaczne kryterium oceniające jakość wykonania instalacji przez wykonawcę. Stanowi to szczególnie ważny argument w przypadku inwestycji publicznych, gdzie jedynym kryterium wyboru oferty nadal pozostanie cena.

Uwaga:

Należy też zwrócić uwagę, aby systemu monitoringu nie rozbudowywać nadmiernie. Przykładowo w układach kaskadowych, obiegach, gdzie występuje grzanie, chłodzenie, regeneracja gruntu itp., koszty pełnego monitoringu będą duże. W takich przypadkach do monitoringu należy wybrać parametry najbardziej istotne.



12.7. Rozporządzenie o etykietowaniu energetycznym

W zakresie urządzeń grzewczych (gazowych, olejowych, elektrycznych) przeznaczonych do współpracy z instalacją centralnego ogrzewania funkcjonują dwa rozporządzenia:

- Rozporządzenie nr 811/2013 dotyczące oznakowania energetycznego urządzeń grzewczych do c.o. zasilanych paliwami gazowymi, olejowymi lub energią elektryczną o mocy do 70 kW,
- Rozporządzenie nr 813/2013 o wymogach ekoprojektu, które zawiera m.in. szczegółowe wymagania ekologiczne i dotyczące efektywności energetycznej urządzeń do c.o. zasilanych paliwami gazowymi, olejowymi lub energią elektryczną o mocy do 400 kW.

W przypadku tego pierwszego rozporządzenia podstawą przypisania urządzenia do konkretnej klasy energetycznej jest wyliczona wartość jego sezonowego współczynnika efektywności, który określa stosunek wykorzystanej energii do zużytej energii pierwotnej.

Urządzenia wykorzystujące energię odnawialną oraz systemy kogeneracji ciepła i prądu będą mogły uzyskać wysoką efektywność, powyżej 100%, co przełoży się na najwyższe klasy energetyczne (A+, A++, A+++). Najwyższe klasy energetyczne A++ i A+++ osiągną tylko sprężarkowe pompy ciepła zasilane energią elektryczną (tab. 12.10).

Oznakowanie energetyczne urządzeń grzewczych wprowadzane jest w trzech etapach:

- obowiązkowy ze skalą od G do A++ (bez obowiązku pokazywania A+++ – od września 2015 r.,
- obowiązkowy ze skalą od G do A+++ (z obowiązkiem pokazywania A+++ – od września 2018 r.

Według tych wymagań pompy ciepła (zarówno gazowe, jak i z napędem elektrycznym) będą mogły osiągać najwyższe klasy energetyczne. System klas energetycznych zależy od stopnia wykorzystania energii pierwotnej. Aby urządzenie mogło osiągnąć klasy wyższe niż A, wymagane jest wykorzystanie energii ze źródeł odnawialnych. Zatem im wyższe wykorzystanie OZE, tym wyższa klasa energetyczna (tab. 12.10).

Tabela 12.10.

Klasa energetyczna	Technologie
	Zostanie wprowadzona w późniejszym terminie (od 2019 r.)
	Pompy ciepła gazowe i z napędem elektrycznym Kogeneracja w oparciu o paliwo gazowe Układy hybrydowe (pompa ciepła + kocioł gazowy)
	Kotły kondensacyjne
	Kotły na paliwo stałe oraz kotły bez możliwości wykorzystania ciepła kondensacji (niekondensacyjne)

(źródło [19])

Podstawą klasyfikacji jest współczynnik efektywności η_s w odniesieniu do zużytej energii pierwotnej [22]. Przykładowo kocioł elektryczny charakteryzuje się sprawnością w stosunku do energii końcowej [22] wynoszącą ok. $\eta_k = 97\%$, ale w stosunku do energii pierwotnej współczynnik efektywności η_s wyniesie:

$$\eta_s = \frac{\eta_k}{CC} [\%] = \frac{98}{2,5} [\%] = 39,2 [\%] \quad [12.8.]$$

gdzie:

CC – „współczynnik konwersji” (CC) oznacza współczynnik, który wyraża oszacowaną na 40% przeciętną efektywność produkcji energii w UE, o której mowa w dyrektywie 2012/27/WE Parlamentu Europejskiego i Rady; wartość współczynnika konwersji CC = 2,5 (inaczej: współczynnik nakładu energii pierwotnej na wytworzenie energii elektrycznej)

W przypadku pomp ciepła tak liczony współczynnik efektywności powinien wynosić ponad 100%. Na przykład jeżeli wartość współczynnika SCOP sprężarkowej pompy ciepła typu solanka/woda wynosi 4,0, wartość współczynnika η_s wyniesie

$$\eta_s = \frac{\eta_k}{CC} [\%] = \frac{98}{2,5} [\%] = 39,2 [\%] \quad [12.9]$$

Oznacza to, że pompa ciepła będzie mieć klasę energetyczną A++. Aby pompa ciepła mogła uzyskać klasę A+++ , jej minimalny sezonowy współczynnik efektywności SCOP powinien wynosić (tab. 12.9):

$$SCOP_{min} = \eta_{s,A+++} \cdot CC = 175 \cdot 2,5 [\%] = 438 [\%] = 4,38 \quad [12.10]$$

gdzie:

$\eta_{s,A+++}$ – graniczne wartości sprawności (tab. 12.11)

Jak wykazują doświadczenia praktyczne, wiele instalacji w Polsce pracuje już z tak wysokim współczynnikiem SPF $\geq 4,38$. Oprócz efektywności energetycznej podstawą do przyznawania klas energetycznych jest wartość sezonowej efektywności energetycznej pomp ciepła η_s oraz zastosowanie pompy ciepła, tj. wysoko- lub niskotemperaturowe. Wymogi klas energetycznych

w odniesieniu do pomp ciepła według rozporządzenia KE przedstawiono poniżej (tab. 12.11).

Tabela 12.11.

Klasa energetyczna urządzenia energetycznego	Sezonowa efektywność energetyczna urządzeń grzewczych η_s [%], poza pompami ciepła niskotemperaturowymi LT i zastosowaniem niskotemperaturowym*	Sezonowa efektywność energetyczna η_s [%], dla pomp ciepła niskotemperaturowych LT (35°C)* oraz dla zastosowań niskotemperaturowych pomp ciepła
A+++	$\eta_s \geq 150$	$\eta_s \geq 175$
A++	$125 \leq \eta_s < 150$	$150 \leq \eta_s < 175$
A*	$98 \leq \eta_s < 125$	$123 \leq \eta_s < 150$
A	$90 \leq \eta_s < 98$	$115 \leq \eta_s < 123$
B	$82 \leq \eta_s < 90$	$107 \leq \eta_s < 115$
C	$75 \leq \eta_s < 82$	$100 \leq \eta_s < 107$
D	$37 \leq \eta_s < 75$	$62 \leq \eta_s < 100$
E	$34 \leq \eta_s < 37$	$59 \leq \eta_s < 62$
F	$30 \leq \eta_s < 34$	$55 \leq \eta_s < 59$
G	$\eta_s < 30$	$\eta_s < 55$

* W rozporządzeniu pompy ciepła niskotemperaturowe LT to takie pompy ciepła typu powietrze/woda, które nie są w stanie osiągnąć temperatury zasilania wody grzewczej $>52^\circ\text{C}$ dla parametrów A-7W35 (źródło [20]).

Wprowadzenie etykiet energetycznych przyczyni się do ułatwienia wyboru ekologicznego (tj. o niskim zużyciu pierwotnych nośników energii) rozwiązania do ogrzewania budynku. Istniejące już oznakowania innych urządzeń zużywających energię, np. pralek, lodówek, sprawdziły się w praktyce, tak stanie się zapewne niebawem z urządzeniami grzewczymi.

Wymogi ekoprojektu (ecodesign) odniesione do urządzeń centralnego ogrzewania

Ponadto w ramach projektu drugiego rozporządzenia nr 813/2013 wprowadzone są wymogi ekoprojektu (ecodesign) dotyczące gazowych, olejowych i elektrycznych urządzeń centralnego ogrzewania do 400 kW.

Podstawowe rodzaje wymagań dotyczących różnych grup urządzeń objętych rozporządzeniem zawarto poniżej (tab. 12.12).

Tabela 12.12*.

Technologia	Minimalna efektywność	Maksymalna emisja tlenków azotu NOx	Maksymalny poziom mocy akustycznej
Gazowe i olejowe kotły grzewcze	TAK	TAK	
Mikrokogeneracja ciepła i energii elektrycznej	TAK	TAK	
Elektrycznie zasilane pompy ciepła	TAK		TAK
Gazowe pompy ciepła	TAK	TAK	TAK
Kotły elektryczne	TAK		

(* źródło P. Lachman, PORT PC)

Wymogi dotyczące urządzeń grzewczych są wprowadzane stopniowo i narastają po 2, 3, 4, 5 latach od momentu opublikowania w Dzienniku Urzędowym Unii Europejskiej (począwszy od 06.09.2013 r.). Wymogi te będą dotyczyć tylko nowych urządzeń produkowanych po 09.2015. Wprowadzenie nowych przepisów związanych z wymogami ekoprojektu oznacza istotne zwiększenie znaczenia przede wszystkim elektrycznych i gazowych pomp ciepła. Sytuacja ta będzie sprzyjać wycofaniu z rynku kotłów gazowych i olejowych o niskiej efektywności oraz upowszechnianiu stosowania gazowych i olejowych kotłów kondensacyjnych. Można spodziewać się także znacznego wzrostu sprzedaży gazowych wysoko efektywnych urządzeń kogeneracyjnych.

13. Programy symulacyjne do oceny i weryfikacji instalacji współpracujących z pompami ciepła

Podczas wyboru wariantów zastosowania pompy ciepła, analizy parametrów instalacji itp. (rozdział 12.3), a także wykonywania opinii, ekspertyz etc. niezbędnym narzędziem są programy symulacyjne, najlepiej te, w których można wprowadzić samodzielnie dane pomp ciepła oraz wszystkie analizowane w opracowaniu parametry komponentów. W wyniku obliczeń powinno się uzyskać odpowiednio szczegółowe informacje (raporty), które pozwolą jednoznacznie zweryfikować oferowane urządzenia i wszystkie użyte komponenty.

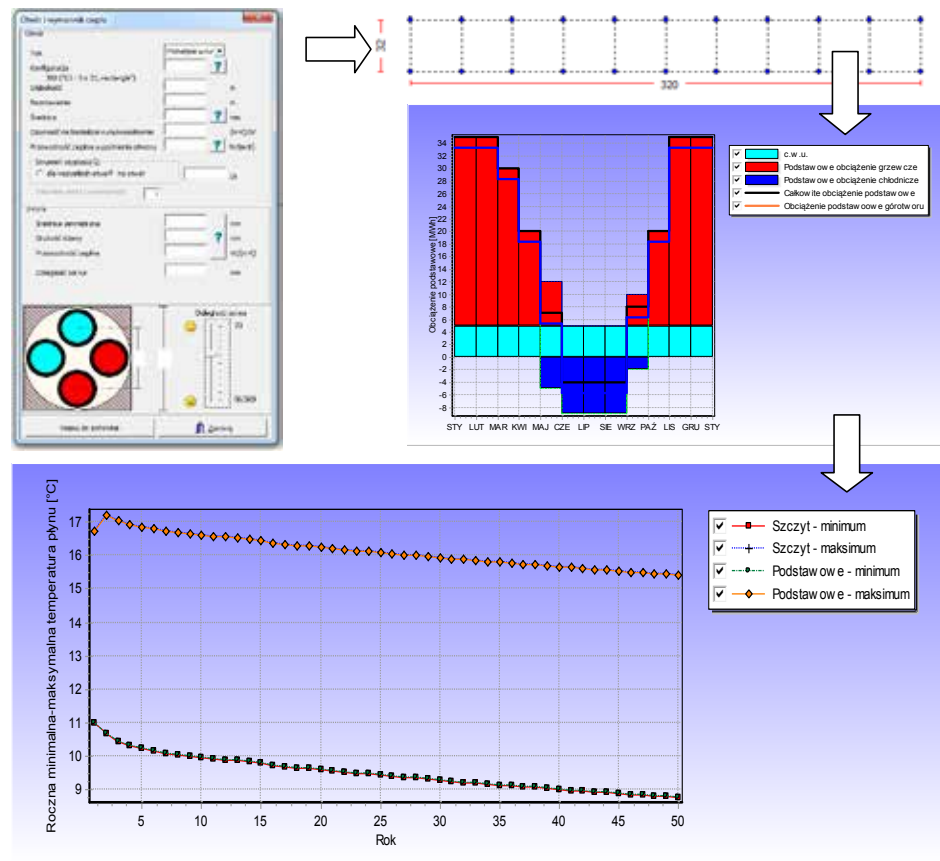
Do takich programów symulacyjnych należą przykładowo:

- WP-OPT (dostępny w wersji polskiej)
- POLYSUN (dostępny w wersji polskiej – standardowo wersja wielojęzyczna)
- GeoT*SOL (dostępny jednocześnie w wersji angielskiej i niemieckiej)

Do analizy pionowych gruntowych wymienników ciepła służy także program

- EED (dostępny w wersji polskiej)

Program ten oddaje nieocenione usługi w zakresie weryfikacji pionowych gruntowych wymienników ciepła. Uwzględnia on najbardziej niekorzystny wariant, gdyż pomija regenerację cieplną gruntu przez wody podziemne. W danych wejściowych można wprowadzić wszelkie niezbędne parametry wymiennika oraz gruntu. Na podstawie wyników obliczeń otrzymanych z powyższych programów można zamodelować obciążenie gruntu. W rezultacie pozyskuje się prognozowane przebiegi wartości temperatury cieczy niskokrzepnącej w skali roku oraz w zadanym czasie, np. 50 lat (rys. 13.1).



Rys. 13.1. Ilustracja wybranych funkcji wprowadzenia danych i wyników programu EED

14. Gruntowe dolne źródła ciepła

W tym zakresie zaleca się stosować wytyczne branżowe, wytyczne producentów i dostępną literaturę, artykuły itp. Praktycznie jedyne opracowania branżowe wydawane są systematycznie przez PORT PC (Polską Organizację Rozwoju Technologii Pomp Ciepła). Przykładem są wytyczne, cz. 1. (rys. 14.1). Pozycja ta jest pierwszą na polskim rynku publikacją zawierającą usystematyzowany zbiór informacji niezbędnych do prawidłowego zaprojektowania, wykonania czy też odbioru instalacji dolnych źródeł współpracujących ze sprężarkowymi pompami ciepła pozyskującymi ciepło zawarte w gruncie.



Rys. 14.1. Ilustracja wytycznych PORTPC, cz. 1

Wytyczne zawierają między innymi:

- Wyjaśnienia podstawowych pojęć
- Przykłady obliczeń
- Opis stanu prawnego obowiązującego w Polsce
- Tabele wybranych wielkości i parametrów
- Dobór podstawowych parametrów
- Opis wymagań technicznych
- Warunki zabudowy
- Listy kontrolne wykonania i odbioru GWC
- Protokoły z wykonania i odbioru GWC

Przeznaczone są dla

- Projektantów
- Wykonawców
- Użytkowników i inwestorów
- Kierowników budowy
- Inspektorów nadzoru
- Służb orzekających
- Osób kształcących się

Omawiana publikacja stanowi przegląd dokumentacji wypełniającej pole niuregulowane przepisami prawnymi i normami technicznym, nadającą tym samym za szybko postępującymi zmianami w tej dziedzinie.

„Wytyczne projektowania, wykonania i odbioru instalacji z pompami ciepła” nie są przepisami techniczno-budowlanymi w rozumieniu ustawy Prawo budowlane (Dz.U. nr 106/00 poz. 1126 z późniejszymi zmianami). Przepisy techniczno-budowlane wydają odpowiedni ministrowie, stosownie do swojej właściwości, w formie rozporządzeń i stanowią one część obowiązującego prawa.

Ustawa o zamówieniach publicznych (tekst jednolity: Dz.U. z 1998 r. nr 119 poz. 773) wprowadza przepis, że w odniesieniu do robót budowlanych przedmiot zamówienia określa dokumentacja projektowa oraz specyfikacja techniczna wykonania i odbioru robót.

W związku z powyższym „Wytyczne projektowania, wykonania i odbioru instalacji z pompami ciepła” mogą być niezbędne przy określaniu przedmiotu zamówienia w umowach o roboty budowlane zawieranych przez inwestora z wykonawcami.

Publikacja „Wytyczne projektowania, wykonania i odbioru instalacji z pompami ciepła” ma charakter paranormatywny (jest to substytut norm technicznych).

Jednakże w przypadku jej przywołania przy sporządzaniu specyfikacji technicznej nadaje się jej tym samym moc wiążącą w odniesieniu do stron umowy o wykonanie robót budowlanych.

15. Test reakcji termicznej (TRT) – pionowe gruntowe wymienniki ciepła

W wielu przypadkach, gdy występuje brak wiedzy na temat uwarstwienia geologicznego gruntu, w obliczeniach szacunkowych należy wstępnie przyjmować jego wydajność cieplną nie większą niż $q_v = 40 \text{ W/m}$. Jednostkowa ilość ciepła pobieranego z gruntu (E_v) nie powinna przy tym przekraczać $80 \text{ kWh/(m}\cdot\text{rok)}$. Jednakże w wielu przypadkach (tab. 15.1) zaleca się wyznaczenie wartości współczynnika przewodzenia ciepła gruntu λ_g za pomocą urządzenia pomiarowego do realizacji testu reakcji termicznej (TRT).

W tym celu należy na początku wykonać odwiert próbny i po osadzeniu sondy pionowej oraz termicznym ustabilizowaniu odwiertu przeprowadzić pomiar λ_g (czas termicznej stabilizacji odwiertu z sondą i wypełnieniem zależy od rodzaju zastosowanego wypełnienia – do 72 h). Uzyskane dane są podstawą do modelowania numerycznego pola temperatury pionowych gruntowych wymienników ciepła, o którym mowa w rozdziale 14.

Ma to szczególne znaczenie w przypadku większych, bardziej rozbudowanych systemów do ogrzewania i chłodzenia, wymagających wielu sond gruntowych w stosunkowo bliskiej odległości. W takiej sytuacji ich parametry powinny być **dobierane i weryfikowane** wyłącznie z przeprowadzeniem modelowania numerycznego. Pozwala to także na oszacowanie wzajemnego oddziaływania wielu elementów systemu oraz analizę wpływu efektów cieplnych na przepływ wód podziemnych. Modelowanie numeryczne powinno być przeprowadzane na okres **minimum 50 lat**.



Rys. 15.1. Schemat oraz widok urządzenia pomiarowego TRT (źródło TRT Pomiar)

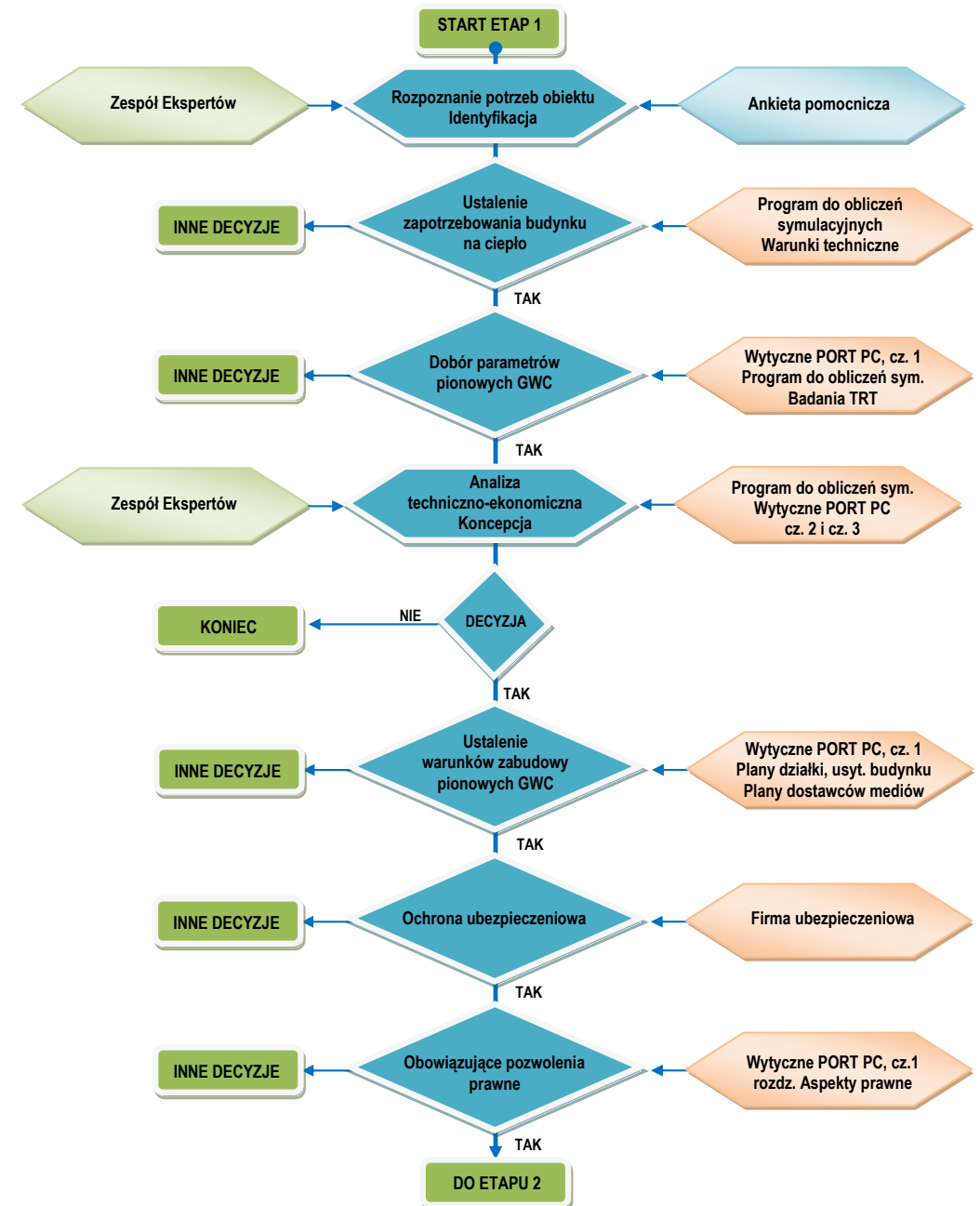
Według cz. 2 Wytycznych PORT PC wymóg przeprowadzenia badań TRT zalecany jest w przypadku łącznej mocy pomp ciepła powyżej 100 kW. Na podstawie najnowszych doświadczeń praktycznych rekomendacje co do przeprowadzenia badań TRT zawarto poniżej (tab. 15.1).

Tabela 15.1.

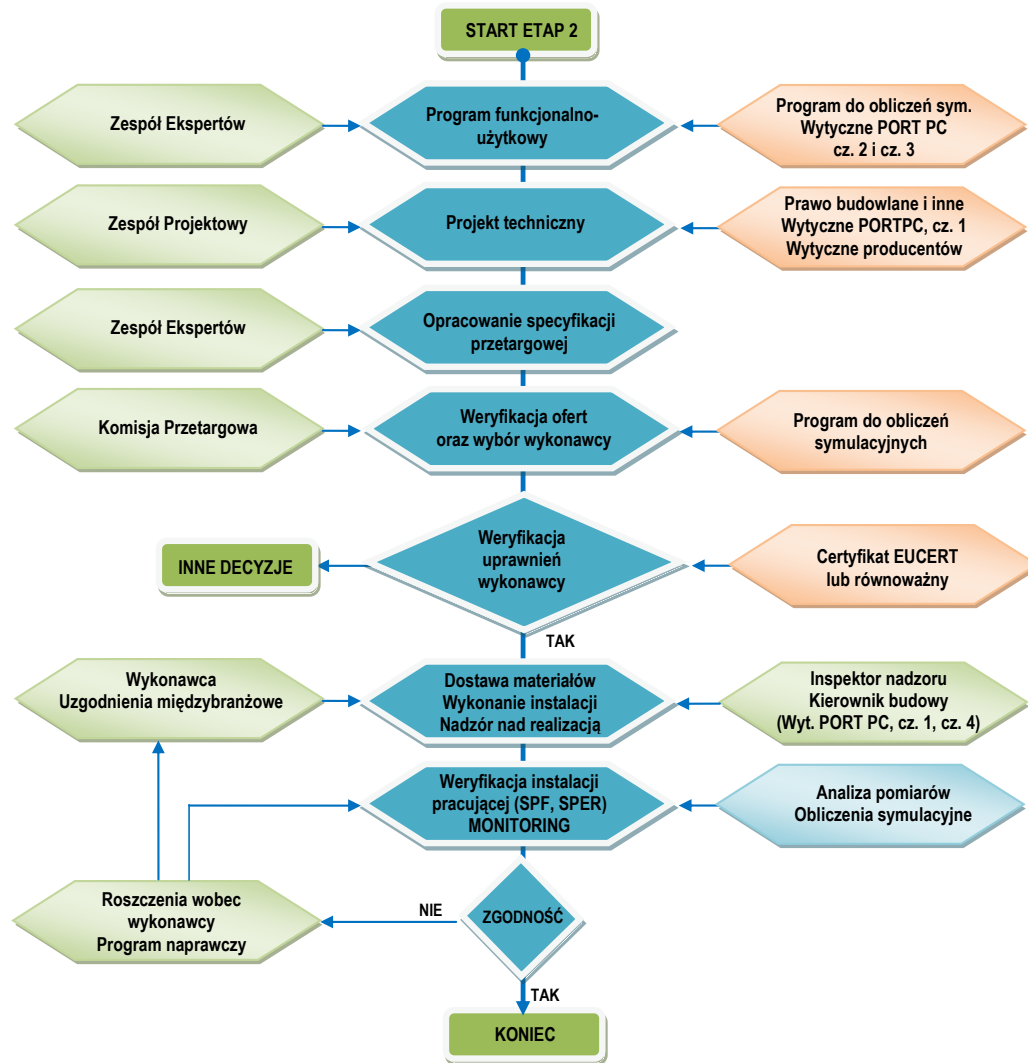
Zakres mocy pompy ciepła Q_c [kW]	Czas pracy sprężarki T_s [h/rok]	Pomiary TRT	Modelowanie numeryczne
≤ 30	≤ 2000	Nie są konieczne	Decyzja użytkownika/inwestora
	od 2000 do 3000	Decyzja użytkownika/inwestora	Decyzja użytkownika/inwestora
	≥ 3000	TAK	TAK
od 30 do 70	≤ 2000	Decyzja użytkownika/inwestora	Decyzja użytkownika/inwestora
	od 2000 do 3000	TAK	Decyzja użytkownika/inwestora
	≥ 3000	TAK	TAK
> 70	≤ 2000	TAK	TAK
	od 2000 do 3000	TAK	TAK
	≥ 3000	TAK	TAK

16. Algorytm postępowania w trakcie procesu projektowo-inwestycyjnego – pompy ciepła

Aby ustrzec się wszelkich błędów i nieporozumień, na każdym etapie procesu inwestycyjnego zaleca się opracowanie algorytmu postępowania. Sugerowany przykład w odniesieniu do pomp ciepła współpracujących z pionowym gruntowym wymiennikiem ciepła zilustrowano poniżej (rys. 16.1, rys. 16.2).



Rys. 16.1. Zalecany algorytm postępowania w trakcie trwania procesu inwestycyjnego, ETAP 1 - ilustracja uproszczona



Rys. 16.2. Zalecany algorytm postępowania w trakcie trwania procesu inwestycyjnego, ETAP 2 - ilustracja uproszczona

Jak widać z proponowanego harmonogramu inwestycyjnego, oprócz kluczowych, osobowych komórek funkcjonalnych bardzo ważnym narzędziem są programy do obliczeń symulacyjnych. Propozycję ankiety przedstawiono w dalszej części opracowania.

Na wielu etapach procesu inwestycyjnego niezbędne informacje można pozyskać z branżowych wytycznych PORT PC, cz. 1. Ponadto w wytycznych znajdują się także listy kontrolne do wykonania gruntowych wymienników ciepła oraz liczne gotowe protokoły pomocne przy próbach odbiorowych.

Na szczególną uwagę zasługuje rola kierownika budowy oraz inspektora nadzoru, która w procesie realizacji instalacji z pompami ciepła ma fundamentalne znaczenie. Autor opracowania wielokrotnie miał do czynienia z obiektami, gdzie w zależności od kompetencji oraz zaangażowania kierownika oraz inspektora nadzoru inwestycja zakończyła się pełnym sukcesem lub niestety porażką.

17. Przykładowe metody wyboru ofert na wykonanie instalacji z pompami ciepła

17.1. Metody dynamiczne – wartość bieżąca netto

Aby uniknąć wyboru oferty wyłącznie na podstawie ceny, proponuje się zastosowanie metod dynamicznych. Jedną z nich jest metoda wartości bieżącej (zdyskontowanej) netto (net present value) [11]. Można ją zdefiniować także jako zdyskontowaną wartość przepływów pieniężnych netto. Najprościej ujmując, jest to oszacowanie kosztów i zysków z przyszłości na dzień dzisiejszy w zadanym okresie eksploatacji (n) przy stopie dyskontowej (i). Formuła podstawowa ustalania wartości zdyskontowanej netto przedstawia się następująco:

$$C_0 = \sum_{t=0}^n (e_t - f_t) \cdot q^{-t} = NPV = NCF_0 \cdot a_0 + NCF_1 \cdot a_1 + NCF_2 \cdot a_2 + \dots + NCF_n \cdot a_n \quad [17.1.]$$

gdzie:

- C_0 – zdyskontowana wartość netto (symbolika niemiecka) [zł, EUR, ...]
- NPV – zdyskontowana wartość netto (symbolika angielska) [zł, EUR, ...]
- e_t – wpływy w roku t [zł, EUR, ...]
- f_t – wydatki w roku t [zł, EUR, ...]
- q – współczynnik dyskontujący [-]
- NCF_t – przepływy pieniężne netto w kolejnych latach okresu obliczeniowego
- a_t – współczynnik dyskontowy [-]
- t – analizowany czas użytkowania w latach ($t = 1, \dots, n$)
- n – analizowany okres użytkowania w latach (rok, lata)

$$q = (1+i) \quad a_t = \frac{1}{(1+i)^t} \quad [17.2.]$$

gdzie:

i – stopa dyskontowa [-]

Metoda zdyskontowanej wartości netto może służyć ocenie opłacalności pojedynczej inwestycji – wówczas warunkiem zaakceptowania projektu jest spełnienie poniższej nierówności:

$$C_0 \geq 0 \quad NPV \geq 0 \quad [17.3.]$$

Metoda zdyskontowanej wartości netto może być pomocna także w wyborze najbardziej opłacalnego wariantu spośród wielu inwestycji lub analizowanych ofert – wówczas należy wybrać ten wariant, w którym osiągnięto największą zdyskontowaną wartość netto, tj.:

$$C_0 \rightarrow \max \quad NPV \rightarrow \max \quad [17.4.]$$

Do oceny ofert proponuje się przyjąć dane wejściowe oraz parametry podlegające ocenie zgodnie z tabelą 17.1. Należy również podać, jaki program symulacyjny będzie wykorzystany przez komisję przetargową do weryfikacji. Porównywanie wyników obliczeń z różnych programów nie jest zalecane. Z doświadczeń autora wynika, że występują różnice w rezultatach obliczeń, mimo że wprowadzone dane dotyczą tego samego obiektu. Zaleca się, aby oferent dołączył własne wyniki obliczeń symulacyjnych z uwzględnieniem danych oferowanych urzędów oraz komponentów.

Stopa dyskontowa stanowi jedną z podstawowych kategorii w ocenie projektu inwestycyjnego. Poziom stopy dyskontowej w rachunku inwestycji jest wynikiem decyzji inwestora. Może on przyjąć stopę dyskontową na poziomie stopy oprocentowania kredytów długoterminowych oferowanej na rynkach finansowych, stopy oprocentowania obligacji Skarbu Państwa czy oprocentowania lokat długoterminowych w bankach itp.

Przykład zastosowania

Inwestor eksploatując kotłownię olejową ponosił koszty roczne na zakup oleju opałowego w wysokości 171 000 zł/rok. Tak wysokie koszty zmusiły go do rozważenia innych rodzajów źródeł ciepła. Po wykonaniu analizy techniczno-ekonomicznej doszedł do wniosku, że najbardziej efektywnym źródłem ciepła będzie kaskada pomp ciepła współpracujących z pionowym gruntowym wymiennikiem ciepła. Na podstawie obliczeń symulacyjnych oszacowano, że po modernizacji koszty roczne spadną do poziomu 70 000 zł. Pompy ciepła pokryją zapotrzebowanie na ciepło w całości. Jednym z wymagań w SIWZ jest, aby sezonowy współczynnik efektywności spełniał warunek $SCOP \geq 4,0$.

Po wykonaniu projektu, programu funkcjonalno-użytkowego (PFU) i innych niezbędnych czynności (rozdz. 16) inwestor postanowił ogłosić przetarg publiczny. W ramach tego przetargu otrzymał następujące oferty (tab. 17.1). Po dokonaniu weryfikujących obliczeń symulacyjnych w wybranym programie pozyskano informacje na temat wartości SCOP oraz kosztów rocznych.

Tabela 17.1.

Dane z analizy ofert	Ozn.	Jedn.	ANALIZOWANE WARIANTY ¹⁾			UWAGI
			Oferta 1	Oferta 2	Oferta 3	
Udział PC w bilansie ciepła budynku	U_{PC}	%	100	100	100	Na podstawie weryfikacji w tym samym programie symulacyjnym z tymi samymi warunkami brzegowymi
Sezonowy wsp. ef. energetycznej	SCOP	–	4,90	4,10	5,00	
Współczynnik efektywności	η_s	%	196	164	200	
Klasa energetyczna	-		A+++	A++	A+++	
Udział energii OZE w bilansie ciepła budynku	U_{RES}	%	79,6	75,60	80,00	
Łączne koszty eksploatacji	K_E	zł/rok	-51 200	-63 300	-50 000	
Cena oferty (koszty kapitałowe)	K_0	zł	-1 280 000	-1 220 000	-1 500 000	
Pozostałe koszty						
Koszty ubezpieczenia		zł/rok	-1 500	-1 500	-1 500	
Koszty serwisowe		zł/rok	-10 240	-9 760	-12 000	

¹⁾ znak „-” oznacza, że są to wydatki w odróżnieniu od przychodów, które przyjmuje się ze znakiem dodatnim

Scenariusz 1.1.

W przypadku gdy inwestor jako jedyne kryterium wyboru zastosował najniższą cenę spośród oferowanych, rozstrzygnięcie przetargu nie podlega dyskusji, musi wybrać ofertę nr 2. W takiej sytuacji nie może wybrać oferty nr 1 lub 3, mimo że różnica w kosztach eksploatacyjnych wynosi aż 12 100 – 13 000 zł/rok. Niezadowolenie inwestora może pogłębić fakt, że na ten cel dysponuje kwotą ok. 1 500 000 zł, przy czym 40% tej kwoty to dotacja. Na jego niekorzyść przemawia również argument, że po wykonaniu inwestycji pozostanie z większymi kosztami eksploatacyjnymi (w porównaniu z ofertą nr 1 lub 3), w pokryciu których musi liczyć wyłącznie na siebie.

Scenariusz 1.2.

Gdyby zaś w specyfikacji przetargowej zastosowano kryterium kosztów eksploatacyjnych, to może się zdarzyć sytuacja, w której inwestor musiałby wybrać ofertę najdroższą, tj. nr 3. Takie rozwiązanie może doprowadzić do sytuacji wyboru ofert zbyt drogiej lub przesadnie drogiej. Tego rodzaju przypadki są wręcz naganne w sytuacji, kiedy współfinansowanie pochodzi ze środków publicznych.

Rozwiązaniem jest zastosowanie takiej metody oceny, która łączy ze sobą ocenę kosztów kapitałowych i eksploatacyjnych. W tym przypadku polecanym rozwiązaniem jest metoda zdyskontowanej wartości netto NPV.

Scenariusz 1.3.

Gdyby zaś w analizowanej specyfikacji przetargowej zastosowano algorytm oceny ofert jak niżej:

$$NPV_{\max} = \max(NPV_{of1}; NPV_{of2}; NPV_{of3} \dots + NPV_{ofm}) \quad [17.5.]$$

gdzie:

NPV_{of} – zdyskontowana wartość netto oferty badanej (w złotych),

NPV_{\max} – maksymalna zdyskontowana wartość netto wśród ważnych ofert (w złotych),

m – ilość ważnych ofert.

– wygrywa ta oferta, która ma maksymalną zdyskontowaną wartość netto NPV_{\max} wśród ważnych ofert (w złotych).

Scenariusz 1.4.

Można rozważyć jeszcze inny algorytm oceny ofert:

$$K = 100 \cdot \left(1 - \frac{NPV_{of}}{NPV_{\min}} \right) \quad [17.6]$$

gdzie:

K – ilość punktów, jakie oferent uzyskał z dokładnością do dwóch miejsc po przecinku,

NPV_{of} – zdyskontowana wartość netto oferty badanej (w złotych),

NPV_{\min} – najmniejsza zdyskontowana wartość netto wśród ważnych ofert (w złotych).

Wygrywa ta oferta, która będzie mieć maksymalną ilość punktów K. Po dokonaniu obliczeń wyniki zestawiono w tabeli 17.2.

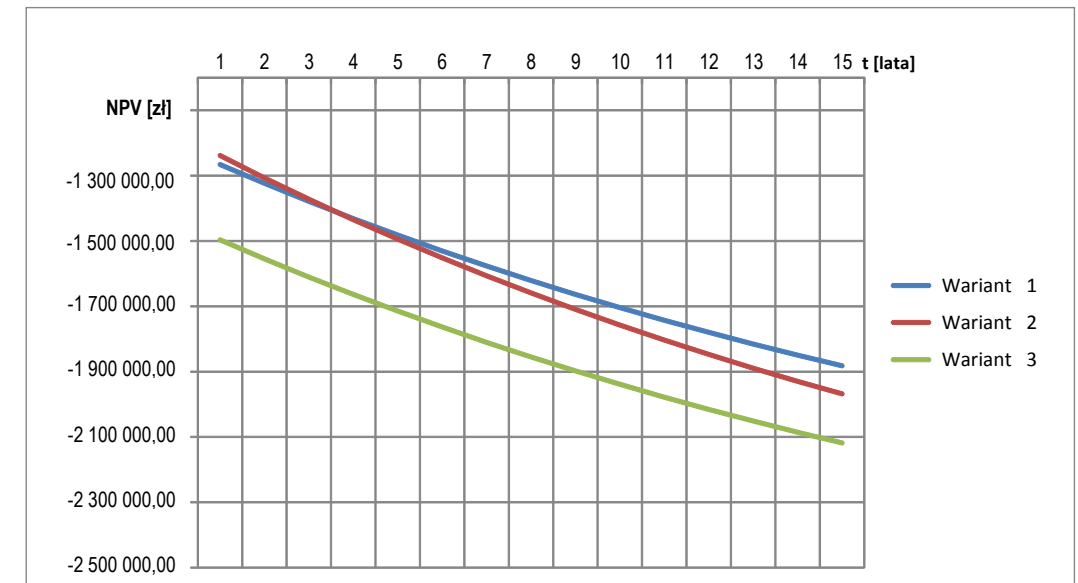
Tabela 17.2.

Dane wejściowe oraz wyniki obliczeń	Ozn.	Jedn.	ANALIZOWANE WARIANTY			UWAGI
			Oferta 1	Oferta 2	Oferta 3	
Stopa dyskontowa (i)	i	%	4,5	4,5	4,5	
Analizowany okres użytkowania	t	lata	15	15	15	
Coroczny wzrost kosztów eksploatacyjnych		%	0	0	0	
Ocena i wybór ofert – parametry podlegające ocenie						
Zdyskontowana wartość netto	NPV	zł	-1 881 680	-1 968 200	-2 118 440	
Ilość punktów podlegających ocenie	K	pkt	11,18	7,09	0,00	

¹⁾ znak „-” oznacza, że są to wydatki w odróżnieniu od przychodów, które są ze znakiem dodatnim

Po analizie przeprowadzonej według scenariusza 1.3 oraz 1.4 jednoznaczny wybór pada na ofertę nr 1.

W celu zilustrowania przebiegu zdyskontowanej wartości netto NPV w zależności od okresu eksploatacji sporządzono wykres, który zilustrowano na rysunku poniżej (rys. 17.1).



Rys. 17.1. Przebiegi zdyskontowanej wartości netto NPV w poszczególnych latach eksploatacji

17.2. Metody dynamiczne według VDI 2067

Narzędziem powszechnie uznanym i stosowanym w Niemczech, Austrii i Szwajcarii, w przypadku analizy ekonomicznej, jest porównanie alternatywne całkowitych równoważnych kosztów rocznych zgodnie z wytycznymi Związku Inżynierów Niemieckich VDI 2067. Metoda ta wykorzystywana jest do porównania różnych technologii grzewczych.

Całkowite koszty roczne K_R określa się na podstawie sumy poszczególnych składników [17.6.]

$$K_R = K_{KR} + K_{ER} + K_{SR} \quad [17.6.]$$

gdzie:

K_{KR} – roczne koszty kapitałowe

K_{ER} – roczne koszty zużycia energii

K_{SR} – roczne koszty konserwacji (napraw i przeglądów)

Koszty kapitałowe

W kosztach kapitałowych ujęte są różne okresy użytkowania poszczególnych elementów instalacji, np. pompa ciepła – 20 lat, dolne źródło – 50 lat, kocioł – 15 lat itd. (tab. 17.3).

Tabela 17.3.

Urządzenie grzewcze i wyposażenie	Okres użytkowania
Kotłownia	50 lat
Magazyn oleju	50 lat
Instalacja solarna	20 lat
Komin lub instalacja powietrzno-spalinowa	20 lat
Kocioł	15 lat
Palnik olejowy	12 lat
Przyłącze gazowe	50 lat
Pompa ciepła	20 lat
Dolne źródło ciepła (pionowy lub poziomy GWC)	50 lat
Instalacja elektryczna ze sterowaniem	20 lat
Instalacja c.o.	40 lat

Zanim omówiona zostanie metoda przedstawiona w VDI 2067, kilka słów wprowadzenia. Do oceny bieżącej wartości kapitału K_0 w analizach ekonomicznych korzysta się z następującej zależności:

$$K_0 = K_{KR} \cdot \frac{(1+i)^n - 1}{(1+i)^n \cdot i} \quad [17.6.]$$

gdzie:

i – stopa dyskontowa [-]

n – analizowany okres [lata]

Przykładowo przez najbliższe $n = 10$ lat będą ponoszone identyczne koszty w wysokości $K_{KR} = 15000$ zł/rok. Jaka jest wartość bieżąca tych kosztów łącznie za te lata na dzień dzisiejszy przy stopie dyskontowej $i = 8\%$? Według zależności [17.6] wyniosą one

$$K_0 = 15000 \cdot \frac{(1+0,08)^{10} - 1}{(1+0,08)^{10} \cdot 0,08} \text{ zł} = 100651 \text{ zł} \quad [17.7.]$$

Jak widać, wartość bieżąca kosztów (podobnie zysków) maleje wraz z upływem czasu i wzrostem stopy dyskontowej.

Uproszczona interpretacja: gdyby czynsz roczny np. za wynajem mieszkania wynosił 15 000 zł i wynajmujący chciałby otrzymać zapłatę z góry za 10 lat, to należna wartość na dzień dzisiejszy nie wynosi $10 \cdot 15000 \text{ zł} = 150 000 \text{ zł}$, lecz 100 651 zł.

Teraz odwróćmy sytuację: jakie będą równe roczne koszty kapitałowe K_{KR} w przyszłości przy stopie dyskontowej $i = 8\%$, jeśli bieżące wydatki poniesione np. na zakup pompy ciepła wynoszą K_0 ? Po przekształceniu zależności [17.6] reguła przedstawia się następująco [17.8].

$$K_{KR} = K_0 \cdot \frac{(1+i)^n \cdot i}{(1+i)^n - 1} = K_0 \cdot a_n \quad [17.8.]$$

gdzie:

a_n – współczynnik równych kosztów rocznych w czasie n lat

Zatem po uwzględnieniu $n = 20$ (tab. 17.3) w przypadku pompy ciepła równe roczne koszty kapitałowe K_{KRPC} wynoszą:

$$K_{KRPC} = K_{0PC} \cdot \frac{(1+i)^n \cdot i}{(1+i)^n - 1} = K_{0PC} \cdot \frac{(1+0,08)^{20} \cdot 0,08}{(1+0,08)^{20} - 1} = 0,102 \cdot K_{0PC} \quad [17.9.]$$

Natomiast w przypadku pionowego gruntowego wymiennika ciepła $n = 50$, ($i = 8\%$):

$$K_{KRGGWC} = 0,082 \cdot K_{0GGWC} \quad [17.10.]$$

W przypadku uwzględnienia kotła gazowego $n = 15$ ($i = 8\%$):

$$K_{KRKG} = 0,117 \cdot K_{0KG} \quad [17.11.]$$

Ja widać z porównania, kocioł gazowy i pompa ciepła mają współczynniki a_n na tym samym poziomie. Koszty inwestycyjne pompy ciepła K_{0PC} są znacznie wyższe niż kotła K_{0G} , natomiast koszty eksploatacji pompy ciepła K_{EPC} wyraźnie niższe (nawet o 45-50%).

Koszty konserwacji

Udział kosztów serwisu, napraw (konserwacji) według przyjętej metodologii wytycznych VDI 2067 wynosi 1-2 % kosztów zakupu pompy ciepła.

Ze szwajcarskich badań pomp ciepła FAWA wynika, że koszty roczne napraw i przeglądów w przypadku pomp ciepła są znacznie niższe i nie przekraczają wartości 1,0% rocznie.

Analizę całkowitych kosztów rocznych przeprowadza się za każdym razem, opierając się na aktualnym zestawie danych konkretnego budynku.

Arkusze kalkulacyjny PORTPC/VDI 2067

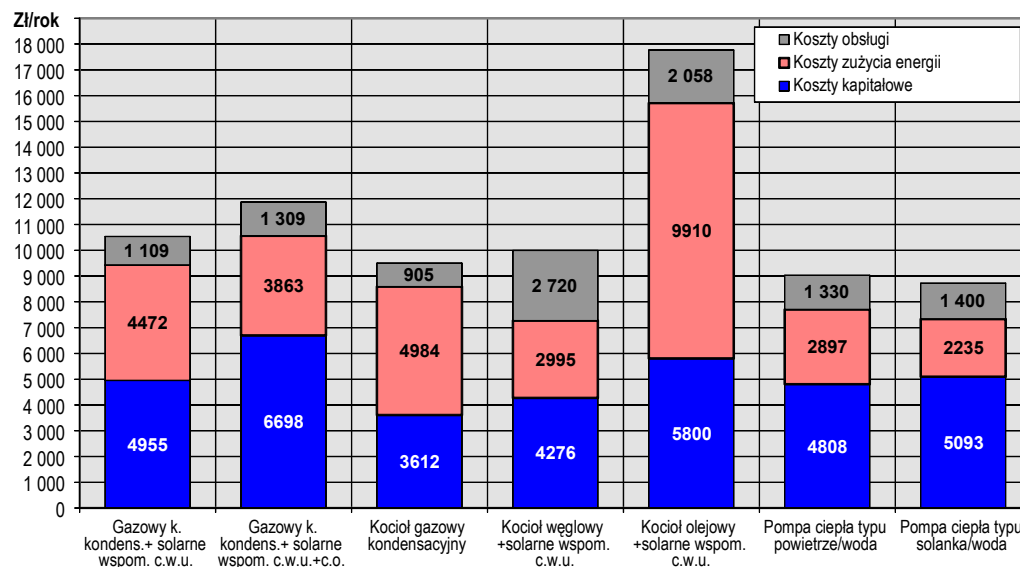
Na witrynie www.portpc.pl (Polskiej Organizacji Rozwoju Technologii Pomp Ciepła) zamieszczony jest arkusz kalkulacyjny do obliczania całkowitych kosztów rocznych w oparciu o VDI 2067. Zaleca się jego wykorzystywanie do oceny technologii grzewczych oraz wyboru rozwiązań w ramach tej samej grupy urządzeń.

Przykładowe dane wejściowe oraz wyniki pozyskane z tego arkusza przedstawiono na następnej stronie.

Tabela 17.4.

Parametry budynku i instalacji	Ozn.	Jedn.	Wartość	Uwagi
Powierzchnia ogrzewana	A_c	m ²	250	
Jednostkowe zapotrzebowanie ciepła użytkowego na ogrzewanie	q_e	kWh/(m ² ·rok)	50	
Roczne zapotrzebowanie ciepła użyt. na ogrzewanie	Q_{co}	kWh/rok	12500	
Liczba użytkowników	n_{os}	osoby	4	
Żądana temperatura c.w.u.	$t_{c.w.u.}$	°C	50	
Zapotrzebowanie c.w.u.	$V_{c.w.u.}$	l(os·dzień)	60	
Dzienne zapotrzebowanie na c.w.u.	$V_{c.w.u.}$	litry/dzień	200	
Temperatura zimnej wody wodociągowej	t_w	°C	10	
Zapotrzebowanie ciepła dla c.w.u.	$Q_{c.w.u.}$	kWh/rok	4088	
Roczne zapotrzebowanie ciepła dla c.o. i c.w.u.	$Q_{tot} = Q_{co} + Q_{c.w.u.}$	kWh/rok	16588	
Stopa procentowa kredytu	i	%	6	
Przyrost kosztów nośników energii	p_n	%	3	
Okres porównawczy (kredytu)	n	lata	20	

Porównanie całkowitych rocznych kosztów systemów grzewczych



Rys. 17.2. Przykładowe zestawienie wyników odniesione do różnych rodzajów technologii grzewczych według VDI 2067 (źródło PORT PC)

18. Przykłady wybranych instalacji z pompą ciepła

W ramach Szwajcarsko-Polskiego Programu Współpracy na terenie Związku Miast i Gmin Dorzecza Parsęty zainstalowano znaczne ilości systemów i urządzeń do pozyskiwania i przetwarzania energii odnawialnej, w tym także pomp ciepła. Te działania o charakterze innowacyjnym stanowią przykład godny naśladowania. Wybrane instalacje z pompami ciepła zilustrowano w dalszej części opracowania.

18.1. Przykład 1 – świetlica wiejska w Mierzynie

Dostawa ciepła na potrzeby świetlicy wiejskiej w Mierzynie (gmina Karlino) realizowana jest przez pompy ciepła powietrze/woda firmy NIBE typu F 2300 o mocy 11,84 kW (moc grzewcza określona przy parametrach A2/W35). Pompa ciepła współpracuje w trybie monowalentnym z instalacją grzejnikową o parametrach 50/40 °C oraz zapewnia podgrzewanie c.w.u.

W listopadzie 2013 roku został zainstalowany licznik energii elektrycznej oraz licznik ciepła. Na tej podstawie wyznaczono sezonowy współczynnik efektywności energetycznej (SPF) za badany okres, który porównano z obliczeniową wartością tego samego parametru (SCOP) pozyskaną w trakcie obliczeń symulacyjnych.



Fot. 18.1. Dokumentacja fotograficzna instalacji świetlicy wiejskiej w Mierzynie (gmina Karlino)

Na podstawie analizy otrzymanych danych zweryfikowano okresowy współczynnik efektywności SPF. Granicę układu poddawanego analizie na wyznaczenie sezonowego (rocznego) współczynnika efektywności SCOP/SPF oraz definicje oznaczeń przedstawiono w rozdziale 12.3. Wartość rzeczywistą SPF określa się wg zależności [12.3].

Zarówno wartość obliczona współczynnika SCOP jak i zmierzona SPF zgodnie z tabelą 12.3 powinny być większe od $SCOP_{min} = SPF_{min} = 3,3$. Pozyskane dane i wyniki kalkulacji za okres pomiarowy 21.11.2013-16.05.2014 zestawiono w tabeli 18.1.

Tabela 18.1.

Parametry	Ozn.	Jedn.	Wartość	Uwagi
Dane instalacji				
Moc grzewcza pompy ciepła	Q_c	kW	11,84	A2/W35 (powietrze/woda)
Współczynnik efektywności	COP	-	3,84	A2/W35
Dostawca pompy ciepła	-	-	NIBE	F 2300
Badany sezon	-	-		21.11.2013-16.05.2014
Łączne ciepło użytkowe dostarczone przez pompę ciepła	Q_{usable}	kWh/sezon	12 490	W sezonie jw.
Zużycie energii elektrycznej ($E_{S_fan/pump} + E_{HW_hp}$)	ΣE_{EL}	kWh/sezon	3842	W sezonie jw.
Sezonowy współczynnik efektywności	SPF	-	3,25	W sezonie jw.
Wymagany minimalny sezonowy współczynnik efektywności	SPF_{min}	-	3,30	Tab. 12.3
Wyniki obliczeń symulacyjnych	SCOP	-	3,40	Za pełny rok kalendarzowy
Odchyłka pomiędzy wartością SPF a SPF_{min}	δ_1	%	- 1,5	
Odchyłka pomiędzy wartością SPF a SCOP	δ_2	%	- 4,4	
Pozostałe informacje				
Zaznacza się, że zarówno SPF_{min} jak i SCOP uwzględniają pełny rok kalendarzowy. Wyniki należy zweryfikować w okresie po 21.11.2014 r. Po uwzględnieniu pełnego roku z uwagi na pracę pompy ciepła w pozostałym okresie wartość SPF powinna wzrosnąć.				
Projekt także współfinansowany przez Szwajcarię w ramach szwajcarskiego programu współpracy z nowymi krajami członkowskimi Unii Europejskiej				

18.2. Przykład 2 – świetlica wiejska w Syrkowicach

Dostawa ciepła na potrzeby świetlicy wiejskiej w Syrkowicach (gmina Karlino) realizowana jest przez pompy ciepła powietrze/woda firmy NIBE typu F 2300 o mocy 11,84 kW (moc grzewcza określona przy parametrach A2/W35). Pompa ciepła współpracuje w trybie monowalentnym z instalacją ogrzewania podłogowego o parametrach 40/30 °C oraz zapewnia podgrzewanie c.w.u.

W listopadzie 2013 roku został zainstalowany licznik energii elektrycznej oraz licznik ciepła. Na tej podstawie będzie można oszacować sezonowy współczynnik efektywności energetycznej SPF, który będzie można porównywać z obliczeniową wartością tego samego parametru (SCOP) pozyskaną w trakcie obliczeń symulacyjnych.



Fot. 18.2. Dokumentacja fotograficzna instalacji świetlicy wiejskiej w Syrkowicach (gmina Karlino)

Na podstawie analizy otrzymanych danych zweryfikowano okresowy współczynnik efektywności SPF. Granicę układu poddawanego analizie na wyznaczenie sezonowego (rocznego) współczynnika efektywności SCOP/SPF oraz definicje oznaczeń przedstawiono w rozdziale 12.3. Wartość rzeczywistą SPF określa się wg zależności [12.3].

Zarówno wartość obliczona współczynnika SCOP jak i zmierzona SPF zgodnie z tabelą 12.3 powinny być większe od $SCOP_{min} = SPF_{min} = 3,3$. Pozyskane dane i wyniki kalkulacji za okres pomiarowy 21.11.2013-16.05.2014 zestawiono w tabeli 18.2.

Tabela 18.2.

Parametry	Ozn.	Jedn.	Wartość	Uwagi
Dane instalacji				
Moc grzewcza pompy ciepła	Q_c	kW	11,84	A2/W35 (powietrze/woda)
Współczynnik efektywności	COP	-	3,84	A2/W35
Dostawca pompy ciepła	-	-	NIBE	F 2300
Badany sezon	-	-		21.11.2013-16.05.2014
Łączne ciepło użytkowe dostarczone przez pompę ciepła	Q_{usable}	kWh/sezon	10 590	W sezonie jw.
Zużycie energii elektrycznej ($E_{S_fan/pump} + E_{HW_hp}$)	ΣE_{EL}	kWh/sezon	3 200	W sezonie jw.
Sezonowy współczynnik efektywności	SPF	-	3,31	W sezonie jw.
Wymagany minimalny sezonowy współczynnik efektywności	SPF_{min}	-	3,30	Tab. 12.3
Wyniki obliczeń symulacyjnych	SCOP	-	3,80	Za pełny rok kalendarzowy
Odchyłka pomiędzy wartością SPF a SPF_{min}	δ_1	%	0	
Odchyłka pomiędzy wartością SPF a SCOP	δ_2	%	-13%	
Pozostałe informacje				
Zaznacza się, że zarówno SPF_{min} , jak i SCOP uwzględniają pełny rok kalendarzowy. Wyniki należy zweryfikować w okresie po 21.11.2014 r. Po uwzględnieniu pełnego roku z uwagi na pracę pompy ciepła w pozostałym okresie wartość SPF powinna wzrosnąć.				
Projekt także współfinansowany przez Szwajcarię w ramach szwajcarskiego programu współpracy z nowymi krajami członkowskimi Unii Europejskiej				

18.3. Przykład 3 - budynek Warsztatów Terapii Zajęciowej w Karlinie

Dostawa ciepła realizowana jest przez pompy ciepła powietrze/woda firmy VISSMANN typu Vitocal 350 A o mocy 14,50 kW (moc grzewcza określona przy parametrach A2/W35). Pompa ciepła współpracuje w trybie biwalentnym alternatywnym z kondensacyjnym kotłem gazowym Vitocrossal 300 o mocy 60 kW. System grzewczy to instalacja grzejnikowa o parametrach 60/50°C (oszacowanie). W dokumentacji projektowej nie odnaleziono zapisów odnośnie parametrów instalacji grzejnikowej. Zapotrzebowanie na c.w.u. według dokumentacji projektowej określono na poziomie 270 l/d o temp. 50°C

W marcu 2014 roku został zainstalowany licznik energii elektrycznej oraz licznik ciepła. Na tej podstawie będzie można oszacować sezonowy współczynnik efektywności energetycznej SPF, który będzie można porównywać z obliczeniową wartością tego samego parametru (SCOP) pozyskaną w trakcie obliczeń symulacyjnych.



Fot. 18.3. Dokumentacja fotograficzna instalacji budynku Warsztatów Terapii Zajęciowej w Karlinie

Na podstawie analizy otrzymanych danych zweryfikowano okresowy współczynnik efektywności średniorocznej SPF. Granicę układu poddawanego analizie na wyznaczenie sezonowego (rocznego) współczynnika efektywności SCOP/SPF oraz definicje oznaczeń przedstawiono w rozdziale 12.3. Wartość rzeczywistą SPF określa się według zależności [12.3].

Zarówno wartość obliczona współczynnika SCOP jak i zmierzona SPF zgodnie z tabelą 12.3 powinny być większe od $SCOP_{min} = SPF_{min} = 3,3$. Pozyskane dane i wyniki kalkulacji za okres pomiarowy 01.03.2014-31.05.2014 zestawiono w tabeli 18.3.

Tabela 18.3.

Parametry	Ozn.	Jedn.	Wartość	Uwagi
Dane instalacji				
Moc grzewcza pompy ciepła	Q_c	kW	14,50	A2/W35 (powietrze/woda)
Współczynnik efektywności	COP	-	3,50	A2/W35
Dostawca pompy ciepła	-	-	VISSMANN	Vitocal 350 A
Badany sezon	-	-		0.1.03-31.05.2014
Łączne ciepło użytkowe dostarczone przez pompę ciepła	Q_{usable}	kWh/sezon	1 378	W sezonie jw.
Zużycie energii elektrycznej ($E_{S_fan/pump} + E_{HW_hp}$) - ($E_{B_fan/pump}$)	ΣE_{EL}	kWh/sezon	415	W sezonie jw.
Sezonowy współczynnik efektywności	SPF	-	3,32	W sezonie jw.
Wymagany minimalny sezonowy współczynnik efektywności	SPF_{min}	-	3,30	Tab. 12.3
Wyniki obliczeń symulacyjnych	SCOP	-	3,09	Za pełny rok kalendarzowy
Odchyłka pomiędzy wartością SPF a SPF_{min}	δ_1	%	0	
Odchyłka pomiędzy wartością SPF a SCOP	δ_2	%	+7,4	
Pozostałe informacje				
Zaznacza się, że zarówno SPF_{min} , jak i SCOP uwzględniają pełny rok kalendarzowy. Wyniki należy zweryfikować w okresie po 31.03.2015 r. Po uwzględnieniu pełnego roku z uwagi na pracę pompy ciepła w pozostałym okresie wartość SPF powinna wzrosnąć.				
Projekt także współfinansowany przez Szwajcarię w ramach szwajcarskiego programu współpracy z nowymi krajami członkowskimi Unii Europejskiej				

18.4. Przykład 4 – dom jednorodzinny w Brienz, Szwajcaria

Prezentowany dom jednorodzinny został oddany do użytku w 1960 r. Po modernizacji osiągnięto standard „PlusEnergieBau”, tj. „Dom PLUS Energetyczny”. W pierwszej kolejności wykonano docieplenie wełną o grubości 30 cm. W drugim etapie w ramach modernizacji dachu zintegrowano go z instalacją termicznych kolektorów słonecznych oraz panelami fotowoltaicznymi. Ciepło z kolektorów słonecznych gromadzone jest w zasobniku i może być także wykorzystywane do ogrzewania systemu c.o. Trzeci etap polegał na montażu pompy ciepła typu powietrze/woda. W budynku zamontowano również wentylację mechaniczną z odzyskiem ciepła. Dodatkowo zainstalowano oświetlenie LED oraz inne wyposażenie wysokiej klasy energetycznej (min. klasa A). W rezultacie ilość wytworzonej energii i ciepła z wykorzystaniem promieniowania słonecznego w ciągu roku jest większa o 31% niż roczne zapotrzebowanie budynku. Pompa ciepła załącza się sporadycznie, tj. w okresie maksymalnego zapotrzebowania. Poniżej zawarto zdjęcia obiektu (fot. 18.4) oraz dane charakterystyczne (tab. 18.4).



Fot. 18.4. Dokumentacja fotograficzna instalacji w domu jednorodzinny (Brienz, Szwajcaria – dzięki uprzejmości właściciela budynku)

Instalacja jest w pełni opomiarowana i monitorowana, w związku z tym użytkownik posiada szczegółową wiedzę o pracy wszystkich systemów i urządzeń.

Tabela 18.4.

Parametry	Ozn.	Jedn.	Wartość	Uwagi
Dane budynku przed modernizacją				
Rok budowy			1960	
Powierzchnia ogrzewana	A _C	m ²	302	
Zapotrzebowanie na energię elektryczną i ciepło łącznie	E _{tot1} + Q _{tot1}	kWh/rok	48 000	
Dane budynku po modernizacji				
Zapotrzebowanie na energię elektryczną	E _{tot2}	kWh/rok	4978	
Zapotrzebowanie na ciepło	Q _{tot2}	kWh/rok	7956	
Zapotrzebowanie na energię elektryczną i ciepło łącznie	E _{tot2} + Q _{tot2}	kWh/rok	12 934	100%
Ogólny wskaźnik redukcji zapotrzebowania na energię	R _E	%	73	
Pierwszy okres rozliczeniowy			2013	
Dane instalacji				
Instalacja paneli fotowoltaicznych	Q _{PV}	kWp	13,7	
Produkcja energii elektrycznej	E _{PV}	kWh/rok	13 334	
Instalacja kolektorów słonecznych	A _a	m ²	11,5	
Ciepło dostarczone z instalacji kolektorów słonecznych	E _p	kWh/rok	3600	
Energia słoneczna łącznie	E _{PV} +E _p	kWh/rok	16 934	131%
Nadwyżka energetyczna	–	%	31	
Moc grzewcza pompy ciepła	Q _c	kW	9	A2/W35 (powietrze/woda)
Dostawca pompy ciepła	–	–	NIBE	AMS 10

18.5. Przykład 5 – dom jednorodzinny w Udligenswil, Szwajcaria

Prezentowany dom jednorodzinny został wyposażony w pompę ciepła współpracującą z dwoma zbiornikami wodno-łodowymi po 12 m³ każdy, które umieszczono w gruncie. Stanowią one dolne źródło ciepła do pomp ciepła łącznie z instalacją kolektorów powietrzno-słonecznych. Ponadto na dachu zabudowano instalację termicznych kolektorów słonecznych oraz panele fotowoltaiczne. Instalacja jest w pełni opomiarowana i monitorowana, w związku z tym użytkownik posiada szczegółową wiedzę o pracy wszystkich systemów i urządzeń. Poniżej zawarto zdjęcia dachu, zbiorników wodno-łodowych, instalacji wewnętrznej (fot. 18.5) oraz dane charakterystyczne (tab. 18.5.). W przypadku nadmiaru ciepła podgrzewany jest zewnętrzny basen rekreacyjny.



Fot. 18.5. Dokumentacja fotograficzna instalacji w domu jednorodzinny (Udligenswil, Szwajcaria – dzięki uprzejmości właściciela budynku)

Tabela 18.5.

Parametry	Ozn.	Jedn.	Wartość	Uwagi
Dane budynku				
Rok budowy			1997	
Powierzchnia ogrzewana	A _C	m ²	306	
Zapotrzebowanie na energię elektryczną	E _{tot2}	kWh/rok	5 600	
Zapotrzebowanie na ciepło c.o.	Q _{co}	kWh/rok	23 000	
Zapotrzebowanie na ciepło c.w.u.	Q _{cwu}	kWh/rok	2 900	
Zapotrzebowanie na energię elektryczną i ciepło łącznie	E _{tot2} + Q _{tot2}	kWh/rok	31 500	100%

Tabela 18.5 cd.

Parametry	Ozn.	Jedn.	Wartość	Uwagi
Dane instalacji				
Instalacja paneli fotowoltaicznych	Q_{PV}	kWp	14,04	
Produkcja energii elektrycznej	E_{PV}	kWh/rok	16 000	
Instalacja kolektorów powietrzno-słonecznych	A_a	m ²	23,14	
Instalacja kolektorów słonecznych	A_s	m ²	11,5	
Ciepło dostarczone z instalacji kolektorów słonecznych razem	E_p	kWh/rok	19 400	
Energia słoneczna łącznie	$E_{PV}+E_p$	kWh/rok	35 400	112,3 %
Nadwyżka energetyczna	-	%	12	
Moc grzewcza pompy ciepła	Q_c	kW	12,9	A2/W35 (powietrze/ woda)
Dostawca pompy ciepła	-	-	VISSMANN	Vitocal 300-G BWC

W ogólnym bilansie prezentowany dom jednorodzinny spełnia również standardy „PlusEnergieBau”, tj. „Domu PLUS Energetycznego”.

19. Ankieta – pompy ciepła

Jedną z czynności na początku zadania inwestycyjnego (rys. 16.1, rys. 16.2) jest rozpoznanie potrzeb użytkowników obiektu i możliwości zabudowy pompy ciepła, jej dolnego źródła i układów współpracujących. W tym celu proponuje się przeprowadzenie identyfikacji obiektu z wykorzystaniem ankiety, której propozycję przedstawiono na następnych stronach. Ankieta jest dostępna w wersji elektronicznej na witrynie www.schematy.info w dziale „Oprogramowanie”

Dane wejściowe do programów symulacyjnych 1/7 (pompy ciepła)

Informacje o projekcie				
Dane techniczne i teled adresowe obiektu				
Osoba kontaktowa		Tel.	e-mail	
Strefa klimatyczna				
Biuro projektów				
Osoba kontaktowa		Tel.	e-mail	
Informacje do programu symulacyjnego		Jedn.	Wartość	Uwagi
Powierzchnia ogrzewana		m ²		
Obciążenie ciepłe		W/m ²		
		W/m ³		
Zapotrzebowanie na ciepło		kWh/(m ² ·rok)		
		kWh/rok		
Zyski solarne (słoneczne)		kWh/rok		
Wewnętrzne zyski ciepła		kWh/rok		
Udział ogrzewania podłogowego		%		
Obliczeniowe parametry ogrzewania		°C		Zasilanie/powrót
Udział ogrzewania grzejnikowego		%		
Obliczeniowe parametry ogrzewania		°C		Zasilanie/powrót
Żądana temperatura w pomieszczeniu		°C		
Dzienne zapotrzebowanie na c.w.u.		litry/dzień		
Ciepła woda grzana z :		<input type="checkbox"/>	Pompy ciepła	
		<input type="checkbox"/>	Innego źródła	
Żądana temperatura c.w.u.		°C		
Czy planuje się wygrzewanie antybakteryjne		<input type="checkbox"/>	TAK	
		<input type="checkbox"/>	NIE	
Czy planuje się chemiczne dozowanie środka antybakteryjnego		<input type="checkbox"/>	TAK	
		<input type="checkbox"/>	NIE	
Pojemność podgrzewacza/zasobnika c.w.u.		litry		
Rodzaj podgrzewania c.w.u.		<input type="checkbox"/>	Pojemnościowy	Z węzownią
		<input type="checkbox"/>	Zasobnikowy	Wymiennik zewn.
		<input type="checkbox"/>	Zasobn.-przepływ.	
Długość przewodów cyrkulacyjnych.		m		
Liniowy współczynnik strat ciepła przewodu cyrkulacyjnego		W/(m·K)		
Czas pracy cyrkulacji		h/doba		

Dane wejściowe do programów symulacyjnych 2/7 (pompy ciepła)

Informacje do programu symulacyjnego	Zaznaczenie	Wartość	Uwagi
Typ pompy ciepła	<input type="checkbox"/>	Powietrze/woda	
	<input type="checkbox"/>	Solanka/woda	
	<input type="checkbox"/>	Woda/woda	
	<input type="checkbox"/>	Bezpośr. odparow.	
	<input type="checkbox"/>	Sorpcyjna gazowa	
	<input type="checkbox"/>	Sprężark. gazowa	
Typ dolnego źródła ciepła	<input type="checkbox"/>	Poziomy GWC	
	<input type="checkbox"/>	Pionowy GWC	
	<input type="checkbox"/>	GRD GWC	
	<input type="checkbox"/>	Koszowy GWC	
	<input type="checkbox"/>	Woda	
	<input type="checkbox"/>	Powietrze zewn.	
Typ źródła ciepła uzupełniającego	<input type="checkbox"/>	Gazowe	
	<input type="checkbox"/>	Olejowe	
	<input type="checkbox"/>	Elektryczne	
	<input type="checkbox"/>	MPEC	
	<input type="checkbox"/>	Paliwo stałe	
	<input type="checkbox"/>	Inne	
Rodzaj współpracy pompy ciepła z uzupełniającym źródłem ciepła	<input type="checkbox"/>	Monowalentny	
	<input type="checkbox"/>	Biwalentny alternatywny	
	<input type="checkbox"/>	Biwalentny równoległy	
	<input type="checkbox"/>	Monoenergetyczny alternatywny	
	<input type="checkbox"/>	Monoenergetyczny równoległy	
	<input type="checkbox"/>	Monoenergetyczny część. równoległy	
Bufory wody grzewczej do c.o.	<input type="checkbox"/>	litry	
Bufory wody grzewczej do c.w.u.	<input type="checkbox"/>	litry	
Bufory wody grzewczej do c.o. i c.w.u.	<input type="checkbox"/>	litry	

Dane wejściowe do programów symulacyjnych 3/7 (pompy ciepła)

Informacje do programu symulacyjnego	Jedn.	Wartość	Uwagi
Parametry dolnego źródła – poziomy GWC (poziomy gruntowy wymiennik ciepła)			
Powierzchnia zabudowy	m ²		
Rodzaj gruntu	–		
Jednostkowa wydajność cieplna	W/m ²		
Długość łączna wymiennika	m		
Parametry dolnego źródła – pionowy GWC (pionowy gruntowy wymiennik ciepła)			
Długość pionowego GWC	m		
Średnioważony współczynnik przewodzenia ciepła gruntu (w razie braku – wyniki badań TRT lub przekrój pionowy gruntu z podaniem rodzaju warstw)	W/(m·K)		
Jednostkowa wydajność cieplna	W/m		
Ilość	sztuk		
Średnica zewnętrzna/wewnętrzna rury GWC	mm		
Odległość pomiędzy odwiertami	m		
Parametry dolnego źródła – GRD GWC (radialny gruntowy wymiennik ciepła)			
Długość pionowego GWC	m		
Średnioważony współczynnik przewodzenia ciepła gruntu (w razie braku – wyniki badań TRT lub przekrój pionowy gruntu z podaniem rodzaju warstw)	W/(m·K)		
Jednostkowa wydajność cieplna	W/m		
Kąt odchylenia od pionu	stopnie		
Ilość	sztuk		
Średnica zewnętrzna/wewnętrzna rury GWC	mm		
Parametry koszowego źródła – koszowy GWC (koszowy gruntowy wymiennik ciepła)			
Typ i nazwa producenta	–		
Jednostkowa wydajność cieplna	W/szt.		
Temperatura powietrza	°C		
Wydajność	m ³ /h		
Rodzaj cieczy niskokrzepnącej	<input type="checkbox"/>	Na bazie glikolu etylenowego	
	<input type="checkbox"/>	Na bazie glikolu propylenowego	
	<input type="checkbox"/>	Inne	
	<input type="checkbox"/>	Inne	

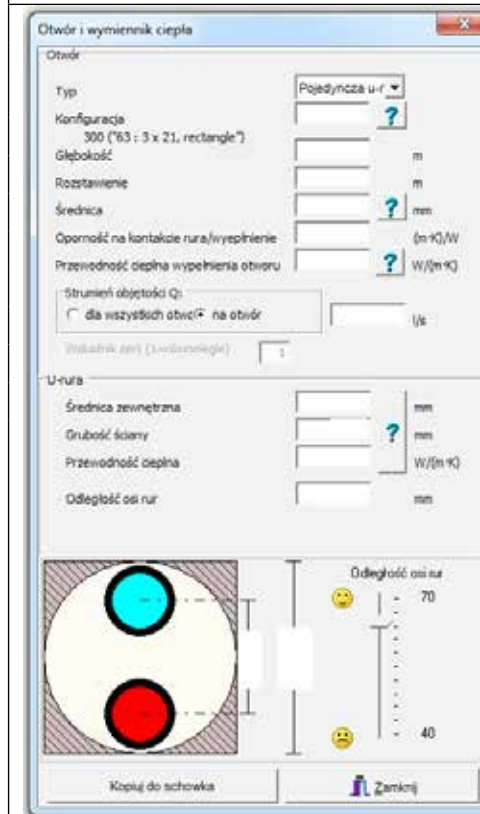
Dane wejściowe do programów symulacyjnych 4/7 (pompy ciepła)

Informacje do programu symulacyjnego	Jedn.	Wartość	Uwagi
Moc elektryczna			
Pompa cieczi niskokrzepnącej dolnego źródła	W		
Silnik wentylatora pompy powietrze-woda	W		Dotyczy split
Pompa cyrkulacyjna	W		
Pompa ładująca c.w.u.	W		
Pompy obiegowe (łącznie)	W		
Pompa ładowania bufora	W		
Bufory wody grzewczej do c.o.	□	litry	

Informacje do programu symulacyjnego	Zazn./Jedn.	Wartość	Uwagi
Basen			
Kryty w hali	□		
Otwarty (zewnątrzny)	□		
Czas pracy: cały rok	□		
Sezonowy	□		Podać czas pracy
Lustro wody przykrywane na noc	□		
Lustro wody bez przykrycia na noc	□		
Wymiary			
Długość	m		
Szerokość	m		
Średnia głębokość	m		
Parametry cieplne			
Pożądana temperatura wody basenowej	°C		
Maksymalna temperatura wody basenowej	°C		
Temperatura powietrza otaczającego	m		Dotyczy basenu krytego
Wilgotność względna	%		Dotyczy basenu krytego
Użytkowanie			
Liczba osób korzystających z basenu	osoby/dzień		
Ilość wody uzupełniającej nieckę	litry/dzień		

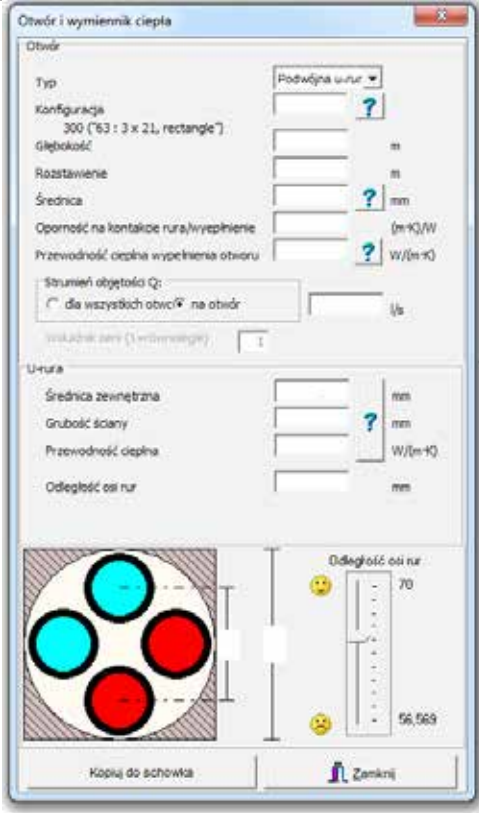
Dane wejściowe do programów symulacyjnych 5/7 (pompy ciepła)

Informacje do programu EED	Jedn.	Wartość	Uwagi	
Własności gruntu				
Średnioważona przewodność cieplna	W/(m·K)			
Objętościowa pojemność cieplna	MJ/(m ³ ·K)			
Temperatura na powierzchni gruntu	°C			
Geotermalny strumień ciepła	W/m ²			
Ciecz niskokrzepnąca (nośnik ciepła)				
Przewodność cieplna	W/(m·K)			
Ciepło właściwe	J/(kg·K)			
Gęstość	kg/m ³			
Lepkość	kg/(m·s)			
Temperatura zamarzania	°C			
Wymiarowanie pionowego GWC – (pojedyncza U-rura)				
Otwór wiertniczy i U-rura	Pz	Jedn.	Wartość	Opis
	(1)	–		Wg dokumentacji
	(2)	m		Długość pion. sondy
	(3)	m		Odległość pomiędzy sondami
	(4)	mm		Średnica otworu
	(5)	(m·K)/W		Opór cieplny r/w
	(6)	W/(m·K)		Materiał wypełniający
	(7)	l/s		Przepływ cieczi niskokrzepnącej
	(8)	mm		Średnica zewnętrzna U-rury
	(9)	mm		Grubość ścianki U-rury
	(10)	W/(m·K)		Materiał U-rury
	(11)	mm		Odstęp U-rur
Uwagi				



(źródło EED)

Dane wejściowe do programów symulacyjnych 6/7 (pompy ciepła)

Wymiarowanie pionowego GWC – (podwójna U-rura)				
Otwór wiertniczy i U-rura	Pz	Jedn.	Wartość	Opis
	(1)	-		Wg dokumentacji
	(2)	m		Długość pion. sondy
	(3)	m		Odległość pomiędzy sondami
	(4)	mm		Średnica otworu
	(5)	(m-K)/W		Opór cieplny r/w
	(6)	W/(m-K)		Materiał wypełniający
	(7)	l/s		Przepływ cieczy niskokrzepnącej
	(8)	mm		Średnica zewnętrzna U-rury
	(9)	mm		Grubość ścianki U-rury
	(10)	W/(m-K)		Materiał U-rury
	(11)	mm		Odstęp U-rur
Uwagi:				

(źródło EED)

Obciążenie dolnego źródła ciepła (lub ilość ciepła i chłodu dostarczanego przez pompę ciepła)			
Okres	Jednostka	Ciepło	Chłód
Styczeń	MWh/m-c		
Luty	MWh/m-c		
Marzec	MWh/m-c		
Kwiecień	MWh/m-c		
Maj	MWh/m-c		
Czerwiec	MWh/m-c		
Lipiec	MWh/m-c		
Sierpień	MWh/m-c		
Wrzesień	MWh/m-c		
Październik	MWh/m-c		
Listopad	MWh/m-c		
Grudzień	MWh/m-c		
ROZCZNIE	MWh/m-c		

Pompy ciepła
Należy dostarczyć pełne dane na temat pomp ciepła – tj. charakterystyki sprawności COP, przebiegi mocy grzewczej i chłodniczej w zależności od temperatury zasilania i dolnego źródła ciepła

Dane wejściowe do programów symulacyjnych 7/7 (pompy ciepła)

Rodzaj paliwa	Jedn.	Wartość	Uwagi
Koszty ciepła z różnych źródeł energii i paliw przeliczone w odniesieniu do ciepła spalania			
Węgiel kamienny	gr/kWh		
Gaz ziemny wysokometanowy	gr/kWh		
Olej opalowy	gr/kWh		
Pelet	gr/kWh		
Energia elektryczna	gr/kWh		
MPEC	gr/kWh		
Inne			

20. Literatura

1. Betriebssicherheit thermischer Solaranlagen, Informationsblatt Nr. 34, Bundesindustrieverband Deutschland Haus-, Energie- und Umweltechnik e.V., Köln 2011.
2. Dämmung von Rohrleitungen zur Energieeinsparverordnung (EnEV 2009)
3. Dziennik Urzędowy Unii Europejskiej nr L 239 tom 56 z dnia 6 września 2013 r.
4. Dyrektywa UE 2009/28/WE.
5. Felix A. Peuser, Langzeiterfahrung Solarthermie, Wegweiser für das Erfolgreiche Planen und Bauen von Solaranlagen, Berlin, 2001.
6. Jakub Koczorowski, Paweł Lachman, Adolf Mirowski, Marcin Franke, Hubert Wolski, Poradnik inwestora, Energia geotermalna i pompy ciepła. Informacje i porady dla początkujących Polska Organizacja Rozwoju Technologii Pomp Ciepła, Kraków 2014. Przy współpracy BWP (Bundesverband Waermepumpe e.V./Niemcy).
7. Janne Dragsted, Simon Furbo, Bengt Perers Solfangerkreds med stor ekspansionsbeholder og fordampning i solfanger ved faretruende høje temperaturer til sikring af solfangervæske og anlæg, Sagsrapport, Institut for Byggeri og Anlæg, 2009.
8. Jörn Scheuren, Untersuchungen zum Stagnationsverhalten solarthermischer Kollektorfelder. Kassel University, 2008.
9. Jörn Scheuren, Wolfgang Eisenmann, Stagnationsuntersuchungen in den Kollektorkreisen hochdimensionierter großer thermischer Solaranlagen, Institut für Solarenergieforschung GmbH Hameln/Emmerthal (ISFH), 2007.
10. Karl Hainz Remmers, Grosse Solaranlagen, Einstieg in Planung und Praxis, Berlin 2001.
11. Lucjan Czechowski, Krystyna Dziworska, Teresa Gostkowska, Anna Górczyńska, Elżbieta Ostrowska, Projekty inwestycyjne. Finansowanie, metody i procedury oceny, ODDK, Gdańsk 1999.
12. Mathias Rommel, Schlussbericht zum Teilprojekt: Entwicklung von Techniken zur Beherrschung des Stillstandsbetriebs, Fraunhofer Institut für Solare Energiesysteme ISE, Freiburg 2007.
13. MuKE n 2008 Mustervorschriften der Kantone im Energiebereich (MuKE n), Szwajcaria 2008.
14. Podręcznik architekta, projektanta i instalatora. Pompy ciepła, Akademia Viessmann Polska, Wrocław 2013
15. Podręcznik architekta, projektanta i instalatora. Kolektory słoneczne, Akademia Viessmann Polska, Wrocław 2013
16. Paweł Lachman, Adolf Mirowski, Marian Rubik, Kazimierz Wojtas i inni Wytyczne projektowania, wykonania i odbioru instalacji z pompami ciepła, Część 1, Dolne źródła do pomp ciepła, Polska Organizacja Rozwoju Technologii Pomp Ciepła (PORT PC), Kraków 2013.
17. Paweł Lachman, Adolf Mirowski, Wytyczne projektowania, wykonania i odbioru instalacji z pompami ciepła, Część 2, Skrócona metoda obliczania rocznego współczynnika efektywności pomp ciepła, Polska Organizacja Rozwoju Technologii Pomp Ciepła (PORT PC), Kraków 2014.
18. Paweł Lachman, Marian Rubik, Adolf Mirowski, Wytyczne projektowania, wykonania i odbioru instalacji z pompami ciepła, Część 3, Uproszczona metoda obliczania rocznego współczynnika efektywności grzewczej i rocznego współczynnika wykorzystania instalacji z sorpcyjną pompą ciepła, Polska Organizacja Rozwoju Technologii Pomp Ciepła (PORT PC), Kraków 2014.
19. Paweł Lachman, Polski rynek i technologie pomp ciepła, Materiały konferencyjne, Polska Organizacja Rozwoju Technologii Pomp Ciepła, Kraków 2014.
20. Paweł Lachman, Marek Miara, Brunon Grochal, Marian Rubik, Robert Grejcz, Sebastian Kaletka, Wpływ zastosowania pomp ciepła na środowisko, korzyści wynikające z ich zastosowania i oraz znaczenie w Polsce do 2020 r. Materiały konferencyjne, Polska Organizacja Rozwoju Technologii Pomp Ciepła (PORT PC), Kraków 2013.
21. Piotr Bugajski, Grzegorz Kaczor, Struktura zużycia zimnej i ciepłej wody w gospodarstwie jednorodzinnym, PAN 2005.
22. Piotr Jadwiszczak, Zastosowanie pomp ciepła w świetle nowych warunków technicznych 2 104, 2017, i 20121 r. oraz programu NF 40. Polska Organizacja Rozwoju Technologii Pomp Ciepła, Kraków 2014.
23. Rozporządzenie Ministra Transportu, Budownictwa i Gospodarki Morskiej z dnia 5 lipca 2013 r. (poz. 926)
24. Rozporządzenie Komisji (UE) z dnia 01.03.2013 r.
25. Wytyczne VDI 2067.

21. Wykaz norm

1. PN-EN 12975-1:2010 +A1 Słoneczne systemy grzewcze i ich elementy – Kolektory słoneczne – Część 1: Wymagania ogólne
2. PN-EN 12975-2:2007 Słoneczne systemy grzewcze i ich elementy – Kolektory słoneczne – Część 2: Metody badań
3. PN-EN 12977-3:2012 Słoneczne systemy grzewcze i ich elementy – Systemy wykonywane na zamówienie – Część 3: Metody badań wydajności zbiorników wodnych magazynujących ciepło słoneczne
4. PN-EN ISO 9806:2014-02 Energia słoneczna – Słoneczne kolektory grzewcze – Metody badań
5. PN-B-02421:2000 Ogrzewnictwo i ciepłownictwo – Izolacja cieplna przewodów, armatury i urządzeń – Wymagania i badania odbiorcze
6. PN-EN 13941+A1 Projektowanie i budowa sieci ciepłowniczych z systemu preizolowanych rur zespolonych
7. PN-EN ISO 10380:2013 Przewody rurowe – Faliście giętkie przewody metalowe i zespoły przewodów giętkich
8. PN-EN 62305-2:2012 Ochrona odgromowa – Część 2: Zarządzanie ryzykiem
9. PN-EN ISO 10380:2013 Przewody rurowe – Faliście giętkie przewody metalowe i zespoły przewodów giętkich
10. PN-EN 14511 (cz. 1, 2, 3, 4) Klimatyzatory, ziębiarki cieczy i pompy ciepła ze sprężarkami o napędzie elektrycznym, do grzania i ziębienia
11. PN-EN 12309:2002 (cz. 1, 2) Urządzenia klimatyzacyjne absorpcyjne i adsorpcyjne i/lub wyposażone w pompy ciepła, zasilane gazem, o obciążeniu cieplnym nieprzekraczającym 70 kW
12. PN-EN 16147:2011 Pompy ciepła ze sprężarkami o napędzie elektrycznym – Badanie i wymagania dotyczące oznakowania zespołów do ogrzewania pomieszczeń i ciepłej wody użytkowej
13. PN-EN 15879-1:2011 Badanie i charakterystyki pomp ciepła ze sprężarkami o napędzie elektrycznym, z gruntem jako dolnym źródłem ciepła, do ogrzewania i/lub chłodzenia pomieszczeń – Część 1: Pompy ciepła grunt-woda”
14. PN-EN 14825:2014-02 Klimatyzatory, ziębiarki cieczy i pompy ciepła ze sprężarkami o napędzie elektrycznym, do grzania i ziębienia – Badanie i ocena w warunkach niepełnego obciążenia oraz obliczanie wydajności sezonowej
15. PN-EN 12309-2:2002 Urządzenia klimatyzacyjne absorpcyjne adsorpcyjne i/lub wyposażone w pompy ciepła, zasilane gazem, o obciążeniu cieplnym nieprzekraczającym 70 kW – Część 2: Racjonalne zużycie energii (w przypadku pomp zasilanych gazem)
16. ÖNORM H 5155:2013 Izolacja cieplna rur i komponentów w wyposażeniu budynków
17. SIA 384/6:2010 Sondy gruntowe
18. SIA 385/1:2011 Urządzenia do ciepłej wody użytkowej. Podstawy i wymagania

ZWIĄZEK MIAST I GMIN DORZECZA PARSEŃY

Związek Miast i Gmin Dorzecza Parsęty od 22 lat pozyskuje fundusze na realizację projektów celem poprawy atrakcyjności regionu zrzeszonych w nim gmin. Jesteśmy prężnie i efektywnie działającą organizacją, która dzięki akcesowi Polski do Unii Europejskiej realizuje różne pomysły i inicjatywy. Zrzeszone gminy zajmują obszar o powierzchni 453 241,88 ha.

Wiele zrealizowanych pomysłów nie byłoby możliwych, gdyby nie przystąpienie Polski do Unii Europejskiej. Jednakże akces zobowiązał nas również do dostosowania się do norm, jakie obowiązują wszystkie kraje członkowskie. Na przestrzeni 22 lat Związek pozyskał na realizację projektów ze środków zewnętrznych blisko 1,19 mld zł.

Główne cele Związku wynikają z jego Statutu i są to zadania z zakresu ochrony środowiska (ziemi, powietrza, wody i krajobrazu), rozwoju gospodarczego regionu w oparciu o naturalne walory przyrodnicze, budowy i modernizacji urządzeń wodnościekowych celem podwyższenia czystości wód Dorzecza Parsęty, szeroko rozumianej edukacji dzieci i młodzieży, rozwoju infrastruktury turystycznej, administracyjnej, informatycznej, sportowej, kulturalno-oświatowej i komunikacyjnej. Wszystko to widać najlepiej na przykładzie zrealizowanych projektów i tych będących w trakcie realizacji. Budowa przystani kajakowych i ścieżek rowerowych, warsztaty dla dzieci i młodzieży z zakresu szeroko rozumianej edukacji ekologicznej, projekty inwestycyjne związane z gospodarką wodno-ściekową i efektywnym gospodarowaniem energią (montaż kolektorów słonecznych, modernizacja źródeł ciepła, usprawnienie instalacji grzewczej oraz montaż turbin wiatrowych w obiektach użyteczności publicznej) to różnokierunkowe spektrum działania Związku.

Obszar Dorzecza Parsęty to niezwykle atrakcyjny region pod względem turystycznym i przyrodniczo-krajobrazowym. Stąd też szczególna dbałość o środowisko naturalne i chęć zachowania jego niepowtarzalnego uroku dla następnych pokoleń.

Związek Miast i Gmin Dorzecza Parsęty

ul. Szymanowskiego 17

78-230 Karlino

tel./fax 94 311 72 47, 94 311 71 16

e-mail: zmigdp@parseta.org.pl

www.parseta.org.pl



