

Witold NIEMIEC, dr hab. inż., prof. PRz

Feliks STACHOWICZ, prof. dr hab. inż.

Mariusz SZEWCZYK, dr inż.

Tomasz TRZEPIECIŃSKI, dr inż.

Politechnika Rzeszowska

al. Powstańców Warszawy 12, 35-959 Rzeszów

e-mail: wniemiec@prz.edu.pl, stafel@prz.edu.pl,

szewmar@prz.edu.pl, tomtrz@prz.edu.pl

TECHNOLOGIA WYKORZYSTANIA BIOMASY W GOSPODARSTWACH MAŁOObszarowych

STRESZCZENIE

Produkcja biomasy drzewnej na własne potrzeby w gospodarstwie o niewielkim areale wymaga zastosowania maszyn agrotechnicznych dostosowanych do skali produkcji. Rozwiązania techniczne takich maszyn zostały opracowane i opatentowane w Politechnice Rzeszowskiej. Przedstawiono wybrane możliwości wykorzystania energii biomasy oraz technologię produkcji roślin energetycznych dla gospodarstw małoobszarowych. Szczególnie interesujące dla przedsięwzięć w takiej skali są rozwiązania oparte na kotle bezpośredniego spalania sprzężonego z silnikiem Stirlinga zasilane zrębkami lub sieczką drzewną.

1. WPROWADZENIE

Tradycyjne źródło energii zawartej w drewnie aktywowane jest najczęściej poprzez pozyskiwanie ciepła albo zmianę nośnika energii w procesie zgazowania lub pirolizy. W przypadku pozyskiwania energii dla potrzeb gospodarstw małoobszarowych w dotychczasowej praktyce ciepło uzyskiwane jest najczęściej w procesach spalania drewna w piecach lub rzadziej w specjalnych konstrukcjach pieców z wykorzystaniem procesu zgazowania a następnie spalania otrzymanego gazu. Realizowana polityka gospodarki energią ze wrastającym udziałem OZE, dobrze wpisuje się w potrzeby i możliwości tanich sposobów zaopatrzenia w ciepło gospodarstw indywidualnych oddalonych od możliwości zaopatrywania się w energię ze zbiorczych źródeł jak to ma miejsce np. w miastach. Politechnika Rzeszowska od kilku lat prezentuje rozwiązania konstrukcyjne środków technicznych do produkcji, i przerobu biomasy zdrewniałych części roślin, z wykorzystaniem

niebezpiecznych odpadów (komunalne osady ściekowe) jako nawozu na zakładanych plantacjach.

2. KRYTERIA DOBORU ŹRÓDŁA ENERGII ODNAWIALNEJ

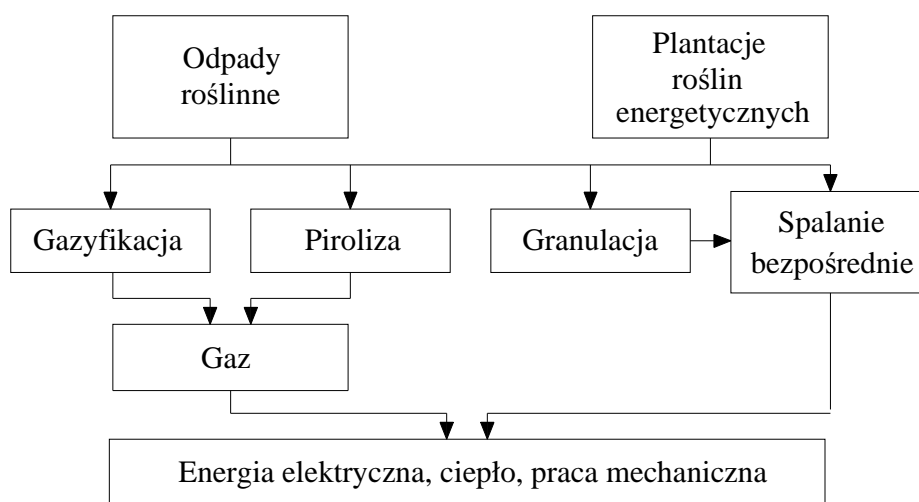
Rozpatrując efektywności zastosowania energii pochodzącej z biomasy w gospodarstwie małoobszarowym przyjąć należy kilka założeń. Przede wszystkim odnośnie wielkości gospodarstwa, a w konsekwencji zapotrzebowania na energię oraz stopnia dostępności do tradycyjnych źródeł i nośników energii. Z punktu widzenia możliwości wykorzystania odnawialnych źródeł energii najciekawszy jest przypadek, wynikający z przyczyn lokalizacyjnych lub założeń ekologicznych, braku dostępu do tradycyjnych nośników energii bezpośredniej, w szczególności sieciowych. Prowadzić to może do konieczności zapewnienia samowystarczalności energetycznej tak pod względem dostaw energii elektrycznej jak i energii cieplnej. Dla gospodarstwa samowystarczального energetycznie podstawowe źródło energii powinno charakteryzować się przede wszystkim:

- wysoką dyspozycyjnością, rozumianą tutaj jako zdolność do dostarczenia energii w wymaganej ilości i postaci niezależnie od pory roku, pory dnia i warunków pogodowych,
- wysoką efektywnością czy to w postaci źródła substancji czy to w postaci źródła energii termicznej, aby możliwe było wytwarzanie energii mechanicznej (elektrycznej) z sensowną sprawnością,
- dostępnością w miejscu wykorzystania lub niedalekiej odległości od niego – warunek samowystarczalności; dostarczanie nośników energii z większych odległości stawia pod znakiem zapytania sensowność substytucji konwencjonalnych nośników energii nośnikami energii odnawialnej,
- niskimi jednostkowymi kosztami pozyskiwanej energii w kontekście zarówno kosztów inwestycyjnych jak i kosztów eksploatacyjnych oraz czasu życia instalacji.

3. WYBRANE TECHNOLOGIE ENERGETYCZNEGO WYKORZYSTANIA BIOMASY W UKŁADACH KOGENERACYJNYCH

W przypadku energii biomasy trudności z dostępnością źródła energii są, w porównaniu z innymi wysokoefektywnymi źródłami energii odnawialnej, stosunkowo niewielkie. Cały obszar Polski posiada warunki do produkcji biomasy, a zatem każde gospodarstwo posiadające dostateczny areal może zapewnić sobie niezbędną ilość energii w postaci energii chemicznej zgromadzonej w biomacie. Rolnictwo jest podstawowym źródłem energii odnawialnej w postaci biomasy, ponieważ na plantacjach energetycznych odnawialność tego zasobu waha się od kilku miesięcy do 2 lat [1]. Przykład technologii produkcji energii z biomasy przedstawiono na rys. 1. Pierwszym etapem przetworzenia energii chemicznej jest, analogicznie jak w przypadku nieodnawialnych paliw chemicznych, proces spalania przekształcający ją w wysokotemperaturową energię termiczną. Może ona być bezpośrednio wykorzystywana tylko w tej postaci, ale dzięki wysokiej efektywności może zostać również z zadowalającą sprawnością przekształcona w energię elektryczną umożliwiając kogeneracyjne wytwarzanie energii elektrycznej i termicznej. Takie rozwiązanie jest możliwe, ponieważ biomasa, jak zdecydowana większość nośników energii chemicznej, ma bardzo dobre właściwości magazynowania co gwarantuje wysoką dys-

pozycyjnosc układów energetycznych opartych na biomase. Z technologii kogeneracyjnego wykorzystywania energii biomasy, które mogłyby spełnić wymagania rozważanej klasy zastosowań, takich jak: fermentacja beztlenowa i spalanie biogazu w silniku spalania wewnętrznego, rozkład termiczny i wykorzystanie gazu syntezowego do napędu silnika wewnętrznego lub zewnętrznego spalania, bezpośrednie spalanie biomasy i wykorzystanie uzyskanej energii termicznej do napędu silnika zewnętrznego spalania na szczególną uwagę zasługuje ostatnie rozwiązanie. Charakteryzuje się ono bowiem bardzo dobrą skalowalnością szczególnie w stronę instalacji małych, prostotą rozwiązania układu transformacji energii chemicznej na termiczną, możliwość prawie całkowitej automatyzacji procesu, wysokie resursy wszystkich elementów układu.



Rys. 1. Systemy produkcji energii wykorzystujące biomase.

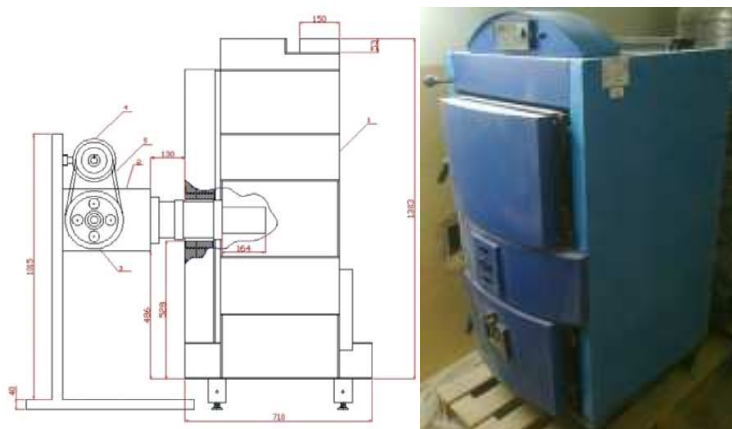
Fig. 1. Systems of energy production utilizing biomass.

Rozwój konstrukcji silników Stirlinga, które w wersji bezkorbowej z prądnicami liniowymi charakteryzują się sprawnością przewyższającą 20 % i okresami bezobsługowej pracy wynoszącej 20 i więcej lat [2], pozwala na prognozowanie pomyślnych efektów zastosowania tej technologii w układach kogeneracyjnych zasilanych biomasą, szczególnie w obszarze małych mocy. Szeroki przegląd rozwiązań układów energetycznych wykorzystujących silniki Stirlinga, również w układach biomasowych, badanych i przygotowywanych do komercyjnej sprzedaży lub będących już w komercyjnej sprzedaży przedstawiono np. w [3]. Silniki Stirlinga, pomimo tego, że są powszechnie znane i uznawane za proste do wykonania, są jednak prawie niedostępne na rynku. Wyjątkiem łamiącym tę niemal powszechną regułę jest firma GenoaStirling [4], której najmocniejszy aktualnie model o mocy 3 kWe, zaprezentowany na rys. 2., zakupiono w celu przeprowadzenia badań nad zasilanym biomasą drzewną układem kogeneracyjnym z silnikiem Stirlinga.

Zarówno efektywne wytwarzanie energii mechanicznej jak i wymagania eksploatacyjne silników Stirlinga wskazują że temperatura pracy silnika powinna być jak najwyższa. Minimalna temperatura pracy wynosząca około 500 °C jak i wysoka maksymalna temperatura wynosząca, ze względu na zastosowane na gorący wymiennik materiały



*Rys. 2. Dwucylindrowy silnik Stirlinga typu β GENOA03 produkcji Genoastirling.
Fig. 2. Two-cylinder, β -type Stirling engine GENOA03 by GnoaStirling.*



Rys. 3. Od lewej: schemat montażu silnika Stirlinga w kotle zasilanym sieczką drzewną oraz kocioł ze zgazowaniem przewidziany do pierwszego etapu badań układu kogeneracyjnego z silnikiem Stirlinga.

Fig. 3. From left: diagram of a Stirling engine mounted in the boiler fed with wood chips, gasification boiler intended for first stage tests of cogenerative system with Stirling engine.

zarodoporne, ok. 1100 °C [4], zakupionego silnika pozwalają na jego skojarzenie zarówno z kotłami rusztowymi jak i z kotłami ze zgazowaniem. W obu przypadkach dostępne są kotły o mocach wymaganych przez rozważany zakres zastosowań.

Na rys 3. przedstawiono rozwiązanie systemu kogeneracyjnego w oparciu o kocioł rusztowy z zasobnikiem przykotłowym i automatyką dozowania paliwa o mocy cieplnej ok. 50 kW oraz kocioł ze zgazowaniem o mocy ok. 20 kW na którym przeprowadzony zostanie pierwszy etap badań. Wysoka, rzędu $1000 \div 1300$ °C, maksymalna temperatura spalin w kotle ze zgazowaniem pozwala się spodziewać że 15% sprawność wytwarzania energii elektrycznej zostanie osiągnięta i silnik będzie pracował z pełną mocą. Pewnym ograniczeniem zastosowań na obecnym etapie rozwoju technologii silników Stirlinga są ich znaczne w stosunku do mocy rozmiary co ogranicza skalowanie w dół lub wymusza ograniczenie udziału mocy elektrycznej w bilansie. Utrudnia to umieszczenie silnika w komorze spalania kotła o mocy 50 kWt, który charakteryzuje się niższą średnią temperaturę w komorze spalania. W przypadku tych badań ciekawym zagadnieniem może się okazać optymalizacja umieszczenia silnika w stosunku do rusztu oraz optymalizacja procesu spalania w takim układzie kogeneracyjnym.

4. PRODUKCJA BIOMASY

Podstawą wykorzystania jakiegokolwiek źródła energii jest jego dostępność. W przypadku niektórych technologii biomasowych można się oprzeć na jej źródłach naturalnych lub odpadach produkcyjnych. Nie wszystkie jednak technologie tolerują każdą postać biomasy, a niezbyt duża w porównaniu z innymi technologiami pozyskiwania energii promieniowania słonecznego sprawność fotosyntezy, powoduje konieczność zakładania specjalistycznych plantacji roślin energetycznych.

Opracowana w Politechnice Rzeszowskiej technologia zakładania plantacji roślin energetycznych, pozyskania plonu i jego obróbki z wykorzystaniem komunalnych osadów ściekowych, bazuje na specjalistycznych maszynach zaprojektowanych i zastrzeżonych patentami oraz wzorami użytkowymi. Charakterystyczną cechą wspólną zaproponowanych rozwiązań jest dostosowanie ich dla potrzeb agrotechnicznych niewielkich gospodarstw południowej Polski. Przedstawiona technologia produkcji biomasy jest ciągle doskonała, a postęp w rozwoju technologii jest opisywany sukcesywnie w publikacjach [5-8] i prezentowany na konferencjach naukowych [9] w kraju i za granicą. Dotychczasowe kluczowe osiągnięcia w budowaniu technologii, przedstawiono w tabeli 1.

Tabela 1. Zestawienie maszyn i urządzeń wchodzących w skład technologii produkcji roślin energetycznych.

Table 1. The list of machines and devices component to technology of the energy plants production.

Rodzaj operacji	Miejsce i sposób wykonania czynności	Uwarunkowania prawne
Obróbka osadu: -stabilizacja -zagęszczanie -higienizacja	Oczyszczalnia ścieków	Realizowana w oczyszczalni technologia oczyszczania ścieków
Transport osadów na użytki rolnicze	Drogi: - publiczne - prywatne	Prawo o Ruchu Drogowym, Kodeks Drogowy

Dawkowanie nawozów pod zakładaną plantację	Przygotowanie i nawożenie użytków rolnych: - powierzchniowe - iniekcyjne ^{a, b}	Ustawy, rozporządzenia, Dobra praktyka rolnicza
Badanie oddziaływania na ludzi i środowisko przyrodnicze	Elementy ekosystemu badane w otoczeniu założonej plantacji: - gleby - wody ^c	Ustawy, rozporządzenia, decyzje
Produkcja i przechowywanie zręzków	Teren gospodarstwa - produkcja zręzków ^d	Warunki BHP oraz wymogi przechowywania sadzonek
Sadzenie, sianie	Arealy uprawne ^e	Dobra praktyka rolnicza i wymogi żywieniowe roślin
Pielęgnacja i ochrona plantacji	Arealy uprawne, praca: - ręczna - mechaniczna	Program ochrony i pielęgnacji zgodny z dobrą praktyką rolniczą
Zbiór wyprodukowanej biomasy	Na plantacji: - ręczny - mechaniczny ^{f, g}	Zgodnie z celem zagospodarowania
Wstępna obróbka zebranej biomasy	Na plantacji lub w jej pobliżu: - ręczna - mechaniczna ^{f, h, i, j, k}	Zgodnie z celem zagospodarowania

gdzie

^a Urządzenie do iniekcyjnego dawkowania do gleby sypkich nawozów organicznych i mineralnych, P 382062 (2007).

^b Urządzenie do wprowadzenia cieczy pod powierzchnię gleb i łąk, P 242124 (1983).

^c Urządzenie do zbierania i pomiaru infiltrującej wody w warunkach polowych, W 116896 (2007).

^d Urządzenie do produkcji zręzków, P 384427 (2008).

^e Sadzarka zręzków roślin o zdrewniałych pędach, W-119940 (2011).

^f Kombajn do zbioru i rozdrabniania zdrewniałych pędów roślin oraz gałęzi, W 119895 (2011).

^g Kosiarka do drzewiastych roślin, P 386842 (2010).

^h Sieczkarnia do drewna, W 116926 (2007).

ⁱ Podajnik ciętego materiału w sieczkarni do drewna, W-119154 (2010).

^j Mobilny kombajn do pozyskiwania biomasy z roślin o zdrewniałych pędach, W120576 (2011).

^k Kombajn do zbioru i rozdrabniania zdrewniałych pędów roślin energetycznych, W120965 (2012).

Tanie źródła energii do praktycznego i samodzielnego wykorzystania są poszukiwane w całym świecie. Posiadanie własnych arealów upraw przy wzrastających problemach związanych ze sprzedażą plonów oraz możliwościami uzyskania dopłat do produkcji

roślin energetycznych wzmacnia zainteresowanie energetycznym wykorzystaniem drewna wyprodukowanego we własnym gospodarstwie. Ekonomicznie uzasadniona produkcja oraz wykorzystanie we własnym gospodarstwie roślin energetycznych, obwarowane jest wieloma aspektami. Podczas analizy możliwości produkcji w małoobszarowym gospodarstwie należy brać pod uwagę, że wydajność produkcji roślin energetycznych uwarunkowana jest zastosowaną agrotechniką, a zatem jakością i kolejnością wykonywanych zabiegów przy uprawie roli i pielęgnacji roślin w celu uzyskania obfitych plonów wysokiej jakości. Właściwości fizyko-chemiczne gleb, ich skład mechaniczny, hipsografia terenu, warunki klimatyczne i budowa hydrogeologiczna, to podstawowa wiedza o przydatności arealu do produkcji rolniczej. Analiza możliwych do wykorzystania źródeł energii odnawialnej powinna uwzględniać różnorodne źródła energii. Wybór pozornie duży, w praktyce znacznie ograniczony i sprowadzający się do wykorzystania energii słońca w ograniczonych przyrodniczo terminach, energii wiatru, przepływającej wody i biomasy najczęściej drewna lub słomy.

5. PODSUMOWANIE

Wykorzystanie biomasy w celu zaspokojenia potrzeb energetycznych samowystarczalnego energetycznie gospodarstwa małoobszarowego wymaga przeprowadzenia specjalistycznych badań rozwiązań technicznych zastosowanych w urządzeniach do produkcji i przerobu biomasy drzewnej oraz urządzeniach do spalania biomasy opartych na biomasowym układzie kogeneracyjnym. Biomasa pozyskiwana z plantacji biomasy drzewnej charakteryzuje się wysoką zawartością wilgoci w związku z czym wymaga poduszania w zadaszonym magazynie do którego to procesu można wykorzystać energię promieniowania słonecznego. Zdaniem autorów, pod określeniem kompleksowe wykorzystanie odnawialnych źródeł energii w gospodarstwach małoobszarowych należy rozumieć sytuacje występujące w konkretnych przypadkach w terenie w warunkach sprzyjających do uzyskania różnych postaci energii z kilku źródeł zaliczanych do OZE, np. biomasy, słońca, wody, wiatru, energii termicznej otoczenia, wyjątkowo - zasobów geotermalnych lub gazu wyprodukowanego w procesie fermentacji metanowej biomasy.

6. LITERATURA

- [1] Baza Danych Odnawialnych Źródeł Energii Województwa Podkarpackiego; <http://www.baza-oze.pl/>.
- [2] Infinia Corporation; <http://www.infiniacorp.com/>.
- [3] Stirling Engine Assessment – final report; Electric Power Research Institute, Inc., Palo Alto, 2002.
- [4] Genoastirling S.r.l; <http://www.genoastirling.com/>.
- [5] Niemiec W., Zamorska J.; Zarys technologii zagospodarowania niebezpiecznych odpadów organicznych; Ekologia i Technika Vol.XIV, nr 6, 224-228, (2006).
- [6] Niemiec W.; Nowe maszyny do utylizacji osadów ściekowych i innych odpadów organicznych w uprawach roślin energetycznych; Ekologia i Technika Vol. XV, nr 5, 168-172, (2007).

- [7] Niemiec W., Stachowicz F., Szewczyk M., Trzpieciński T. ; Technological progress in production, logging and processing of the biomass, SSP – Journal of Civil Engineering, Vol.6, s. 85-92 (2011).
- [8] Niemiec W.; Wybrane problemy upraw roślin energetycznych na małych plantacjach; Nowa Energia, (71-74), nr 1, 2008.
- [9] Niemiec W., Sobolewska P.; Technologia produkcji roślin energetycznych z wykorzystaniem komunalnych osadów ściekowych; II Konferencja Solina 2008 Energia odnawialna. Innowacyjne Rozwiązania Materiały i Technologie dla Budownictwa, Zeszyty Naukowe PRz, nr 252, (281-286), Rzeszów, 2008.

TECHNOLOGY OF BIOMASS UTILIZATION IN SMALL-SIZED FARMS

SUMMARY

Production of wood biomass for the own needs of the small-sized farm require the application of agricultural machines adjusted to the scale of production. Technique solutions of such machines was developed and patented in Rzeszow University of Technology. The selected possibilities of biomass energy utilization and technology of energetic plants production for small-sized farms were presented. Especially in an interesting manner for small scale of such undertakings are solutions based on the direct-combustion boiler coupled with chips and pellets fired Stirling engine.

Tadeusz NOCH, doc.

Gdańska Szkoła Wyższa
Katedra Nauk Technicznych
ul. Wydmy 3, 80-656 Gdańsk
e-mail: gsw@gsw.gda.pl

WYBRANE ZAGADNIENIA EFEKTYWNOŚCI POMP CIEPŁA W ENERGETYCE CIEPLNEJ

STRESZCZENIE

W opracowaniu wybrane zagadnienia efektywności pomp ciepła w energetyce cieplnej zaprezentowano podział i wykorzystanie pomp ciepła. Przedstawiono ekonomiczną efektywność układów ogrzewania z pompą ciepła. Omówiono zastosowanie pomp ciepła do hybrydowego układu ogrzewania. W pracy uwzględniono występujące możliwości technologiczno-techniczne pompy ciepła. Scharakteryzowano dane techniczne wybranej pompy ciepła.

1. WPROWADZENIE

Podziału pomp ciepła dokonuje się pod względem zastosowania, wydajności cieplnej (wielkości) oraz rodzaju dolnego i górnego źródła ciepła. Rodzaj użytej energii napędowej odgrywa istotną rolę w klasyfikacji pomp ciepła. Rozróżnia się pompy ciepła typu: woda-woda, woda-powietrze, powietrze-woda, powietrze-powietrze, grunt-woda, grunt-powietrze. Możliwy jest też podział na urządzenia [10]:

- wykorzystujące odnawialne źródła ciepła, np. powietrze zewnętrzne, wody powierzchniowe i podziemne, grunt, promieniowanie słoneczne;
- wykorzystujące ciepło odpadowe, np. ciepło wód odpadowych, ciepło powietrza usuwanego z pomieszczeń klimatyzowanych.

W przypadku pomp ciepła możliwe jest jednocześnie wykorzystywanie mocy grzania i mocy ziębienia, jak również alternatywne wykorzystanie raz grzania, a raz chłodzenia. Warianty rozwiązań przedstawiają się w następujący sposób [10]:

1. Zmiana czynnika przepływającego przez wymiennik, np. w parowaczu: w lecie zimna woda do klimatyzacji, w zimie woda gruntowa jako źródło ciepła; w skraplaczu: zimna woda z chłodni w lecie i ciepła woda do ogrzewania pomieszczeń w zimie.

2. Zmiana obiegu czynnika roboczego w ten sposób, że wymiennik ciepła pracujący w lecie jako skraplacz, a w zimie parowacz, tj. w lecie oddaje ciepło wodzie gruntowej, a w zimie odbiera od niej ciepło. Drugi wymiennik w lecie pracuje jako parowacz i chłodzi, np. wodę do celów klimatyzacyjnych, w zimie jako skraplacz podgrzewający wodę do ogrzewania.

Pompy ciepła stosowane są powszechnie na całym świecie. W Europie największą popularność zyskały w krajach skandynawskich, głównie w Szwecji oraz Niemczech [1], [2]. W Polsce stworzono również pewne preferencje dla użytkowników pomp ciepła.

2. EKONOMICZNA EFEKTYWNOŚĆ UKŁADÓW OGRZEWANIA Z POMPĄ CIEPŁA

Pompy ciepła przepompowują ciepło w kierunku przeciwnym do naturalnego biegu [1]. Można określić, że pompy nie są źródłem ciepła, tylko przemieszczają je w miejsce, gdzie jest efektywnie wykorzystane [3].

Zauważalne korzyści ekonomiczne w przypadku pomp ciepła i innych źródeł niekonwencjonalnych dają się zaobserwować w dłuższym okresie czasowym. W tym przypadku przy obliczeniach mają zastosowanie różne metody obliczeń ekonomicznych, również metody dyskontowe. Do tych metod zalicza się m.in. metodę kosztów rocznych [4]. Przy wyborze wariantów układu ogrzewania należy wybrać wariant o najniższych kosztach wytwarzania ciepła. Dla porównywanych wariantów efekty produkcyjne muszą być takie same. Gdy porównywane są jednostkowe koszty produktu, tj. ciepła, wybiera się wariant o najniższych kosztach jednostkowych.

Metoda kosztów rocznych pozwala obliczyć koszty wytwarzania ciepła. Do nich wlicza się koszty bieżące, tj. eksploatacyjne oraz koszty rocznego zwrotu nakładów inwestycyjnych. W skład kosztów rocznych wchodzi [5]:

- koszty zwrotu kapitałowego (koszty rozszerzanej reprodukcji) – K_{rrpc} ;
- koszty eksploatacyjne stałe (koszty utrzymania) – K_{estpc} ;
- koszty eksploatacyjne zmienne (koszty energii i materiałów ruchomych) – K_{ezmpc} .

Koszty roczne instalacji pomp ciepła odnoszą się do okresu czasowego N lat. Poszczególne składniki w równaniu (1) muszą być także odniesione do N lat jako wartości dyskontowe średnie roczne. Przyjmując, że cena energii elektrycznej podczas eksploatacji obiektu ulega zmianie, zakłada się, że będzie systematyczny wzrost wartości tej ceny i kosztów utrzymania (eksploatacyjnych, stałych).

Ponieważ cena energii elektrycznej ulega zmianie, to w równaniu (1) jest ona przyjęta jako wartość średnia dyskontowa. Koszty roczne wytwarzania ciepła w instalacji pompy ciepła wynoszą [5]:

$$\begin{aligned}
 K_{rpc} &= K_{rrpc} + K_{estpc} + K_{ezmpc} = \\
 &= K_{inwpc} \cdot (r + r_{ce}) + \left(\frac{Q_{ipc} \cdot T_{ipc}}{\varphi \cdot \eta_{sil}} \cdot k_{mr} + E_{elruch} \right) \cdot c_{el}
 \end{aligned} \quad (1)$$

gdzie:

- K_{rpc} – koszty roczne wytwarzania ciepła w instalacji pompy ciepła, zł/a,
- K_{rrpc} – koszty rozszerzonej reprodukcji (zwrotu kapitału), zł/a,
- K_{estpc} – koszty eksploatacyjne stałe, zł/a,
- K_{ezmpc} – koszty eksploatacyjne zmienne, zł/a,
- K_{inwpc} – nakłady inwestycyjne na instalację pompy ciepła, zł,
- Q_{ipc} – moc zainstalowana pompy ciepła, kW,
- T_{ipc} – czas użytkowania mocy zainstalowanej pompy ciepła, h/a,
- k_{mr} – współczynnik kosztów materiałów ruchomych,
- E_{elruch} – dodatkowe zużycie energii elektrycznej przez urządzenia w instalacji pompy ciepła, kWh/a,
- φ – współczynnik wydajności pompy ciepła,
- η_{sil} – sprawność silnika napędzającego sprężarkę pompy ciepła,
- r – rata zwrotu kapitałowego,
- r_{ce} – rata stałych kosztów eksploatacyjnych,
- c_{el} – cena energii elektrycznej, zł/kWh.

Przy planowaniu rozważane są warianty rozwiązań technicznych z pompami ciepła. Metodą porównania wariantów jest obliczenie i porównanie jednostkowych kosztów wytwarzania ciepła. Jako najlepszy jest wariant o najniższych jednostkowych kosztach ciepła. Występuje jako iloraz kosztu rocznego (K_{rpc}) i dostarczonego w ciągu roku ciepła użytecznego (Q_{apc}).

Jednostkowy koszt wytwarzania ciepła – zależność ogólna:

$$q_{pc} = \frac{K_{rpc}}{Q_{apc}} \quad (2)$$

gdzie:

- q_{pc} – jednostkowy koszt wytwarzania ciepła, zł/GJ,
- Q_{apc} – ilość rocznie wytworzonego ciepła użytecznego, GJ/a

$$Q_{apc} = \frac{Q_{ipc} \cdot T_{ipc}}{277,78}.$$

Podstawiając zależność (1) do (2), z zastosowaniem finalnego współczynnika wydajności pompy ciepła φ_f , otrzymuje się jednostkowy koszt wytwarzania ciepła, czyli wariant 2:

$$q_{pc} = 277,78 \cdot \left(\frac{K_{inwpc} \cdot (r + r_{ce})}{T_{ipc}} + \left(\frac{k_{mr}}{\varphi_f} + \frac{E_{elruch}}{Q_{ipc} \cdot T_{ipc}} \right) \cdot c_{el} \right) \quad (3)$$

gdzie:

- liczba 277,78 – przelicznik jednostek z GJ na kWh,
- φ_f – finalny współczynnik wydajności pompy ciepła

$$\varphi_f = \frac{Q_{pc}}{P_{sil}} \cdot \eta_{sil} = \varphi \cdot \eta_{sil},$$

Q_{pc} – chwilowa moc cieplna pompy ciepła, kW,

P_{sil} – moc mechaniczna (na wale) silnika napędzającego sprężarkę, kW.

Wzór (3) wyraża zależności, gdzie jednostkowy koszt wytwarzania ciepła zależy od ceny energii elektrycznej zużywanej przez pompę ciepła. Jej wzrost powoduje wzrost bieżących kosztów wytwarzania ciepła. Koszt wytwarzania ciepła jest redukowany przez finalny współczynnik wydajności pompy ciepła – patrz wzór (3) [5].

Model ekonomiczno-finansowy

W obliczeniach efektywności ekonomicznej stosować można metodę kosztów narastających (MKN) oraz metodę wartości bieżącej netto (NPV). Metodę NPV sformułowano w taki sposób, aby zachodziła pełna kompatybilność z metodą kosztów narastających (MKN). W metodzie wartości bieżącej netto (NPV) przyjęte do obliczeń przychody są rozumiane jako zmniejszenie wydatków pieniężnych wynikające ze zmniejszenia zużycia paliwa konwencjonalnego po zastosowaniu pomp ciepła. Zmniejszenie kosztów paliwa w tak zdefiniowanej metodzie NPV jest równe różnicy kosztów wariantów ogrzewania w metodzie MKN. Opisana wersja dotyczy wytwarzania ciepła wyłącznie na pokrycie zapotrzebowania użytkownika, bez sprzedaży odbiorcom zewnętrznym [6].

W modelu ekonomiczno-finansowym ujęto 45 wariantów obliczeniowych. Poszczególne warianty charakteryzują nakłady inwestycyjne pomp ciepła dla 5 założeń w zależności od mocy pompy ciepła. Przeprowadzone badania obejmują następujące nakłady inwestycyjne:

- $K_{inpc} = 150$ tys. zł przy mocy pompy ciepła $Q_{inst} = 13,5$ kW;
- $K_{inpc} = 220$ tys. zł przy mocy pompy ciepła $Q_{inst} = 27,0$ kW;
- $K_{inpc} = 280$ tys. zł przy mocy pompy ciepła $Q_{inst} = 40,5$ kW;
- $K_{inpc} = 340$ tys. zł przy mocy pompy ciepła $Q_{inst} = 54,0$ kW;
- $K_{inpc} = 400$ tys. zł przy mocy pompy ciepła $Q_{inst} = 67,5$ kW.

W obliczeniach uwzględniono temperaturę źródła górnego pompy ciepła $T_g = 50^\circ\text{C}$, 55°C , 60°C oraz temperaturę źródła dolnego pompy ciepła $T_d = 1^\circ\text{C}$, 3°C , 5°C . W założeniach przyjęto temperaturę kończącą sezon grzewczy $T_{grzew} = 12^\circ\text{C}$, 15°C , 17°C . Model ekonomiczno-finansowy pokazuje wartość dodatnią uzyskaną w okresie eksploatacji zainstalowanej pompy ciepła $N+ = 9$ rok ÷ 45. rok oraz osiągnięta wartość bieżąca netto NPV. W dwudziestym roku eksploatacji zainstalowanej pompy ciepła $NPV_{20} = -116,6$ tys. zł ÷ +586,1 tys. zł.

Zestawienie wariantów obliczeniowych wartości bieżącej netto NPV oraz szacowany przychód w poszczególnych latach eksploatacji pompy ciepła

Obliczenia przeprowadzono dla 45 wariantów. Podstawowe dane do obliczeń zawiera specyfikacja. W obliczeniach uwzględniono nakład inwestycyjny $K_{inpc} = 150$ tys. zł, 220 tys. zł, 280 tys. zł, 340 tys. zł, 400 tys. zł w zależności od mocy pompy ciepła $Q_{instpc} = 13,5$ kW; 27,0 kW; 40,5 kW; 54,0 kW; 67,5 kW. Zestawienie w tabeli 1 wyników

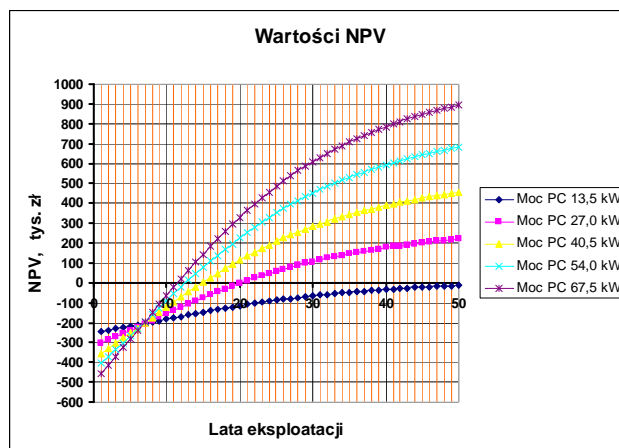
obliczeniowych dla każdego z wariantów oraz ich wielkości w ujęciu graficznym stanowią podstawę do wyboru optymalnego wariantu obliczeniowego. W pracy pokazano wybrany wariant obliczeniowy z przyjętą temperaturą kończącą sezon grzewczy $T_{grzew} = 12^{\circ}\text{C}$ oraz temperaturę źródła górnego pompy ciepła $T_g = 55^{\circ}\text{C}$.

Specyfikacja danych do obliczeń, wspólnych dla wszystkich obliczeniowych wariantów

1. Dane pompy ciepła.
 - Obciążenia stałe.
 - Cena energii do napędu silnika PC – $C_{elpc} = 0,58 \text{ zł/kWh}$.
 - Temperatura kończąca sezon grzewczy $T_{grzew} = 12^{\circ}\text{C}$.
 - Temperatura źródła górnego pompy ciepła $T_g = 55^{\circ}\text{C}$
 - Temperatura źródła dolnego pompy ciepła $T_d = 1^{\circ}\text{C}, 3^{\circ}\text{C}, 5^{\circ}\text{C}$.
2. Dane instalacji ogrzewania hybrydowego.
 - Obciążenia stałe.
 - Nakład inwestycyjny $K_{inkh} = 100 \text{ tys. zł}$.
 - Wkład własny $K_{wkh} = 100 \text{ tys. zł}$.
3. Dane instalacji porównawczej.
 - Obciążenia stałe.
 - Nakład inwestycyjny $K_{inpc} = 0 \text{ zł}$.
 - Wkład własny $K_{wipc} = 0 \text{ zł}$.
 - Cena paliwa do kotła porównawczego $C_{palko} = 75,61 \text{ zł/GJ}$.
4. Dodatkowe opłaty za energię dla źródła hybrydowego.
 - Obciążenia stałe.
 - Stawka za zamówioną moc elektryczną $K_{moeel} = 12,32 \text{ zł (kW x mies.)}$.
 - Opłata manipulacyjna $K_{manip} = 28,67 \text{ zł/mies}$.

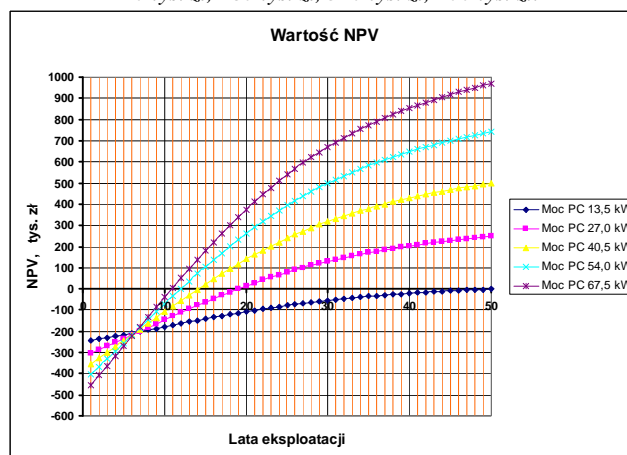
Wybrany wariant obliczeniowy

1. Dane pompy ciepła.
 - Moc pompy ciepła $Q_{inst} = 67,5 \text{ kW (5 x 13,5 kW)}$.
 - Nakład inwestycyjny $K_{inpc} = 400 \text{ tys. zł}$.
 - Wkład własny $K_{wipc} = 400 \text{ tys. zł}$.
2. Dodatkowe opłaty za energię dla źródła hybrydowego.
 - Elektryczna moc zamówiona $P_{elzam} = 28,00 \text{ kW}$.
3. Wartość dodatnia dla okresu eksploatacji pompy ciepła oraz wartość bieżąca netto NPV.
 - Wartość dodatnia uzyskana w roku eksploatacji zainstalowanej pompy ciepła $N+ = 11. \text{ rok} \div 12. \text{ rok}$.
 - Wartość NPV w dwudziestym roku eksploatacji zainstalowanej pompy ciepła $NPV_{20} = +328,8 \text{ tys. zł} \div +416,0 \text{ tys. zł}$.



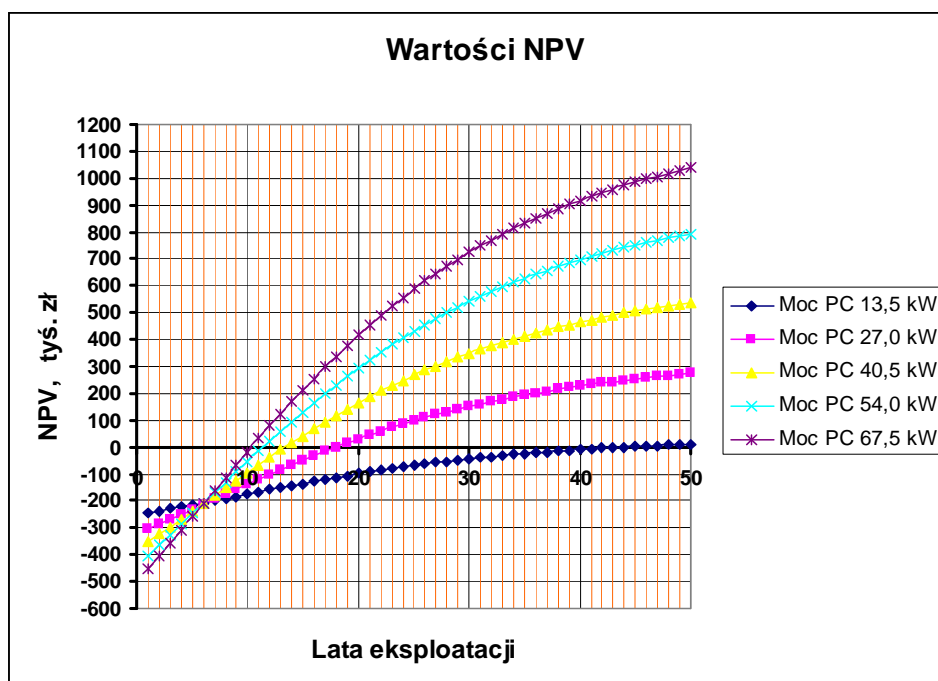
Rys. 1. Wartości bieżące netto NPV oraz szacowany przychód w poszczególnych latach eksploatacji. Moc PC 13,5 kW; 27,0 kW; 40,5 kW; 54,0 kW; 67,5 kW. Temp. kończąca sezon grzewczy 12°C. Temp. górna PC 55°C. Temp. dolna PC 1°C. Nakład inwestycyjny 150 tys. zł, 220 tys. zł, 280 tys. zł, 340 tys. zł, 400 tys. zł.

Fig. 1. Net present value (NPV) and estimated income in individual years of the exploitation. Power PC 13,5 kW; 27,0 kW; 40,5 kW; 54,0 kW; 67,5 kW. The final temperature of the heating season 12°C. The higher temperature PC 55°C. The lower temperature PC 1°C. The investment effort 150 tys. zł, 220 tys. zł, 280 tys. zł, 340 tys. zł, 400 tys. zł.



Rys. 2. Wartości bieżące netto NPV oraz szacowany przychód w poszczególnych latach eksploatacji. Moc PC 13,5 kW; 27,0 kW; 40,5 kW; 54,0 kW; 67,5 kW. Temp. kończąca sezon grzewczy 12°C. Temp. górna PC 55°C. Temp. dolna PC 3°C. Nakład inwestycyjny 150 tys. zł, 220 tys. zł, 280 tys. zł, 340 tys. zł, 400 tys. zł.

Fig. 2. Net present value (NPV) and estimated income in individual years of the exploitation. Power PC 13,5 kW; 27,0 kW; 40,5 kW; 54,0 kW; 67,5 kW. The final temperature of the heating season 12°C. The higher temperature PC 55°C. The lower temperature PC 3°C. The investment effort 150 tys. zł, 220 tys. zł, 280 tys. zł, 340 tys. zł, 400 tys. zł.



Rys. 3. Wartości bieżące netto NPV oraz szacowany przychód w poszczególnych latach eksploatacji. Moc PC 13,5 kW; 27,0 kW; 40,5 kW; 54,0 kW; 67,5 kW. Temp. kończąca sezon grzewczy 12°C. Temp. górna PC 55°C. Temp. dolna PC 5°C. Nakład inwestycyjny 150 tys. zł, 220 tys. zł, 280 tys. zł, 340 tys. zł, 400 tys. zł.

Fig.3. Net present value (NPV) and estimated income in individual years of the exploitation. Power PC 13,5 kW; 27,0 kW; 40,5 kW; 54,0 kW; 67,5 kW. The final temperature of the heating season 12°C. The higher temperature PC 55°C. The lower temperature PC 5°C. The investment effort 150 tys. zł, 220 tys. zł, 280 tys. zł, 340 tys. zł, 400 tys. zł.

Wykresy na rys. 1-3 charakteryzują w ujęciu graficznym wielkości otrzymanych wyników obliczeniowych poszczególnych wariantów w zależności od mocy zainstalowanej pompy ciepła. Każdy rysunek stanowi pięć charakterystyk. Dolny pierwszy wykres dotyczy wariantu 1 z uwzględnieniem mocy pompy ciepła $Q_{pc} = 13,5$ kW o nakładzie inwestycyjnym $K_{inpc} = 150$ tys. zł oraz kolejno w górę badanych wariantów: wariant 2 – moc PC $Q_{pc} = 27,0$ kW – nakład inwestycyjny $K_{inpc} = 220$ tys. zł; wariant 3 – moc PC $Q_{pc} = 40,5$ kW – nakład inwestycyjny $K_{inpc} = 280$ tys. zł; wariant 4 – moc PC $Q_{pc} = 54,0$ kW – nakład inwestycyjny $K_{inpc} = 340$ tys. zł; wariant 5 – moc PC $Q_{pc} = 67,5$ kW – nakład inwestycyjny $K_{inpc} = 400$ tys. zł. Wykresy pokazują wartości bieżące netto NPV [tys. zł] oraz szacowany przychód w poszczególnych latach eksploatacji w odniesieniu do temperatury źródła dolnego pompy ciepła $T_d = 1^\circ\text{C}$, 3°C , 5°C oraz dla temperatury źródła górnego pompy ciepła $T_g = 55^\circ\text{C}$ przy temperaturze kończącej sezon grzewczy $T_{grzew} = 12^\circ\text{C}$.

Sporządzone wykresy umożliwiają przeprowadzenie analizy wyników i wybór optymalnego wariantu obliczeniowego.

3. ANALIZA EKONOMICZNYCH WARIANTÓW OBLICZENIOWYCH

W badaniach istotną rolę stanowi wartość dodatnia dla danego okresu eksploatacji pompy ciepła oraz wartość bieżąca netto NPV. Poszczególne warianty obliczeniowe przedstawiono w ujęciu tabelarycznym i graficznym. Zestawienie wyników obliczeniowych zawiera tabela 1.

Tabela 1. Zestawienie wyników obliczeniowych

Table 1. The list of computational research findings

Wyszczególnienie wariant-założenie	$T_g = 50^\circ\text{C}$			$T_g = 55^\circ\text{C}$			$T_g = 60^\circ\text{C}$		
	$T_d = 1^\circ\text{C}$	$T_d = 3^\circ\text{C}$	$T_d = 5^\circ\text{C}$	$T_d = 1^\circ\text{C}$	$T_d = 3^\circ\text{C}$	$T_d = 5^\circ\text{C}$	$T_d = 1^\circ\text{C}$	$T_d = 3^\circ\text{C}$	$T_d = 5^\circ\text{C}$
Moc pompy ciepła $Q_{\text{instpc}} = 13,5 \text{ kW}$; nakład inwestycyjny $K_{\text{inpc}} = 150 \text{ tys. zł}$; temperatura kończąca sezon grzewczy $T_{\text{grzew}} = 12^\circ\text{C}$									
N_+			45			44			44
NPV_{20}	-116,6	-108,1	-100,4	-115,7	-107,2	-99,4	-115,7	-107,2	-99,4
Moc pompy ciepła $Q_{\text{instpc}} = 27,0 \text{ kW}$; nakład inwestycyjny $K_{\text{inpc}} = 220 \text{ tys. zł}$; temperatura kończąca sezon grzewczy $T_{\text{grzew}} = 12^\circ\text{C}$									
N_+	21	19	19	21	20	19	21	20	19
NPV_{20}	-6,0	11,2	26,8	3,4	14,0	29,8	3,4	14,0	29,8
Moc pompy ciepła $Q_{\text{instpc}} = 40,5 \text{ kW}$; nakład inwestycyjny $K_{\text{inpc}} = 280 \text{ tys. zł}$; temperatura kończąca sezon grzewczy $T_{\text{grzew}} = 12^\circ\text{C}$									
N_+	16	15	14	15	15	14	15	15	14
NPV_{20}	+108,4	+134,5	+158,2	+113,6	+140,1	+164,2	+113,6	+140,1	+164,2
Moc pompy ciepła $Q_{\text{instpc}} = 54,0 \text{ kW}$; nakład inwestycyjny $K_{\text{inpc}} = 340 \text{ tys. zł}$; temperatura kończąca sezon grzewczy $T_{\text{grzew}} = 12^\circ\text{C}$									
N_+	13	13	12	13	13	12	13	13	12
NPV_{20}	+217,0	+252,2	+284,2	+225,5	+261,5	+294,1	+225,5	+261,5	+294,1
Moc pompy ciepła $Q_{\text{instpc}} = 67,5 \text{ kW}$; nakład inwestycyjny $K_{\text{inpc}} = 400 \text{ tys. zł}$; temperatura kończąca sezon grzewczy $T_{\text{grzew}} = 12^\circ\text{C}$									
N_+	12	12	11	12	11	11	12	11	11
NPV_{20}	+315,6	+360,1	+400,5	+328,8	+374,5	+416,0	+328,8	+374,5	+416,0

N_+ – wartość dodatnia uzyskana w roku eksploatacji zainstalowanej pompy ciepła [rok]

NPV_{20} – wartość NPV w 20. roku eksploatacji zainstalowanej pompy ciepła [tys. zł]

T_g – temperatura źródła górnego pompy ciepła [$^\circ\text{C}$]

T_d – temperatura źródła dolnego pompy ciepła [$^\circ\text{C}$]

Przeprowadzone badania wykazały, że dla przyjętej w założeniach mocy pompy ciepła $Q_{\text{instpc}} = 67,5 \text{ kW}$ ($5 \times 13,5 \text{ kW}$) o nakładzie inwestycyjnym $K_{\text{inpc}} = 400 \text{ tys. zł}$ przy temperaturze kończącej sezon grzewczy $T_{\text{grzew}} = 17^\circ\text{C}$ dla wariantów, w których tempe-

ratura źródła górnego pompy ciepła $T_g = 55^\circ\text{C}$ i 60°C , a temperatura źródła dolnego pompy ciepła $T_d = 5^\circ\text{C}$, najwcześniej zostanie uzyskana wartość dodatnia NPV w dziewiątym roku eksploatacji zainstalowanej pompy ciepła ($N_+ = 9$. rok). W tym wariancie występuje najwyższa wartość NPV w dwudziestym roku eksploatacji zainstalowanej pompy ciepła $NPV_{20} = 586,1$ tys. zł.

Badany obiekt znajduje się w pierwszej strefie klimatycznej. Temperatura kończąca sezon grzewczy wynosi $T_{grzew} = 12^\circ\text{C}$. Przyjęta została w założeniach moc pompy ciepła $Q_{instpc} = 67,5$ kW ($5 \times 13,5$ kW) o nakładzie inwestycyjnym pompy ciepła $K_{inpc} = 400$ tys. zł dla wariantu, w którym temperatura źródła górnego pompy ciepła $T_g = 55^\circ\text{C}$, a temperatura źródła dolnego pompy ciepła $T_d = 3^\circ\text{C}$. Wartość dodatnia NPV zostanie uzyskana w jedenastym roku eksploatacji zainstalowanej pompy ciepła ($N_+ = 11$. rok). Natomiast wartość NPV w dwudziestym roku eksploatacji zainstalowanej pompy ciepła $NPV_{20} = 374,5$ tys. zł (patrz tabela 1).

Wyniki dokonanych badań wskazują na możliwość wyboru wariantu obliczeniowego wskaźników ekonomicznych. Z analizowanych wariantów dotyczących obliczeń wartości netto NPV oraz szacowany przychód w poszczególnych latach eksploatacji pompy ciepła wybrano wariant 5 zawarty w pracy, gdzie temperatura źródła górnego i dolnego pompy ciepła wynosi odpowiednio $T_g = 55^\circ\text{C}$ i $T_d = 3^\circ\text{C}$, o łącznej mocy pomp ciepła $Q_{instpc} = 67,5$ kW ($5 \times 13,5$ kW), przy temperaturze kończącej sezon grzewczy $T_{grzew} = 12^\circ\text{C}$. Dla wybranego wariantu nakład inwestycyjny pomp ciepła wynosi $K_{inpc} = 400$ tys. zł.

4. ZASTOSOWANIE POMP CIEPŁA DO HYBRYDOWEGO UKŁADU OGRZEWANIA

Gdy zapotrzebowanie na ciepło i zimno różni się znacząco, niezbędne jest zastosowanie dodatkowego źródła wytwarzania ciepła lub zimna. Wiąże się to często z instalacją dodatkowego kotła, zwłaszcza gdy niedobór występuje po stronie ogrzewania [7]. Do hybrydowego układu ogrzewania obiektów GSW wybrano pompy ciepła typu, każda o mocy znamionowej $Q = 13,5$ kW. Łączna moc zastosowanych pomp ciepła, w zależności od wariantu, wynosi:

- $Q_c = 67,5$ kW dla układu $5 \times 13,5$ kW;
- $Q_c = 54,0$ kW dla układu $4 \times 13,5$ kW;
- $Q_c = 40,5$ kW dla układu $3 \times 13,5$ kW;
- $Q_c = 27,0$ kW dla układu $2 \times 13,5$ kW;
- $Q_c = 13,5$ kW dla układu $1 \times 13,5$ kW.

Wybrano pompy ciepła typu solanka / woda, współpracujące z wbudowanym zasobnikiem ciepłej wody użytkowej WPC 13. Urządzenia te mają konstrukcję w wykonaniu kompaktowym, do ustawienia wewnątrz budynku, z metalową obudową lakierowaną w kolorze białym. W części przedniej znajduje się automatyka sterująca WPM II, w dolnej części – zintegrowany emaliowany zasobnik ciepłej wody użytkowej (c.w.u.). Woda jest grzana w układzie bezpośrednim poprzez wbudowaną wewnątrz wężownicę, co znacznie skraca czas grzania oraz zwiększa komfort użytkowania. Wbudowana grzałka elektryczna o mocy 6,6 kW umożliwia eksploatację w systemie biwalentnym. Pozwala na osiągnięcie wysokich temperatur ciepłej wody użytkowej i zapewnia ochronę przed legionellą.

Pompa ciepła wyposażona jest w elementy zabezpieczające: czujniki wysokiego i niskiego ciśnienia, trzy czujniki temperatur: zasilania, powrotu i dolnego źródła, zabezpieczenie przed zamarzaniem oraz ogranicznik prądu rozruchowego. Pompa ciepła posiada ponadto:

- pompę obiegową UPS 25-60, służącą do ładowania zbiornika buforowego centralnego ogrzewania (c.o.) oraz zasobnika ciepłej wody użytkowej (c.w.u.);
- trzydrogowy zawór pozwalający załączać pompę obiegową dolnego źródła.

Zakres wyposażenia obejmuje także regulator pogodowy WPM II i grupę bezpieczeństwa, składającą się z zaworu bezpieczeństwa 3 bar, manometru 4 bar i automatycznego odpowietrznika. W systemach biwalentnych maksymalna temperatura wody grzewczej przepływającej przez urządzenie będące w stanie spoczynku nie może przekraczać $+75^{\circ}\text{C}$.

5. DANE TECHNICZNE WYBRANEJ POMPY CIEPŁA

Współczynnik wydajności pompy ciepła w funkcji temperatury źródeł górnego i dolnego w zestawieniu tabelarycznym przedstawia tabela 2. Wyniki aproksymacji wykresów empirycznych opisano wzorem (4) [10] oraz zestawiono w tabeli 2 i zilustrowano na rys. 4.

$$\varphi = \frac{Q_k}{L} = \frac{\dot{Q}_k}{N} \quad (4)$$

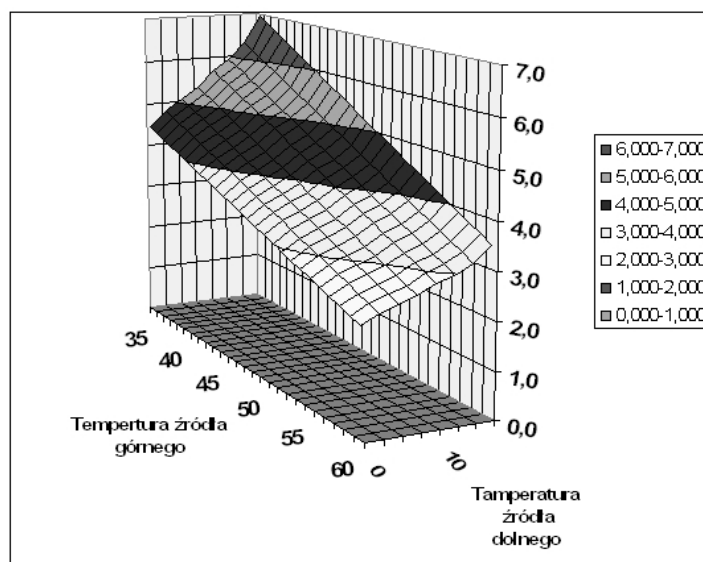
gdzie:

- φ – współczynnik wydajności cieplnej,
- Q_k – energia cieplna oddana do środowiska ogrzewanego,
- L – energia napędowa urządzenia,
- \dot{Q}_k – wydajność cieplna,
- N – moc napędowa

Tabela 2. Współczynniki wydajności pompy ciepła PC w funkcji temperatur źródeł górnego i dolnego

Table 2. PC heat pump efficiency factors in the higher and the lower source temperature function

Lp.	Temperatura źródła górnego t_g [°C]	Temperatura źródła dolnego t_d [°C]							
		0	3	5	7	10	12	15	20
<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>	<i>10</i>
1	35	4,465	4,840	5,090	5,340	5,715	5,965	6,340	6,965
2	36	4,376	4,743	4,988	5,233	5,600	5,845	6,213	6,825
3	37	4,286	4,646	4,886	5,126	5,486	5,726	6,086	6,686
4	38	4,197	4,550	4,784	5,019	5,372	5,607	5,959	6,546
5	39	4,108	4,453	4,683	4,913	5,257	5,487	5,832	6,407
6	40	4,019	4,356	4,581	4,806	5,143	5,368	5,705	6,267
7	41	3,930	4,260	4,479	4,699	5,029	5,249	5,578	6,128
8	42	3,841	4,163	4,378	4,592	4,914	5,129	5,451	5,988
<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>	<i>10</i>
9	43	3,752	4,066	4,276	4,486	4,800	5,010	5,324	5,849
10	44	3,663	3,970	4,174	4,379	4,686	4,890	5,197	5,709
11	45	3,574	3,873	4,073	4,272	4,572	4,771	5,071	5,570
12	46	3,484	3,776	3,971	4,165	4,457	4,652	4,944	5,430
13	47	3,395	3,680	3,869	4,059	4,343	4,532	4,817	5,290
14	48	3,306	3,583	3,767	3,952	4,229	4,413	4,690	5,151
15	49	3,217	3,486	3,666	3,845	4,114	4,294	4,563	5,011
16	50	3,128	3,390	3,564	3,738	4,000	4,174	4,436	4,872
17	51	3,039	3,293	3,462	3,632	3,886	4,055	4,309	4,732
18	52	2,950	3,196	3,361	3,525	3,771	3,936	4,182	4,593
19	53	2,861	3,100	3,259	3,418	3,657	3,816	4,055	4,453
20	54	2,772	3,003	3,157	3,311	3,543	3,697	3,928	4,314
21	55	2,682	2,906	3,055	3,205	3,428	3,578	3,801	4,174
22	56	2,593	2,810	2,954	3,098	3,314	3,458	3,674	4,035
23	57	2,504	2,713	2,852	2,991	3,200	3,339	3,548	3,895
24	58	2,415	2,616	2,750	2,884	3,085	3,220	3,421	3,756
25	59	2,326	2,520	2,649	2,778	2,971	3,100	3,294	3,616
26	60	2,237	2,423	2,547	2,671	2,857	2,981	3,167	3,477



Rys. 4. Wykres współczynnika wydajności pompy ciepła w funkcji temperatury źródła górnego i dolnego (COP)

Fig. 4. The chart presenting heat pump efficiency factor in the higher and the lower source temperature function (COP)

Analizując dane zawarte w tabeli 2 dotyczące współczynników wydajności pompy ciepła w funkcji temperatury źródeł górnego i dolnego stwierdza się, że współczynniki te kształtują się w przedziale od 2,237 do 6,965. Współczynniki wydajności pompy ciepła uzależnione są od temperatury źródła górnego – w granicach od 35°C do 60°C oraz od temperatury źródła dolnego – w granicach od 0°C do 20°C. W ujęciu graficznym wykres współczynnika wydajności pompy ciepła w funkcji temperatury źródła górnego i dolnego pokazano na rys. 4.

6. PODSUMOWANIE

Zagadnienia ekonomicznych wariantów obliczeniowych zostały scharakteryzowane w niniejszym opracowaniu. Model ekonomiczno-finansowy obejmuje 45 wariantów obliczeniowych. Uzależniony jest od nakładów inwestycyjnych poniesionych na zainstalowanie mocy pompy ciepła $Q_{inst.}$. W każdym wariantcie występuje 9 założeń w zależności od temperatury źródła dolnego i górnego pompy ciepła (T_d , T_g , PC). Wyniki dokonanych badań pomagają na możliwość wyboru wariantu obliczeniowego wskaźników ekonomicznych.

Z obliczeń wartości netto NPV oraz szacowanego przychodu w poszczególnych latach eksploatacji pompy ciepła wybrano wariant 5 zawarty w pracy, gdzie temperatura źródła górnego i dolnego pompy ciepła wynosi odpowiednio $T_g = 55^\circ\text{C}$ i $T_d = 3^\circ\text{C}$, o łącznej mocy pomp ciepła $Q_{instpc} = 67,5 \text{ kW}$ ($5 \times 13,5 \text{ kW}$), przy temperaturze kończącej sezon

grzewczy $T_{grzew} = 12^{\circ}\text{C}$. Dla wybranego wariantu nakład inwestycyjny pomp ciepła wynosi $K_{inpc} = 400$ tys. zł. Wartość dodatnia NPV zostanie uzyskana w jedenastym roku eksploatacji zainstalowanej pompy ciepła ($N_+ = 11$ rok). Natomiast wartość NPV w dwudziestym roku eksploatacji zainstalowanej pompy ciepła $NPV_{20} = 374,5$ tys. zł. Zmienność wartości NPV dla tego wariantu obliczeniowego jest przedstawiona na wykresie (rys. 2).

Warunki wyboru wariantu obliczeniowego zestawu urządzeń dla poprawy efektywności technicznej i ekonomicznej instalacji grzewczej to między innymi: najkrótszy czas osiągnięcia dodatniej wartości NPV, czas trwania sezonu grzewczego i czas użytkowania mocy zainstalowanej kotłowni oraz istniejące rozwiązania konstrukcyjne sieci ciepłowniczej i dostępna powierzchnia terenu na zainstalowanie wymienników niskotemperaturowych pompy ciepła, a także lokalizacja obiektu i uwarunkowania dotyczące ochrony środowiska.

Najkrótszy czas osiągnięcia dodatniej wartości NPV jest równy 9 lat. Przy założeniu, że sezon grzewczy kończy się z temperaturą powietrza 17°C . Temperatura ta wydłuża sezon grzewczy co w rezultacie spowoduje wzrost zużycia paliwa w kotłowni oraz zużycie energii elektrycznej do obsługi instalacji grzewczej. Konsekwencją tego jest wzrost zanieczyszczenia środowiska. W celu ograniczenia wyżej wymienionych czynników wzięto pod uwagę krótszy sezon grzewczy wyznaczony temperaturą powietrza 12°C . Temperatura ta jest zwyczajowo przyjmowana w systemach ciepłowniczych w regionie.

Wybrane do zastosowania pompy ciepła zostały scharakteryzowane z uwzględnieniem uwarunkowań technologiczno-technicznych tego urządzenia. Współczynnik wydajności wybranej pompy ciepła w funkcji temperatury źródeł górnego $T_g = 55^{\circ}\text{C}$ i dolnego $T_d = 3^{\circ}\text{C}$ wynosi 2,906 (patrz tabela 2). Wskazane przy współczynniku wydajności wielkości temperatur źródeł górnego i dolnego odpowiadają wybranemu wariantowi obliczeniowemu wskaźników ekonomicznych.

Prezentowana problematyka wybranych zagadnień efektywności pomp ciepła w energetyce ciepłej ma istotny wpływ na uwarunkowania ekonomiczne i ekologiczne. W rozwoju nowych technologii wdrażanych w ciepłownictwie udział biorą również źródła energii odnawialnych. Ekonomiczna efektywność układów ogrzewania z pompą ciepła stanowi znaczący element w systemie energetyki ciepłej.

7. LITERATURA

- [1] Brodowicz K., Dyakowski T.: Pompy ciepła, Wydawnictwo PWN, Warszawa 1990.
- [2] Chwieduk D.: Odnawialne źródła energii źródłem ciepła dla pomp ciepła, Materiały Ogólnopolskiego Forum „Mała energetyka”, Chańcza, maj 1996.
- [3] Klugmann E., Klugmann-Radziemska E.: Ogniwa i moduły fotowoltaiczne oraz inne niekonwencjonalne źródła energii, Wydawnictwo Ekonomia i Środowisko, Białystok 2005.
- [4] Kopecki K.: Materiały i Studia. Tom V. Zasady ekonomicznego rachunku. Część I. Ogólne założenia i metodyka rachunku gospodarczego w pracach planowo-projektowych w elektroenergetyce, Wydawnictwo PAN Komitet Elektryfikacji Polski, Warszawa 1960.
- [5] Kusto Z.: Uwarunkowania ekonomicznej efektywności pomp ciepła, Wydawnictwo Instytutu Maszyn Przepływowych PAN, Gdańsk 2006.

- [6] Kusto Z.: Współpraca pomp ciepła ze źródłem konwencjonalnym. Algorytmy obliczania bilansu energetycznego i efektywności ekonomicznej, Wyd. GWSA, Gdańsk 2009.
- [7] Recknagel H., Sprenger E., Hönnmann W., Schramek E.R.: Ogrzewanie i klimatyzacja. Poradnik, Wydawnictwo EWFE, Gdańsk 1994.
- [8] Stiebel Eltron: Kotły z agregatem sprężarkowym solanka / woda z wbudowanym zasobnikiem ciepłej wody użytkowej WPC 5/7/10/13. Wydawnictwo TS – 09/2005.
- [9] Stiebel Eltron: Osprzęt kotłów grzewczych z agregatem sprężarkowym. Wydawnictwo TS – 09/2005.
- [10] Zalewski W.: Pompy ciepła sprężarkowe, sorpcyjne i termoelektryczne. Wydawnictwo IPPU „MASTA”, Gdańsk 2001.

SELECTED ASPECTS OF HEAT PUMPS EFFECTIVENESS IN THERMAL INDUSTRY

SUMMARY

The work concerns the selected aspects of heat pumps effectiveness in the thermal industry; it presents the classification and use of heat pumps. It shows the efficiency of heating systems with heat pumps and describes the use of heat pumps in hybrid heating systems. The work considers the existing technological and technical opportunities of the PC Stiebel Eltron heat pump. The work presents the technical parameters of the selected heat pump.

Katarzyna NOWAK, dr inż.
Małgorzata ROJEWSKA-WARCHAŁ, mgr inż.

Politechnika Krakowska
Zakład Budownictwa i Fizyki Budowli
ul. Warszawska 24, 30-155 Kraków
kaskanowa@poczta.onet.pl
m_rojewska@wp.pl

WPŁYW PRZESZKLENIA I MODERNIZACJI BUDYNKU SAKRALNEGO NA ZYSKI SŁONECZNE I KOMFORT CIEPLNY

STRESZCZENIE

W referacie przedstawione zostaną wyniki całosezonowych obliczeń symulacyjnych dla modernizowanego budynku sakralnego. Uwzględnione zostaną zyski słoneczne jakie mogą zostać osiągnięte w zależności od rodzaju oszklenia stosowanego w otworach okiennych budynku kościoła. Obliczenia wykonano przy użyciu programu Design Builder. Program ten jest narzędziem pozwalającym na symulację budynku oraz jego wnętrza przy użyciu programu Energy Plus. Dla polskich warunków klimatycznych przeprowadzone zostały symulacje pozwalające na ocenę zysków wewnętrznych zarówno dla wariantu przed jak i po modernizacji kościoła.

Celem przeprowadzonych analiz było również określenie w jaki sposób rozwiązania termomodernizacyjne wpływają na mikroklimat obiektu sakralnego.

1. WPROWADZENIE

Dominującym kryterium podczas modernizacji budynków zarówno mieszkalnych jak i użyteczności publicznej jest poprawa charakterystyki energetycznej tych obiektów. W celu zmniejszenia ponoszonych kosztów na utrzymanie budynków podejmowane są inwestycje mające na celu przede wszystkim poprawę izolacyjności cieplnej przegród oraz sprawności instalacji ogrzewania.

Przedmiotem badań i analiz symulacyjnych jest Kościół parafialny w Szczawnicy. Został on wybudowany w latach 1882 – 1892 wg projektu Stanisława Eliasza – Radzikowskiego w stylu neogotyckim. Bryła kościoła wzniesiona jest z kamienia pienińskiego tzw. andezytu pienińskiego oraz piaskowca magurskiego. W zarysie został zachowany plan krzyża

łacińskiego. Pierwotnie kościół pokryty był gontem a od 1909 roku blachą. W latach 80 – tych zostały wprawione szyby zewnętrzne w okna witrażowe. W roku 2006 ściany kościoła zostały ocieplone.

Celem przeprowadzonych prac modernizacyjnych była poprawa warunków ciepłno- wilgotnościowych wewnątrz obiektu oraz poprawa warunków komfortu cieplnego wiernych podczas mszy.

Dominującym kryterium podczas modernizacji budynków zarówno mieszkalnych jak i użyteczności publicznej jest poprawa charakterystyki energetycznej tych obiektów. W celu zmniejszenia ponoszonych kosztów na utrzymanie budynków podejmowane są inwestycje mające na celu przede wszystkim poprawę izolacyjności cieplnej przegród oraz sprawności instalacji ogrzewania.

Wymagania zawarte w Prawie Budowlanym dotyczące wykonania charakterystyki energetycznej budynków nie są stosowane między innymi do budynków "użytkowanych jako miejsce kultu i do działalności religijnej". Podjęte w omawianym kościele działania termomodernizacyjne nie podlegają więc ocenie w aspekcie spełnienia wymagań zawartych w Warunkach Technicznych.

Efektywność tych działań oceniona może być przez obniżenie kosztów ogrzewania obiektu oraz przez poprawę parametrów komfortu cieplnego.

Oceniając komfort cieplny pomieszczeń nie wolno zapominać, że stworzony w budynku mikroklimat wnętrza jest rezultatem nie tylko działalności pracy projektowej, wykonawczej ale również sposobu eksploatacji pomieszczeń.

Komfort cieplny definiowany jako stan, w którym człowiek czuje, że jego organizm znajduje się w stanie zrównoważonego bilansu cieplnego oceniany jest najczęściej dopiero na etapie użytkowania budynków. Takie też prace zostały podjęte dla opisanego kościoła.

Określanie uczucia komfortu cieplnego w całym pomieszczeniu jest problematyką dosyć indywidualną i subiektywną.

Do oceny komfortu cieplnego pomieszczeń potrzebna jest znajomość szeregu czynników: aktywności fizycznej ludzi, izolacyjności odzieży oraz informacje związane z parametrami otoczenia: temperatura powietrza, średnia temperatura promieniowania, prędkość przepływu powietrza oraz wilgotność względna powietrza.

Na podstawie normy europejskiej [...] oceny komfortu cieplnego dokonuje się między innymi na podstawie wartości wskaźników PMV.

Wskaźnik określający odczuwanie ciepła przez ludzi PMV (statystyczny wskaźnik odczuwania ciepła) wyrażany jest w siedmiostopniowej skali ocen: od wartości -3 do wartości +3. Zalecane jest aby wartość powyższego wskaźnika mieściła się w zakresie $-0,5 < PMV < +0,5$.

Ocena komfortu cieplnego za pomocą normowych wskaźników PMV i PPD posługuje się metodą Fanger'a, określoną równaniem:

$$PMV = [0,303 \cdot \exp(-0,306 \cdot M) + 0,028] \cdot ((M - W) - 3,05 \cdot 10^{-3} \cdot [5733 - 6,99 \cdot (M - W) - p_a] - 0,42 \cdot [(M - W) - 58,15] - 1,7 \cdot 10^{-5} \cdot M \cdot (5867 - p_a) - 0,0014 \cdot M \cdot (34 - t_a) - 3,96 \cdot 10^{-8} \cdot f_{cl} \cdot [t_{cl} + 273]^4 - (t_r + 273)^4] - f_{cl} \cdot h_c \cdot (t_{cl} - t_a)) \quad (1)$$

$$t_{cl} = 35,7 - 0,028 \cdot (M - W) - I_{cl} (3,96 \cdot 10^{-8} \cdot f_{cl} \cdot [(t_{cl} + 273)^4 - (t_r + 273)^4] + f_{cl} \cdot h_c \cdot (t_{cl} - t_a)) \quad (2)$$

gdzie:

- M – wielkość metabolizmu W/m^2 ;
- W – jest gęstością utraty energii w postaci pracy mechanicznej, W/m^2 ;
- I_{cl} – izolacyjność odzieży, $\text{m}^2\text{K/W}$
- f_{cl} – powierzchnia ubrania;
- t_a – temperatura powietrza, $^{\circ}\text{C}$;
- t_r – średnia temperatura promieniowania, $^{\circ}\text{C}$;
- t_{cl} – temperatura powierzchni ubrania, $^{\circ}\text{C}$;

Tak duża ilość parametrów wpływających na wskaźniki komfortu oraz dyskomfortu cieplnego utrudnia projektantom zadanie oceny tych parametrów oraz zadanie analizy wpływu właściwości zewnętrznych przegród budynku na komfort cieplny projektowanych pomieszczeń.

Zastosowanie programów symulacyjnych pozwala na wrażliwą ocenę wpływu poszczególnych wariantów rozwiązań projektowych i modernizacyjnych na zapotrzebowanie cieplne obiektów oraz na jakość warunków klimatu wewnętrznego.

2. PRZEDMIOT OBLICZEŃ SYMULACYJNYCH

Całkowita powierzchnia kościoła parafialnego w Szczawnicy wynosi $621,57 \text{ m}^2$, natomiast ogrzewane jest $508,32 \text{ m}^2$. Powierzchnia ścian zewnętrznych obiektu wynosi $1312,43 \text{ m}^2$, a powierzchnia przeszkleń zewnętrznych $213,8 \text{ m}^2$, co stanowi 14,0% powierzchni elewacji.

Zanim podjęte zostały prace modernizacyjne parametry cieplne przegród były następujące: Kamienne ściany budynku - współczynnik przenikania ciepła $U=1,718 [\text{W/m}^2\text{K}]$, Okna witrażowe - współczynnik przenikania ciepła $U=5,778 [\text{W/m}^2\text{K}]$, SHGC=0,602 Podłoga na gruncie- współczynnik przenikania ciepła $U=1,20 [\text{W/m}^2\text{K}]$.

Prace modernizacyjne przeprowadzane były etapowo. Początkowo poprawiono izolacyjność okien, przez zamontowanie dodatkowego bezbarwnego przeszklenia po stronie zewnętrznej okien witrażowych.

Analizy symulacyjne współczynnika przenikania ciepła dla okien zarówno przed jak i po modernizacji dokonano przy użyciu programu „Therm6.3” oraz „Window6.3” opracowanych przez Lawrence Berkley National Laboratory. Programy umożliwiają wyznaczenie współczynnika przenikania ciepła ram, zestawów szybowych oraz całkowitego współczynnika U dla okien, uwzględniając właściwości cieplne i transmisyjne stosowanych szyb, ram okiennych oraz rodzaj gazu zastosowanego pomiędzy przeszkleniami. Obliczenia przeprowadzono dla rzeczywistych wymiarów okien, podziałów szyb, uwzględniając właściwości zastosowanych przeszkleń oraz ram. Dla modernizowanego okna w którym wstawiono dodatkowe bezbarwne przeszklenie w odległości 5 cm od barwionych szyb witrażowych, uzyskano niższą wartość współczynnika przenikania ciepła ale również o 20% niższy współczynnik przepuszczalności promieniowania słonecznego.

Osiągnięte parametry cieplne przegród po modernizacji:

Ściany budynku - współczynnik przenikania ciepła $U=0,383 [\text{W/m}^2\text{K}]$,

Okna witrażowe - współczynnik przenikania ciepła $U=2,665 [\text{W/m}^2\text{K}]$, SHGC=0,478

Podłoga na gruncie- współczynnik przenikania ciepła $U=1,20 [\text{W/m}^2\text{K}]$.

Budynek posiada tylko wentylację grawitacyjną, ogrzewanie powietrzne przy zastosowaniu kotła olejowego. Ze względu na okresowe użytkowanie obiektu system ogrzewania włączany jest okresowo według następującego harmonogramu:

- dni powszednie: 5⁰⁰-6⁰⁰ oraz 16⁰⁰- 17⁰⁰,
- niedziela : 5⁰⁰-12⁰⁰ oraz 16⁰⁰- 17⁰⁰.



Rys.1 Wizualizacja obiektu

Fig. 1. Building visualization

Wykonano symulacyjne obliczenia przy użyciu programu Design Builder v.3. Jest to program służący do całorocznej, dynamicznej symulacji budynków wraz z instalacjami, zawierający moduł obliczeniowy EnergyPlus, moduł CFD do analizy rozkładu temperatury i ruchu powietrza oraz moduł do wizualizacji danych wejściowych i wyników

Korzystając z danych klimatycznych bazy programu Energy Plus symulacje obliczeniowe wykonane zostały dla lokalizacji w Nowym Sączu. Celem analiz było wyznaczenie temperatury powietrza wewnętrznego, temperatury operatywnej zarówno w okresie letnim jak i zimowym. W wyznaczaniu rocznego zapotrzebowania na ciepło do ogrzewania uwzględniono bilanse zysków i strat przez poszczególne przegrody oraz istotne w tego typu obiektach zyski ciepłe od ludzi. Dominującym aspektem obliczeń była ocena komfortu cieplnego. Dla okresu lata przyjęto izolacyjność odzieży $c_{lo} = 0,7$ a dla okresu zimy $c_{lo} = 1,8$.

3. WYNIKI PRZEPROWADZONYCH ANALIZ

Analizy symulacyjne przeprowadzone zostały dla obiektu na różnych etapach jego modernizacji.

Przyjęto cztery podstawowe warianty do obliczeń:

- I wariant – budynek kościoła przed modernizacją,
- II wariant - budynek kościoła po modernizacji okien,

III wariant – budynek kościoła po modernizacji ścian zewnętrznych,

IV – wariant - budynek kościoła po modernizacji ścian zewnętrznych oraz okien

Roczne zestawienia zapotrzebowania na energię do celów grzewczych oraz oświetleniowych przedstawiono w tabeli 1.

Tabela 1. Zestawienie bilansu rocznego dla poszczególnych wariantów modernizacyjnych:

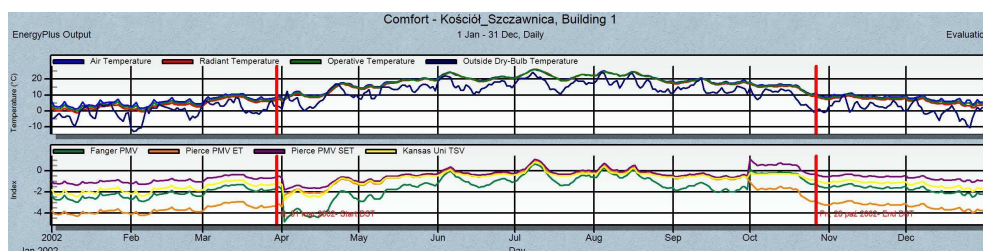
Table 1. Summary of annual accounts for the different options of modernization.

	Zapotrzebowanie na energię [kWh/m ²]	Zapotrzebowanie na energię do ogrzewania [kWh/m ²]	Zapotrzebowanie na energię na oświetlenie [kWh/m ²]
Wariant I	54,07	39,6	14,5
Wariant II	52,6	38,1	14,5
Wariant III	38,0	23,5	14,5
Wariant IV	35,8	21,3	14,5

Modernizację kościoła rozpoczęto od poprawy izolacyjności elementów przeszklonych poprzez zamontowanie dodatkowej szyby na zewnątrz okien witrażowych (wariant II). Wpłynęło to na zmniejszenie zysków od promieniowania słonecznego o około 21% dla obiektu. W całościowym bilansie jednak znaczna poprawa izolacyjności okien (z wartości $U=5,77$ [W/m²K] do wartości $U=2,665$ [W/m²K]) wpłynęła korzystnie nie tylko na zmniejszenie zapotrzebowania na energię do ogrzewania (spadek o 3,7%) ale również w niewielkim stopniu poprawiła wskaźniki komfortu cieplnego.

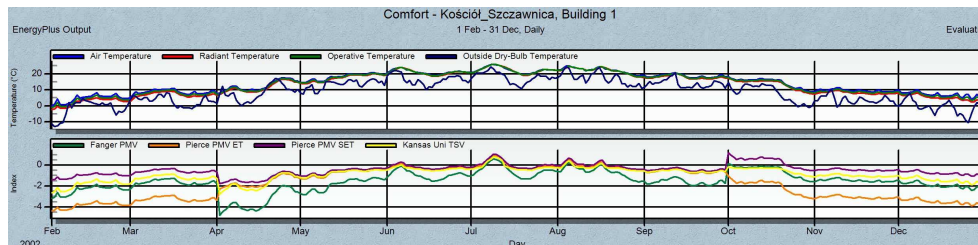
Wyjściowe obliczenia przeprowadzono dla kościoła na etapie przed pracami modernizacyjnymi, czyli dla nieocieplonych ścian i okien bez dodatkowej warstwy szyby.

Wyniki niestety nie pozwalają na pozytywną ocenę komfortu cieplnego (rys.2).

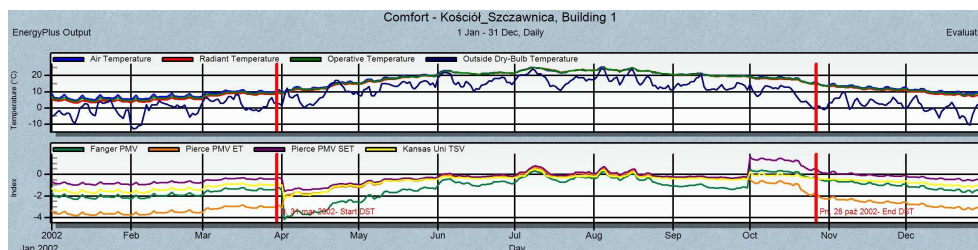


Rys.2 Wykresy dla wariantu I: .a) Roczny rozkład temperatury operatywnej, powietrza wewnętrznego oraz zewnętrznego; b) Roczny rozkład wartości wskaźnika PMV.

Fig. 2. Building-option I a) - air temperature inside, outside, b) - PMV comfort factor



Rys.3 Wykresy dla wariantu II: .a) Roczny rozkład temperatury operatywnej, powietrza wewnętrznego oraz zewnętrznego; b) Roczny rozkład roczny wartości wskaźnika PMV.
Fig. 3. Building-option II a) - air temperature inside, outside, b) - PMV comfort factor



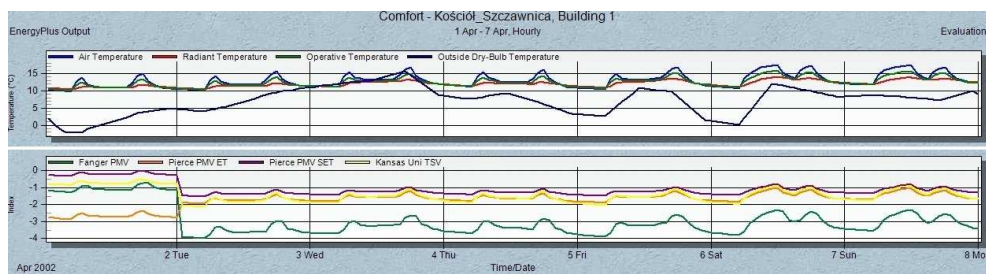
Rys.4 Wykresy dla wariantu IV: .a) Roczny rozkład temperatury operatywnej, powietrza wewnętrznego oraz zewnętrznego; b) Roczny rozkład roczny wartości wskaźnika PMV.
Fig. 4. Building-option IV a) - air temperature inside, outside, b) - PMV comfort factor

Na podstawie rocznych wartości wskaźników komfortu cieplnego PMV (rys. 2.3.4.) można zaobserwować, iż jego wartość przez większą część jest ujemna. W miesiącach zimowych (XI – II) wartość ta jest pomiędzy -1,9 a -1,3, co wskazuje na zbyt chłodne warunki panujące w badanym kościele.

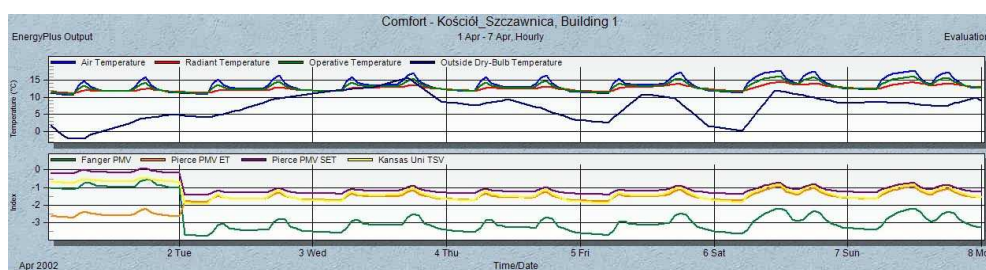
Takie warunki mikroklimatu panującego w budynku znacznie przekraczają optymalną wartość wskaźnika $-0,5 < PMV < +0,5$.

Miesiące letnie (VI-IX) dla wariantu I oraz II charakteryzują się średnią wartością wskaźnika PMV oscylującą ok. wartości -0,5 a więc już warunkami ocenianymi jako komfortowe.

Na podstawie przedstawionych diagramów (rys.2, 3, 4) można zauważyć, że bardzo nieralicznymi okresami pod względem stabilności warunków są miesiące przejściowe, czyli kwiecień oraz październik. W kwietniu występują najniższe wartości wskaźników komfortu, spadające nawet poniżej wartości -3. Wyłączenie grzania w tym miesiącu, mimo wzrastającej temperatury powietrza zewnętrznego nie powoduje szybkiego wzrostu ani temperatury powietrza wewnętrznego ani temperatury operatywnej. Taka sytuacja występuje we wszystkich czterech analizowanych przypadkach. Dodatkowym czynnikiem wpływającym na tak nagłe obniżenie wskaźnika PMV w tym miesiącu ma fakt, iż osoby przychodzące do kościoła mają już na sobie lżejsze ubiory. Wykresy (rys. 5 i 6) przedstawiają szczegółowe rozkłady temperatury oraz wskaźników komfortu cieplnego w pierwszym tygodniu kwietnia dla wariantu I oraz IV.

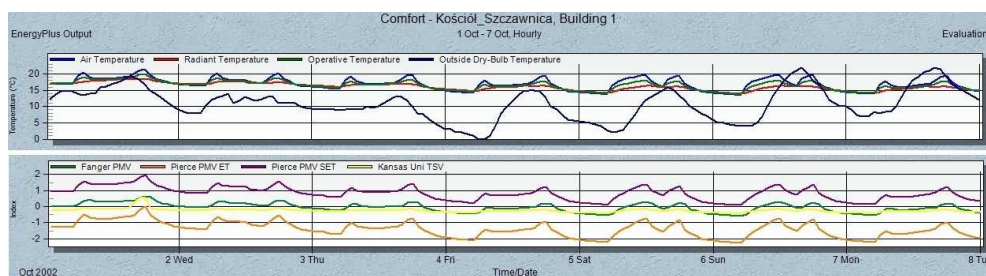


Rys.5 Wykresy dla wariantu I w miesiącu kwietniu: .a) Rozkład temperatury operatywnej, powietrza wewnętrznego oraz zewnętrznego; b) Rozkład wartości wskaźnika PMV.
Fig. 5. Building -option I-april a) - air temperature inside, outside, b) - PMV comfort factor

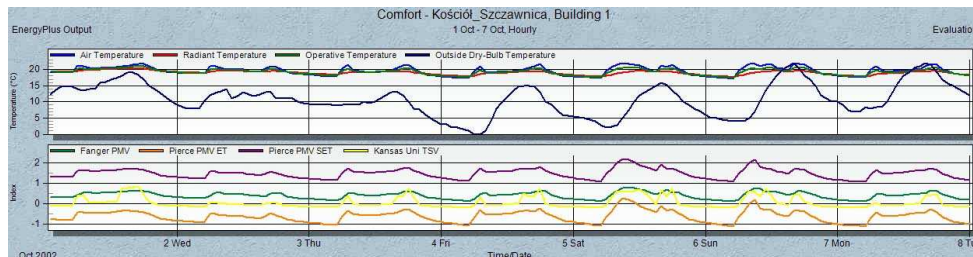


Rys.6 Wykresy dla wariantu IV w miesiącu kwietniu: .a) Rozkład temperatury operatywnej, powietrza wewnętrznego oraz zewnętrznego; b) Rozkład wartości wskaźnika PMV.
Fig. 6. Building-option IV- april a) - air temperature inside, outside, b) - PMV comfort factor

Odwrotna sytuacja występuje w miesiącu październiku. Jest on najkorzystniejszym w roku miesiącem pod względem komfortu cieplnego. (rys.7)



Rys.7 Wykresy dla wariantu I w miesiącu październiku: .a) Rozkład temperatury operatywnej, powietrza wewnętrznego oraz zewnętrznego; b) Rozkład wartości wskaźnika PMV.
Fig. 7. Building -option I- October a) - air temperature inside, outside, b) - PMV comfort factor

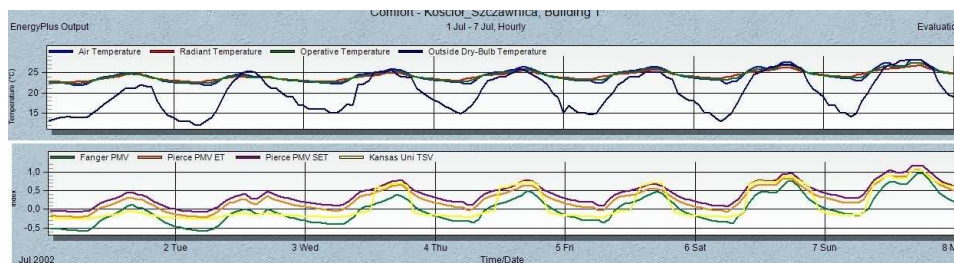


Rys.8 Wykresy dla wariantu IV w miesiącu październiku: .a) Rozkład temperatury operatywnej, powietrza wewnętrznego oraz zewnętrznego;
b)Rozkład wartości wskaźnika PMV.

Fig. 8. Building-option IV – October a) - air temperature inside, outside, b) - PMV comfort factor

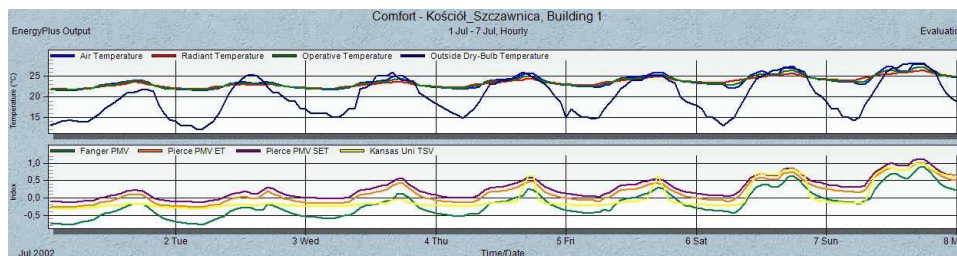
Dla wariantu IV wartość wskaźników PMV w kwietniu i październiku wynoszą odpowiednio: -2,78 i 0,248.

Ze względu na maszyną obudowę kościoła słoneczne zyski ciepłe uzyskiwane w okresie letnim nie powodują chwilowych dużych wzrostów temperatury, a przyczyniają się do dużej stabilności zarówno temperatury wewnętrznej jak i operatywnej, mimo dobowych wahań temperatury powietrza zewnętrznego (rys. 9, 10, 11), czego nie można zaobserwować dla okresu zimowego.



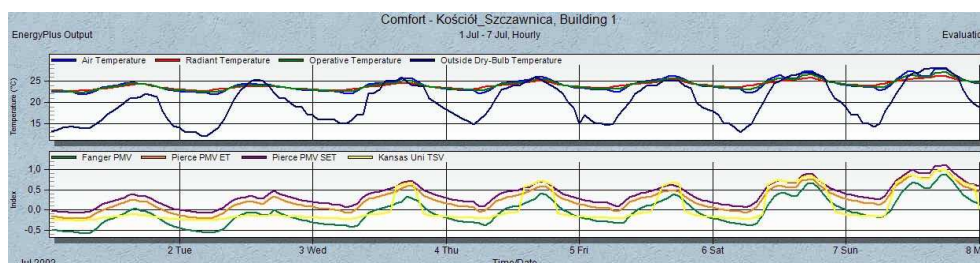
Rys.9 Wykresy dla wariantu I w miesiącu lipcu: .a) Rozkład temperatury operatywnej, powietrza wewnętrznego oraz zewnętrznego; b)Rozkład wartości wskaźnika PMV.

Fig. 9. Building-option I a) - air temperature inside, outside, b) - PMV comfort factor



Rys.10 Wykresy dla wariantu II w miesiącu lipcu: .a) Rozkład temperatury operatywnej, powietrza wewnętrznego oraz zewnętrznego; b) Rozkład wartości wskaźnika PMV.

Fig. 10. Building -option II – july: a) - air temperature inside, outside, b) - PMV comfort factor



Rys.11 Wykresy dla wariantu IV w miesiącu lipcu: .a) Rozkład temperatury operatywnej, powietrza wewnętrznego oraz zewnętrznego; b) Rozkład wartości wskaźnika PMV.

Fig. 11. Building -option IV- july: a) - air temperature inside, outside, b) - PMV comfort factor

4. PODSUMOWANIE

Zamontowanie dodatkowej szyby na zewnątrz okien witrażowych, wpłynęło na zmniejszenie zysków od promieniowania słonecznego o około 21% dla obiektu. W całościowym bilansie jednak poprawa izolacyjności okien o ponad 50% wpłynęła korzystnie nie tylko na zmniejszenie zapotrzebowania na energię do ogrzewania (spadek o 3,7%) i poprawę wskaźników wskaźniki komfortu cieplnego.

Istotny wpływ na całkowite zapotrzebowanie na energię do ogrzewania miała całkowita modernizacja, polegająca na poprawie parametrów cieplnych zarówno stolarki okiennej jak i przegród zewnętrznych. Pomimo to przeprowadzone prace termomodernizacyjne, przy zachowanym sposobie ogrzewania nie pozwalają na uzyskanie w pełni komfortowych warunków cieplnych w całym okresie użytkowania.

Warunki komfortowe uzyskiwane są częściowo w miesiącach letnich oraz w pierwszym miesiącu sezonu grzewczego – październiku.

5. LITERATURA

- [1] PN –EN ISO 7730 „Ergonomia środowiska termicznego. Analityczne wyznaczanie i interpretacja komfortu termicznego z zastosowaniem obliczania wskaźnika PMV i PPD oraz kryteriów lokalnego komfortu cieplnego.
- [2] Budownictwo Ogólne tom2. Fizyka Budowli. Praca zbiorowa pod kierunkiem P. Klemma, Warszawa 2005r.

IMPACT OF GLASS AND THERMAL MODERNIZATION OF CHURCH BUILDING ON SOLAR PROFITS AND THERMAL COMFORT

SUMMARY

The paper presents the results of simulation for upgraded building. Calculations were performed using Design Builder. This program is a tool for simulation of the building and its interior by using Energy Plus. For the Polish climate simulations have been carried out to assess the conditions for thermal comfort of the church building in a different variants of modernization. The aim of the analysis was also define how the thermo modernization affect the microclimate of church object.

Paweł OBSTAWSKI, dr inż.
Dariusz CZEKAŁSKI, dr inż.

Szkoła Główna Gospodarstwa Wiejskiego w Warszawie
Zakład Gospodarki Energetycznej
ul. Nowoursynowska 166, 02-787 Warszawa
e-mail: pawel_obstawski@sggw.pl
e-mail: dariusz_czekalski@sggw.pl

WPLYW WYDAJNOŚCI POMPY CYRKULACYJNEJ NA PARAMETRY EKSPLOATACYJNE PŁASKIEGO KOLEKTORA SŁONECZNEGO

STRESZCZENIE

W artykule podjęto próbę oceny wpływu prędkości masowego przepływu czynnika przez kolektor na jego parametry eksploatacyjne wyznaczone na podstawie charakterystyki sprawności. Testy kolektora przeprowadzono w warunkach polowych metodą stanu ustalonego dla dwóch przepływów masowych wynoszących 1.0 dm³/min oraz 2.5 dm³/min. Uzyskane wyniki pomiarowe porównano z charakterystyką sprawności sporządzoną w warunkach laboratoryjnych.

1. WPROWADZENIE

Właściwości eksploatacyjne płaskiego kolektora słonecznego określone są głównie na podstawie eksperymentalnie wyznaczonej charakterystyki sprawności. Charakterystyka sprawności zwana również charakterystyką cieplną lub normalną umożliwiającą również ocenę jakościową kolektora wyznaczana jest na podstawie eksperymentu, którego algorytm określa norma PN-EN12957:2 [4]. Charakterystyka sprawności określa jedynie właściwości statyczne kolektora przedstawiając sprawność kolektora w funkcji temperatury zredukowanej umożliwiając zarazem określenie mocy użytecznej kolektora oraz strat ciepła w zależności od punktu pracy kolektora. Norma określa bardzo szczegółowo warunki zarówno odnośnie budowy hydraulicznej stanowiska badawczego jaki i warunków meteorologicznych jakie powinny być spełnione podczas eksperymentu min.: stałą bardzo wysoką dawkę natężenia promieniowania słonecznego, stałą wartość przepływu przepływ czynnika oraz stałą wartość temperatury wlotowej czynnika. Należy zauważyć jednak, że badania

normatywne przeprowadzane są jedynie dla jednej wartości masowego natężenia przepływu, natomiast w warunkach eksploatacyjnych przepływ masowy czynnika może być inny od przepływu podczas badań normatywnych. W niniejszym artykule podjęta zostanie próba oceny wpływu zmian masowego przepływu czynnika na właściwości statyczne płaskiego kolektora słonecznego.

2. WYZNACZANIE CHARAKTERYSTYKI CIEPLNEJ KOLEKTORA W STANACH USTALONYCH

Norma PN-EN 12957:2 dopuszcza wyznaczanie charakterystyki sprawności kolektora zarówno w warunkach laboratoryjnych jak i polowych [4]. W warunkach polowych charakterystykę można wyznaczyć dwiema metodami: metodą stanu ustalonego, oraz metodą QDT opracowaną przez Amer'a [1]. W niniejszym artykule przedstawione zostaną wyniki uzyskane podczas wyznaczania charakterystyki sprawności płaskiego kolektora słonecznego metodą stanu ustalonego w warunkach polowych.

Norma PN-EN 12957:2 [4] bardzo dokładnie precyzuje zarówno instalację pomiarową, klasy dokładności sposób montażu oraz typ aparatury pomiarowej, kąt nachylenia kolektora, wielkości fizyczne jakie powinny być rejestrowane podczas testu oraz warunki atmosferyczne jakie powinny panować podczas wykonywania testu. Norma dopuszcza wykonywanie testu w instalacji wykonanej jako układ zamknięty jak również możliwe jest wykonywanie testu w instalacji wykonanej w układzie otwartym. Do pomiaru natężenia promieniowania słonecznego należy zastosować piranometr klasy I lub wyższej zgodny z normą ISO 9060. Norma nie uściśla typu czujników temperatury. Wymaga jedynie żeby pomiar temperatury czynnika był dokonywany zarówno na wlocie jak i wylocie z rozdzielczością $\pm 0,02\text{K}$ w zakresie temperatur 0°C - 100°C ze standardową niepewnością $0,1\text{K}$. Czujniki pomiaru temperatury powinny być zamontowane w odległości nie większej niż 200mm od króćców kolektora. Wymaga się aby różnica temperatury pomiędzy temperaturą wyjściową a wejściową czynnika była mierzona z niepewnością $< 0,05\text{K}$. Podobnie jest odnośnie czujnika do pomiaru temperatury otoczenia. Norma nie precyzuje typu czujnika, wymaga jedynie aby pomiar dokonywany był z niepewnością $0,5\text{K}$, a czujnik nie powinien znajdować się w odległości większej niż 10 m od kolektora. Pomiar przepływu czynnika powinien być dokonywany za pomocą przepływomierza o niepewności $\pm 1\%$, a prędkość przepływu czynnika powinna wynosić $0,02\text{ kg/s}\cdot\text{m}^2$. Podczas wykonywania testów kolektora zarówno w warunkach zewnętrznych jak i laboratoryjnych niezbędny jest pomiar prędkości wiatru, natomiast pomiar kierunku nie jest wymagany. Pomiar prędkości wiatru powinien odbywać się z niepewnością $0,5\text{m/s}$. Przy prowadzeniu testów w warunkach zewnętrznych można dokonywać pomiaru prędkości wiatru za pomocą ręcznego anemometru w wysokości od 10mm - 50mm od płaszczyzny frontowej kolektora. W przypadku testów laboratoryjnych ze względu na stałą prędkość wiatru można użyć anemometr ręczny i podobnie jak w przypadku warunków zewnętrznych dokonać pomiaru prędkości wiatru w odległości od 10mm - 50mm od płaszczyzny frontowej kolektora. Czynnikiem roboczym może być zarówno woda jak czynnik rekomendowany przez producenta kolektora, jednakże pojemność cieplna czynnika powinna być znana z dokładnością $\pm 1\%$.

Norma zawiera również szczegółowe wytyczne odnośnie instalacji hydraulicznej montażu pompy cyrkulacyjnej, symulatora promieniowania słonecznego oraz urządzeń kontrolno pomiarowych

3. PROCEDURA BADAWCZA SPRAWNOŚCI KOLEKTORA W STANIE USTALONYM

Test należy przeprowadzić przy natężeniu promieniowania słonecznego $>700\text{W/m}^2$. Jeżeli test wykonywany jest w warunkach zewnętrznych wymaga się aby udział promieniowania rozproszonego był mniejszy od 30% w promieniowaniu całkowitym [4]. Norma narzuca również orientację badanego kolektora względem słońca. Kolektor musi ustawiony być w takiej pozycji aby modyfikator kąta padania promieniowania słonecznego nie zmieniał się więcej jak $\pm 2\%$. Dla kolektorów z pojedynczą pokrywą szklaną warunek jest spełniony jeśli kąt padania promieni słonecznych na płaszczyznę absorbera nie zmienia się więcej jak o 20° podczas eksperymentu.

Eksperyment należy przeprowadzić dla co najmniej 4 wartości temperatury wejściowej, dla których należy wyznaczyć co najmniej cztery niezależne punkty pomiarowe otrzymując łącznie 16 punktów. Temperatury powinny być możliwie równomiernie rozłożone w przedziale nominalnej pracy kolektora przy czym norma zaleca jeśli to możliwe aby jedna wartość temperatury wlotowej czynnika była tak dobrana, aby średnia wartość temperatury czynnika w kolektorze wynosiła $\pm 3\text{K}$ temperatury otoczenia. Wówczas możliwe jest wyznaczenie sprawności optycznej kolektora η_0 . Norma zaleca również w przypadku stosowania wody jako temperaturę wejściową na była wyższa niż 80°C .

Test powinien być poprzedzony okresem w którym następuje stabilizacja warunków pomiarowych. Czas stabilizacji powinien trwać przynajmniej cztery krotności zastępczej stałej czasowej kolektora. Jeśli stała czasowa kolektora jest nieznana wówczas okres ten powinien wynosić co najmniej 15 minut. Po ustabilizowaniu warunków pomiarowych można przystąpić do przeprowadzenia testu, który powinien trwać co najmniej cztery razy dłużej niż zastępcza stała czasowa. Jeśli stała czasowa nie jest znana test powinien trwać co najmniej 10 minut. Należy traktować, że podczas przeprowadzania testu kolektor znajdował się w warunkach ustalonych jeśli wartość: natężenia promieniowania słonecznego znajdowało się w przedziale $\pm 50\text{W/m}^2$, temperatury otoczenia $\pm 1\text{K}$, przepływu czynnika $\pm 1\%$, temperatury wlotowej czynnika do kolektora $\pm 0,1\text{K}$. W celu ustalenia czy warunki podczas trwania testu można przyjąć za ustalone wyniki pomiarów z okresu 30 sekund należy porównywać ze średnią wartością z poprzedniego okresu pomiarowego.

Sprawność kolektora dla poszczególnych punktów pomiarowych wyznacza się z zależności 1.

$$\eta = \frac{Q}{A \cdot G} [\%] \quad (1)$$

gdzie :

Q - strumień ciepła uniesiony przez czynnik

A – powierzchnia absorbera

G – natężenie promieniowania słonecznego

Strumień ciepła uniesiony przez czynnik oblicza się z zależności 2.

$$Q = \dot{m} * c_p * \Delta T \quad (2)$$

gdzie:

\dot{m} – masowe natężenie przepływu [dm^3/s]

c_p – ciepło właściwe czynnika [J/kgK]

$\Delta T = T_{wy} - T_{we}$ [$^{\circ}\text{C}$]

Gdzie :

T_{wy} – temperatura wylotowa czynnika [$^{\circ}\text{C}$]

T_{we} – temperatura wlotowa czynnika [$^{\circ}\text{C}$]

Charakterystykę sprawności wyznacza się z zależności 3 będącej zarazem modelem kolektora.

$$\eta = \eta_0 - a_1 * T_m - a_2 * G * (T_m^2) \quad (3)$$

gdzie: T_m – średnia temperatura zredukowana obliczana jako

$$T_m = \frac{t_m - t_a}{G} \quad (4)$$

gdzie:

$$t_m = T_{we} + \left(\frac{T_{we} + T_{wy}}{2} \right) \quad (5)$$

t_a – temperatura otoczenia [$^{\circ}\text{C}$]

Współczynniki a_1 oraz a_2 są wyznaczone statystycznie za pomocą metody najmniejszych kwadratów do funkcji wielomianowej drugiego rzędu. Charakterystykę należy wyznaczyć dla natężenia promieniowania $G=1000 \text{ W/m}^2$.

4. STANOWISKO BADAWCZE

Badania przeprowadzone zostały na stanowisku wolnostojącym, wykonanym z profili aluminiowych (rys. 1) [3]. Stanowisko zostało tak skonstruowane zarówno pod względem budowy hydraulicznej jak i pomiarowym, że umożliwia eksperymentalne sporządzenie zarówno charakterystyki sprawności kolektora jak i przeprowadzenie badań eksploatacyjnych instalacji słonecznej złożonej z dwóch kolektorów. Segment słoneczny może być złożony z jednego lub dwóch kolektorów połączonych szeregowo lub równolegle obciążonych zasobnikiem o objętości 100dm^3 . Podczas eksperymentu wyznaczania charakterystyki sprawności zbiornik pełni funkcję magazynu ciepłej wody umożliwiającego utrzymanie stałej temperatury wlotowej czynnika. Utrzymanie stałej temperatury jest możliwe ze względu na fakt, iż zasobnik wyposażony jest on w grzałkę elektryczną o mocy nominalnej 4kW , której moc regulowana jest poprzez regulator mocy. Przepływ czynnika przez instalację realizowany jest poprzez pompę cyrkulacyjną z możliwością płynnej regulacji wydajności. Stanowisko zostało opomiarowane. Pomiaru temperatury w zależności od wymagań przeprowadzanego eksperymentu można dokonać za pomocą czujników termorezystancyjnych PT1000 w układzie czteroprzewodowym lub termopar. Do pomiaru przepływu czynnika wykorzystano dwa wodomierze z impulsatorem o rozdzielczości $1 \text{ dm}^3/\text{impuls}$ i 2.5

$\text{dm}^3/\text{impuls}$. Do sterowania pracą instalacji wykorzystano sterownik PLC współpracujący z programem typu SCADA, co umożliwiło monitoring, wizualizację podgląd danych bieżących oraz ich archiwizację.



Rys. 1. Stanowisko badawcze

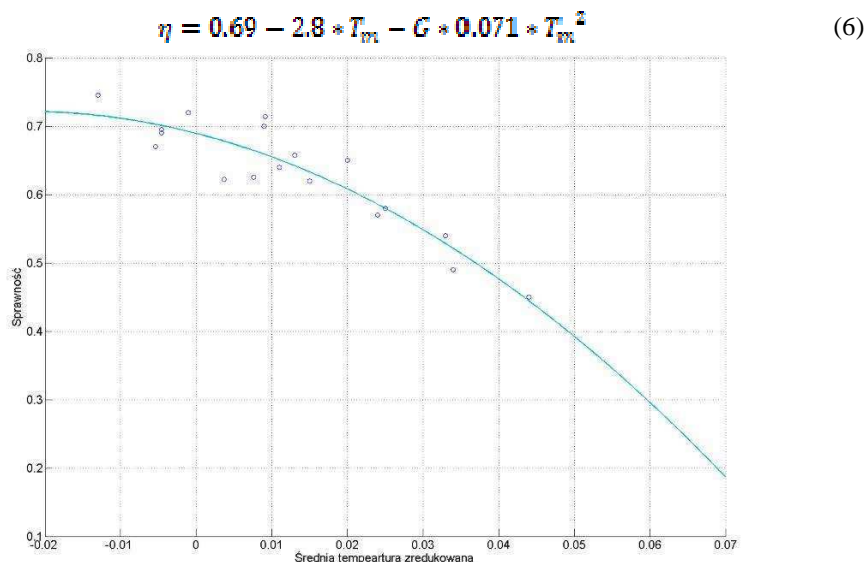
Fig. 1. The research station

5. OCENA WPŁYWU PRĘDKOŚCI MASOWEJ CZYNNIKA NA PARAMETRY EKSPLOATACYJNE KOLEKTORA

Badania przeprowadzono przy dwóch prędkościach masowego przepływu czynnika wynoszących $1.0 \text{ dm}^3/\text{min}$ oraz $2.5 \text{ dm}^3/\text{min}$ oraz przy natężeniu promieniowania słonecznego wynoszącym $870 \pm 30 \text{ W/m}^2$, temperaturze otoczenia 22°C oraz pięciu temperaturach wlotowych znajdujących się w zakresie pracy kolektora i wynoszących: 18°C , 26°C , 36°C , 46°C , 56°C . Dla poszczególnych temperatur wlotowych czynnika pomiary wykonano kilkakrotnie. Jako czynnika roboczego użyto wody.

Na rysunku 2 przedstawiono charakterystykę sprawności badanego kolektora przy masowym przepływie czynnika wynoszącym $1.0 \text{ dm}^3/\text{min}$. W analizowanym przypadku uzyskano sprawność optyczną wynoszącą 0.69, współczynnik strat $a_1 = 2.8 \text{ W/m}^2\text{K}$, natomiast współczynnik strat $a_2 = 0.071 \text{ W/m}^2\text{K}$, zatem charakterystyka sprawności może zostać opisana zależnością (6). Ze sporządzonej charakterystyki sprawności wynika, że przy niskich wartościach średniej temperatury zredukowanej sprawność kolektora spada wolniej niż przy wartościach wyższych. Ze sporządzonej charakterystyki wynika również, że

w warunkach polowych uzyskane wyniki dla poszczególnych temperatur wlotowych są rozbieżne zatem powtarzalność uzyskanych wyników jest słaba.



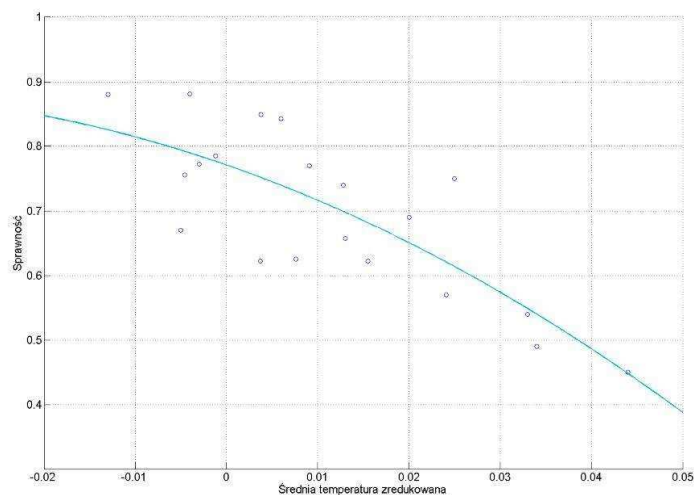
Rys. 2. Charakterystyka sprawności badanego kolektora przy przepływie $1.0 \text{ dm}^3/\text{min}$
 Fig. 2. Characteristic of efficiency of flat solar collector with flow rate $1.0 \text{ dm}^3/\text{min}$

Na rysunku 3 przedstawiono charakterystykę sprawności badanego kolektora przy przepływie masowym czynnika wynoszącym $2.5 \text{ dm}^3/\text{min}$. W analizowanym przypadku uzyskano wyższą wartość sprawności optycznej, która wynosi 0.77. Wzrost masowego przepływu czynnika przez badany kolektor spowodował wzrost współczynnika strat ciepła, który w analizowanym przypadku wyniósł $a_1 = 4.9 \text{ W/m}^2\text{K}$, natomiast wartość współczynnika a_2 spadła i ukształtowała się na poziomie $0.06 \text{ W/m}^2\text{K}$. Charakterystykę sprawności można zatem opisać za pomocą zależności (7). W analizowanym przypadku również uzyskano dużą rozbieżność wyników dla poszczególnych temperatur wlotowych, znacznie większą w porównaniu z charakterystyką sporządzoną dla przepływu masowego czynnika wynoszącego $1 \text{ dm}^3/\text{min}$.

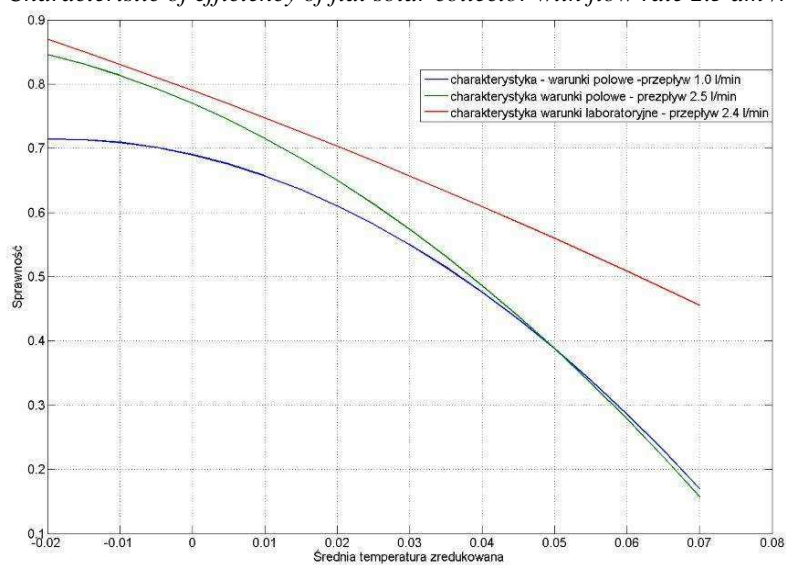
$$\eta = 0.77 - 4.9 * T_{m1} - G * 0.06 * T_{m1}^2 \quad (7)$$

Na rysunku 4 przedstawiono porównanie charakterystyk sprawności wykonanych dla przepływu $1.0 \text{ dm}^3/\text{min}$, $2.5 \text{ dm}^3/\text{min}$ sporządzonych w warunkach polowych z charakterystyką sprawności wykonaną w warunkach laboratoryjnych przy przepływie czynnika wynoszącym $2.4 \text{ dm}^3/\text{min}$. Z porównania charakterystyk wynika, że charakterystyka sprawności kolektora wykonana w warunkach laboratoryjnych charakteryzuje się znacznie wyższą mocą użyteczną oraz wyższą sprawnością optyczną wynoszącą 0.79 w porównaniu z charakterystykami uzyskanymi z eksperymentów polowych. Najniższą sprawność

optyczną oraz moc użyteczną osiąga kolektor przy przepływie masowym wynoszącym $1.0 \text{ dm}^3/\text{min}$.



Rys. 3. Charakterystyka sprawności badanego kolektora przy przepływie $2.5 \text{ dm}^3/\text{min}$
 Fig. 3. Characteristic of efficiency of flat solar collector with flow rate $2.5 \text{ dm}^3/\text{min}$



Rys. 4. Porównanie charakterystyk sprawności dla przepływu $1.0 \text{ dm}^3/\text{min}$ i $2.5 \text{ dm}^3/\text{min}$ z charakterystyką wzorcową
 Fig. 4. Comparison of characteristics of efficiency of flat solar collector with flow rate $1.0 \text{ dm}^3/\text{min}$ and $2.5 \text{ dm}^3/\text{min}$ with base characteristic

6. PODSUMOWANIE

Z przeprowadzonej analizy wynika, że przepływ masowy czynnika ma znaczny wpływ na parametry eksploatacyjne kolektora. Wraz ze wzrostem masowego przepływu czynnika wzrasta sprawność oraz moc użyteczna kolektora. W analizowanym przypadku przy średniej temperaturze zredukowanej wynoszącej 0.04 charakterystyki sprawności kolektora sporządzone przy różnych przepływach masowych pokrywają się. Należy zatem wnioskować, że przy wyższych temperaturach czynnika przepływ masowy nie ma wpływu na uzyskiwaną sprawność i moc użyteczną kolektora.

Porównując sporządzone w warunkach polowych charakterystyki sprawności z charakterystyką sporządzoną w warunkach laboratoryjnych widać wyraźne rozbieżności. Oznacza to, że kolektor w warunkach eksploatacyjnych zachowuje się odmiennie niż w warunkach laboratoryjnych. Należy zauważyć również, że kolektor podczas badań normatywnych znajduje się w stanie jałowym, natomiast w warunkach eksploatacyjnych zazwyczaj obciążony jest zasobnikiem ciepłej wody, co może mieć znaczący wpływ na parametry eksploatacyjne kolektora. Należy zatem właściwości eksploatacyjne kolektora wyznaczać w warunkach eksploatacyjnych z wykorzystaniem metody identyfikacji parametrycznej [2].

7. LITERATURA

- [1] Amer E. H., Nayak J. K. Sharma G. K.: A transient method for testing of flat plate solar collectors. Energy Conversion and Management 39, 549-558, 1998
- [2] Chochowski A., Obstawski P., Czekalski D.: Właściwości dynamiczne płaskich kolektorów słonecznych. Przegląd Elektrotechniczny Nr 6, 2010 str. 92-95
- [3] Obstawski P.: Termowizyjne badania płaskich kolektorów cieczowych. Część 1. Stanowisko badawcze. Polska Energetyka Słoneczna, Nr 2-4/2010,1/2011 str. 54-57
- [4] PN-EN 12975-2 „Słoneczne systemy grzewcze i ich elementy. Kolektory słoneczne. Część 2: Metody badań

IMPACT OF PERFORMANCE CIRCULATING PUMP ON THE CHARACTERISTIC PARAMETERS OF FLAT SOLAR COLLECTOR

SUMMARY

In paper presented impact of flow rate on the characteristic parameters of flat solar collector with are compute on the base characteristic of efficiency. The tests of flat solar collector was made in outdoor conditions in steady state method for two flow rate equal 1.0 dm³/min and 2.5 dm³/min. Results compare with characteristic of efficiency with was made in laboratory conditions.

Paweł OBSTAWSKI, dr inż.
Dariusz CZEKAŁSKI, dr inż.

Szkoła Główna Gospodarstwa Wiejskiego w Warszawie
Zakład Gospodarki Energetycznej
ul. Nowoursynowska 166, 02-787 Warszawa
e-mail: pawel_obstawski@sggw.pl
e-mail: dariusz_czekalski@sggw.pl

ZASTOSOWANIE PAKIETU MATLAB I SIMULINK DO ANALIZY STANÓW TERMICZNYCH PŁASKIEGO KOLEKTORA CIECZOWEGO

STRESZCZENIE

W artykule zaprezentowano możliwości zastosowania pakietu *Matlab&Simulink* do analizy stanów termicznych płaskiego kolektora słonecznego metodą zastępczej sieci cieplnej. Metoda zastępczej sieci cieplnej opracowana została w latach osiemdziesiątych ubiegłego wieku i opiera się na analogii termoelektrycznej. Z przyczyn technicznych możliwości jakie daje metoda nie były w pełni wykorzystywane. Wzrost mocy obliczeniowej komputerów i dostęp do interaktywnego oprogramowania umożliwił pełne wykorzystanie możliwości metody do analizy i symulacji stanów termicznych płaskiego kolektora słonecznego.

1. WPROWADZENIE

Właściwości eksploatacyjne płaskich kolektorów cieczowych zależą głównie od właściwości fizycznych materiałów użytych do ich budowy oraz od konstrukcji samego kolektora. Oceny właściwości eksploatacyjnych płaskich kolektorów cieczowych dokonuje się głównie na podstawie charakterystyki cieplnej, która wyznaczane są eksperymentalnie wg Normy PN-EN 12975:2 i przedstawiają uzyskiwaną sprawność w funkcji tzw. temperatury zredukowanej [5]. Charakterystyka sprawności, ze względu na specyfikę metodyki wyznaczania odzwierciedla właściwości eksploatacyjne kolektora w stanach ustalonych, jednakże w warunkach eksploatacyjnych, ze względu na stochastyczny charakter wymuszeń kolektor znajduje się w stanach nieustalonych. Z tego też względu oprócz właściwości statycznych kolektora ważne są właściwości dynamiczne: zastępcza stała czasowa T_z ,

współczynnik wzmocnienia k_p oraz czas opóźnienia T_o określone na podstawie eksperymentalnie sporządzonej charakterystyki skokowej. Badania normatywne przewidują wyznaczenie charakterystyki skokowej, przy czym norma zakłada że jest to eksperyment nieobowiązkowy a charakterystyka jest wyznaczana jedynie dla temperatury wlotowej czynnika równej temperaturze otoczenia. Z wyznaczonej charakterystyki określana jest jedynie zastępcza stała czasowa, co uniemożliwia pełną analizę właściwości dynamicznych kolektora w dziedzinie czasu oraz uniemożliwia analizę właściwości dynamicznych w dziedzinie częstotliwości. Ze względu na fakt, iż wyznaczenie stałej czasowej jest eksperymentem nieobowiązkowym wartość stałej czasowej kolektora nie jest podawana przez producentów. Indywidualne wyznaczenie właściwości dynamicznych kolektora jest bardzo kosztowne gdyż wiąże się z koniecznością budowy specjalnego stanowiska laboratoryjnego. Eksperyment może zostać przeprowadzony w warunkach laboratoryjnych z wykorzystaniem symulatora promieniowania słonecznego, lub w wyniku badań polowych pod warunkiem, że dawka natężenia promieniowania słonecznego $G > 700 \text{ W/m}^2$. Alternatywą dla kosztownych badań eksperymentalnych mogą być testy symulacyjne, przy czym model kolektora powinien być oparty o równania matematyczne wyprowadzone z bilansu energetycznego kolektora. Liczba oraz rząd równań różniczkowych modelu kolektora, które należy rozwiązać podczas symulacji przy mocy obliczeniowej komputerów i dostępu do specjalistycznego oprogramowania nie stanowi ograniczenia. Zatem dobrze znane metody analizy stanów termicznych kolektora mogą przy wykorzystaniu nowatorskiego oprogramowania zostać przedstawione w nowym ujęciu. W niniejszym artykule przedstawione zostanie analiza właściwości dynamicznych kolektora w oparciu o metodę zastępczej sieci cieplnej przy wykorzystaniu do rozwiązania układu równań różniczkowych pakietu Matlab & Simulink.

2. MODEL ZASTĘPCZEJ SIECI CIEPLNEJ

Metoda zastępczej sieci cieplnej oparta jest na analogii termoelektrycznej. Analiza stanów termicznych kolektora polega na odwzorowaniu fizycznej budowy kolektora w postaci obwodu elektrycznego złożonego z: pojemności elektrycznych odpowiadających pojemnościom cieplnym poszczególnych składowych kolektora oraz rezystorów odpowiadających za opory cieplne pomiędzy poszczególnymi składowymi. Zmiany napięcia elektrycznego pomiędzy poszczególnymi węzłami układu elektrycznego odpowiadają zmianom temperatury, a przepływ prądu pomiędzy węzłami odpowiada przepływowi strumienia elektrycznego.

Dokonując analizy stanów termicznych kolektora za pomocą metody sieci cieplnej traktuje się kolektor jako obiekt o parametrach skupionych, przy czym w literaturze spotyka się podejście, że w budowie kolektora wyróżnia się dwa ciała jednorodne: czynnik oraz absorber, pomijając pokrywę szklaną [2, 3], lub jako układ trzech ciał jednorodnych: pokrywę szklaną, absorbera i medium roboczego [3, 4]. Prezentowany w [3, 5] model kolektora w postaci sieci cieplnej skupiał się jedynie na rozwiązaniu końcowym w postaci układu równań różniczkowych. Pominęto metodykę obliczania wartości poszczególnych współczynników równań różniczkowych modelu. Dopiero Chochowski [1] zaprezentował ogólną postać modelu kolektora oraz pełny algorytm wyznaczania wartości poszczególnych współczynników równań modelu.

Chochowski przedstawił kolektor słoneczny za pomocą schematu cieplnego w postaci czwórnika elektrycznego. Strumień ciepła (prąd elektryczny) przepływając przez gałęzie obwodu zawierające opory cieplne (rezystory) wywołuje przestrzenny rozkład temperatury (spadki napięcia) odpowiednio do wymiany ciepła jaka ma miejsce w analizowanym układzie (rys. 1). Węzeł pierwszy reprezentuje pokrywę szklaną o średniej temperaturze T_1 , w której w wyniku absorpcji części promieniowania słonecznego padającego na płaszczyznę kolektora, wydzielą się w połowie grubości energia z mocą P_1 .

Węzeł drugi reprezentuje absorber o średniej temperaturze T_2 , na którego powierzchni wydzielą się energia cieplna z mocą P_2 jako wynik absorpcji przepuszczonego przez pokrywę szklaną promieniowania słonecznego.

Węzeł trzeci reprezentuje medium robocze, które przepływając przez kolektor słoneczny uzyskuje średnią temperaturę T_3 , wyznaczaną z zależności:

$$T_3 = \frac{1}{2}(T_{fp} + T_{fk}) \quad (3)$$

Pomiędzy węzłami sieci a ośrodkiem spływu strat (otoczenie) przepływają strumienie cieplne P , poprzez opory cieplne powierzchniowe R i unoszenie. Występujące na schemacie (rys. 2) opory cieplne mają następujący sens fizyczny:

$R_{1,0}$ – opór cieplny pomiędzy czołową pokrywą a otoczeniem [K/W]

$R_{1,2}$ – opór cieplny pomiędzy czołową pokrywą a absorberem [K/W]

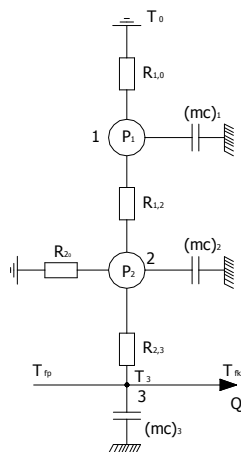
$R_{2,0}$ – opór cieplny pomiędzy absorberem a otoczeniem, liczony w kierunku dna kolektora [K/W]

$R_{2,3}$ – opór cieplny pomiędzy absorberem a medium roboczym [K/W]

$(mc)_1$ – pojemność cieplna węzła 1 [J/K]

$(mc)_2$ – pojemność cieplna węzła 2 [J/K]

$(mc)_3$ – pojemność cieplna węzła 3 [J/K]



Rys. 1. Schemat cieplny kolektora dla stanu nieustalonego
Fig. 1. Warm scheme of flat solar collector for steady condition

gdzie:

T_{fp} – temperatura wlotowa medium [K]

T_{fk} – temperatura wylotowa medium [K]

Przedstawiony na rysunku 1 schemat cieplny płaskiego kolektora słonecznego uznano za podstawowy, pozwalający na ogólną analizę zachodzących zjawisk podczas wymiany ciepła między trzema ciałami (w tym dwoma energetycznie czynnymi), a otoczeniem.

Rozwiązaniem ZSC metodą temperatur węzłowych (potencjałów węzłowych) jest układ równań liniowych, łączących równania wszystkich węzłów oraz gałęzi medium. Ogólną postać równania opisującego stan nieustalony kolektora słonecznego przedstawia się za pomocą równań węzłów zawierających pojemności cieplne.

$$(mc)_i \frac{dT_i}{dt} + T_i \sum_{j=1}^{n+1} \Lambda_{ij} - \sum_{j=1}^{n+1} \Lambda_{ij} T_j = P_i + \Lambda_{i0} T_0 \quad (4)$$

Rozwiązanie powyższego równania sprowadza się do rozwiązania układu równań liniowych zawierających równania wszystkich zwykłych węzłów oraz równania wszystkich gałęzi medium, co macierzowo przyjmuje postać

$$c \frac{d\bar{T}(t)}{dt} + \Lambda \bar{T}(t) = \bar{P}(t) \quad (5)$$

w którym:

c – macierz pojemności cieplnych poszczególnych ciał jednorodnych (2)

Λ – macierz przewodności cieplnych (3)

T – temperatura wydzielona w poszczególnych węzłach sieci

P – moc wydzielona w poszczególnych węzłach sieci

$$c = \begin{bmatrix} (mc)_1 & 0 & 0 \\ 0 & (mc)_2 & 0 \\ 0 & 0 & (mc)_3 \end{bmatrix} \quad (2)$$

$$\Lambda = \begin{bmatrix} \Lambda_{11} & -\Lambda_{12} & \Lambda_{13} \\ -\Lambda_{21} & \Lambda_{22} & -\Lambda_{23} \\ \Lambda_{31} & -\Lambda_{32} & \Lambda_{33} \end{bmatrix} \quad (3)$$

Macierz (2) jest diagonalną macierzą pojemności cieplnych poszczególnych składowych a macierz (3) macierzą przewodności cieplnych poszczególnych węzłów sieci. Mnożąc obustronnie równanie 1 przez macierz odwrotną c^{-1} otrzymuje się macierz stanu segmentu słonecznego wyrażoną zależnością.

$$\frac{d\bar{T}(t)}{dt} = -\Lambda \bar{T}(t) * c^{-1} + \bar{P} * c^{-1} \quad (4)$$

Podstawiając do równania 4 macierze 2 i 3 otrzymujemy

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} T_1 \\ T_2 \\ T_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} mc_1 & 0 & 0 \\ 0 & mc_2 & 0 \\ 0 & 0 & mc_3 \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} -\Lambda_{11} & \Lambda_{12} & \Lambda_{13} \\ \Lambda_{21} & -\Lambda_{22} & \Lambda_{23} \\ \Lambda_{31} & \Lambda_{32} & -\Lambda_{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_1 \\ T_2 \\ T_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} mc_1 & 0 & 0 \\ 0 & mc_2 & 0 \\ 0 & 0 & mc_3 \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} P_1 \\ P_2 \\ P_3 \end{bmatrix} \quad (5)$$

Dokonując działań arytmetycznych otrzymujemy

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} T_1 \\ T_2 \\ T_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{mc_1} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{mc_2} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{mc_3} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} -\Lambda_{11} & \Lambda_{12} & \Lambda_{13} \\ \Lambda_{21} & -\Lambda_{22} & \Lambda_{23} \\ \Lambda_{31} & \Lambda_{32} & -\Lambda_{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_1 \\ T_2 \\ T_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{1}{mc_1} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{mc_2} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{mc_3} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_1 \\ P_2 \\ P_3 \end{bmatrix} \quad (6)$$

Rozwiązaniem macierzy zmiennych stanu jest zatem macierz układu i macierz wejścia wyrażona za pomocą równania (11).

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} T_1 \\ T_2 \\ T_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{\Lambda_{11}}{mc_1} & \frac{\Lambda_{12}}{mc_1} & \frac{\Lambda_{13}}{mc_1} \\ \frac{\Lambda_{21}}{mc_2} & -\frac{\Lambda_{22}}{mc_2} & \frac{\Lambda_{23}}{mc_2} \\ \frac{\Lambda_{31}}{mc_3} & \frac{\Lambda_{32}}{mc_3} & -\frac{\Lambda_{33}}{mc_3} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_1(t) \\ T_2(t) \\ T_3(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{P_1}{mc_1} \\ \frac{P_2}{mc_2} \\ \frac{P_3}{mc_3} \end{bmatrix} * u(t) \quad (7)$$

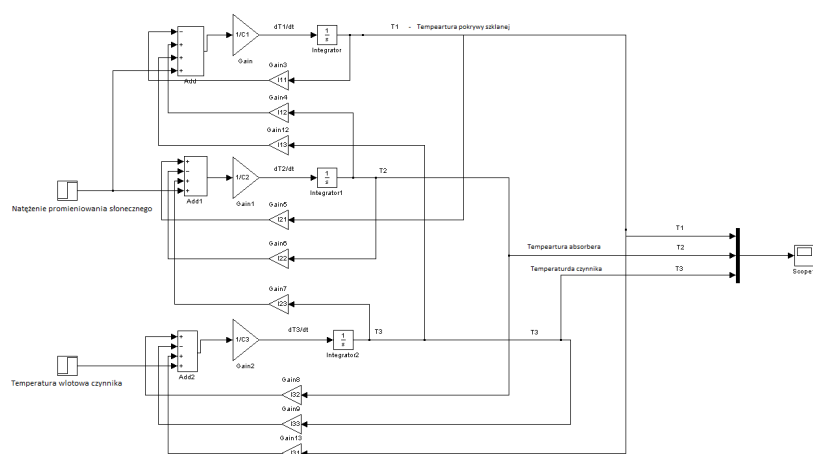
Macierz stanu wyraża stosunek przewodności cieplnych poszczególnych węzłów sieci do ich pojemności cieplnych. Zmiennymi stanu są temperatury poszczególnych ciał jednorodnych kolektora słonecznego, natomiast macierzą kolumnową wejścia jest stosunek mocy cieplnej wydzielonej w węzle do jego pojemności cieplnej.

3. ROZWIĄZANIE ZASTĘPCZEJ SIECI CIEPLNEJ Z WYKORZYSTANIEM PAKIETU MATLAB&SIMULINK

Główną wadą metody zastępczej sieci cieplnej był brak oprogramowania umożliwiającego dogodne rozwiązywanie stanu nieustalonego. Analiza stanu przejściowego była możliwa jedynie przy wymuszeniu liniowo narastającym co znacznie ograniczało możliwości metody. Wzrost mocy obliczeniowej komputerów oraz dostęp do specjalistycznego oprogramowania umożliwił pełne wykorzystanie możliwości metody do projektowania oraz analizy stanów termicznych płaskiego kolektora słonecznego. W niniejszym artykule do analizy stanów przejściowych płaskiego kolektora słonecznego wykorzystano pakiet *Matlab&Simulink*.

Matlab&Simulink jest interaktywnym oprogramowaniem naukowo technicznym służącym do numerycznych obliczeń i grafiki. Posiada wiele bibliotek zaprojektowanych specjalnie do określonych zastosowań, co daje projektantowi praktycznie nieograniczone możliwości dokonywania nawet bardzo skomplikowanych analiz. Do rozwiązania układu równań różniczkowych zastępczej sieci cieplnej wykorzystano pakiet *Simulink* umożliwia-

jący rozwiązanie równań różniczkowych metodą graficzną co w przypadku kolektora słonecznego umożliwia nie tylko analizę stanów przejściowych temperatur poszczególnych elementów składowych ale również rozkład strumieni ciepła pomiędzy nimi. Na rysunku 2 przedstawiono graficzne rozwiązanie układu równań różniczkowych zastępczej sieci cieplnej. Przewodności cieplne λ odpowiadają odwrotności oporów cieplnych pomiędzy poszczególnymi elementami składowymi, zatem rejestracja sygnałów z poszczególnych bloków przewodności cieplnych umożliwia analizę rozkładu strumieni cieplnych w kolektorze. Mnożąc poszczególne strumienie ciepła przez odwrotność cieplną danego elementu składowego oraz całkując uzyskany sygnał od zadanych warunków początkowych otrzymuje się przebieg temperatury danego elementu składowego.



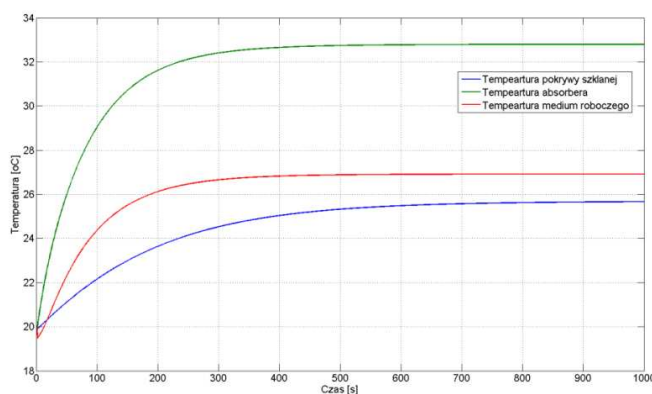
Rys. 2. Rozwiązanie graficzne modelu zastępczej sieci cieplnej
Fig. 2. Graphic solution of thermal network model

Zaletą takiego rozwiązania jest również możliwość dokonywania analizy stanów termicznych płaskiego kolektora słonecznego przy dowolnych wymuszeniach. Zatem możliwym staje się określenie właściwości dynamicznych kolektora poprzez sporządzenie charakterystyki skokowej, ocena wpływu masowego przepływu czynnika poprzez kolektor na uzyskiwane temperatury czynnika oraz symulacja pracy kolektora przy zmiennym poziomie natężenia promieniowania słonecznego.

Na rysunku 3 przedstawiono charakterystykę skokową kolektora sporządzoną przy temperaturze początkowej czynnika wynoszącej 20°C, przepływie 0.016 l/s oraz natężeniu promieniowania słonecznego wynoszącego 800 W/m². Jako czynnik zastosowano wodę, której ciepło właściwe wynosi 4190 J/K. Analizując rozkład temperatur poszczególnych elementów składowych można zaobserwować, że najwyższą temperę w stanie ustalonym wynoszącą 33°C osiąga absorber, temperatura czynnika roboczego stabilizuje się na poziomie 27°C, natomiast temperatura pokrywy szklanej osiąga wartość najniższą wynoszącą 25.8°C. Analizując właściwości dynamiczne poszczególnych elementów składowych należy zwrócić uwagę, że pokrywa szklana oraz absorber mają charakter inercyjny – typowy dla obiektów cieplnych. W przypadku medium roboczego w pierwszych kilku sekundach

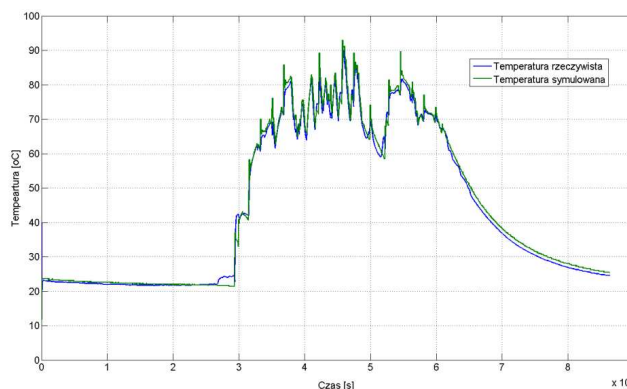
po wymuszeniu temperatura dąży w przeciwnym kierunku niż zamierzona, co oznacza że medium robocze posiada charakter nieminimalnofazowy. Temperatura czynnika jest funkcją przepływu przez węzownicę zatem spadek temperatury czynnika w pierwszych kilku sekundach po wymuszeniu można utożsamić z czasem opóźnienia niezbędnym na pokonanie przez medium robocze całej długości węzownicy.

Najdłuższą stałą czasową z elementów jednorodnych tworzących kolektor wynoszącą 231[s] posiada pokrywa szklana, najkrótszą natomiast wynoszącą 80[s] absorber. Stała czasowa medium roboczego wynosi 100[s].



Rys. 3. Charakterystyka skokowa kolektora
Fig. 3. Step characteristic of flat solar collector

Metoda zastępczej sieci cieplnej umożliwia również symulację pracy instalacji słonecznej. Na rysunku 4 przedstawiono rzeczywistą i symulowaną temperaturę medium roboczego instalacji słonecznej zasilającej budynek hotelowy w Regionalnym Centrum Edukacji Ekologicznej w Budach Grabskich.



Rys. 4. Porównanie rzeczywistej i symulowanej temperatury medium roboczego
Fig. 4. Comparison real and simulated temperature of working medium

Jako sygnały wejściowe modelu zastępczej sieci cieplnej wprowadzono dobowy przebieg natężenia promieniowania słonecznego oraz dobowy przebieg temperatury wlotowej czynnika. Jako warunki początkowe ustawiono temperaturę początkową czynnika wynoszącą 25°C. Jak wynika z rysunku uzyskano bardzo dobrą zbieżność temperatury symulowanej i rzeczywistej.

4. WNIOSKI

Jak wynika z przeprowadzonej analizy zastosowanie pakietu *Matlab&Simulink* umożliwia pełne wykorzystanie walorów metody zastępczej sieci cieplnej. Możliwa staje się pełna analiza oszacowania już na etapie projektowym właściwości dynamicznych kolektora w zależności od użytych do jego budowy materiałów oraz od parametrów eksploatacyjnych – chociażby masowego natężenia przepływu. Metoda umożliwia również symulację pracy instalacji zbudowanej z projektowanego kolektora oraz oszacowanie jej właściwości dynamicznych. Znajomość właściwości dynamicznych instalacji już w fazie projektowej umożliwia optymalizację pracy instalacji poprzez zaprojektowanie adekwatnego układu regulacji.

5. LITERATURA

- [1] Chochowski A.: Analiza stanów termicznych płaskiego kolektora słonecznego. Wydawnictwo SGGW, Warszawa 1991
- [2] Eisenmann W., Vajen K., Ackermann H.: On the correlations between collector efficiency factor and material content of parallel flow flat-plate solar collectors. *Solar Energy* Vol. 76, str. 381-387, 2004
- [3] Henning H. M., Sasse M.: A collector hardware simulator: theoretical analysis and experimental results. *Solar Energy* Vol. 55, 39-48, 1995
- [4] Kamminga W.: Experiences of a solar collector test method Rusing Fourier transfer functions. *Heat Mass Transfer*, Vol 28, No 7 pp1393-1404, 1985
- [5] PN-EN 12975-2 „Słoneczne systemy grzewcze i ich elementy. Kolektory słoneczne. Część 2: Metody badań

USE OF MATLAB AND SIMULINK FOR THERMAL ANALYSIS OF FLAT SOLAR COLLECTOR

SUMMARY

In paper presented possibility of use *Matlab&Simulink* to thermal analysis of flat solar collector thermal network method. Thermal network method was made in The eighties of last century and base on thermo electrical analogy. In technical reasons possibilities with give method wasn't full used. Increasing power of computing of computers and new technical programs allowed full use possibility of thermal network method to thermal analysis of flat solar collector.

Paweł OBSTAWSKI, dr inż.
Dariusz CZEKAŁSKI, dr inż.

Szkoła Główna Gospodarstwa Wiejskiego w Warszawie
Zakład Gospodarki Energetycznej
ul. Nowoursynowska 166, 02-787 Warszawa
e-mail: pawel_obstawski@sggw.pl
e-mail: dariusz_czekalski@sggw.pl

ZASTOSOWANIE PROGRAMU SCADA DO WIZUALIZACJI I MONITORINGU PRACY HYBRYDOWEGO SYSTEMU ZASILANIA

STRESZCZENIE

W artykule przedstawiono możliwości zastosowania sterowników PLC do sterowania pracą hybrydowych systemów zasilania. Zaprezentowano możliwości zwiększenia sprawności przemian energetycznych segmentu kolektorów płaskich oraz aspekty techniczne umożliwiające zdalny monitoring pracy systemu.

1. WPROWADZENIE

Cechą charakterystyczną odnawialnych źródeł energii (OZE) jest niestabilny potencjał energetyczny w ciągu całego roku. Niestabilny charakter jest rezultatem sezonowości dostępnych zasobów energii (energetyka słoneczna, wiatrowa czy wodna) oraz stochastycznego charakteru wynikającego ze zmienności warunków meteorologicznych jak w przypadku energetyki słonecznej czy wiatrowej [3]. W celu zapewnienia i ciągłości dostaw energii oraz stabilnej pracy systemu energetycznego odnawialne źródła energii łączy się ze sobą i często uzupełnia źródłem konwencjonalnym tworząc hybrydowe systemy energetyczne. Podstawowym problemem eksploatacyjnym pojawiającym się w systemach hybrydowych jest niższa sprawność konwersji przemian energetycznych poszczególnych segmentów systemu w porównaniu z przypadkiem kiedy poszczególne segmenty systemu hybrydowego pracują jako systemy monowalętne [2]. Niska sprawność przemian systemów hybrydowych wynika zazwyczaj z charakteru współpracy poszczególnych segmentów co jest rezultatem zastosowanego algorytmu regulacji. Zazwyczaj regulacja pracą poszczególnych segmentów systemu realizowana jest

w oddzielnych pętlach za pomocą odrębnych regulatorów, co powoduje, że rozkład strumieni energii w systemie jest dość przypadkowy. W celu optymalizacji pracy systemu hybrydowego należy zaimplementować wszystkie realizowane pętle regulacji w jednym regulatorze. Takie rozwiązanie jest możliwe przy zastosowaniu swobodnie programowalnego sterownika PLC [4, 5]. Takie rozwiązanie umożliwia ponadto zaimplementowanie dowolnego algorytmu regulacji opartego np.: na sieciach neuronowych czy algorytmach genetycznych, gdyż sterowniki PLC posiadają możliwości techniczne współpracy z programowaniem technicznym typu Matlab, lub implementacji algorytmu regulacji wygenerowanego w kodzie C. Oprócz dużej swobody implementacji nowatorskich algorytmów regulacji zastosowanie sterowników PLC umożliwia zdalną wizualizację i monitoring pracy systemu hybrydowego przez zastosowanie programu typu SCADA, co zapewnia całkowitą kontrolę nad pracą systemu.

W niniejszym artykule zostaną zaprezentowane możliwości techniczne przedstawionego rozwiązania zaimplementowanego do realizacji regulacji pracą hybrydowego systemu zasilającego w energię ciepłą budynek hotelowy w Regionalnym Centrum Edukacji Ekologicznej w Budach Grabskich.

2. OPIS TECHNICZNY OBIEKTU

System składa się z trzech odrębnych segmentów: segmentu kolektorów płaskich o łącznej powierzchni 20 m^2 , sekcji kolektorów próżniowych o łącznej powierzchni 6 m^2 oraz sprężarkowej pompy ciepła, dla której niższe źródło energii realizowane było poprzez wymiennik gruntowy. Dotychczas regulacja pracą poszczególnych segmentów systemu realizowana była za pomocą trzech odrębnych obwodów regulacji, co powodowało niską sprawność przemian energetycznych głównie w segmencie słonecznym gdyż rozkład strumieni energii był dość przypadkowy[1].

Regulator R1 realizował algorytm regulacji dwupołożeniowej załączając pompę cyrkulacyjną w zależności od zadanego gradientu temperatur pomiędzy zasobnikiem ciepłej wody użytkowej o objętości 1000 dm^3 , a temperaturą czynnika w segmencie kolektorów płaskich. Realizowany algorytm regulacji dwupołożeniowej posiadał modyfikację polegającą na zablokowaniu stanu pracy pompy cyrkulacyjnej na okres 20 minut. W segmencie kolektorów próżniowych również realizowany był za pośrednictwem regulatora R2 algorytm regulacji dwupołożeniowej. Regulator załączał pompę cyrkulacyjną w funkcji zadanego gradientu temperatur mierzonych pomiędzy temperaturą czynnika w segmencie słonecznym a zasobnikiem ciepłej wody użytkowej o objętości 300 dm^3 . Histereza realizowana była poprzez ustawienie wyższego gradientu temperatur załączającego i niższego gradientu wyłączającego pompę cyrkulacyjną. Regulator R3 stanowiący zintegrowany element sprężarkowej pompy ciepła również realizował algorytm regulacji dwupołożeniowej, załączając pompę ciepła w przypadku gdy temperatura w zasobniku ciepłej wody użytkowej o objętości 1000 dm^3 spadła poniżej zadanej wartości 48°C .

Segment słoneczny w warunkach klimatycznych polski powinien być traktowany jako podstawowy segment systemu hybrydowego pełniący wiodącą funkcję w miesiącach marzec – wrzesień, oraz funkcje wspomagającą w okresie październik luty. Oczywiście bezsprzecznym jest fakt, że stopień wykorzystania segmentu słonecznego w zasadniczy

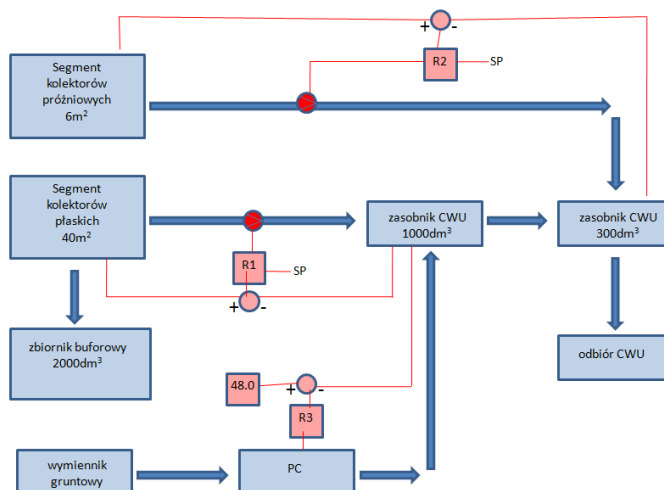
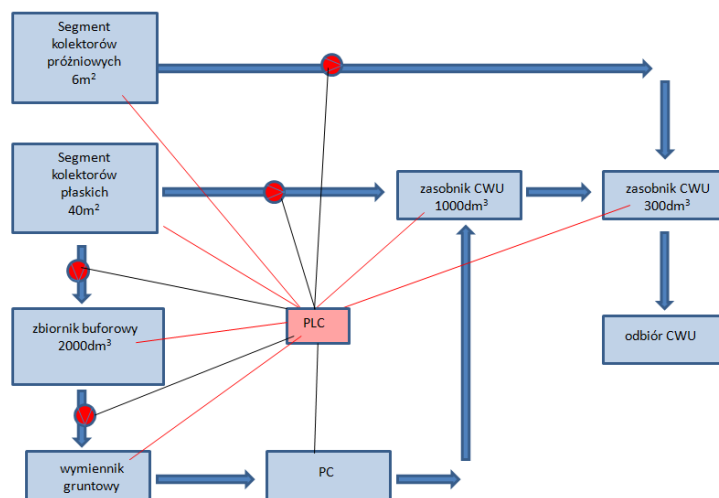


Fig. 1. Block scheme of control hybrid system

HYBRYDOWEGO

i kolektorów próżniowych zastąpiono pompami z możliwością płynnej regulacji przepływu co umożliwia realizację nowatorskich algorytmów regulacji np.: sterowania adaptacyjnego umożliwiającego dopasowanie wydajności pompy cyrkulacyjnej w segmencie słonecznym do aktualnie panujących warunków pracy.

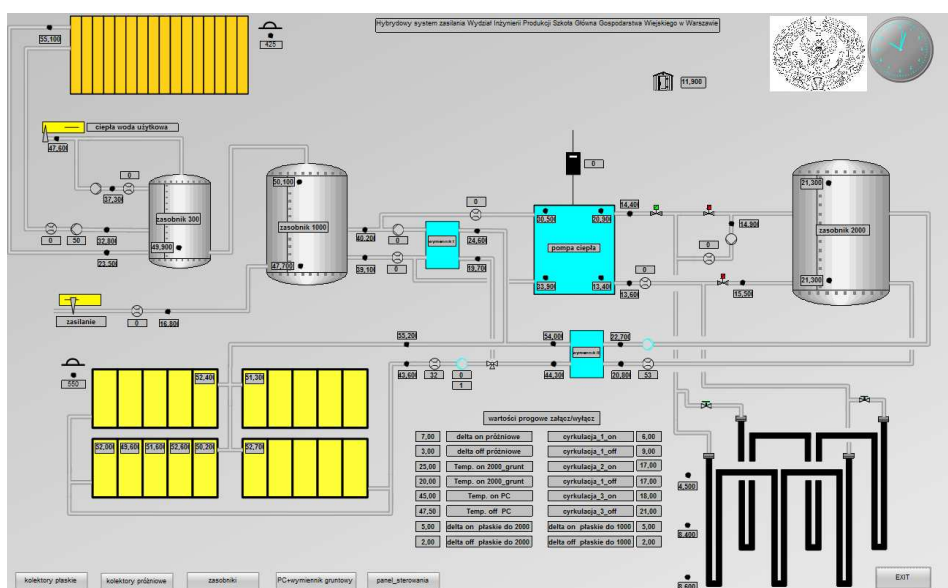
Obecnie wdrożono algorytm umożliwiający pośrednią akumulację dotychczas niewykorzystywanych nadwyżek energii promieniowania słonecznego padającej na segment kolektorów słonecznych w zasobniku buforowym o objętości 2000dm^3 oraz w wymienniku gruntowym. W zależności od poziomu temperatur w: segmencie kolektorów płaskich, zasobniku ciepłej wody użytkowej o objętości 1000dm^3 , zasobniku buforowym sterownik przełącza elektrozawory oraz uruchamia odpowiednie pompy cyrkulacyjne. Jeżeli temperatura czynnika w segmencie słonecznym wyższa jest o zadany gradient temperatury od wody w zasobniku realizowany jest transport zakumulowanej przez segment słoneczny energii do zasobnika 1000dm^3 . W przypadku gdy gradient temperatur pomiędzy temperaturą czynnika w segmencie słonecznym a zasobnikiem 1000dm^3 niższy jest od zadanego wówczas jeżeli spełniony jest zadany gradient temperatury pomiędzy temperaturą czynnika a zasobnikiem buforowym następuje akumulacja dotychczas niewykorzystywanych nadwyżek w zasobniku buforowym. W przypadku gdy temperatura czynnika w zasobniku buforowym osiągnie zadaną graniczną wartość progową możliwa jest pośrednia akumulacja energii słonecznej w wymienniku gruntowym poprzez uruchomienie obiegu pomiędzy zasobnikiem buforowym a wymiennikiem gruntowym. Realizacja takiego algorytmu regulacji umożliwia zwiększenie sprawności przemian energetycznych segmentu kolektorów płaskich.



Rys. 2. Schemat blokowy zmodernizowanego hybrydowego systemu zasilana

Fig. 2. Block scheme of modernized hybrid system

Ponadto scentralizowanie układu regulacji pracą hybrydowego systemu zasilana z wykorzystaniem sterownika PLC współpracującego z programem typu SCADA umożliwia komunikację, monitoring, dostęp do danych archiwalnych oraz zmianę wartości progowych za pomocą sieci Internet. Na rysunku 3 przedstawiono ekran synoptyczny systemu dostępny poprzez przeglądarkę internetową. Ekran synoptyczny dostarcza informacji o bieżących temperaturach w poszczególnych węzłach systemu, stanu pracy poszczególnych urządzeń wykonawczych, daje możliwość zmiany poszczególnych wartości progowych załączających poszczególne segmenty systemu oraz umożliwia zmianę wydajności pomp cyrkulacyjnych w segmencie kolektorów płaskich jak i próżniowych.



Rys. 3. Ekran synoptyczny hybrydowego systemu zasilania

Fig. 3. Synoptic screen of hybrid system

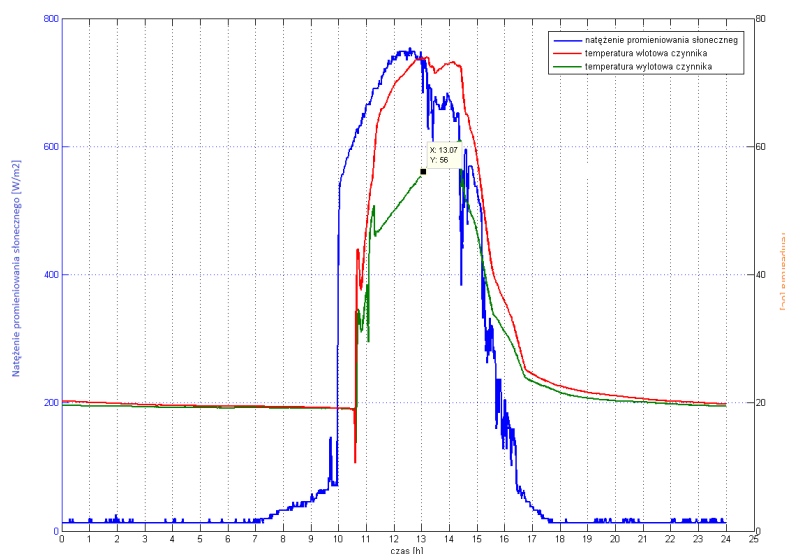
4. WPLYW WYDAJNOŚCI POMPY CYRKULACYJNEJ NA SPRAWNOŚĆ SEGMENTU KOLEKTORÓW PŁASKICH

Jednym z najważniejszych parametrów eksploatacyjnych mających znaczący wpływ na wydajność oraz poziom osiąganych w systemie solarnym temperatur jest wydajność pompy cyrkulacyjnej. Wzrost prędkości przepływu czynnika w instalacji słonecznej powoduje wzrost sprawności segmentu słonecznego oraz spadek temperatury czynnika. Należy jednak zauważyć, że ustawienie wydajności pompy cyrkulacyjnej na wartość maksymalną nie zawsze spowoduje wzrost sprawności przemian energetycznych. W przypadku dużej zmienności natężenia promieniowania słonecznego może wręcz przeciwnie obniżyć sprawność przemian.

W warunkach eksploatacyjnych bardzo trudno jest oszacować optymalną wartość przepływu w instalacji słonecznej, gdyż powinna być ona dopasowana do aktualnego

punktu pracy instalacji słonecznej określanego przez min.: poziom temperatury otoczenia oraz prędkość wiatru, od których w głównej mierze zależą straty energii, zmienność natężenia promieniowania słonecznego, od której zależy wartość mocy użytecznej możliwej do zakumulowania oraz wielkość i okresów występowania rozbiorów CWU, od których zależy poziom temperatury wody w zasobniku. Poniżej przedstawiona zostanie przykładowa analiza wpływu wydajności pompy cyrkulacyjnej na poziom temperatur czynnika i sprawność przemian energetycznych segmentu słonecznego.

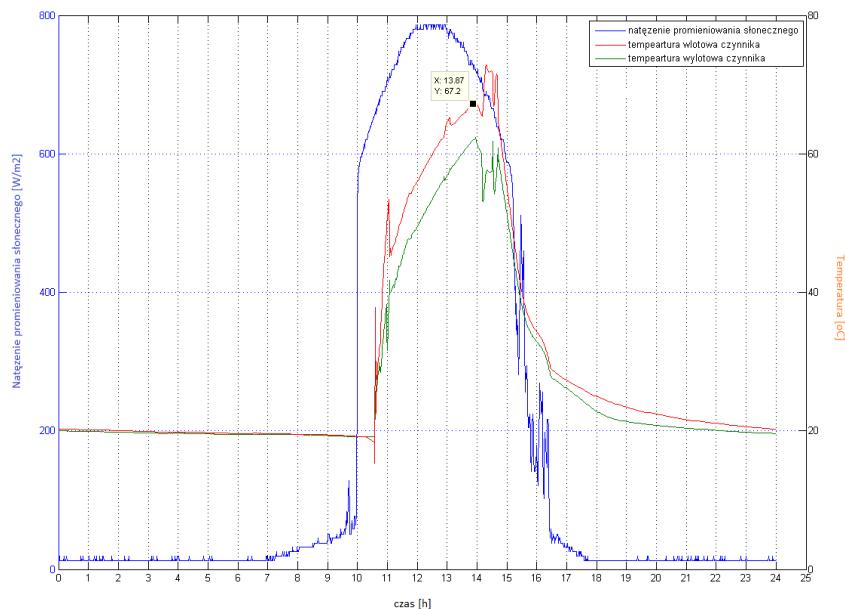
Na rysunku 4 przedstawiony został dobowy przebieg promieniowania słonecznego i temperatury czynnika w instalacji słonecznej przy wydajności pompy cyrkulacyjnej wynoszącej $15 \text{ dm}^3/\text{min}$. Przy stosunkowo krótkim dniu słonecznym (październik) lecz sprzyjających warunkach atmosferycznych (bezczmurne niebo, maksymalna wartość natężenia promieniowania słonecznego blisko 750 W/m^2) temperatura wylotowa czynnika w segmencie słonecznym osiągnęła wartość maksymalną wynoszącą 73.7°C . Dokonując analizy rozkładu temperatury czynnika w instalacji słonecznej należy zwrócić uwagę na stosunkowo duży gradient pomiędzy temperaturą wlotową i wylotową czynnika, którego wartość maksymalna wynosi blisko 20°C . Gdyby tak niski przepływ zastosować w okresie letnim, ze względu na wyższą wartość temperatury otoczenia, dłuższy dzień słoneczny oraz znacznie większe wartości natężenia promieniowania słonecznego temperatura wylotowa czynnika osiągnęła by znacznie wyższe wartości, co w rezultacie mogłoby spowodować przegrzew instalacji słonecznej. Sprawność osiągnięta tego dnia przez system słoneczny wyniosła 40%.



Rys. 4. Dobowy rozkład natężenia promieniowania słonecznego oraz temperatur czynnika w systemie przy wydajności pompy $15 \text{ [dm}^3/\text{min}]$

Fig. 4. Daily Schedule of solar radiation and temperatures of working medium in hybrid system near flow rate $15 \text{ [dm}^3/\text{min}]$

Na rysunku 5 przedstawiony został dobowy przebieg promieniowania słonecznego i temperatury czynnika w instalacji słonecznej przy wydajności pompy cyrkulacyjnej wynoszącej $70 \text{ dm}^3/\text{min}$. Porównując rozkład poziomu temperatur czynnika w instalacji słonecznej widać wyraźnie, że przy zbliżonych wartościach natężenia promieniowania słonecznego oraz temperaturze początkowej czynnika w instalacji słonecznej wynoszącej 50°C trajektorie temperatur wlotowych czynnika do instalacji słonecznej w obu analizowanych przypadkach są zbliżone. Największa różnica pomiędzy temperaturami wlotowymi występuje przy najwyższych wartościach i wynosi $2,5^\circ\text{C}$. Istotne różnice występują natomiast w trajektoriach temperatury wyjściowej czynnika z segmentu słonecznego. W przypadku gdy wydajność pompy cyrkulacyjnej wynosiła $15 \text{ dm}^3/\text{min}$, tempo przyrostu oraz maksymalna wartość temperatury wyjściowej czynnika jest znacznie wyższa niż przy wydajności pompy cyrkulacyjnej wynoszącej $70 \text{ dm}^3/\text{min}$, jednakże osiągnięta sprawność segmentu słonecznego przy wydajności wynoszącej $70 \text{ dm}^3/\text{min}$ jest znacznie wyższa niż przy wydajności pompy $15 \text{ dm}^3/\text{min}$ i wynosi blisko 60%.



Rys. 5. Dobowy rozkład natężenia promieniowania słonecznego oraz temperatur czynnika w systemie przy wydajności pompy $70 \text{ [dm}^3/\text{min}]$

Fig. 5. Daily Schedule of solar radiation and temperatures of working medium in hybrid system near flow rate $15 \text{ [dm}^3/\text{min}]$

5. PODSUMOWANIE

W warunkach klimatycznych Polski w celu zapewnienia ciągłości oraz stabilności dostaw energii uzasadnionym jest budowanie hybrydowych systemów zasilania. Najczęściej podstawowym segmentem systemu hybrydowego jest segment słoneczny oparty

o kolektory próżniowe bądź płaskie współpracujący z innym lub innymi źródłami energii. Ze względu na ograniczenia techniczne stosowanych standardowo regulatorów do sterowania praca każdego z segmentów należy zastosować odrębny regulator co w rezultacie sprawia, że rozkład strumienia energii w systemie jest dość przypadkowy a sprawność energetyczna systemu niska. Rozwiązaniem problemu jest scentralizowanie układu regulacji pracą systemu hybrydowego w oparciu o swobodnie programowalne sterowniki PLC. Dodatkową zaletą takiego rozwiązania jest możliwość wizualizacji pracy systemu, archiwizacja danych pomiarowych oraz poprzez współpracę sterownika PLC z programem typu SCADA zdalny monitoring pracy systemu z wykorzystaniem sieci Internet. Dodatkową zaletą jest możliwość wdrażania nowatorskich algorytmów regulacji pracą poszczególnych segmentów systemu umożliwiających wzrost sprawności konwersji energetycznej w danym segmencie.

6. LITERATURA

- [1] Chochowski A., Czekalski D., Obstawski P.: Monitorowanie funkcjonowania hybrydowego systemu odnawialnych źródeł energii. Przegląd Elektrotechniczny Nr 8, 2009 str 92-95
- [2] Czekalski D., Obstawski P.: Wydajność słonecznych systemów grzewczych wielkoskalowych w świetle badań eksploatacyjnych. Ciepłownictwo Ogrzewnictwo Wentylacja Nr 3, 2008 str. 21-24
- [3] Henning H.M., Sasse M.: A collector hardware simulator: theoretical analysis and experimental results. Solar energy Vol.55/1995
- [4] Obstawski P., Czekalski D.: Wizualizacja procesu pozyskiwania energii w hybrydowym systemie źródeł odnawialnych. Innowacyjne Procesy Technologiczne. Monografia. Politechnika Lubelska. str. 77-83
- [5] Obstawski P., Czekalski D., Korupczyński R.: Analiza jakości regulacji pracą segmentu słonecznego z wykorzystaniem regulatora PID. Zeszyty Naukowe Politechniki Rzeszowskiej, Zeszyt 57/2010 str. 379

APPLICATION OF SCADA SYSTEM TO VISUALIZATION AND MONITORING HYBRID ENERGY SYSTEM

SUMMARY

In paper presented possibility of use PLC controller to control of work of hybrid power system. Presented possibilities increase of efficiency in solar segment and technical aspects possibilities monitoring of system work.

Jan M. OLCHOWIK, prof. zw. dr hab. inż.

Politechnika Lubelska
Wydział Inżynierii Środowiska
ul. Nadbystrzycka 38, 20-618 Lublin
e-mail: j.olchowski@pollub.pl
Lubelski Klastr Ekoenergetyczny,
PSW im. Papieża Jana Pawła II, Biała Podlaska
ul. Sidorska 95/97, 21-500

EWOLUCJA ŚWIADOMOŚCI EKOLOGICZNEJ MIESZKAŃCÓW LUBELSZCZYZNY NA TEMAT ODNAWIALNYCH ŹRÓDEŁ ENERGII

STRESZCZENIE

W pracy przedstawione zostały rezultaty badań wiedzy i świadomości mieszkańców Lubelszczyzny na temat odnawialnych źródeł energii (OZE). Badania przeprowadzono wiosną 2011 roku na zlecenie Lubelskiego Klastra Ekoenergetycznego w ramach projektu „Energetyczni Kreatorzy Zmian”. Analizę wykonano na grupie 1000 losowo wybranych mieszkańców i przeprowadzono metodą wywiadu telefonicznego (CATI) przez TNS OBOP.

Celem badań była analiza poziomu aktywności mieszkańców województwa lubelskiego i ich gotowości do zaangażowania się w działania oparte na odnawialnych źródłach energii.

1. WPROWADZENIE

Energia była, jest i będzie nieodzownym czynnikiem postępu cywilizacyjnego. Najbardziej użyteczną formą energii w chwili obecnej jest energia elektryczna. To z niej można wygenerować wszystkie pozostałe formy, niezbędne do życia współczesnego człowieka (światło, ciepło, energię mechaniczną itp.) [1]. Niestety, światowa elektroenergetyka oparta jest głównie na spalaniu paliw kopalnych, a ich spalaniu zawsze towarzyszą niekorzystne efekty środowiskowe. Ponadto, paliwa kopalne występują w skorupie ziemskiej w ograniczonej ilości, a perspektywa ich wyczerpania jest niezbyt odległa [2]. Znając te perspektywy oraz skutki środowiskowe, państwa wysokorozwinięte coraz chętniej sięgają po rozwiązania alternatywne, promując i wspierając sektor tzw. odnawialnych źródeł energii (OZE). Lubelszczyzna, jako region Polski południowo wschodniej posiada dobre walory

zarówno klimatyczne, jak i gospodarcze dla rozwoju sektora OZE. Ponadto, takie działania zapisane są w strategii działania władz samorządowych Regionu [3]. Nie zawsze jednak znajduje to aprobatę społeczną. Przeprowadzone w niniejszej pracy analizy socjologiczne pozwalają ten problem zdiagnozować, zarówno w aspekcie jakościowym, jak i ilościowym.

2. METODOLOGIA BADAŃ SOCJOLOGICZNYCH

Badanie ilościowe zrealizowane zostały w dniach 13-16 kwietnia 2011 roku [4]. Do analizy wytypowano losowo reprezentatywną próbę 1000 mieszkańców województwa lubelskiego w wieku 18 i więcej lat. Badania przeprowadzono wyłącznie dla powiatów ziemskich, ponieważ potencjalne inwestycje związane z odnawialnymi źródłami energii dotyczą głównie obszarów wiejskich. Badania przeprowadzało 61 ankierów TNS OBOP w Warszawie. Średni czas trwania wywiadu wyniósł 9 minut (minimalnie 5 minut, maksymalnie 25 minut). W badaniu wykorzystano standaryzowany kwestionariusz wywiadu składający się z pytań, uwzględniających zmiany po badaniu pilotażowym. Losowo wytypowani respondenci z województwa lubelskiego wypowiadali się na pytania, pozwalające określić ich stosunek do problematyki związanej z ich wiedzą na temat OZE.

3. WYNIKI BADAŃ

Pytania ankietowe dotyczyły następujących zagadnień:

- Czy podejmuje Pan(i) któreś z następujących działań na rzecz ochrony środowiska naturalnego?
- Jakie odnawialne źródła energii Pan(i) zna?
- Czy energia z odnawialnych źródeł kojarzy się Panu(i) pozytywnie czy negatywnie?
- Czy był(a)by Pan(i) zainteresowany(a) instalowaniem w swoim domu urządzeń do produkcji energii z odnawialnych źródeł?
- Jakimi widzi Pan(i) korzyści wynikające z realizacji inwestycji w Pana(i) gminie w oparciu o odnawialne źródła energii?
- A jakie zagrożenia dostrzega Pan(i) w związku z realizacją w Pana(i) gminie inwestycji w oparciu o odnawialne źródła energii?
- Czy zgodziłby(aby) się Pan(i) aby na terenie Pana(i) gminy w bliskim sąsiedztwie Pana(i) miejsca zamieszkania powstała inwestycja OZE?
- Na ile prawdopodobne jest, Pana(i) zdaniem, podjęcie wspólnych działań przez władzę Pana(i) gminy, mieszkańców, organizacje pozarządowe i inne podmioty w celu wykorzystania odnawialnych źródeł energii?
- Czy osobiście chciał(a)by Pan(i) włączyć się w działania podejmowane w Pana(i) gminie, gdyby utworzono partnerstwo wykorzystujące odnawialne źródła energii do zmiany gospodarczej?

Pytanie, dotyczące postaw ekologicznych brzmiało następująco:

Czy podejmuje Pan(i) któreś z następujących działań na rzecz ochrony środowiska naturalnego?

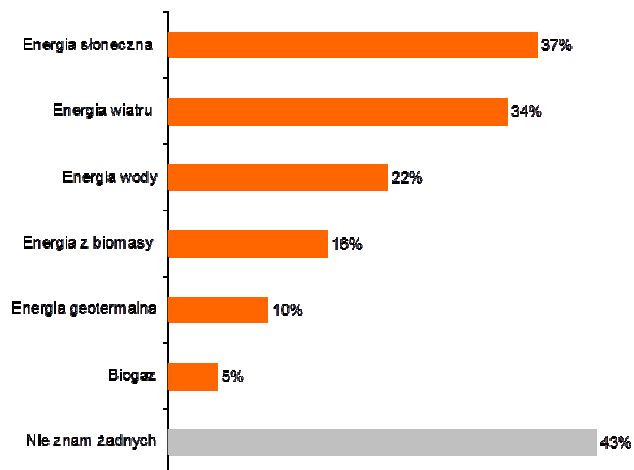
Uzyskane odpowiedzi przedstawiono na rys.1.



Rys. 1. Diagram odpowiedzi na pytanie: Czy podejmuje Pan(i) któreś z następujących działań na rzecz ochrony środowiska naturalnego?

Figure 1. Diagram of the answers to the question: Do you take any of the following actions to protect the environment?

Odnośnie wiedzy na temat rodzajów odnawialnych źródeł energii, respondenci odpowiadali na pytanie: Jakie odnawialne źródła energii Pan(i) zna? Uzyskane wyniki przedstawia rys.2.



Rys. 2. Diagram odpowiedzi na pytanie: Jakie odnawialne źródła energii Pan(i) zna?

Figure 2. Diagram of the answers to the question: What renewable energy sources do you know?

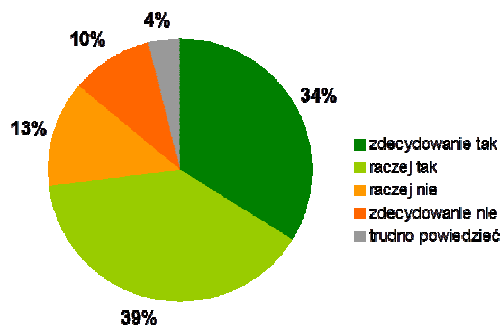
Skalowanie skojarzenia z odnawialnymi źródłami energii uzyskano na podstawie pytania: Czy energia z odnawialnych źródeł kojarzy się Panu(i) pozytywnie czy negatywnie? Odpowiedzi zobrazowano na rys.3.



Rys. 3. Diagram odpowiedzi na pytanie: Czy energia z odnawialnych źródeł kojarzy się Panu(i) pozytywnie czy negatywnie?

Figure 3. Diagram of the answers to the question: Does energy from renewable sources associate to you positively or negatively?

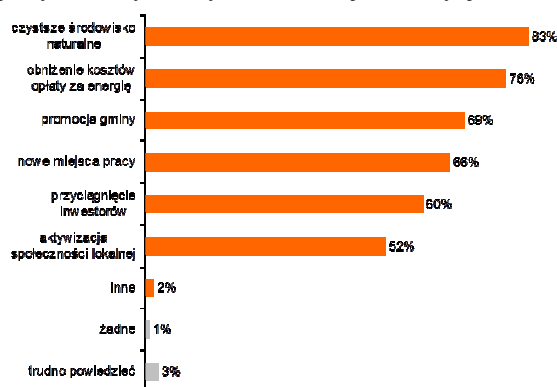
Odpowiedź na pytanie, dotyczące zainteresowania instalacją urządzeń do produkcji energii ze źródeł odnawialnych, które brzmiało: Czy był(a)by Pan(i) zainteresowany(a) instalowaniem w swoim domu urządzeń do produkcji energii z odnawialnych źródeł (kolektory solarne, pompy ciepła, piece na biomase)?, respondenci wyrazili, zgodnie z diagramem, przedstawionym na rys.4.



Rys. 4. Diagram odpowiedzi na pytanie: Czy był(a)by Pan(i) zainteresowany(a) instalowaniem w swoim domu urządzeń do produkcji energii z odnawialnych źródeł (kolektory solarne, pompy ciepła, piece na biomase)?

Figure 4. Diagram of the answers to the question: Would you be interested in installing the equipment for the production of energy from renewable sources (solar collectors, heat pumps, biomass stoves) in your home?

Rozumienie potencjalnych korzyści z tytułu realizacji inwestycji OZE obrazuje rys. 5.



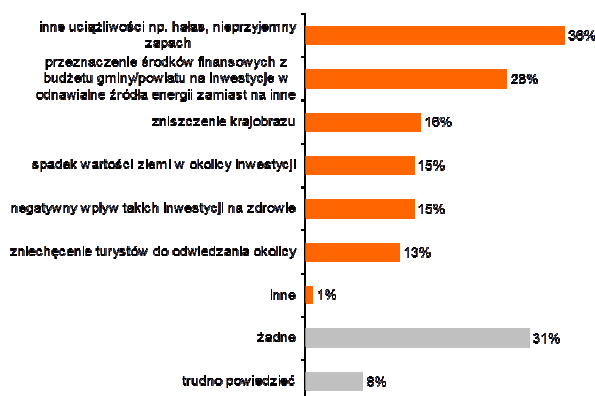
Rys. 5. Diagram odpowiedzi na pytanie: Jakie widzi Pan(i) korzyści wynikające z realizacji inwestycji w Pana(i) gminie w oparciu o odnawialne źródła energii?

* Odsetki nie sumują się do 100%, gdyż respondenci mogli wskazać więcej niż jedną odpowiedź.

Figure 5 Diagram of the answers to the question: What kind of benefits do you see in the realization of the investment in your municipality, on the basis of renewable energy sources?

* Percentages are not total 100% because respondents could indicate more than one answer.

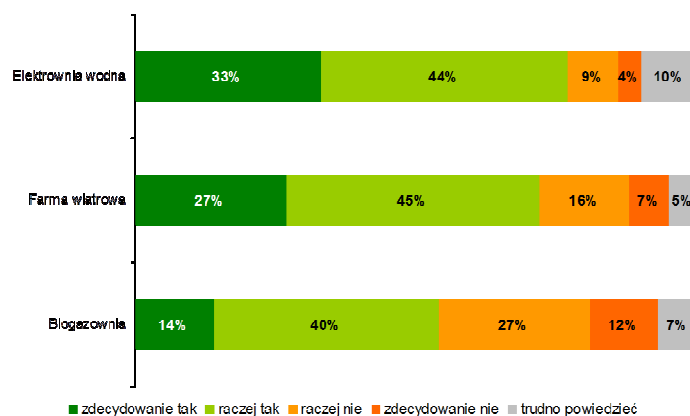
Zadano również pytanie, dotyczące obaw związanych z energią odnawialną. Wyniki uzyskanych odpowiedzi przedstawiono na rys. 6.



Rys. 6. Diagram odpowiedzi na pytanie: A jakie zagrożenia dostrzega Pan(i) w związku z realizacją w Pana(i) gminie inwestycji w oparciu o odnawialne źródła energii?

Figure 6 Diagram of the answers to the question: What risks do you see in connection with the realization of the investment in your municipality, on the basis of renewable energy sources?

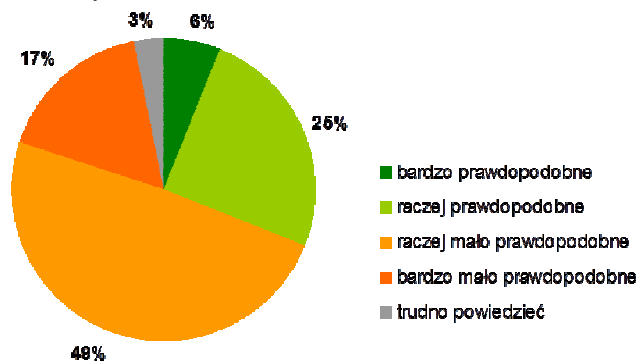
Na pytanie: Czy zgodziłby(aby) się Pan(i) aby na terenie Pana(i) gminy w bliskim sąsiedztwie Pana(i) miejsca zamieszkania powstała...? respondenci odpowiedzieli następująco (rys.7.)



Rys. 7. Diagram odpowiedzi na pytanie: Czy zgodziłby(aby) się Pan(i) aby na terenie Pana(i) gminy w bliskim sąsiedztwie Pana(i) miejsca zamieszkania powstała...?

Figure 7. Diagram of the answers to the question: Would you agree to create the above objects in close neighbourhood of your place of residence?

Ocenę prawdopodobieństwa podjęcia działań w celu wykorzystania odnawialnych źródeł energii przedstawiono na rys.8.



Rys. 8. Diagram odpowiedzi na pytanie: Na ile prawdopodobne jest, Pana(i) zdaniem, podjęcie wspólnych działań przez władzę Pana(i) gminy, mieszkańców, organizacje pozarządowe i inne podmioty w celu wykorzystania odnawialnych źródeł energii?

Figure 8. Diagram of the answers to the question: How likely is, in your opinion, to take common actions by the authority of your municipality, its inhabitants, non-governmental organizations and other entities to use renewable energy sources?

Zapytano mieszkańców Lubelszczyzny również, jakie przeszkody mogą utrudnić podjęcie współpracy w celu wykorzystania odnawialnych źródeł energii gminie? Uzyskane odpowiedzi przedstawia rys.9.

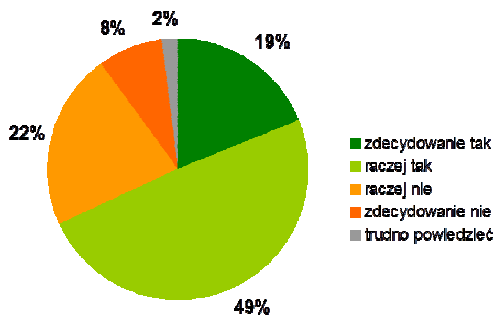
Przeszkody w wykorzystaniu odnawialnej energii



Rys. 9. Diagram odpowiedzi na pytanie: Jakie przeszkody mogą, Pana(i) zdaniem, utrudnić podjęcie współpracy w celu wykorzystania odnawialnych źródeł energii w Pana(i) gminie?

Figure 9 Diagram of the answers to the question: What obstacles might, in your opinion, make cooperation difficult in order to use renewable energy sources in your municipality?

Zadano również pytanie o zainteresowania udziałem w partnerstwie działającym na rzecz OZE. Wyniki przedstawia rys. 10,



Rys. 10. Diagram odpowiedzi na pytanie: Czy osobiście chciał(a)by Pan(i) włączyć się w działania podejmowane w Pana(i) gminie, gdyby utworzono partnerstwo wykorzystujące odnawialne źródła energii do zmiany gospodarczej?

Figure 10 Diagram of the answers to the question: Would you like to personally engage in activities in your municipality if a partnership is created to exploit renewable energy sources for the economic change?

4. WNIOSKI

Wnioski z badania jakościowego:

1. Duża grupa badanych mieszkańców Lubelszczyzny deklaruje zaangażowanie

w aktywność społeczną, w szczególności dotyczy to lokalnych inicjatyw, w których najczęściej udział biorą mieszkańcy wsi. Co piąty respondent deklaruje ponadto zdecydowane zainteresowanie udziałem w partnerstwie związanym z wykorzystaniem potencjału odnawialnych źródeł energii w swojej gminie lub powiecie.

2. Świadomość ekologiczna lokalnej społeczności jest duża. Prawie wszyscy badani podejmują działania na rzecz ochrony środowiska np. oszczędzają energię elektryczną, a większość chciałaby korzystać z energii ze źródeł odnawialnych. Może to wskazywać, że inwestycje w odnawialne źródła energii nie powinny spotkać się z protestami mieszkańców, choć z drugiej strony w konkretnych przypadkach, inwestycji w swoim sąsiedztwie, są już oni bardziej ostrożni - najlepiej zaakceptowałoby budowę elektrowni wodnej czy farmy wiatrowej, ale już biogazownia mogłaby spotkać się z protestami.

Wnioski z badania ilościowego:

3. Wizerunek odnawialnych źródeł energii w społeczeństwie jest pozytywny. Badani dostrzegają znacznie więcej korzyści z ich wykorzystania niż zagrożeń z nimi związanych. Największe lęki, które trzeba przełamywać w związku z inwestycjami w OZE, budzą ewentualne uciążliwości, takie jak hałas i nieprzyjemny zapach. Z drugiej strony wrażliwi są na argumenty o zapewnieniu czystego środowiska, a także na aspekt ekonomiczny – niższe ceny energii.
4. Choć wielu badanych byłoby skłonnych zaangażować się w partnerstwa wykorzystujące odnawialne źródła energii do zmiany gospodarczej, to są bardzo sceptyczni, jeśli chodzi o ocenę możliwości współpracy pomiędzy samorządem, a mieszkańcami, organizacjami pozarządowymi i przedsiębiorcami. Główną przeszkodą jest ich zdaniem brak środków finansowych, ale także mentalność zarówno władz, jak i mieszkańców.

5. LITERATURA

- [1] J.M. Olchownik, Cienkie warstwy w strukturach baterii słonecznych, Wydawnictwa Uczelniane Politechniki Lubelskiej 2006, 233 str.
- [2] U.S. Energy Information Administration EIA 2009.
- [3] Strategia Rozwoju Województwa Lubelskiego na lata 2006-2020 (Uchwała Sejmiku Woj. Lubelskiego Nr XXXVI/530/05 z dn. 04.11.05 r.).
- [4] Dane TNS OBOP dla Lubelskiego Klastra Ekoenergetycznego, Lublin 2011.

EVOLUTION OF ECOLOGICAL AWARENESS ON RES AMONG THE INHABITANTS OF THE LUBLIN REGION

SUMMARY

This work presents the results of the knowledge and awareness study among the Lublin Region inhabitants, concerning renewable energy sources (RES). The research was conducted in spring 2011 to the order of Lublin Eco-Energy Cluster in the frameworks of "The Energy Creators of Changes" project. The analysis was performed in a group of 1000 randomly selected inhabitants and it was conducted by telephone interview (CATI) by TNS OBOP.

Jan M. OLCHOWIK, prof. zw. dr hab. inż.

Politechnika Lubelska
Wydział Inżynierii Środowiska
ul. Nadbystrzycka 38, 20-618 Lublin
e-mail: j.olchowski@pollub.pl
Lubelski Klaster Ekoenergetyczny,
PSW im. Papieża Jana Pawła II, Biała Podlaska
ul. Sidorska 95/97, 21-500

FOTOWOLTAIKA W KONTEKŚCIE INNYCH ŹRÓDEŁ ENERGII NA LUBELSZCZYŹNIE

STRESZCZENIE

W pracy przedstawiona została analiza porównawcza preferowanych dla Lubelszczyzny źródeł energii odnawialnej. Porównano energetykę opartą na biogazie rolniczym i konwersji fotowoltaicznej w konfrontacji z klasyczną energetyką węglową. Wykazano przewagę sektora fotowoltaicznego.

1. WPROWADZENIE

Lubelszczyzna zaliczana jest do regionów o stosunkowo słabym uprzemysłowieniu. Gospodarka Regionu opiera się głównie na rolnictwie. W związku z powyższym zabezpieczenie energetyczne wynosi ok 1.2 GW mocy elektrycznej, a roczna „konsumpcja” energii sięga 8 TWh [1]. Energia ta tylko w niewielkim stopniu wytwarzana jest przez siłownie macierzyste (głównie przez elektrociepłownie w Lublinie i w Puławach), a 2/3 potrzeb stanowi import z województw ościennych. Wprawdzie Lubelszczyzna jest drugim co do wielkości zagłębiem węglowym w Polsce, jednakże istniejąca infrastruktura energetyczna pozwala na zabezpieczenie potrzeb tylko w ok. 30%. Niemniej jednak, energetyka Lubelszczyzny w dalszym ciągu oparta jest na źródłach konwencjonalnych – paliwach kopalnych, głównie na węglu. Kryzysy energetyczne lat 70-tych poprzedniego wieku uświadomiły światu zbliżającą się nieuchronność wyczerpania się paliw kopalnych, wykorzystywanych do celów energetycznych. Wówczas, zrodziła się idea poszukiwania rozwiązań alternatywnych. Duże nadzieje zaczęto pokładać w tzw. odnawialnych źródłach energii (OZE). Szczególnie Unia Europejska zaczęła promować bardzo intensywnie „zieloną” energetykę. Na światowego lidera w dziedzinie energetyki odnawialnej wysunęły się Niemcy. To u naszego zachodniego sąsiada wprowadzono po raz pierwszy na dużą skalę

politykę promowania i wspierania technologii zero-emisyjnych: energetyki wiatrowej, słonecznej czy wodnej. Tu wypada nadmienić, że dużym atutem energetycznym regionu Lubelszczyzny w kontekście OZE jest położenie geograficzne i klimat. Region Lubelszczyzny charakteryzuje się klimatem umiarkowanie kontynentalnym. Występują tu znaczne wahania temperatur rocznych, gorące lata i mroźne zimy. Okres dużego usłonecznienia Lubelszczyzny, w stosunku do reszty kraju, wydłuża się do wczesnej jesieni. Najlepsze warunki nasłonecznienia istnieją na Wyżynie Lubelskiej i Wołyńskiej oraz w Kotlinie Sandomierskiej. Przyrodę tego regionu kształtowało wzajemne przenikanie się klimatu atlantyckiego i kontynentalnego [2]. To właśnie kontynentalny klimat, a zwłaszcza duże usłonecznienie regionu Lubelszczyzny może stanowić bazę do zagospodarowania w celach elektroenergetycznych promieniowania słonecznego. Promieniowanie to w energię użyteczną dla człowieka można przeprowadzać na różne sposoby. Najważniejsze z nich to:

- konwersja fotochemiczna, w efekcie której uzyskiwany jest surowiec energetyczny – biomasa,
- konwersja fototermiczna, w efekcie której uzyskiwane jest ciepło – w tzw. kolektorach słonecznych,
- konwersja fotowoltaiczna, w efekcie której uzyskiwana jest bezpośrednio energia elektryczna – w tzw. fotoogniwach.

Również energia kinetyczna wiatru wynika z istnienia pierwotnego źródła, jakim jest Słońce. To fluktuacje gęstości atmosfery pod wpływem nagrzewania promieniami słonecznymi powodują dyfuzyjne przemieszczanie mas powietrza – powstanie wiatru.

Energia wiatru może stanowić ważną alternatywę dla klasycznej elektroenergetyki, bazującej na spalaniu surowców kopalnych, jednakże efektywność tego źródła uwarunkowana jest głównie prędkością wiatru na danym obszarze. Niestety, Lubelszczyzna znajduje się w III-ciej strefie wietrzności [3], co stawia pod znakiem zapytania opłacalność inwestycji wiatrowych. Również sieć zlewisk Regionu nie jest zbyt bogata, by efektywnie rozwijać energetykę wodną. Zatem dla celów elektroenergetycznych warto rozważyć dwa główne atuty Regionu: usłonecznienie i rolnictwo.

2. ELEKTROENERGETYKA BIOGAZOWA

Najmniej uciążliwym dla środowiska naturalnego człowieka sposobem przekształcenia biomasy w energię użyteczną jest jej zgazowywanie. Walory energii użytecznej biomasa uzyskuje w procesie beztlenowej fermentacji metanowej, w wyniku której powstaje biogaz. Fermentacja przeprowadzana jest w specjalnych komorach fermentacyjnych (rys.1).



Rys. 1. Komora fermentacyjna [4].
Figure 1 Fermentation chamber [4].

Powstały w wyniku takiej fermentacji biogaz składa się w 50-75% z metanu i w ok. 35% z dwutlenku węgla wraz z domieszkami innych gazów (np. siarkowodoru, tlenku węgla) [5]. Jego wartość opałowa waha się w granicach 17-27 MJ/m³ i zależy głównie od zawartości metanu. Typowy skład biogazu przedstawiony jest w tabeli 1.

Tabela 1. Typowy skład biogazu.
Table 1 Typical composition of biogas.

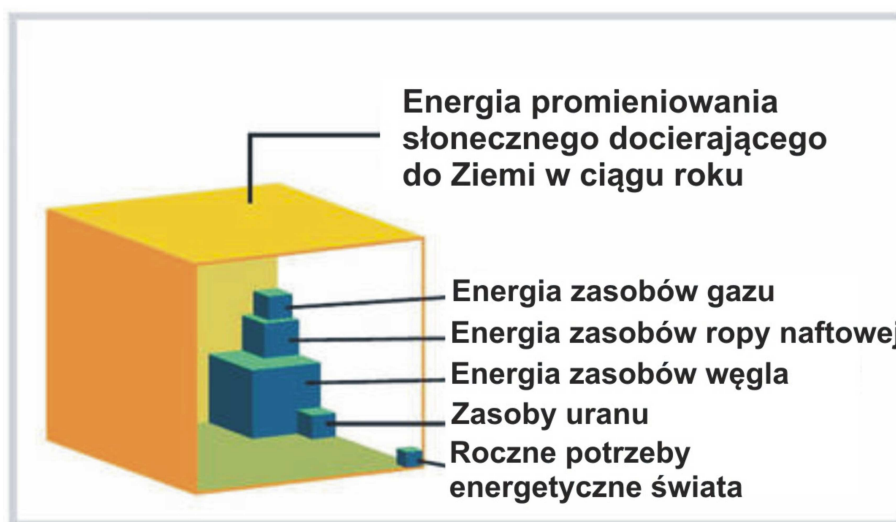
Składnik	%
metan, CH ₄	55-75
dwutlenek węgla, CO ₂	25-45
azot, N ₂	0-0,3
wodór, H ₂	1-5
siarkowodór, H ₂ S	0-3
tlen, O ₂	0,1-0,5

Nowoczesne komory fermentacyjne, zwane często bioreaktorami, pozwalają z dużą efektywnością przeprowadzać fermentację metanową. Odbywa się to zwykle przy stałych temperaturach rzędu 33-37 °C dla bakterii metanogennych mezofilnych, rzadziej 50-70°C dla bakterii termofilnych oraz przy pH 6,5-8,5 i odpowiedniej wilgotności [5]. Efektywność energetyczna fermentacji metanowej zależy również od rodzaju i jakości substratu. Wg danych literaturowych [6], w naszych warunkach najefektywniej można do tego celu wykorzystać kiszonkę kukurydzianą. Z 1 t kukurydzy można otrzymać 200m³ biogazu, a z 1 hektara – 5 000 m³. Wartość energetyczna biogazu wynosi 17-27 MJ/m³. Sprawność

energetyczna (elektryczność) biogazowni może sięgać 40% [6]. Zatem można pokusić się o oszacowanie możliwej do uzyskania ilości energii elektrycznej dla warunków Lubelszczyzny. Wiedząc, że roczna „konsumpcja” energii wynosi 8 TWh [1], to gdyby tę energię wytworzyć z biogazu, powstałego z fermentacji metanowej kukurydzy, to wymaga to corocznego obsiewu 727272 hektarów pól. Ponieważ Lubelszczyzna zajmuje obszar ok. 2.5 mln hektarów, to taki obsiew musiałby zająć aż 29% jej terytorium rocznie.

3. FOTOWOLTAIKA

Fotowoltaika, ma tę przewagę nad pozostałymi źródłami alternatywnymi (energia wiatrów, pływów morskich czy biomasy), że energia elektryczna wytwarzana jest bezpośrednio z absorpcji promieni słonecznych. Ponadto, korzystanie z niej jest możliwe niemal wszędzie. Oczywiście, intensywność promieniowania słonecznego na powierzchnię Ziemi zależy od szerokości geograficznej, pory dnia, pory roku, stanu atmosfery itp.. Niemniej jednak, sumaryczne zasoby tej energii są tak olbrzymie, że kilkuminutowe jej zaabsorbowanie przez tylko jedną półkulę wystarczy na zabezpieczenie rocznego zapotrzebowania całego świata w energię elektryczną [7]. Obrazowo przedstawia to rys.2.



Rys. 2 . Schematyczne przedstawienie wielkości zasobów surowców energetycznych [7].
Figure 2. Schematic representation of the dimension of energy resources [7].

Przeprowadzona w poprzedniej pracy analiza potencjalnego wykorzystania tej formy konwersji energii pokazała [8], że dla zabezpieczenia niezbędnej mocy elektrycznej dla Lubelszczyzny (1.2 GW), wystarczyłoby wybudować farmy PV na powierzchni ok. 0.02% terytorium [8]. Oczywiście, wyliczenie czynnika energetycznego takiej konwersji wymaga uwzględnienia skali czasu. Uwzględniając podobne założenia dla sprawności konwersji i warunki usłonecznienia, jak w pracy [9], wymaganą energię – 8 TWh/rok można wytworzyć

rzyć za pomocą farm fotowoltaicznych o powierzchni 16 tys. hektarów, co stanowi 0.64% terytorium.

4. ENERGETYKA WĘGLOWA LUBELSZCZYZNY

Kontynuacja sektora energetyki, opartego wyłącznie na spalaniu węgla - nawet przy sprawności elektrociepłowni na poziomie 30% - wymagać będzie corocznie spalania ponad 3 mln ton węgla o najwyższej kaloryczności (ok. 30 MJ/kg). Jeśli przyjąć, że 1 wagon węgla pomieści 60 ton, to niezbędna masa do wytworzenia 8 TWh energii wymaga składu równego 50 tys. wagonów rocznie (139 wagonów dziennie). Wypada przypomnieć, że spalanie 1 tony węgla powoduje wydzielenie ponad 2.5 ton CO₂ [10].

5. PODSUMOWANIE

Porównanie tych trzech form wytwarzania energii elektrycznej przemawia jednoznacznie za energetyką słoneczną. Raz poniesione nakłady na wytworzenie konwerterów fotowoltaicznych pozwalają generować elektryczność przez kilkadziesiąt lat (standardowe gwarancje producentów na moduły fotowoltaiczne wynoszą 25-30 lat). Wszystkie pozostałe inwestycje wymagają rokrocznie uzupełniania surowca, a tym samym ponoszenia dodatkowych nakładów. Gdyby energetykę Regionu oprzeć na biogazie, to należałoby znaczną część obszarów wyłączyć z produkcji spożywczej. Co więcej, nie możliwe jest obsianie 30% terytorium Lubelszczyzny kukurydzą, ponieważ sporą jego część stanowią lasy i istniałoby zagrożenie powstania monokultur. Z kolei węgiel też w nieodległej przyszłości może zostać wyeksploatowany, nie mówiąc już o negatywnych skutkach jego spalania dla naturalnego środowiska człowieka. Racjonalnym rozwiązaniem jest zatem stopniowe zastępowanie energetyki węglowej energetyką słoneczną, połączoną hybrydowo z biogazowniami. Takie połączenie pozwala lepiej zbilansować relację podaży i popytu energii, a ponieważ gro „konsumpcji” energii przypada na przemysł - pracujący głównie w dzień, to do produkcji energii z biogazu będzie można wykorzystać znacznie mniejszą ilość substratu, a tym samym powierzchni upraw.

6. LITERATURA

- [1] G. Berent – Kowalska, J. Kacprowska, G. Kacperczyk, A. Jurgaś, Wydawca: Główny Urząd Statystyczny, Departament Przemysłu, Ministerstwo Gospodarki, Departament Energetyki, 2009.
- [2] Stan środowiska w województwie lubelskim, Wojewódzki Inspektorat Ochrony Środowiska, Lublin, 2003.
- [3] www.wind-power.pl/strefy-energetyczne-wiatru-w-polsce/
- [4] www.biznes.onet.pl
- [5] Curkowski, P. Mroczkowski, A. Oniszk-Popławska, G. Wiśniewski, Biogaz rolniczy- produkcja i wykorzystanie, Mazowiecka Agencja Energetyczna, Warszawa 2009.
- [6] www.biogaz.com.pl/index.php/terminologia
- [7] J.M. Olchowik, Trendy rozwoju fotowoltaiki w Europie i na świecie, Fotowoltaika, 1 (2011) 9.
- [8] J.M. Olchowik, Rozważania o energetycznej przyszłości Lubelszczyzny, Region Lubelski 7(9) (2010) 87.

- [9] J.M. Olchowik, Czy energia słoneczna może zabezpieczyć w energię elektryczną Lubelszczyznę?, Zeszyty Naukowe Politechniki Rzeszowskiej nr 271, Budownictwo i Inżynieria Środowiska z.57, 2010, s. 387.
- [10] Karcz, P. Burmistrz, A. Strugała, Oszacowanie emisji CO₂ związanej z wydobyciem, wzbogacaniem i transportem węgla – potencjalnych surowców dla procesów wytwarzania wodoru, Polityka energetyczna, 12, 1, (2009), PL ISSN 1429-6675.

PHOTOVOLTAICS IN THE CONTEXT OF OTHER ENERGY SOURCES IN LUBLIN REGION

SUMMARY

This work presents the comparative analysis of the renewable energy sources preferred in the Lublin Region. There was compared the power industry based on agricultural biogas and photovoltaic conversion with the classic coal-based industry. There was shown the superiority of photovoltaic sector.

Jan M. OLCHOWIK, prof. zw. dr hab. inż.

***Jan J. TARŁOWSKI, inż.**

***Paweł Ł. MAZUR, inż.**

***Rafał WOLIŃSKI, inż.**

***Katarzyna KALAMON**

Politechnika Lubelska

ul. Nadbystrzycka 38D, 20-618 Lublin,

e-mail: j.olchowik@pollub.pl

* Studenckie Koło Naukowe „Grupa Ogniwo”

ANALIZA NUMERYCZNA EFEKTYWNOŚCI PRACY NAZIEMNYCH FARM FOTOWOLTAICZNYCH DLA WYBRANYCH LOKALIZACJI

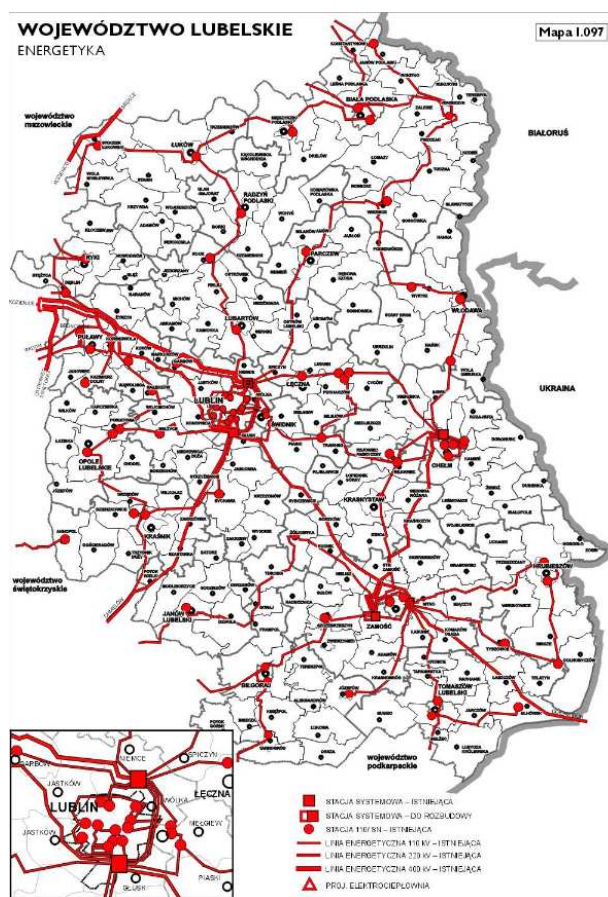
STRESZCZENIE

W pracy przedstawiono analizę efektywności produkcji energii elektrycznej z naziemnych farm fotowoltaicznych (PV) umiejscowionych w różnych obszarach województwa Lubelskiego. Do analizy wykorzystano dane meteorologiczne dotyczące nasłonecznienia i usłonecznienia wybranych obszarów oraz właściwości topograficzne terenów przeznaczonych pod budowę farm PV.

1. WPROWADZENIE

Budowę każdej farmy fotowoltaicznej powinna poprzedzać ocena lokalnych warunków klimatycznych panujących na danym obszarze, a także przydatność i możliwości wykorzystania terenu do przeprowadzenia takiej inwestycji. Podczas planowania budowy elektrowni fotowoltaicznej wskazane jest, aby przeznaczyć na to tzw. tereny marginalne tj. takie, które nie mogą być zagospodarowane na bardziej użyteczne cele (produkcja żywności, budowa lokali mieszkalnych itp.). Powinny to być zatem nieużytki lub tereny pozaklasowe. Do takich terenów zalicza się m.in.: nieczynne wysypiska, wyeksploatowane kopalnie, hałdy po wydobywcze, strefy buforowe ujęć wody, oczyszczalni, nieczynne lotniska, grunty niskiej klasy [1]. Tereny z ryzykiem hydrologicznym, geologicznym, sejsmicznym bądź z gruntem osiadającym nie powinny być brane pod uwagę przy projektowaniu takiej inwestycji. Preferowane są powierzchnie płaskie bądź o nachylone w kierunku południo-

wym ($\sim 0-30^\circ$). Pod względem klimatycznym, dobiera się tereny, do których dociera promieniowanie średnio rocznie powyżej 900 kWh/m^2 . Na pracę elektrowni fotowoltaicznych niekorzystnie wpływają częste porywy wiatru, o prędkościach powyżej 60 km/h . Taki wiatr może poważnie uszkodzić elementy konstrukcji generatorów PV. Również zanieczyszczenie powierzchni paneli fotowoltaicznych może negatywnie rzutować na ich wydajność. Najnowsze badania dowodzą, że straty energii związane z zanieczyszczeniem paneli przez kurz mogą sięgać od 15 do 20% [2]. Ponadto, naziemne farmy PV powinny być lokalizowane w pobliżu linii przesyłowych średniego lub wysokiego napięcia. Na Lubelszczyźnie, istniejąca infrastruktura sieciowa przedstawiona jest na rys. 1.

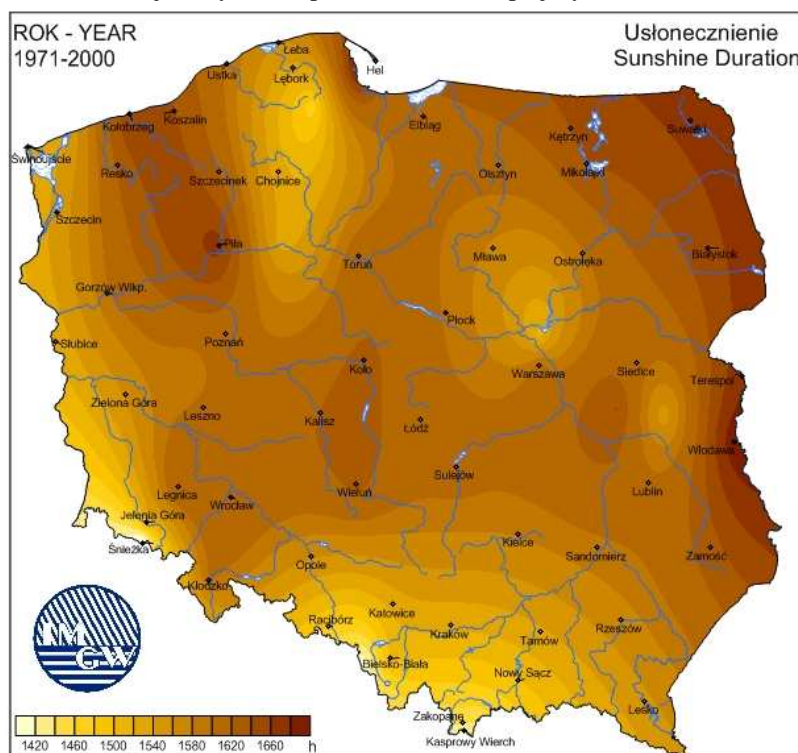


Rys.1. Mapa sieci elektroenergetycznej wysokiego napięcia Województwa Lubelskiego [3].

Fig.1. Map of high voltage electricity grid in Lublin province [3].

2. WYBRANE LOKALIZACJE FARM PV NA LUBELSZCZYŹNIE

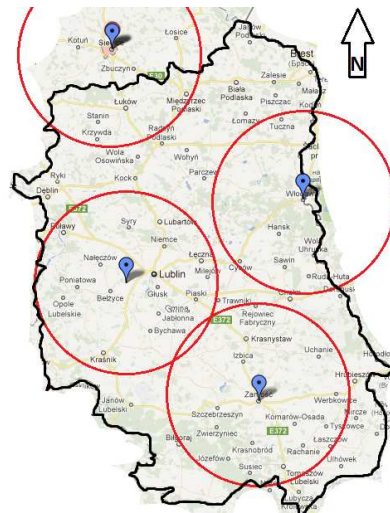
Lubelszczyzna jest terenem charakteryzującym się średniorocznym nasłonecznieniem na poziomie 1650 - 1700 godzin słonecznych (rys. 2.). Ponadto, region Województwa Lubelskiego charakteryzuje się cechami klimatu kontynentalnego, takimi jak słoneczne lata, małe zachmurzenie i sporadyczne opady, które z kolei mogą korzystnie wpływać na pracę modułów PV. Dodatkowo, umiarkowane temperatury w porze letniej sprawiają, że zwiększa się żywotność krystalicznych konwerterów PV. Również efektywność konwersji przy takich warunkach jest wyższa w porównaniu do cieplejszych klimatów [4].



Rys.2. Mapka usłonecznienia w latach 1971-2000 [4].

Fig.2. Map of sunshine duration in 1971-2000 [4].

W celu przeprowadzenia analizy efektywności możliwości pracy naziemnych farm fotowoltaicznych, podzielono Województwo Lubelskie na 4 strefy o promieniu około 40km każda: Północną, Wschodnią, Południową oraz Centralno-Zachodnią. Taki wybór wynika z faktu, że w wybranych obszarach znajdują się miejscowości, posiadające stacje meteorologiczne, mierzące w długim okresie intensywność promieniowania słonecznego. Są to: Siedlce, Włodawa, Zamość, Lublin-Radawiec (rys. 3.).



Rys.3. Mapka umiejscowienia stacji meteorologicznych[5].

Fig.3. Map of localization of meteorological stations [5].

2.1. Energia promieniowania w wybranych miejscowościach

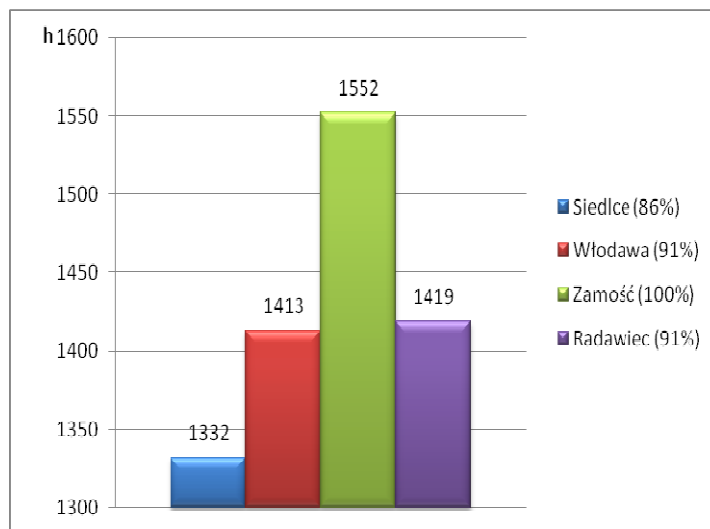
Roczny rozkład energii słonecznej dla wybranych miejscowości przedstawia tabela 1 i rys.4.

Tab. 1. Średnie wartości energii całkowitej promieniowania słonecznego docierająca do powierzchni płaskiej w latach 1971-2000 (Wh/m^2)

Table 1 The average values of total energy of solar radiation reaching the flat surface in 1971-2000 (Wh/m^2)

Miesiąc	Siedlce	Włodawa	Zamość	Lublin - Radawiec
Styczeń	21551	22426	28973	23826
Luty	29879	29301	32323	30712
Marzec	71158	62967	78766	62222
Kwiecień	97797	109902	95068	101953
Maj	135416	136415	152990	130681
Czerwiec	152221	142822	159833	162357
Lipiec	132936	150672	157377	153205
Sierpień	122538	123936	144523	133617
Wrzesień	75748	83861	92081	83332
Październik	44712	56538	52932	47717
Listopad	22721	23085	27156	25356
Grudzień	17670	18009	22809	19789
SUMA [Wh/m^2]	924.347	959.934	1.044.831	974.767

Z powyższego zestawienia wynika, iż na przestrzeni blisko 30 lat, południowy obszar Lubelszczyzny charakteryzuje się najlepszymi warunkami nasłonecznienia (Tabela 1.). W odniesieniu do Zamościa, strefa północna otrzymuje średnio 11,5% mniej energii na powierzchnię płaską, strefy wschodnia oraz centralno-zachodnia kolejno o 8,1% i 6,7% mniej.



Rys.4. Roczne sumy usłonecznienia całkowitego.

Fig.4. Total annual sunshine duration.

Rejon Zamościa charakteryzuje się również największą roczną sumą usłonecznienia całkowitego, utrzymującego się na poziomie 1552 godzin. Dla porównania, strefa północna absorbuje o 14% mniej promieniowania słonecznego, strefa wschodnia oraz centralno-zachodnia o 9% mniej.

3. SYMULACJA ROCZNEGO UZYSKU ENERGII ELEKTRYCZNEJ Z FARMY O MOCY 1MWP W WYBRANYCH MIEJSCOWOŚCIACH

Z uwagi na zmienny rozkład godzin słonecznych w ciągu roku, znaczącym elementem wpływającym na sprawność siłowni słonecznych jest kąt nachylenia paneli. Jest on dobierany na podstawie szerokości geograficznej oraz rozkładu sum godzin słonecznych w poszczególnych miesiącach. Niskie wartości kąta nachylenia paneli fotowoltaicznych są preferowane dla regionów południowych naszej półkuli, natomiast dla regionów północnych preferowane są wyższe wartości kątów nachyleń. Do obliczenia optymalnego kąta nachylenia dla rozpatrywanych miejscowości Lubelszczyzny wykorzystano sezonowy rozkład rocznego napromieniowania (tabela 1). Przedstawione w tabeli dane wymagają przeliczenia, uwzględniającego progi pomiarowe heliografów, odpowiadające $279,2 \text{ W/m}^2$ [6]. Z wykorzystaniem tych danych został obliczony optymalny kąt nachylenia paneli. Do

obliczeń wykorzystano algorytm, przedstawiony w pracy [7]. Wyniki obliczeń przedstawiono w tabeli 2.

Tab. 2. Rozkład miesięczny godzin słonecznych i optymalnych kątów nachylenia dla danych lokalizacji [6,8].

Table 2 Distribution of monthly sunshine hours and the optimal angles of depression for given localizations [6,8].

	Siedlce	Włodawa	Zamość	Radawiec
Optymalny kąt:	33°	34°	32°	30°
Styczeń	4	11	23	7
Luty	21	21	24	23
Marzec	99	75	115	65
Kwiecień	165	185	146	161
Maj	212	210	252	214
Czerwiec	246	239	254	266
Lipiec	216	249	259	257
Sierpień	213	204	233	225
Wrzesień	114	129	147	128
Październik	34	72	69	53
Listopad	5	14	19	13
Grudzień	3	4	11	7
SUMA [h/rok]	1332	1413	1552	1419

Zakładając lokalizację farm PV w pobliżu linii przesyłowych średniego, bądź wysokiego napięcia, można zminimalizować straty energii. Zatem standardowe straty całego systemu nie powinny przekraczać 5% (wynikają one ze strat na urządzeniach takich jak falownik, transformator, okablowanie). Przy takich założeniach, roczny uzysk energii elektrycznej z konwersji fotowoltaicznej bezpośredniego promieniowania słonecznego dla farm o mocy nominalnej 1 MWp (p oznacza pik – moc szczytowa) obrazuje tabela 3.

Tab. 3. Roczny uzysk energii elektrycznej z 1MWp farmy słonecznej.

Table 3 The annual yield of electricity from solar farm of 1MWp power.

	Siedlce	Włodawa	Zamość	Radawiec
1MWp	965	1010	1088	1010
				<i>MWh</i>

Wiadomo, iż oprócz bezpośredniego promieniowania słonecznego, do Ziemi dociera również promieniowanie rozproszone (dyfuzyjne). W zależności od zastosowanej technologii konwerterów PV, również takie promieniowanie daje wkład do uzysku energii użytecznej farm fotowoltaicznych. Dla krzemowych technologii krystalicznych, udział ten dla naszej szerokości geograficznej wynosi od kilku do nawet kilkunastu procent mocy nominalnej [8]. Zakładając udział ten na poziomie 7 % (na co wskazują prowadzone od 2004 roku

badania małej instalacji hybrydowej PV-PT Politechniki Lubelskiej), skorygowany uzysk energii dla wybranych lokalizacji farm PV przedstawiono w tabeli 4.

Tab. 4. Roczny uzysk energii elektrycznej z 1MWp farmy słonecznej z uwzględnieniem udziału promieniowania dyfuzyjnego.

Table 4. The annual yield of electricity from solar farm of 1MWp with the involvement of diffuse radiation.

	Siedlce	Włodawa	Zamość	Radawiec	
1MWp	1030	1072	1161	1078	MWh

Niestety, na danym etapie jest to tylko hipoteza, gdyż fizycznie takie obiekty jeszcze na Lubelszczyźnie nie istnieją. Jednakże, biorąc pod uwagę dane jedyne realnego obiektu w Polsce – 1MWp farmy zbudowanej w ubiegłym roku w miejscowości Wierchosławice (woj. Małopolskie), kiedy to energia elektryczna zaczyna być generowana już tuż po wschodzie Słońca (wyłącznie podczas promieniowania rozproszonego), postawioną hipotezę można uznać za wiarygodną.

4. PODSUMOWANIE

Województwo Lubelskie na tle całej Polski wyróżnia się ponadprzeciętnymi zasobami energii słonecznej. Jest to region uprzywilejowany pod względem usłonecznienia. Okres ze średnim dziennym usłonecznieniem rzeczywistym jest najdłuższy na Polesiu Lubelskim. Mając na uwadze przeprowadzone analizy można wyciągnąć wniosek, iż farma fotowoltaiczna zlokalizowana w południowo- wschodniej części Regionu pozwoli wygenerować o 7,1% energii więcej od centralno – zachodniej i wschodniej części oraz 11,2% od północnej części Lubelszczyzny.

5. LITERATURA

- [1] J.M. Olchowik, K.Cieślak, J. Aguilera, G. Nofuentes-Garrido, J. Terrados, D. Bedin, Strategic Vision Document, Project “PVs in Bloom”, Venice, 2010, ISBN 978890501609.
- [2] G. Nofuentes, J.V.Munoz, D.L. Talavera, J.Aguilera, J. Terrados, PV’s in Bloom – Technical Handbook, ISBN 9788890231001.
- [3] J. M. Olchowik, Czy energia Słoneczna może zabezpieczyć w energię elektryczną Lubelszczyznę?, Konferencja Naukowa - Solina 2010r.
- [4] Mapa usłonecznienia, Dane IMiGW,
- [5] Typowe lata meteorologiczne i statystyczne dane klimatyczne dla obszaru Polski do obliczeń energetycznych budynków, Ministerstwo Transportu, Budownictwa i Gospodarki Morskiej, 2008r.
- [6] D. Matuszko, Wątpliwości terminologiczne dotyczące promieniowania słonecznego, Instytut Geografii i Gospodarki Przestrzennej Uniwersytetu Jagiellońskiego, Kraków 2009r.
- [7] J. Tatarczak, Program inżynierski, Politechnika Lubelska 2012

- [8] R. Tomaszewski, Badanie efektywności pracy hybrydowych układów energetyki słonecznej w warunkach klimatycznych Lubelszczyzny, Praca doktorska, Uniwersytet Przyrodniczy w Lublinie, 2010.

NUMERICAL ANALYSIS OF THE EFFECTIVENESS OF GROUND PHOTOVOLTAICS FARM WORKING FOR THE SELECTED LOCATIONS

SUMMARY

This work presents the analysis of the effectiveness of electricity production from the above-ground photovoltaic farms (PV) located in various areas of the Lublin Region. The analysis was based on the meteorological data concerning insolation on selected areas, and topographical characteristics of land for PV farms construction.

Jan M. OLCHOWIK, prof. zw. dr hab. inż.

***Jarosław TATARCZAK, inż.**

Politechnika Lubelska

ul. Nadbystrzycka 38, 20-618 Lublin

e-mail: j.olchowik@pollub.pl

PSW im. Papieża Jana Pawła II, Biała Podlaska

ul. Sidorska 95/97, 21-500

*Studenckie Koło Naukowe „Grupa Ogniwo”

ALGORYTM OPTYMALIZUJĄCY UZYSK ENERGII W STACJONARNYCH FARMACH FOTOWOLTAICZNYCH

STRESZCZENIE

Zwiększenie efektywności uzysku energii użytecznej z konwersji fotowoltaicznej można uzyskać poprzez podwyższanie sprawności ogniw fotowoltaicznych (PV), ale także poprzez optymalne konfigurowanie ekspozycji energii słonecznej na powierzchnię paneli słonecznych. Najefektowniejszym rozwiązaniem jest stosowanie systemów nadążnych za ruchami pozornymi Słońca, jednakże konstrukcje takich systemów są dość drogie, a ich nawigacja wymaga dodatkowych nakładów energii. Systemy stacjonarne natomiast wymagają doboru takiego usytuowania powierzchni paneli fotowoltaicznych, który w skali całego roku pozwoli wygenerować maksymalną energię przy zadanej lokalizacji. Niniejsza praca poświęcona jest opracowaniu algorytmu, pozwalającego optymalizować uzysk energii elektrycznej z konwersji energii Słońca dla zadanych warunków geograficznych i klimatycznych.

1. WPROWADZENIE

Przy budowie stacjonarnych systemów fotowoltaicznych należy prawidłowo zaprojektować kąt nachylenia modułów fotowoltaicznych, które w skali całego roku pozwolą wygenerować jak największą ilość energii elektrycznej. Istnieje wiele modeli komercyjnych, które z mniejszym lub większym powodzeniem pozwalają dobierać geometrię farm PV [1,2]. Modele takie jednak wymagają pewnej weryfikacji parametrów przy projektowaniu farm PV w konkretnych lokalizacjach. W krajach z dobrze rozwiniętą praktyką fotowoltaiczną nie stanowi to większego problemu. Niestety, w Polsce brak jest dostatecznej

liczby rozwiązań praktycznych, które pozwoliłyby bezpośrednio adoptować do tego celu modele już istniejące. Dlatego też, w niniejszej pracy podjęto się próby opracowania własnego modelu optymalizacji pola ekspozycji promieniowania słonecznego oraz kątów nachylenia modułów PV, w celu zapewnienia maksymalnego uzysku energii z konwersji PV dla wybranych lokalizacji. Do doboru optymalnej ekspozycji ogniw PV i symulacji uzysku energii służy algorytm bazujący na wieloletnich danych, pochodzących ze stacji meteorologicznych, zlokalizowanych w pobliżu analizowanego obszaru. Głównym parametrem wykorzystywanym w modelu jest usłonecznienie w danym obszarze i jego topologia, na którym będzie zlokalizowana farma fotowoltaiczna. Jednostką usłonecznienia jest liczba godzin słonecznych w ciągu roku. Definiuje się ją, jako przedział czasu, w którym do powierzchni Ziemi dociera bezpośrednie promieniowanie słoneczne o intensywności powyżej przyjętego progu. Współczesne pomiary dokonywane są przy intensywnościach, począwszy od $120 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$ [3,4].

Warunkiem optymalnego doboru kąta nachylenia paneli względem ziemi, jest znajomość nie tyle samej liczby godzin słonecznych w ciągu roku, ale także rozkład godzin słonecznych w poszczególnych miesiącach roku. Wynika to z faktu, że wysokość Słońca nad horyzontem w czasie zimowych dni, jest dużo niższa niż latem. Aby panele pracowały z jak największą efektywnością, współczynnik kąta odchylenia od normalnej AOI (ang. angle of incidence) powinien być jak największy [5].

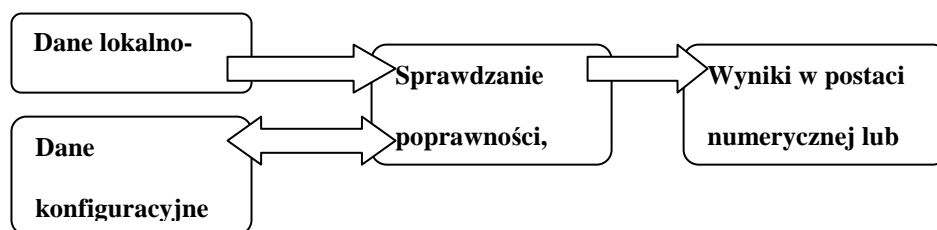
Współczynnik ten można określić wyrażeniem [5]:

$$AOI = \cos(\beta) \times \cos(\theta_z) + \sin(\beta) \times \sin(\theta_z) \times \cos(\gamma - \gamma_s), \quad (1)$$

gdzie: β – kąt nachylenia modułu, θ_z – kąt zenitalny słońca, γ – kąt azymutalny modułu ($0^\circ = \text{północ}$ $90^\circ = \text{wschód}$), γ_s – kąt azymutalny słońca.

2. ALGORYTM PROGRAMU SYMULACYJNEGO

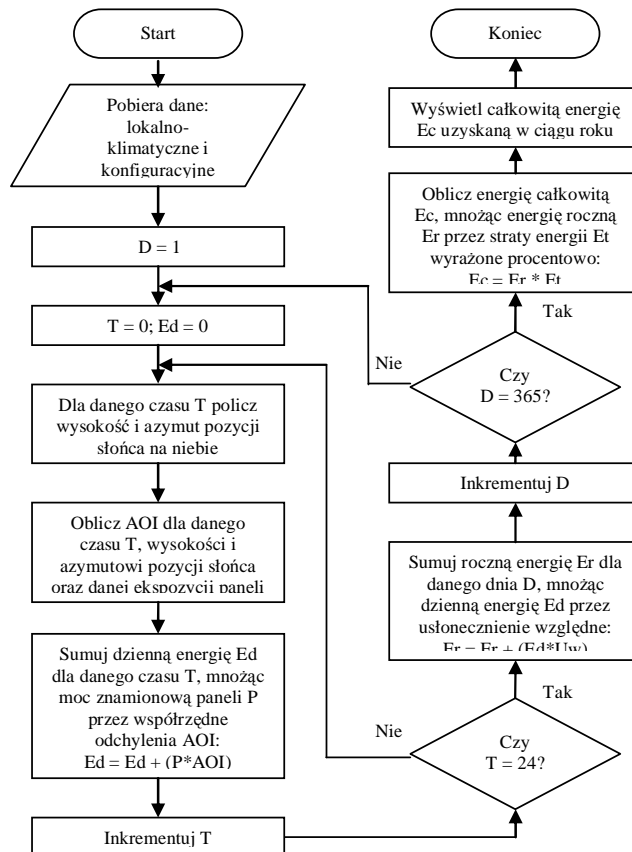
Wykorzystując algorytm Jean'a Meeus'a [6], można wyznaczyć astronomiczną wysokość i azymut kąta pozycji słońca, w określonym miejscu i czasie na kuli Ziemskiej. Ogólny schemat algorytmu do symulowania uzysku energii elektrycznej z konwersji promieniowania słonecznego przedstawia rys.1.



Rys. 1. Uogólniony blokowy schemat działania algorytmu programu wspomagającego projektowanie farm PV.

Figure 1 Generalized block diagram of the algorithm working in program supporting the design of PV farms.

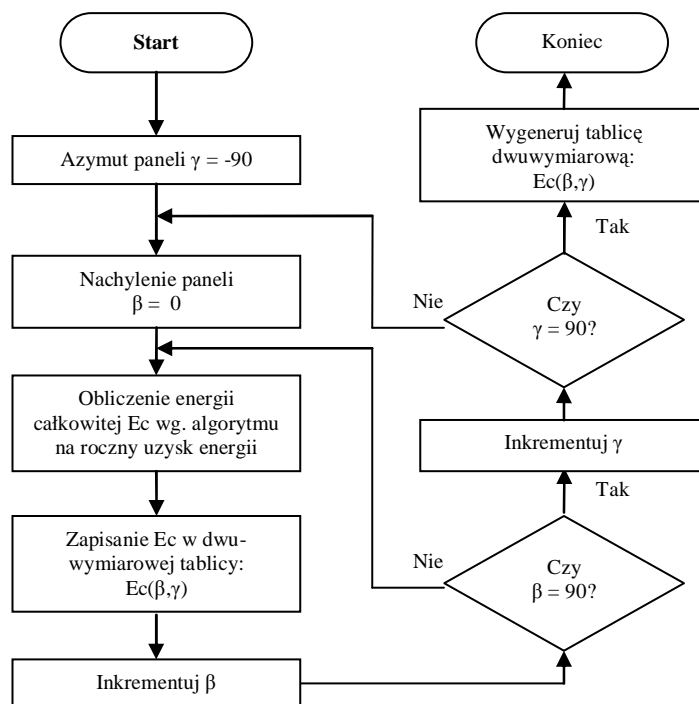
Znając dane lokalno-klimatyczne oraz określając dane konfiguracyjne paneli, można obliczyć całkowity uzysk energii elektrycznej. Dodatkowo w symulacji należy uwzględnić straty energii na okablowaniu i inwerterach, które zależą od konkretnych rozwiązań rynkowych. Na rys.2. przedstawiono schemat blokowy algorytmu, pozwalającego określić optymalnie wygenerowaną z konkretnej farmy PV energię elektryczną.



Rys. 2. Schemat blokowy algorytmu liczącego roczny uzysk energii elektrycznej z stacjonarnego systemu PV. Objaśnienia do schematu: E_d – energia dzienna, AOI – współ. odchylenia od normalnej, P – moc modułu PV, E_r – energia w skali roku, U_w – uśłonecznienie względne dla poszczególnego miesiąca roku, E_c – energia całkowita, E_t – energia tracona na okablowaniu, inwerterach itp.

Figure 2 Block diagram of the algorithm counting the annual output of electricity from the stationary PV system. Scheme explanation: E_d – daily energy, AIO – Angle of Incidence, P – PV module power, E_r – energy per year, U_w – the relative isolation for a particular month of the year, E_c – total energy, E_t – energy lost in wiring, inverters, etc.

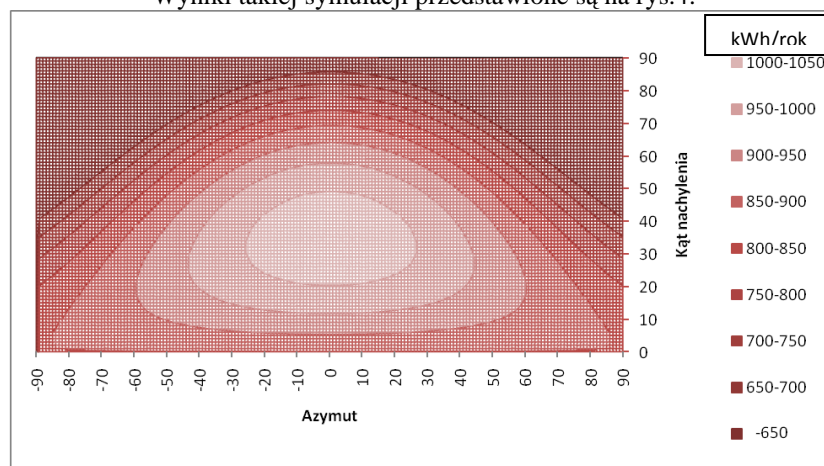
Rozbudowując poprzedni algorytm (rys. 2.), można przeanalizować w szerokim zakresie kombinacji ustawień paneli, mapę uzysku energii elektrycznej dla danej lokalizacji. Obrazuje to rys.3.



Rys. 3. Schemat blokowy algorytmu tworzącego mapę uzysku energii elektrycznej w ciągu roku przy zmiennym kącie nachylenia β , w zakresie 0-90stopni, i azymucie γ , w zakresie od - 90 (wschód) przez 0 (południe) do 90 stopni (zachód), paneli PV.

Figure 3 Block diagram of the algorithm creating an output map of electricity per year at a variable β angle of depression, in the range of 0-90 degrees and azimuth γ in the range of: from 90 (rise), by 0 (noon) to 90 (set), of PV panels.

Wyniki takiej symulacji przedstawione są na rys.4.



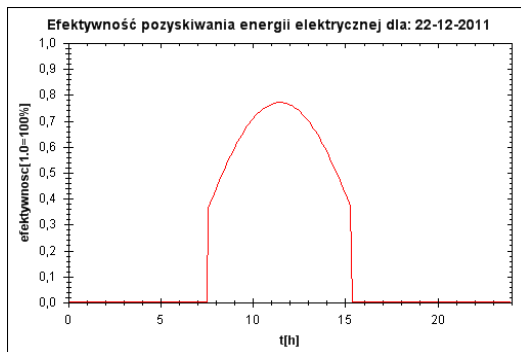
Rys. 4. Mapa uzysku energii elektrycznej (kWh/rok) w szerokim zakresie kombinacji ustawień paneli PV, dla mocy znamionowej 1kWp (p oznacza pik) w ciągu całego roku, dla miasta Lublin.

Figure 4 Map of electrical energy yield (kWh / year) in a wide range of combinations of PV panels settings, for the power rating 1kWp (p- peak) throughout the year, for Lublin city.

3. EFEKT CIENIA

Farmy fotowoltaiczne budowane są zazwyczaj z sieci rzędów paneli skierowanych ku południowi. Dla efektywności pracy stacjonarnej farmy PV istotny jest tzw. efekt cienia, który rzuca panel poprzedni na panel znajdujący się w następnym rzędzie. Tradycyjny panel fotowoltaiczny zbudowany jest z szeregowo-równoległego połączenia dyskretnych fotoogniw. Gdy w połączonych szeregowo ogniwach nastąpi zacinienie jednego lub kilku elementów (np. przez spadające liście lub cień poprzedzającego modułu), nastąpi wówczas zmiana kształtu charakterystyk prądowo-napięciowych i zmniejszenie prądu zwarcia. Ogniwo wytwarzające, w module, prąd o najmniejszej wartości może się „przepolaryzować” i wówczas zachowuje się w obwodzie jak dioda spolaryzowana w kierunku zaporowym. Takie ogniwo staje się dodatkowym obciążeniem, następstwem czego jest znaczne zmniejszenie uzysku energii elektrycznej w całym zespole fotowoltaicznym, i może prowadzić to do uszkodzenia ogniwa w module (powstanie gorącego punktu). W celu zabezpieczenia pojedynczych ogniw przed uszkodzeniem stosuje się obecnie zabezpieczające diody bocznikujące [7].

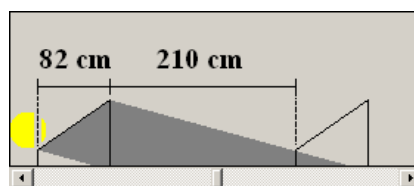
Analizując rzucany cień na podłoże farmy, można wyznaczyć minimalny odstęp, jaki powinien być między rzędami, by pozyskać jak najwięcej energii elektrycznej przy optymalnej powierzchni. Najkrótszym dniem roku jest dzień przesilenia zimowego, przypadający na 22 grudnia. Zatem, dla tego dnia należy wyznaczyć długość padającego cienia w godzinach południowych, czyli w czasie największej efektywności generacji energii. Taką sytuację obrazuje rys.5.



Rys. 5. Efektywność pozyskiwania energii elektrycznej dla 22 grudnia, przy optymalnym kącie nachylenia paneli względem ziemi, równym 35 stopniom.

Figure 5 Efficiency of electricity obtaining on 22nd December, at an optimal angle of depression of panels in relation to the earth, equal 35 degrees.

Cień padający na panele przy dużym nasłonecznieniu, nie tylko może obniżyć ilość pozyskanej energii, ale także, jeżeli panele nie posiadają diod bocznikujących, może wywołać zjawisko powstawania gorących punktów, co trwale uszkadza panele, wpływając na spadek mocy znamionowej modułu [6]. Przykład doboru odległości dla najkrótszego dnia w roku przedstawia rys. 6.



Rys. 6. Rzut cienia w najkrótszym dniu roku dla godziny 12.00. Długość paneli 100 cm, kąt nachylenia paneli względem ziemi 35 stopni, odległość między panelami 210 cm.

Figure 6 The view of shadow in the shortest day of the year at 12.00. Panels' length – 100 cm, panels angle of depression in relation to the ground – 35 degrees, the distance between panels – 210 cm.

Na podstawie obserwacji padania cienia dla najkrótszego dnia roku, w programie symulacyjnym można wyznaczyć minimalną odległość między rzędami paneli. W tym celu należy znać wcześniej wyznaczony optymalny kąt nachylenia paneli oraz ich wymiary.

4. OBLICZANIE OPTYMALNEJ POWIERZCHNI FARMY FOTOWOLTAICZNEJ

Posiadając dane o ukształtowaniu terenu, gdzie będzie zlokalizowana potencjalna farma PV, oraz specyfikację parametrów modułów fotowoltaicznych, można obliczyć wymaganą powierzchnię pod jej budowę. Powierzchnia ta w dużej mierze będzie zależeć od ukształtowania terenu - szczególnie od jego nachylenia względem płaszczyzny poziomej.

Zakładając, że projektowana farma PV ma moc znamionową równą 1MWp oraz optymalny kąt nachylenia paneli względem poziomu równy 35 stopniom, można wyliczyć minimalną powierzchnię wymaganego gruntu przy różnych ustawieniach rzędów. Załóżmy, że liczba paneli wynosi 4260 sztuk, wymiary paneli wynoszą 1662x990mm oraz moc znamionowa pojedynczego panelu to 235Wp. Ponadto należy przewidzieć pas ochronny – odległość paneli od ogrodzenia na poziomie 5m oraz orientację farmy – w kierunku południowym. Zazwyczaj na szerokość rzędu składają się 2 panele, skierowane dłuższymi krawędziami ku górze (rys.7.).



Rys. 7. Widok rzędów paneli stacjonarnej farmy PV.
Figure 7 View of rows of panels in the stationery PV farm.

Przy takich warunkach, oraz zakładając różne kąty nachylenia gruntu oraz różne liczby rzędów paneli, można wyliczyć optymalną powierzchnię dla takiej inwestycji, przy czym uzysk energii wytworzonej w wyniku konwersji fotowoltaicznej będzie największy. Przykładowe obliczenia przedstawiono w tabeli 1.

Tab. 1. Wyniki wymaganej minimalnej powierzchni farmy PV dla wybranych warunków.
Table 1 The results of the minimal required area of PV farm for selected conditions.

kąt nachylenia ziemi	Liczba rzędów 5		Liczba rzędów 10		Liczba rzędów 15	
	Wymiary [m]	Powierzchnia działki [m ²]	Wymiary [m]	Powierzchnia działki [m ²]	Wymiary [m]	Powierzchnia działki [m ²]
0	432x50	22 032	221x99	21 879	151x147	22 197
5	432x42	18 144	221x78	17 238	151x115	17 365
10	432x36	15 552	221x65	14 365	151x94	14 194
15	432x32	13 824	221x57	12 597	151x80	12 080
20	432x29	12 528	221x50	11 050	151x71	10 721
25	432x27	11 664	221x44	9 724	151x62	9 362
30	432x25	10 800	221x41	9 061	151x56	8 456
35	432x24	10 368	221x37	8 177	151x51	7701

5. PODSUMOWANIE

Opracowany algorytm optymalizacji uzysku energii elektrycznej w wyniku konwersji PV ze stacjonarnych naziemnych farm pozwala zaprojektować taką inwestycję w najbardziej racjonalny sposób. Optymalizacja powinna być dokonywana jednocześnie w trzech aspektach: optymalny dobór kąta nachylenia paneli PV, minimalna odległość między rzędami paneli, eliminująca niekorzystny wpływ efektu cienia oraz optymalizacja liczby rzędów paneli. Weryfikacja parametrów modelu powinna być oparta o wiarygodne dane meteorologiczne, z jednoczesnym uwzględnieniem technologii wykonania modułów fotowoltaicznych.

6. LITERATURA:

- [1] <http://re.jrc.ec.europa.eu/pvgis/apps3/pvest.php#>
- [2] <http://eosweb.larc.nasa.gov/sse/>
- [3] KING D. L., KRATOCHVIL J. A., BOYSON W. E., Measuring Solar Spectral and Angle-of-Incidence Effects on Photovoltaic Modules and Solar Irradiance Sensor. Proc. of 26th IEEE Photovoltaic Specialists Conference, September 1997, Anaheim, California.
- [4] MATUSZKO D., Wątpliwości terminologiczne dotyczące promieniowania słonecznego -PRACE GEOGRAFICZNE zeszyt 122, Instytut Geografii i Gospodarki Przestrzennej UJ, Kraków, 2009
- [5] G. Nofuentes; J. V. Muñoz; D. L. Talavera; J. Aguilera; J. Terrados, Technical Handbook: The installation of on-ground photovoltaic plants over marginal areas, (ISBN: 9788890231001), 2010.
- [6] MEEUS J., Astronomical Algorithms-2nd Edition, Willmann-Bell Inc., 1998, ISBN 978-0943396613
- [7] M. Fuentes, G. Nofuentes, J. Aguilera, D.L. Talavera and M. Castro, Application and validation of algebraic methods to predict the behaviour of crystalline silicon PV modules in Mediterranean climates, Solar Energy (ISSN: 0038-092X), 2007.

ALGORITHM OPTIMIZING ENERGY YIELD IN STATIONARY SOLAR FARMS

SUMMARY

Increasing the efficiency of the useful energy yield from the photovoltaic conversion can be obtained by improving the photovoltaic cells efficiency, but also through the optimal configuration of solar exposure to the surface of solar panels. The most effective solution is using the follow up system together with the apparent motion of the Sun. Constructions of these kinds of systems, however, are quite expensive, and their navigation requires extra energy. Stationary systems, on the other hand, require the selection of such a location of photovoltaic panels' surface, which during the whole year, will generate maximum power at a given location. This paper is devoted to the algorithm development, allowing to optimize the yield of electricity from solar energy conversion for given geographical and climate conditions.

Małgorzata PIASKOWSKA-SILARSKA, dr inż.

Uniwersytet Pedagogiczny
Instytut Techniki
ul. Podchorążych 2, 30-084 Kraków
e-mail: mpiasko@up.krakow.pl

Stanisław GUMUŁA, prof. zw. dr hab. inż.

Akademia Górniczo-Hutnicza
Katedra Systemów Energetycznych i Urządzeń Ochrony Środowiska
al. A. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków
e-mail: stangum@gmail.com

TRADYCYJNE I NOWOCZESNE ŹRÓDŁA ENERGII W BUDOWNICTWIE JEDNORODZINNYM I ROLNICZYM

STRESZCZENIE

W budownictwie, zwłaszcza w budownictwie o małej intensywności zabudowy (osiedla domów jednorodzinnych, gospodarstwa rolne, schroniska, domki letniskowe), istnieje możliwość korzystania ze wszystkich źródeł energii, tak z tradycyjnych opartych na spalaniu, jak i nowoczesnych bazujących na odnawialnych źródłach energii. Patrząc na źródła energii z punktu widzenia użytkownika na czoło wysuwają się aspekty ekonomiczne pozyskiwania energii. Natomiast z punktu widzenia społecznego ważniejsze są aspekty ekologiczne. Przedstawiony referat zawiera analizę porównawczą tradycyjnych paliw i odnawialnych źródeł energii.

1. WPROWADZENIE

W umiarkowanej strefie klimatycznej około czterdzieści procent produkowanej energii wykorzystywane jest do celów grzewczych. Zasoby tradycyjnych surowców energetycznych gwałtownie się kurczą a technologie produkcji energii oparte na spalaniu zagrażają równowadze ekologicznej. W tej sytuacji konieczna jest zmiana technologii energetycznych opartych na spalaniu surowców kopalnych na technologie wykorzystujące odnawialne źródła energii.

2. ZAKRES I METODA PRZEPROWADZONEJ ANALIZY

Do rozważań przyjęto budynek jednorodzinny, wolnostojący, o powierzchni 100 m² oraz wskaźnik rocznego zużycia energii wynoszący $100 \frac{\text{kWh}}{\text{m}^2 \text{a}}$. Na podstawie ofert

firm produkcyjnych i zakładów instalacyjnych dobrano urządzenia grzewcze z uwzględnieniem ich sprawności. Następnie obliczono ceny jednostkowe nośników energii.

Roczne koszty ogrzewania otrzymano w oparciu o ceny nośników energii, zużycie nośników energii, sprawność urządzeń grzewczych oraz koszt amortyzacji urządzeń.

Amortyzację określono rozkładając koszty inwestycji równomiernie na 25 lat eksploatacji urządzeń. Nie uwzględniono wzrostu cen energii, jak również zmiany wartości pieniądza w czasie, czyli stopy dyskontowej. Założono, że wzrost cen energii kompensuje w przybliżeniu wyższą wartość pieniądza, jaką posiadał on w chwili wykonywania inwestycji.

Dla odnawialnych źródeł energii przyjęto, że ich lokalne zasoby w miejscu usytuowania rozważanego budynku wynoszą:

- energia promieniowania słońca $1,1 \frac{\text{kWh}}{\text{m}^2 \text{a}}$,
- średnioroczna prędkość wiatru $6 \frac{\text{m}}{\text{s}}$.

Wyniki analizy w formie liczbowej przedstawione są w tabelach 1 i 2 oraz w formie graficznej na rysunku 1.

Tabela 1. Koszty instalacji i nośników energii

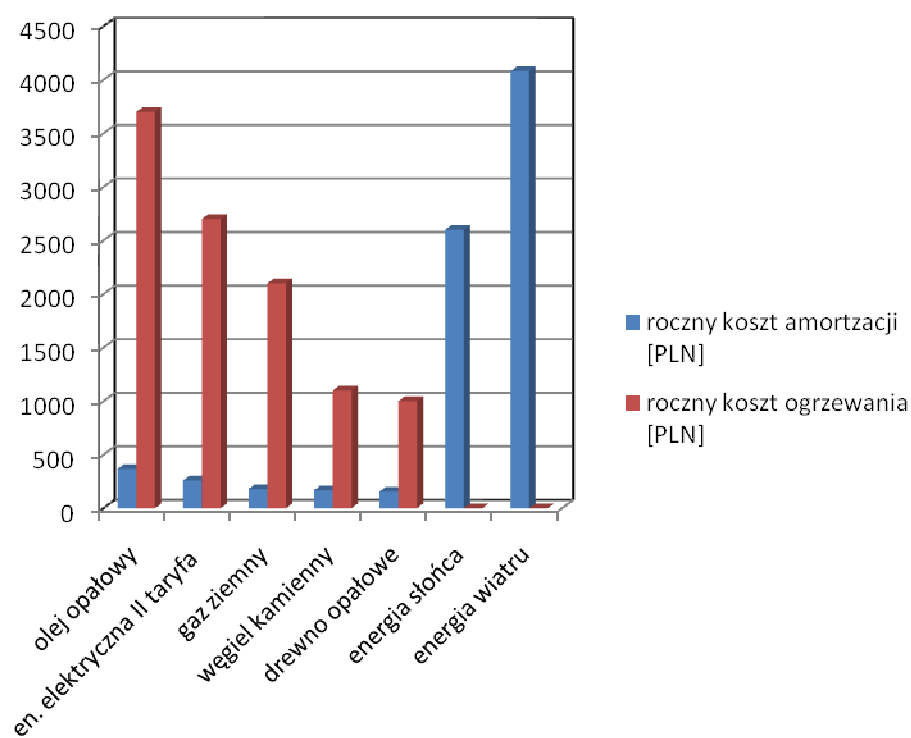
Chart 1. Cost of installation and energy carriers

Nazwa nośnika	Koszt instalacji [PLN]	Sprawność [%]	Cena jednostkowa nośnika uwzględniająca sprawność [PLN/kWh]
olej opałowy	9 200	90	0,37
energia elektryczna II taryfa	6 500	100	0,27
gaz ziemny	4 500	90	0,21
węgiel kamienny	4 200	80	0,11
drewno opałowe	3 900	80	0,10
energia słońca	65 000	25	-
energia wiatru	102 000	50	-

Tabela 2. Koszty ogrzewania

Chart 2. Cost of heating

Nazwa nośnika	Koszt amortyzacji [PLN/a]	Roczny koszt ogrzewania 1 m ² budynku [PLN]	Roczny koszt ogrzewania budynku [PLN]
olej opałowy	368	37	3 700
energia elektryczna II taryfa	260	27	2 700
gaz ziemny	180	21	2 100
węgiel kamienny	168	11	1 100
drewno opałowe	156	10	1 000
energia słońca	2 600	26	-
energia wiatru	4 080	41	-



Rys. 1. Roczny koszt ogrzewania budynku i amortyzacji
 Pic. 1. Yearly cost of heating of building and amortisation

3. WNIOSKI

W wyniku przeprowadzonej analizy określono ceny jednostkowe ciepła produkowanego w oparciu o różne nośniki energii, z uwzględnieniem sprawności ich konwersji w ciepło. Brano pod uwagę technologie tradycyjne, oparte na spalaniu oraz technologie niekonwencjonalne wykorzystujące źródła odnawialne.

Określono ponadto koszty ogrzewania jednostkowej powierzchni budynku, uwzględniając koszty amortyzacji instalacji grzewczej.

Analiza wykazała, że w chwili obecnej niekonwencjonalne technologie energetyczne, z ekonomicznego punktu widzenia, nie są konkurencyjne w stosunku do technologii tradycyjnych. Jednak z ekologicznego punktu widzenia są bezdyskusyjnie lepsze.

Uwarunkowania ekologiczne powinny w najbliższym czasie doprowadzić do zmiany tej sytuacji. Przemawiają za tym zobowiązania międzynarodowe naszego kraju, narzucające promowanie wdrażania odnawialnych źródeł energii oraz przewidywany spadek cen instalacji wynikający z masowej ich produkcji.

4. LITERATURA

- [1] Praca zbiorowa pod red. J. Norwisza; Termomodernizacja budynków dla poprawy jakości środowiska, Wyd. Narodowa Agencja Poszanowania Energii S.A., Gliwice 2004.
- [2] Szargut J.; Termodynamika techniczna, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2005.
- [3] www.atmopol.pl
- [4] www.bachus.com.pl
- [5] www.ekoszok.pl
- [6] www.solarpolska.com
- [7] www.ulrich.com.pl

TRADITIONAL AND MODERN ENERGY SOURCES IN DETACHED HAUSES AND FARM DEVELOPMENTS

SUMMARY

Low-density developments (detached houses, farms, hostels, cottages) offer entire gamut of uses of both traditional fossil energy sources and modern renewable ones. From the consumer point of view the most important is the economical aspect, however from the social point of view the most important are the ecological issues. This paper presents a comparative analysis of fossil fuels and renewable energy.

Jerzy Z. PIOTROWSKI, dr hab. inż. ¹

Anatoly STROY, prof. dr hab. inż. ²

Marianna OLENETS, mgr inż. ³

Politechnika Świętokrzyska w Kielcach

Al. Tysiąclecia Państwa Polskiego 7

25-314 Kielce

e-mail: ¹ jzpiotr@tu.kielce.pl

² anatolii_stroi@mail.ru

³ mari_olensa@mail.ru

PROCESY WYMIANY CIEPŁA W KONSTRUKCJACH Z FASADAMI WENTYLOWANYMI W OKRESIE LETNIM

STRESZCZENIE

W artykule wykonano analizę procesów wymiany ciepła i zaprezentowano model matematyczny wymiany ciepła w obudowach budynku z wentylowaną fasadą w okresie letnim. W modelu uwzględniono braki jakie występują w istniejących metodykach obliczeniowych. Zaproponowany model matematyczny daje możliwość przeanalizowania wpływu takich czynników, jak korelacja konwekcyjnych i promieniowych strumieni ciepła oraz emisyjność powierzchni warstwy powietrznej, na procesy wymiany ciepła w obudowie z wentylowaną warstwą powietrzną. Za pomocą przedstawionego modelu matematycznego można analizować propozycje poprawy cech konstrukcyjnych fasad wentylowanych dla zmniejszenia napływu ciepła do pomieszczeń w okresie letnim.

1. WPROWADZENIE

Podstawowym problemem przy zabezpieczeniu niezbędnego mikroklimatu w pomieszczeniu w okresie letnim roku jest nadmierny napływ promieniowania słonecznego. Obudowy budynku z fasadą wentylowaną zmniejszają ilość ciepła, która napływa do pomieszczenia w okresie letnim. Sprzyja temu otwarta warstwa powietrzna. Część ciepła, które napływa przez powierzchnię obudowy budynku (płyty elewacyjne) w następstwie promieniowania słonecznego absorbuje powietrze, poruszające się wzdłuż warstwy wentylowanej.

Poprzez zmniejszenie napływu ciepła do pomieszczenia można znacznie zmniejszyć straty eksploatacyjne, związane z klimatyzacją. Poza tym, taki sposób polepszenia mikroklimatu ma bardziej sprzyjający wpływ na ludzki organizm, z higienicznego punktu widzenia, niż zastosowanie systemów z recyrkulacją powietrza. Warto zauważyć, że dla wyznaczenia optymalnej konstrukcji fasady wentylowanej, na etapie projektowania konieczne jest skorzystanie z metodyki obliczeń procesów wymiany ciepła w otwartej warstwie powietrznej, co umożliwi ocenę wpływu jak największej ilości czynników, które oddziałują na konstrukcyjne cechy fasady i wielkość napływu ciepła.

2. ANALIZA METOD STOSOWANYCH DO WYZNACZENIE WPŁYWU OTWARTYCH WARSTW NA PROCESY WYMIANY CIEPŁA W OBUDOWACH BUDYNKU

Prace [2, 5, 7] prezentują najczęściej stosowaną metodę obliczeń otwartej warstwy powietrznej dla zimowego okresu roku (bez wliczenia promieniowania słonecznego). Autor [7] stwierdza, że metoda może być wykorzystana także do oceny wpływu wentylowanej warstwy na wielkość napływu ciepła przez stropodachy w letnim okresie roku. Obliczenia fasady wentylowanej metodą prezentowaną w literaturze [2, 4, 5, 7] dają możliwość tylko w przybliżeniu ocenić zmianę temperatury powietrza wzdłuż fasady. Z jej pomocą niemożliwe jednak jest wykonanie analizy wpływu takich czynników jak stopnia emisyjności powierzchni warstwy czy korelacji konwekcyjnych i promieniowych strumieni ciepłych na procesy wymiany ciepła. Nie można także prześledzić zmiany temperatury na powierzchniach, które ograniczają otwartą warstwę powietrzną. Między innymi dlatego przyjęte uproszczenie przy całkowaniu równania różniczkowego, które leży u podstaw tej metody, jest przyczyną rozbieżności otrzymanych za jej pomocą rezultatów.

Obliczenia otwartych warstw powietrznych w okresie letnim omówiono w pracy [4]. Metodykę jaką zaprezentował autor, uwzględnia niestacjonarne procesy wymiany ciepła, ale jest skonstruowana na równaniach, które charakteryzują quasi – stacjonarny proces. Ta metodyka jest dosyć złożona dla obliczeń inżynierskich i wyniki obliczeń przy jej pomocy nie są zbieżne z danymi eksperymentalnymi.

Podobnie jak w innych pracach, autor w [4] przy wyznaczeniu napływu ciepła od słońca przez nieprzezroczyste obudowy budynku wykorzystuje słoneczną, umowną temperaturę powietrza zewnętrznego, która uwzględnia intensywność promieniowania słonecznego. Odpowiednio do [3, 6] temperaturę słoneczną oblicza się w sposób następujący:

$$t_s = t_e + \frac{\rho \cdot I_s}{\alpha_e} \quad (4)$$

gdzie:

ρ – absorpcyjność promieniowania słonecznego zewnętrznej powierzchni przegrody,

I_s – promieniowanie słoneczne [W/m^2],

α_e – współczynnik przejmowania ciepła powierzchni zewnętrznej [$\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$],

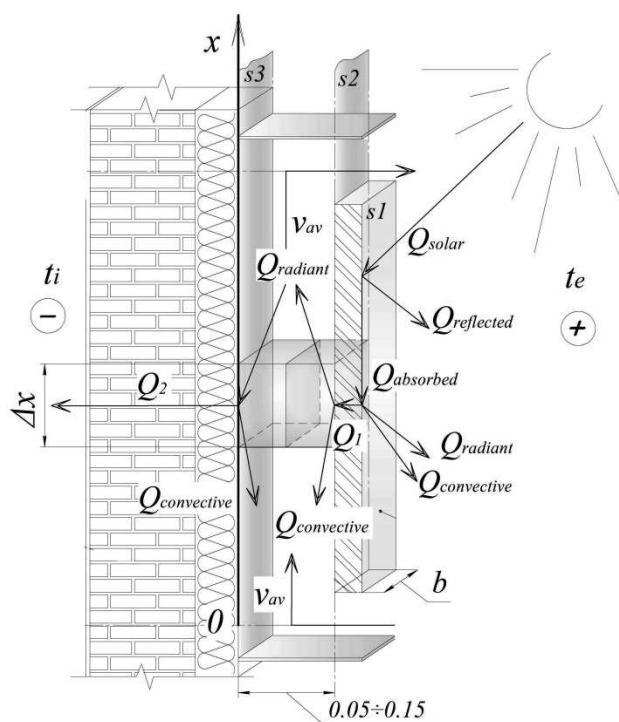
t_e – temperatura powietrza zewnętrznego [dla ułatwienia obliczeń przyjęto w $^{\circ}\text{C}$].

W rzeczywistości strumień ciepła, dzięki nagrzewaniu zewnętrznej powierzchni obudowy budynku, napływać będzie nie tylko do pomieszczenia, ale również na zewnątrz

[1]. Dodatkowo, jeśli nie jest obliczona temperatura powierzchni, to niewiadomy będzie współczynnik wymiany ciepła przy tej powierzchni. Dlatego zamiast temperatury słonecznej bardziej celowo jest obliczać temperaturę powierzchni na podstawie bilansu cieplnego [1].

3. OPRACOWANIE MODELU MATEMATYCZNEGO PROCESU WYMIANY CIEPŁA

Założono, że model będzie wykorzystany w analizie konstrukcji fasady wentylowanej pod kątem napływu jak najmniejszej ilości ciepła do pomieszczenia. Na rys. 1 przedstawiono fizyczny model strumieni ciepła w konstrukcji z otwartą warstwą powietrzną. Konwekcyjne i promieniowe strumienie ciepła przeanalizowano oddzielnie.



Rys. 1. Schemat strumieni ciepła w obudowie budynku z fasadą wentylowaną

1 – warstwa konstrukcyjna (ściana zewnętrzna); 2 – warstwa powietrzna;

3 – warstwa osłonowa (płyty elewacyjny).

Fig. 1. The scheme of heat fluxes through the enclosing structure with ventilated facade

Przy napływie strumienia ciepła od słońca Q_{solar} na powierzchnię zewnętrznej obudowy budynku z fasadą wentylowaną część jego odbija się od powierzchni – $Q_{reflected}$, a część absorbuje warstwa elewacyjna – $Q_{absorbed}$. W następstwie tego podwyższa się tem-

peratura na powierzchni $s1$. Ilość odbitego i absorbowanego strumienia ciepła zależy wyłącznie od materiału warstwy elewacyjnej i jej konstruktywnych właściwości.

Wchłonięty przez zewnętrzną powierzchnię $s1$ warstwy elewacyjnej strumień ciepła nagrzewa tę powierzchnię. Od zewnętrznej powierzchni strumień ciepła częściowo przemieszcza się w kierunku pomieszczenia, a częściowo – do powietrza zewnętrznego. Z kolei powierzchnia $s2$ warstwy powietrznej, wskutek konwekcyjnej wymiany ciepła nagrzewa powietrze a w następstwie strumienia promieniowego – nagrzewa powierzchnię $s3$. Przy powierzchni $s3$ również nagrzewa się powietrze.

Na podstawie modelu fizycznego (rys. 1) opisano model matematyczny (2), który charakteryzuje procesy wymiany ciepła w obudowach z fasadą wentylowaną w okresie letnim. Model matematyczny (2) składa się z sześciu równań z sześcioma niewiadomymi: pięć funkcji temperatur oraz prędkość ruchu powietrza w otwartej warstwie. Trzy niewiadome funkcje – to funkcje zmiany temperatur na powierzchniach $s1$, $s2$ i $s3$ ($t_1(x)$, $t_2(x)$ i $t_3(x)$), a dwie inne funkcje charakteryzują zmiany temperatury powietrza po długości warstwy ($t_{a2}=f(x)$ i $t_{a3}=f(x)$) odpowiednio przy powierzchni $s2$ i $s3$.

$$\left\{ \begin{array}{l} \rho Q_{solar} - \alpha_e (t_1(x) - t_e) = \varepsilon_1 \sigma \left[\left(\frac{t_1(x) + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{t_e + 273}{100} \right)^4 \right] + \frac{t_1(x) - t_2(x)}{R_1} \\ \frac{t_1(x) - t_2(x)}{R_1} = \varepsilon_{2-3} \sigma \left[\left(\frac{t_2(x) + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{t_3(x) + 273}{100} \right)^4 \right] + \alpha_{c2} (t_2(x) - t_{a2}(x)) \\ U_3 (t_3(x) - t_i) = \varepsilon_{2-3} \sigma \left[\left(\frac{t_2(x) + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{t_3(x) + 273}{100} \right)^4 \right] - \alpha_{c3} (t_3(x) - t_{a3}(x)) \\ t_{a2}(x) = t_2(x) - \frac{t_2(x) - t_e}{\frac{\alpha_{c2} x \cdot b}{cG} e} \\ t_{a3}(x) = t_3(x) - \frac{t_3(x) - t_e}{\frac{\alpha_{c3} x \cdot b}{cG} e} \\ \left(\sum \xi + \lambda_f \frac{h}{d_e} \right) \frac{v_{av}^2}{2} \rho_{av} = (n_1 - n_2) \frac{v_w^2 \rho_e}{2} + \Delta P_g \end{array} \right. \quad (2)$$

gdzie:

- ρ – absorpcyjność promieniowania słonecznego zewnętrznej powierzchni ściany,
- Q_{solar} – promieniowanie słoneczne [W/m^2],
- ε_1 – emisyjność powierzchni $s1$,
- R_1 – opór przewodzenia ciepła warstwy osłonowej [$m^2 \cdot K/W$],
- U_2 – współczynnik przenikania ciepła dla wewnętrznej części fasady wentylowanej [$W/m^2 \cdot K$],

U_3	– współczynnik przenikania ciepła dla zewnętrznej części fasady wentylowanej [$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$],
b	– szerokość warstwy powietrznej [m],
$\Sigma \zeta$	– suma oporów miejscowych,
λ_f	– współczynnik oporu ($\lambda_f = f(Re)$),
h	– wysokość warstwy powietrznej [m],
d_e	– średnica zastępcza warstwy powietrznej [m],
v_w	– prędkość wiatru [m/s],
ρ_{av}	– gęstość powietrza w warstwie [kg/m^3],
ρ_e	– gęstość powietrza zewnętrznego [kg/m^3],
ΔP_g	– ciśnienie grawitacyjne [Pa],
n_1, n_2	– współczynniki aerodynamiczne,
α_{c2}	– współczynniki przejmowania ciepła przez konwekcję na wewnętrznej powierzchni warstwy powietrznej [$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$],
α_{c3}	– współczynniki przejmowania ciepła przez konwekcję na zewnętrznej powierzchni warstwy powietrznej [$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$],
G	– przepływ powietrza [kg/s],
v_{av}	– prędkość powietrza w warstwie powietrznej [m/s],
ε_{2-3}	– emisyjność zastępcza dla powierzchni s_2 i s_3 ,
t_i	– temperatura powietrza wewnętrznego [$^{\circ}\text{C}$],
t_e	– temperatura powietrza zewnętrznego [$^{\circ}\text{C}$],
σ	– stała Stefana Boltzmanna (współczynnik promieniowania ciała doskonale czarnego) [$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}^4$],
c	– ciepło właściwe powietrza [$\text{J}/\text{kg} \cdot \text{K}$].

Pierwsze trzy równania charakteryzują bilans cieplny powierzchni warstwy elewacyjnej, tzn. powierzchni s_1 , a także powierzchni s_2 i s_3 warstwy powietrznej. Czwarte i piąte równanie opisują bilans powietrza, które otacza powierzchnie s_2 i s_3 . Ostatnie równanie dopełnia układ i charakteryzuje ruch powietrza w warstwie powietrznej fasady wentylowanej. Niewiadome funkcje w układzie równań (2) można wyliczyć z pomocą programu Mathcad.

4. PODSUMOWANIE

Istniejące metodyki obliczeń ciepła obudów budynku z otwartą warstwą powietrzną w okresie letnim, tzn. przy zwiększonym napływie ciepła od słońca, wykorzystują w obliczeniach temperatury słoneczne, a nie określają obliczeniowo temperaturę zewnętrznej powierzchni obudowy budynku. Istniejące metodyki nie dają również możliwości przeanalizowania korelacji między konwekcyjnymi i promieniowymi strumieniami ciepła i wyznaczyć wpływ stopnia emisyjności powierzchni warstwy powietrznej.

Zaproponowany model matematyczny (2) eliminuje wady modeli stosowanych. Przy jego pomocy zaprojektować można obudowę budynku, w której napływ ciepła od słońca do pomieszczenia może być minimalny.

"Badania współfinansowane były z Programu Operacyjnego Innowacyjna Gospodarka w ramach Projektu 1. Działanie 1.1 PO IG Poddziałanie 1.1.2, umowa NR POIG 01.01.02-10-106/09-00."

5. LITERATURA

- [1] Stroy A. F., Piotrowski J. Z.: Raszczet tieplopostuplenij ot solnca czerez nieprozracznye ograždauszcze konstrukcyi. Komunalnoe choziajstwo gorodow, nr 90/2009, s. 358-365.
- [2] Gagarin W. G., Kozłow. W. W., Cykanowskij E. J.: Raszczet tieplozaszczity fasadow s wentiliruemym wozdusznym zazorom. AWOK, nr 2/2004, s. 20-26.
- [3] Maczek K., Schnotale J., Skrzyniowska D., Sikorska-Bączek R.: Uzdatnienie powietrza w inżynierii środowiska. Kraków, 2004.
- [4] Bogosłowski W. N.: Stroitel'naja tieptofizika. Moskwa, 1982.
- [5] Pogorzelski J. A.: Fizyka cieplna budowli. Warszawa, 1976.
- [6] Malicki M.: Wentylacja i klimatyzacja. Warszawa, 1974.
- [7] Fokin K. F.: Stroitielnaja tieptotiehnika ograždajuszczich czastiej zdanij. Moskwa, 1973.

HEAT EXCHANGE PROCESSES IN BUILDING ENVELOPES WITH VENTILATED FACADE DURING THE SUMMER PERIOD

SUMMARY

This article is about the analysis of heat transfer processes and development of the mathematical model of these processes in building envelope with ventilated facade for the summer period. A mathematical model was developed considering the main limitations of existing methods of heat engineering calculations. Offered mathematical model makes it possible to analyze the impact of such factors as the ratio of convective and radiative heat fluxes and emissivity of the air gap surfaces on the processes of heat transfer in the structure with ventilated layer. Using this mathematical model, recommendations for reducing the income of heat from the sun into the room for the summer period can be provided.

Vyacheslav PISAREV, dr hab. inż., prof. PRz
Krzysztof NOWAK, mgr inż.

Politechnika Rzeszowska
Zakład Ciepłownictwa i Klimatyzacji
al. Powstańców Warszawy 12, 35-959 Rzeszów
e-mail: pisarev@prz.edu.pl
e-mail: krzynow@prz.edu.pl

ANALIZA TECHNICZNA I EKONOMICZNA PRACY GRUNTOWEJ POMPY CIEPŁA NA GRUNTACH RÓŻNEJ WILGOTNOŚCI

STRESZCZENIE

Artykuł przedstawia analizę techniczną oraz porównanie ekonomiczne pracy gruntowej pompy ciepła dla systemów centralnego ogrzewania i ciepłej wody użytkowej na gruntach różnej wilgotności dla budynku jednorodzinnego. Jako warianty przeanalizowano i wykorzystano pompę ciepła i poziomy gruntowy wymiennik ciepła z drenażem rozsączającym ścieki, bez drenażu rozsączającego, z nawilżaniem gruntu oraz z nawilżaniem gruntu i pompą o większej wydajności.

1. WPROWADZENIE

Jeżeli pompa ciepła jest wykorzystywana jako urządzenie grzewcze, np. ogrzewanie domu, wytwarzanie ciepłej wody itd., musimy przeanalizować dolne źródło naturalne (odnawialne), z którego jest możliwy skuteczny odbiór energii cieplnej. Najlepszym rozwiązaniem jest kiedy dolne źródło charakteryzuje się niezmiennością temperatury w ciągu roku [1]. W pracy zastosowano gruntowy wymiennik ciepła. Grunt posiada właściwość magazynowania ciepła słonecznego, co skutkuje stosunkowo wyrównanym poziomem temperatury jako źródła ciepła i prowadzi tym samym do równomiernej eksploatacji z pompą ciepła cechującą się wysokim stopniem efektywności [2]. W tym przypadku przez system rur wypełnionego solanką następuje pobór ciepła z gruntu. Przepływ solanki przez rury gruntowego wymiennika ciepła jest wymuszany przez pompę obiegową o odpowiedniej wydajności. Solanka przepływając przez przewody wymiennika pobiera ciepło zgro-

madzone w gruncie, które za pośrednictwem pompy ciepła przekazywane jest na cele ogrzewania pomieszczeń lub ciepłej wody użytkowej [1].

Należy pamiętać o zapewnieniu odpowiednich warunków terenowych podczas projektowania instalacji z dolnym źródłem ciepła jakim jest wymiennik gruntowy (poziomy). Według aktualnego stanu wiedzy grunt gliniasty mocno przesiąknięty wodą nadaje się szczególnie dobrze jako źródło ciepła. Doświadczenia wykazały, że można liczyć na wydajność poboru ciepła wynoszącą $q_E = 10 - 35 \text{ W/m}^2$ jako średnią wartość roczną przy całorocznej eksploatacji [1]. Własności termiczne, takie jak objętościowa pojemność cieplna i przewodność cieplna, zależą bardzo ściśle od składu i jakości gruntu. Wartości wydajności poboru ciepła dla różnych gruntów [2]:

- sucha gleba piaszczysta $q_E = 10-15 \text{ W/m}^2$,
- wilgotna gleba piaszczysta $q_E = 15-20 \text{ W/m}^2$,
- sucha gleba gliniasta $q_E = 20-25 \text{ W/m}^2$,
- wilgotna gleba gliniasta $q_E = 25-30 \text{ W/m}^2$,
- gleba prowadząca wody gruntowe $q_E = 30-35 \text{ W/m}^2$.

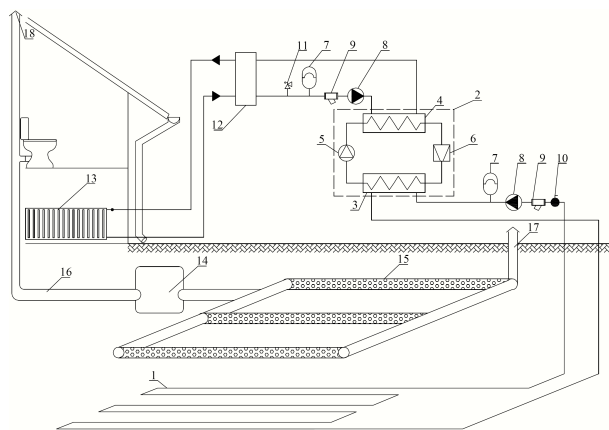
Zaletą wymiennika poziomego gruntowego jest łatwość jego wykonania i względnie niski koszt w przypadku nowych budynków. Wadą jest konieczność dysponowania dość dużą powierzchnią gruntu, w którym ma być umieszczony wymiennik oraz podatność na zmiany temperatury zewnętrznej, co przy dłuższym okresie niskich temperatur powietrza może spowodować spadek efektywności pompy ciepła.

Celem pracy było porównanie z punktu widzenia ekonomii wariantów pracy instalacji pompy ciepła na gruntach różnej wilgotności. Pierwszy z nich dotyczy pompy ciepła na potrzeby ogrzewania budynku mieszkalnego z wykorzystaniem gruntowego wymiennika ciepła z zainstalowanym drenażem rozsączającym ścieki, co zapewnia stałe nawilżenie gruntu. Drugi wariant dotyczy pompy ciepła pracującej na potrzeby ogrzewania budynku mieszkalnego z wykorzystaniem gruntowego wymiennika ciepła bez drenażu, co oznacza, że grunt będzie suchy. Trzeci wariant to modernizacja instalacji wariantu drugiego polegająca na zastosowaniu nawilżaniu gruntu wodą wodociągową co polepszy efektywność pozyskiwania ciepła z gruntu. Czwarty wariant dotyczy pracy pompy ciepła z gruntowym wymiennikiem jak dla wariantu trzeciego z tą różnicą, że polepszenie efektywności pozyskiwania ciepła z gruntu pozwoli na zastosowanie pompy ciepła o większej wydajności pozwalająca na dostarczenie ciepła na potrzeby ogrzewania oraz produkcję ciepłej wody użytkowej.

2. OPIS ROZWIĄZANIA

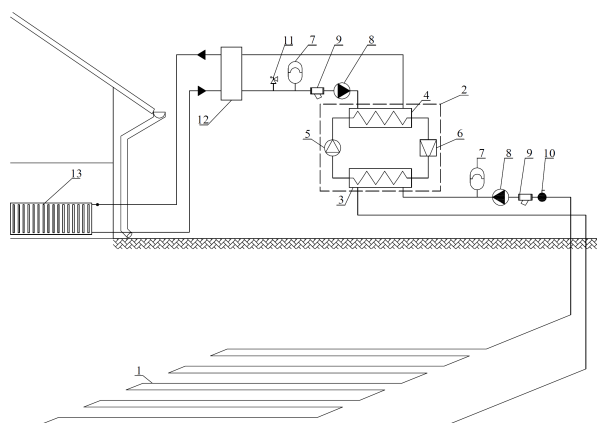
Na rysunku 1 przedstawiono schemat instalacji pompy ciepła z wymiennikiem gruntowym poniżej strefy przemarzania gruntu współpracującym z drenażem rozsączającym ścieki przydomowej oczyszczalni dla wariantu I (grunt wilgotny). Instalacja będzie pobierać ciepło z gruntu za pomocą wymiennika poziomego, który został ułożony pod rurami drenarskimi. Drenaż jest jednym z urządzeń składowych przydomowej oczyszczalni ścieków i ma za zadanie utrzymać wysoką wilgotność gruntu, dzięki czemu wydajność poboru ciepła z gruntu będzie wynosić około $q_E = 30 \text{ W/m}^2$, wzrośnie efektywność wymiany ciepła między gruntem a wymiennikiem poziomym. Pompa ciepła po odebraniu ciepła z gruntu przekazuje je dalej do instalacji grzewczej za pomocą zasobnika ciepłej

wody. W wariantcie I koszty przydomowej oczyszczalni ścieków nie będą uwzględnione do całkowitych kosztów instalacji pompy ciepła.



Rys. 1. Schemat wymiennika gruntowego wraz z drenażem rozsączającym (grunt wilgotny).
Fig. 1. Scheme ground heat exchanger with drainage (wet ground).

Elementy składowe instalacji przedstawione na rys. 1: 1 – gruntowy wymiennik ciepła, 2 – pompa ciepła, 3 – parownik, 4 – skraplacz, 5 – sprężarka, 6 – zawór rozprężny, 7 – naczynie wzbiorcze, 8 – pompa obiegowa po stronie instalacji, 9 – filtr, 10 – zawór odcinający, 11 – zawór bezpieczeństwa, 12 – zasobnik ciepłej wody, 13 – centralne ogrzewanie, 14 – przydomowa oczyszczalnia ścieków, 15 – drenaż rozsączający, 16 – dopływ ścieków, 17 – kominiek napowietrzający, 18 – odpowietrzenie instalacji kanalizacyjnej.

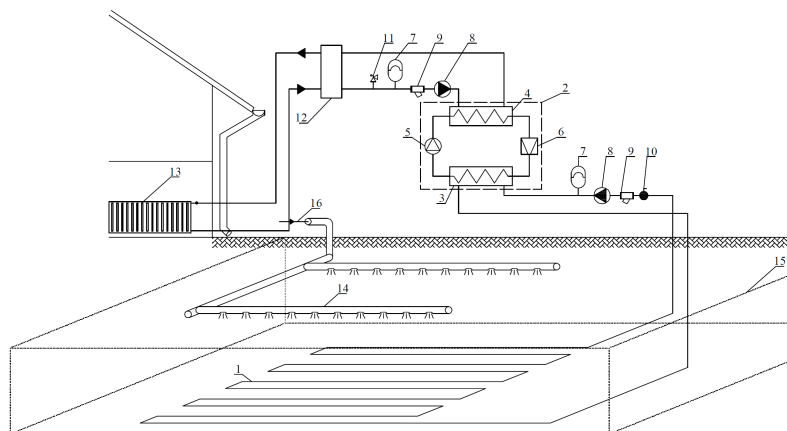


Rys. 2. Schemat wymiennika gruntowego bez drenażu rozsączającego (grunt suchy).
Fig. 2. Scheme ground heat exchanger without drainage (dry ground).

Na rysunku 2 przedstawiono dla wariantu II schemat instalacji pompy ciepła z wymiennikiem gruntowym na gruncie suchym. Instalacja będzie pobierać ciepło z gruntu za pomocą wymiennika poziomego, który został ułożony pod powierzchnią, w tym przypadku, tj. dla gruntu suchego wydajność poboru ciepła jest znacznie niższa niż w wariantcie I i wynosi około $q_E = 15 \text{ W/m}^2$, co powoduje zwiększenie długości rur wymiennika ciepła. Pompa ciepła po odebraniu ciepła z gruntu przekazuje je dalej do instalacji grzewczej za pomocą zasobnika ciepłej wody.

Elementy składowe instalacji przedstawione na rys. 2: 1 – gruntowy wymiennik ciepła, 2 – pompa ciepła, 3 – parownik, 4 – skraplacz, 5 – sprężarka, 6 – zawór rozprężny, 7 – naczynie wzbiorcze, 8 – pompa obiegowa po stronie instalacji, 9 – filtr, 10 – zawór odcinający, 11 – zawór bezpieczeństwa, 12 – zasobnik ciepłej wody, 13 – centralne ogrzewanie.

Na rysunku 3 przedstawiono dla wariantu III schemat instalacji pompy ciepła z wymiennikiem gruntowym jak w wariantcie II z tą różnicą, że został zmodernizowany poprzez zainstalowanie rury perforowanej rozprowadzającej wodę w gruncie, co zapewni lepszą wydajność poboru ciepła z gruntu (około $q_E = 30 \text{ W/m}^2$) a tym samym znacznie lepsze wskaźniki pracy instalacji. Dla lepszego efektu utrzymania wilgoci w gruncie pod gruntowym wymiennikiem ciepła została położona nieprzepuszczalna folia PE. Pompa ciepła po odebraniu ciepła z gruntu przekazuje je dalej do instalacji grzewczej za pomocą zasobnika ciepłej wody. Koszt instalacji nawilżającej grunt zostanie uwzględniony do kosztów wymiennika gruntu.



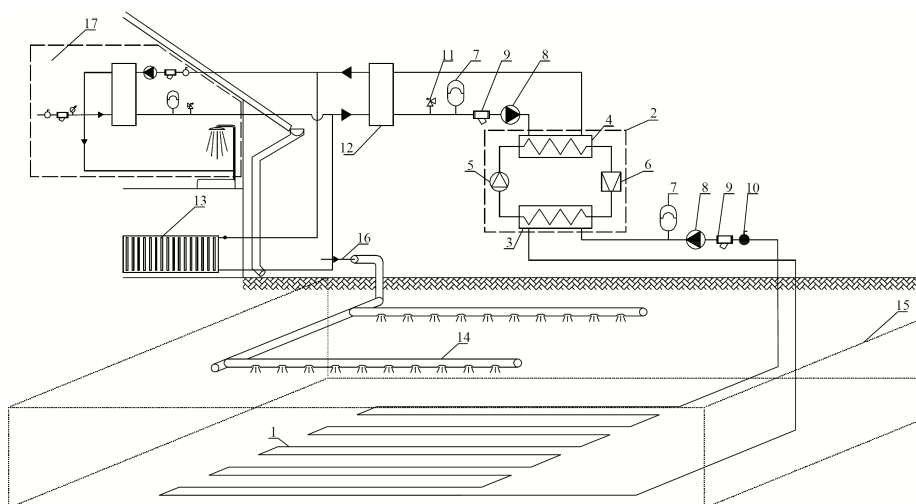
Rys. 3. Schemat wymiennika gruntowego z nawadnianiem gruntu.

Fig. 3. Scheme ground heat exchanger with irrigation the ground.

Elementy składowe instalacji przedstawione na rys. 3: 1 – gruntowy wymiennik ciepła, 2 – pompa ciepła, 3 – parownik, 4 – skraplacz, 5 – sprężarka, 6 – zawór rozprężny, 7 – naczynie wzbiorcze, 8 – pompa obiegowa po stronie instalacji, 9 – filtr, 10 – zawór odcinający, 11 – zawór bezpieczeństwa, 12 – zasobnik ciepłej wody, 13 – centralne ogrzewanie, 14 – rura rozprowadzająca wodę, 15 – materiał izolacyjny nieprzepuszczalny, 16 – doprowadzenie wody.

Na rysunku 4 przedstawiono dla wariantu IV schemat instalacji pompy ciepła z gruntowym wymiennikiem ciepła i nawilżaniem gruntu jak w wariantcie III z tą różnicą, że dzięki wysokiej wydajności poboru ciepła z gruntu wynoszącej około $q_E = 30 \text{ W/m}^2$ przy dobranym tym samym wymienniku ciepła zastosowano pompę ciepła o wyższej mocy, co pozwoli na wykorzystanie ciepła do ogrzewania budynku mieszkalnego i do produkcji ciepłej wody użytkowej. Pompa ciepła po odebraniu ciepła z gruntu przekazuje je dalej do instalacji grzewczej oraz instalacji ciepłej wody użytkowej za pomocą zasobnika ciepłej wody.

Elementy składowe instalacji przedstawione na rys. 4: 1 – gruntowy wymiennik ciepła, 2 – pompa ciepła, 3 – parownik, 4 – skraplacz, 5 – sprężarka, 6 – zawór rozprężny, 7 – naczynie wzbiorcze, 8 – pompa obiegowa po stronie instalacji, 9 – filtr, 10 – zawór odcinający, 11 – zawór bezpieczeństwa, 12 – zasobnik ciepłej wody, 13 – centralne ogrzewanie, 14 – rura rozprowadzająca wodę, 15 – materiał izolacyjny nieprzepuszczalny, 16 – doprowadzenie wody, 17 – instalacja ciepłej wody użytkowej.



Rys. 4. Schemat wymiennika gruntowego z nawadnianiem gruntu z pompą o większej wydajności.

Fig. 4. Scheme ground heat exchanger with irrigation the ground, with the pump of higher efficiency.

3. WYNIKI OBLICZEŃ INSTALACJI POMPY CIEPŁA

Według obliczeń po metodzie zaproponowanej przez Polską Normę: PN-EN 12831 [4] określono dla poszczególnych wariantów zapotrzebowanie na moc cieplną centralnego ogrzewania dla budynku jednorodzinnego o powierzchni 120 m^2 , wykonano również obliczenia przygotowania ciepłej wody użytkowej, określono charakterystykę pompy ciepła, dane zostały przedstawione w tabeli 1.

Tabela 1. Zestawienie danych dla poszczególnych wariantów.

Table 1. Summary data for the variants.

Moc cieplna na potrzeby centralnego ogrzewania budynku (dla wariantu I, II, III, IV)	Q_{CO}	6 kW
Maksymalna moc cieplna układu ciepłej wody użytkowej (dla wariantu IV)	$Q_{MAX CWU}$	4,62 kW
Obliczeniowa moc cieplna pompy ciepła dla potrzeb ogrzewania budynku przy współpracy z zasobnikiem ciepła (2) (rys. 1 – 3) (dla wariantu I, II, III)	Q_{PC}	12 kW
Obliczeniowa moc pompy ciepła dla potrzeb systemu ogrzewania budynku przy współpracy z zasobnikiem ciepła (2) i produkcji ciepłej wody użytkowej obliczonej na podstawie zredukowanej mocy użytkowej (rys. 4) [7] (dla wariantu IV)	$Q_{PC + CWU}$	13,6 kW

Na podstawie danych technicznych dostępnych w katalogach producentów, założono parametry pracy pompy ciepła: temperatura gruntu 5°C, temperatura wody 45°C. Dla wariantów I, II, III i IV dobrano przykładowe pompy ciepła dostępne na rynku [2] (tab. 3 i tab. 4).

Tabela 2. Dane techniczne pompy ciepła [2] (wariant I, II, III).

Table 2. Specifications heat pump [2] (variant I, II, III).

Moc grzewcza pompy ciepła dobrana z katalogów [2]	Q_{PC}	12,8 kW
Wydajność chłodnicza	Q_k	9,8 kW
Pobór mocy elektrycznej	P	3,1 kW
Stopień efektywności	ε	3,9

Tabela 3. Dane techniczne pompy ciepła [2] (wariant IV).

Table 3. Specifications heat pump [2] (variant IV).

Moc grzewcza pompy ciepła dobrana z katalogów [2]	Q_{PC}	15,7 kW
Wydajność chłodnicza	Q_k	12,0 kW
Pobór mocy elektrycznej	P	3,9 kW
Stopień efektywności	ε	3,8

Ilość ciepła jaką należy pobrać z gruntu obliczamy ze wzoru [2]:

$$Q_k = \frac{Q_{PC} \cdot (\varepsilon - 1)}{\varepsilon} \text{ [kW]} \quad (1)$$

Dla wariantów I, II, III obliczono:

$$Q_k = 9,52 \text{ kW}$$

Dla wariantu IV obliczono:

$$Q_k = 11,57 \text{ kW}$$

Dobór gruntowego wymiennika ciepła przeprowadzono zgodnie z zaleceniami producentów pomp ciepła [2]. Wymienniki są zaprojektowane, jako poziome z równoległym prowadzeniem rur.

Powierzchnię gruntowego wymiennika ciepła obliczamy ze wzoru:

$$F = \frac{Q_k}{q_e} [\text{m}^2] \quad (2)$$

Dla wariantów III i IV ze względu na modernizację wariantu II przyjęto taką samą powierzchnię jak dla wariantu II (tab. 4).

Tabela 4. Zestawienie wskaźników dla gruntowych wymienników ciepła dla wszystkich wariantów.

Table 4. Summary indicators for ground heat exchangers for the all variants.

Wariant	Wskaźnik poboru ciepła z gruntu q^E	Wydajność chłodnicza pompy Q_k	Powierzchnia gruntowego wymiennika ciepła F
I	30 W/m ²	9,52 kW	317 m ²
II	15 W/m ²	9, 52 kW	635 m ²
III	30 W/m ²	9, 52 kW	635 m ²
IV	30 W/m ²	11,57 kW	635 m ²

Powierzchnia gruntowego wymiennika ciepła dla wariantów II – IV wynosi około 635 m² i jest dwukrotnie większa niż w wariantcie I, taka powierzchnia wiąże się z większymi kosztami poniesionymi na zakup i montaż instalacji, zwiększa straty hydrauliczne ale przede wszystkim wymaga od instalatora dużej powierzchni na zamontowanie wymiennika ciepła, co często może być niemożliwe do zrealizowania.

Spośród wielu znanych metod oceny ekonomicznej efektywności do najprostszych należy metoda prostego okresu zwrotu nakładów inwestycyjnych. Do najprostszych z tych metod można zaliczyć metodę kosztów rocznych, którą opracowana dla potrzeb energetyki [3]. W wyborze najlepszego z wariantów układu ogrzewania wybiera się wariant o najniższych kosztach wytwarzania ciepła, wówczas porównywane warianty muszą dawać takie same efekty produkcyjne, albo porównywane są jednostkowe koszty produktu (ciepła) i wówczas wybiera się wariant o najniższych kosztach jednostkowych [3].

4. OKREŚLENIE EFEKTYWNOŚCI EKONOMICZNEJ INSTALACJI OGRZEWANIA Z GRUNTOWĄ POMPĄ CIEPŁA

Obliczenia ekonomiczne wykonano w oparciu o schematy przedstawione na rysunkach 1 - 4. W tabeli 5 wyznaczono koszt inwestycyjny całej instalacji dla poszczególnych wariantów.

Tabela 5. Koszt inwestycyjny całej instalacji dla wszystkich wariantów [zł] [3].

Table 5. Cost the installation for the all variants [zł] [3].

	WARIANT I	WARIANT II	WARIANT III	WARIANT IV
Pompa ciepła [2]	28500	28500	28500	32000
Gruntowy wymiennik ciepła, obliczone według [3]	28500	40000	44000	44000
Pozostałe elementy instalacji: zbiornik ciepłej wody, rurowy- ciąg, armatura, układ auto- matyki oraz robocizna i uru- chomienie instalacji, obliczone według [3]	14250	17125	18125	19000
Suma (K_{inpc})	71250	85625	90625	95000

Roczny koszt wytwarzania ciepła i jednostkowy koszt ciepła w instalacji pompy ciepła

Do obliczeń wykorzystano metodę kosztów rocznych [3].

Składowa kosztów rocznych [3]:

Rata zwrotu kapitałowego r (rata rozszerzonej reprodukcji) obliczamy ze wzoru [3]:

$$r = \frac{p \cdot (1 + p)^N}{(1 - p)^N - 1} [-] \quad (3)$$

gdzie:

p – stopa dyskontowa, $p = 0,08$, N – obliczeniowy okres eksploatacji obiektu, $N = 20$ lat,
stąd:

$$r = 0,10185$$

Rata kosztów stałych $r + r_{ce}$ (suma raty rozszerzonej reprodukcji i raty kosztów eksploatacyjnych stałych) obliczamy ze wzoru [3]:

$$r + r_{ce} \quad (4)$$

gdzie:

r_{ce} – stopa stałych kosztów eksploatacyjnych, przyjmuję $r_{ce} = 0,03$,

stąd:

$$r + r_{ce} = 0,13185$$

Roczne koszty stałe K_{rst} obliczamy ze wzoru [3]:

$$K_{rst} = K_{rr} + K_{est} = K_{inpc} \cdot r + K_{inpc} \cdot r_{ce} = (r + r_{ce}) \cdot K_{inpc} [\text{zł}/\text{a}] \quad (5)$$

gdzie:

K_{rr} – koszty rozszerzonej reprodukcji, $K_{rr} = K_{inpc} \cdot r$, K_{est} – stałe koszty eksploatacyjne, $K_{rr} = K_{inpc} \cdot r_{ce}$, K_{inpc} – nakłady inwestycyjne, $K_{inpc I} = 71250$ zł, $K_{inpc II} = 85625$ zł, $K_{inpc III} = 90625$ zł, $K_{inpc IV} = 95000$ zł. (Tutaj i dalej indeksami I, II, III, IV określono kolejne warianty),

stąd:

$$K_{rst I} = 9394 \frac{\text{zł}}{\text{a}}, K_{rst II} = 11290 \frac{\text{zł}}{\text{a}}, K_{rst III} = 11949 \frac{\text{zł}}{\text{a}}, K_{rst IV} = 12526 \frac{\text{zł}}{\text{a}}$$

W literaturze [3] podawane są wzory na roczne koszty stałe, które w swoim składzie zawierają stałe koszty eksploatacyjne jak również koszty rozszerzonej reprodukcji. Jednakże to czy koszty rozszerzonej reprodukcji należy uwzględniać przy obliczeniach ekonomicznych dla domków jednorodzinnych pozostaje pod znakiem zapytania. Nie uwzględniamy tego w budżecie domowym ponieważ kupując np. urządzenie dla wykorzystania użytkowego nie możemy zakładać, że nam się zwróci.

Roczne koszty eksploatacyjne zmienne K_{ezm} obliczamy ze wzoru [3]:

$$K_{ezm} = \frac{Q_{pc} \cdot T_{ipc} \cdot c_{el} \cdot k_{mr}}{\varphi \cdot \eta_{sil}} \left[\frac{zł}{a} \right] \quad (6)$$

gdzie:

Q_{pc} – moc grzejna pompy ciepła, $Q_{pc I} = 12,8$ kW, $Q_{pc II} = 12,8$ kW, $Q_{pc III} = 12,8$ kW, $Q_{pc IV} = 15,7$ kW, T_{ipc} – czas użytkowania mocy zainstalowanej pompy ciepła, $T_{ipc} = 4380$ h, c_{el} – cena energii elektrycznej, $c_{el} = 0,45$ zł/kWh [6], k_{mr} – współczynnik kosztów materiałów ruchomych, $k_{mr} = 1,05$, φ – współczynnik wydajności grzejnej pompy ciepła, $\varphi_I = 3,9$, $\varphi_{II} = 3,9$, $\varphi_{III} = 3,9$, $\varphi_{IV} = 3,8$, η_{sil} – sprawność silnika sprężarkowego pompy ciepła, $\eta_{sil} = 0,85$, stąd:

$$K_{ezm I} = 7991 \frac{zł}{a}, K_{ezm II} = 7991 \frac{zł}{a}, K_{ezm III} = 7991 \frac{zł}{a}, K_{ezm IV} = 10059 \frac{zł}{a}$$

Koszty roczne wytwarzania ciepła K_{rpc} – jako suma składowej stałej i zmiennej ze wzoru [3]:

$$K_{rpc} = K_{rst} + K_{ezm} \left[\frac{zł}{a} \right] \quad (7)$$

Ze wzoru (7) dla różnych wariantów pracy obliczono:

$$K_{rpc I} = 17385 \frac{zł}{a}, K_{rpc II} = 19281 \frac{zł}{a}, K_{rpc III} = 19940 \frac{zł}{a}, K_{rpc IV} = 22585 \frac{zł}{a}$$

Ilość ciepła użytecznego dostarczona w ciągu roku przez pompę ciepła Q_{apc} ze wzoru [3]:

$$Q_{apc} = Q_{pc} \cdot T_{ipc} \left[\frac{GJ}{a} \right] \quad (8)$$

Ze wzoru (8) dla różnych wariantów pracy obliczono:

$$Q_{apc I} = 56064 \frac{kWh}{a} = 202 \frac{GJ}{a}, Q_{apc II} = 56064 \frac{kWh}{a} = 202 \frac{GJ}{a},$$

$$Q_{apc III} = 56064 \frac{kWh}{a} = 202 \frac{GJ}{a}, Q_{apc IV} = 66138 \frac{kWh}{a} = 248 \frac{GJ}{a}$$

Jednostkowy koszt wytwarzania ciepła q_{pc} jest ilorazem kosztów rocznych i rocznie wytworzonego ciepła użytecznego ze wzoru [3]:

$$q_{pc} = \frac{K_{rpc}}{Q_{apc}} \left[\frac{zł}{kWh} \right] \quad (9)$$

Ze wzoru (9) dla różnych wariantów pracy obliczono:

$$q_{pc I} \cong 0,310 \frac{zł}{kWh}, q_{pc II} \cong 0,344 \frac{zł}{kWh}, q_{pc III} \cong 0,356 \frac{zł}{kWh}, q_{pc IV} \cong 0,328 \frac{zł}{kWh}.$$

5. WNIOSKI

Koszty zakupu i montażu instalacji pompy ciepła z poziomym gruntowym wymiennikiem ciepła dla rozpatrywanych wariantów oscylują w granicach 71250 zł do 95000 zł. Wariant I dzięki zastosowaniu drenażu rozsączającego ścieki pozwala na zastosowanie gruntowego wymiennika ciepła o najmniejszej powierzchni i okazuje się przypadkiem najtańszym w zakupie oraz eksploatacji (tańszy o około 14% od wariantu III) pod warunkiem, że koszty instalacji przydomowej oczyszczalni ścieków nie zostaną wliczone do ogólnych kosztów instalacji pompy ciepła. Wariant II i III są do siebie podobne pod względem rozwiązania z tą różnicą, że w III wariantie pompa ciepła może pracować efektywniej dzięki nawilżaniu gruntu wodą wodociągową. Oba warianty okazują się najdroższe w eksploatacji. Wariant IV dzięki temu, że zastosowano pompę ciepła o większej mocy, pozwala na ogrzewanie budynku i produkcję ciepłej wody użytkowej. Eksploatacja takiego rozwiązania okazuje się tańsza o około 10% od wariantu III.

Podsumowując, okazuje się, że drenaż rozsączający ścieki lub nawilżanie gruntu wodą wodociągową zmniejsza koszty instalacji oraz eksploatacji pompy ciepła dzięki zastosowaniu mniejszego gruntowego wymiennika ciepła, polepsza efektywność pracy pompy ciepła, pozwala na zastosowanie pompy ciepła o większej mocy przy takiej samej powierzchni wymiennika gruntowego w porównaniu do gruntu suchego.

6. LITERATURA:

- [1] Wytyczne projektowe – systemy pomp ciepła, Viessmann, 2002.
- [2] www.viessmann.pl.
- [3] Kusto Z.: Uwarunkowanie ekonomicznej efektywności pomp ciepła. Wydawnictwo IMP PAN, Gdańsk 2006.
- [4] Polska Norma: PN-EN 12831. Instalacje ogrzewcze w budynkach. Metoda obliczania projektowego obciążenia cieplnego.
- [5] Wiśniewski G., Gołębiewski S., Gryciuk M.: Kolektory słoneczne. Poradnik wykorzystania energii słonecznej. COIB, Warszawa, 2001.
- [6] www.enea.pl
- [7] Danielewicz J., Sołdecki K.: Projektowanie kotłowni. Katalog De Dietrich, 2006.

TECHNICAL AND ECONOMICAL ANALYSIS OF GROUND SOURCE HEAT PUMPS WORKING ON THE GROUNDS WITH DIFFERENT HUMIDITY

SUMMARY

This paper presents technical analysis and comparison economics of the operation of ground source heat pumps for heating systems and hot water on lands with various humidity for single-family buildings. The variants of working ground source heat pump and horizontal ground heat exchanger were analyzed with drainage, no drainage, irrigation ground and irrigation with the pump of higher efficiency.

Vyacheslav PISAREV, dr hab. inż., prof. PRz
Krzysztof NOWAK, mgr inż.

Politechnika Rzeszowska
Zakład Ciepłownictwa i Klimatyzacji
al. Powstańców Warszawy 12, 35-959 Rzeszów
e-mail: pisarev@prz.edu.pl
e-mail: krzynow@prz.edu.pl

ANALIZA TECHNICZNA I EKONOMICZNA OGRZEWANIA WODY Z WYKORZYSTANIA POMPY CIEPŁA DO PODLEWANIA ZIELEŃCÓW I OGRODÓW

STRESZCZENIE

W artykule przedstawiono analizę techniczną i ekonomiczną przydomowego systemu ogrzewania wody z wykorzystaniem pompy ciepła do podlewania zieleńców. Przeanalizowano możliwe warianty pracy instalacji. W systemie ogrzewania wykorzystano pompę ciepła i poziomy gruntowy wymiennik ciepła.

1. WPROWADZENIE

Wszystkie rośliny podlegają od pierwszej do ostatniej chwili swojego życia wpływom otoczenia, którego podstawowymi czynnikami są klimat oraz gleba. Czynniki środowiska należy rozpatrywać kompleksowo, z tego względu iż na roślinność działa jednocześnie określona temperatura, wilgotność, natężenie światła, ilość dostępnych składników pokarmowych itp. Zmiana jednego czynnika wpływa na drugi, potęgując lub obniżając jego działanie [7].

Warzywa zawierają 65-96 % wody, dlatego przykładowo w plonie wysokości 30-40 ton z hektara ilość wody zebranej w masie roślinnej wynosi 20-38 ton. Jest to jednak tylko woda zawarta w roślinie w momencie zbioru. Woda zużyta przez roślinę do wydania plonu w ciągu jej życia nie jest brana pod uwagę. Traci ona bowiem na skutek transpiracji prawie całą ilość wody pobieranej przez korzenie i przepływającej przez tkanki, jedynie 0,1-0,3% zostaje związane przy powstawaniu związków chemicznych. Podlewanie roślin jest więc czynnością niezwykle ważną, a właściwie niezbędną dla dobrego rozwoju roślin [7].

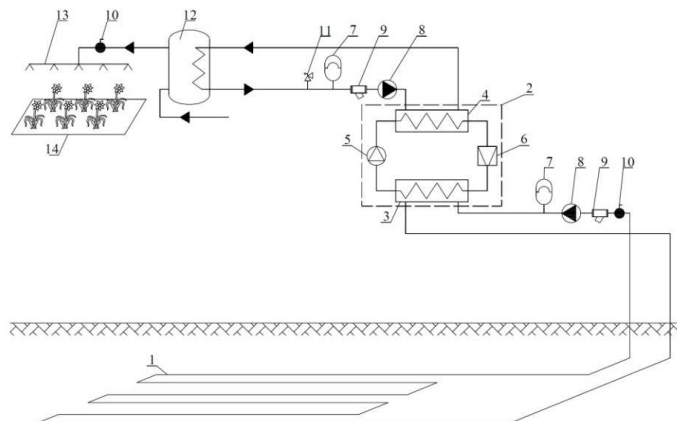
W dzisiejszych czasach nowoczesna technika stara się ułatwić człowiekowi wszystkie czynności związane z jego życiem. Tak jest też w przypadku podlewania roślin. Nowoczesne systemy nawadniające pozwalają precyzyjnie określić ile, w jakich odstępach czasu, w jakim tempie, o jakiej temperaturze wody i jak długo mają być nawadniane konkretne partie ogrodu [7].

Aby zapewnić odpowiednią wilgotność gruntu, należy podlewać rośliny uprawne wodą w ilości około $5 \text{ dm}^3/\text{m}^2\cdot\text{d}$ [1]. Rośliny najlepiej podlewać wodą o temperaturze bliskiej w okresie letnim temperaturze otoczenia, tj. około 20°C . W rozpatrywanej analizie zieleńce będą podlewane wodą wodociągową, dlatego konieczne jest zainstalowanie systemu, który będzie podgrzewać wodę o temperaturze około 10°C do 20°C .

Analiza wstępna sporządzona dla powierzchni ogrodów 850 m^2 . Woda będzie podgrzewana za pomocą pompy ciepła współpracującej z wymiennikiem ciepła poziomym gruntowym.

2. OPIS ROZWIĄZANIA

Na rys. 1 przedstawiono schemat instalacji z pompą ciepła do podgrzewania wody służącej do podlewania zieleńców. Woda wodociągowa o temperaturze 8°C będzie podgrzewana za pomocą pompy ciepła (2) do temperatury 20°C . Pompa ciepła będzie pobierać ciepło z gruntu za pomocą wymiennika ciepła gruntowego poziomego (1), następnie ciepło będzie przekazywane do zasobnika ciepła (12) (można bez) i dalej do zraszaczy wodnych (13), które równomiernie będą zraszać rośliny. Czas pracy instalacji zakłada się 7 godzin, w tym czas postoju pompy 1 godzin.

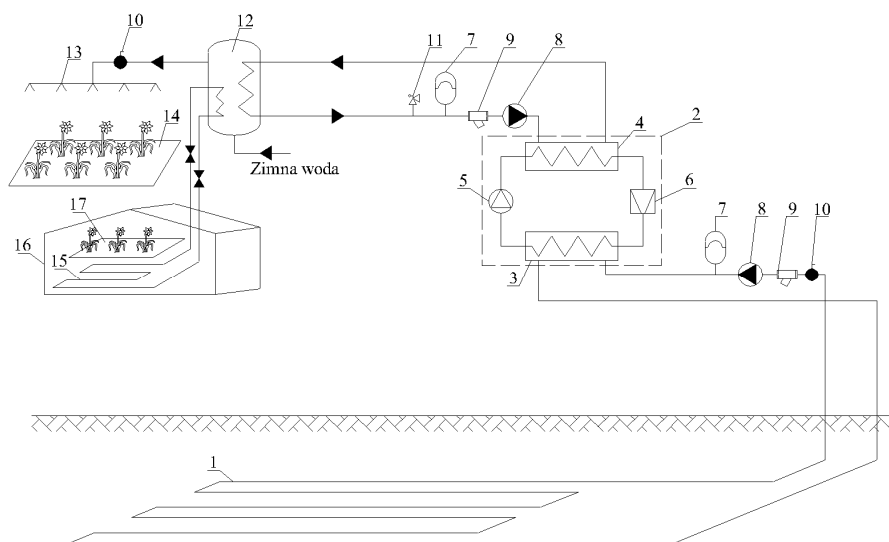


Rys. 1. Schemat instalacji z pompą ciepła do podgrzewania wody służącej do podlewania zieleńców.

Fig. 1. Installation of a heat pump to heat water used for watering green.

Elementy składowe instalacji przedstawione na rys. 1: 1- wymiennik gruntowy, 2- pompa ciepła, 3 – parownik, 4 – skraplacz, 5 – sprężarka, 6 – zawór rozprężny, 7 – naczynie wzbiorcze, 8 – pompa obiegowa po stronie instalacji, 9 – filtr, 10 – zawór odcinający, 11 – zawór bezpieczeństwa, 12 – zasobnik ciepła, 13 – zraszacze wodne, 14 – zraszana powierzchnia zieleńców.

Na rys. 2 przedstawiono schemat instalacji z pompą ciepła do podgrzewania wody służącej do podlewania zieleńców oraz zaprojektowano dodatkowy gruntowy poziomy wymiennik ciepła (15), który będzie wykorzystywany w szklarni (16) do podgrzewania wierzchniej warstwy gruntu w strefie korzeniowej roślin (17) w okresach zimniejszych. Pompa ciepła (2) będzie pobierać ciepło z gruntu za pomocą wymiennika ciepła gruntowego poziomego (1) lub pionowego, następnie ciepło będzie przekazywane do zasobnika ciepła (12) i dalej do zraszaczy wodnych (13) lub wymiennika gruntowego (15). Czas pracy instalacji zraszania może być zaplanowany na okres wczesnej wiosny oraz jesieni, gdy rośliny potrzebują najwięcej wody a ich wegetacja jest najszybsza.



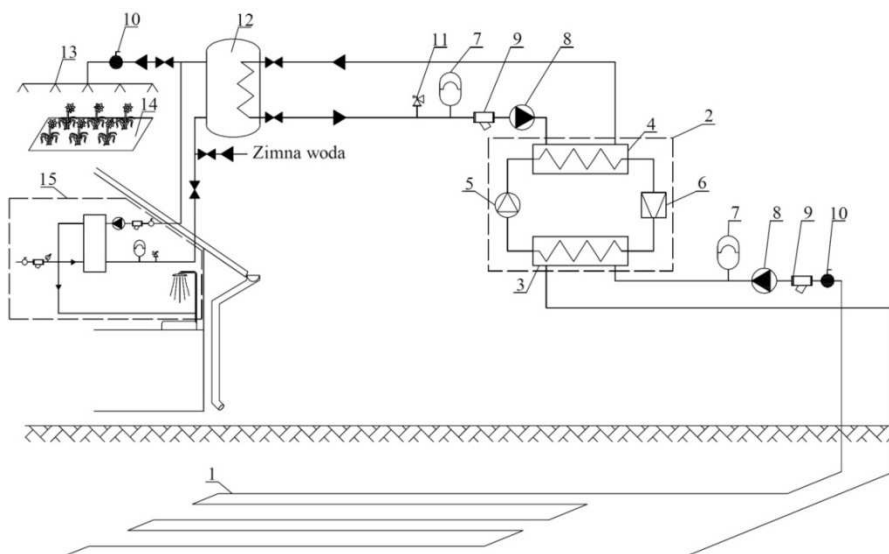
Rys. 2. Schemat instalacji z pompą ciepła do podgrzewania wody służącej do podlewania zieleni oraz z gruntowym wymiennikiem ciepła do podgrzewania gruntu.

Fig. 2. Installation of a heat pump to heat water used for watering the green with the ground heat exchanger to heat the ground.

Elementy składowe instalacji przedstawione na rys. 2: 1- wymiennik gruntowy, 2- pompa ciepła, 3 – parownik, 4 – skraplacz, 5 – sprężarka, 6 – zawór rozprężny, 7 – naczynie wzbiorcze, 8 – pompa obiegowa po stronie instalacji, 9 – filtr, 10 – zawór odcinający, 11 – zawór bezpieczeństwa, 12 – zasobnik ciepłej wody, 13 – zraszacze wodne, 14 – zraszana powierzchnia zieleńców, 15 – wymiennik gruntowy, 16 – szklarnia, 17 – podgrzewana powierzchnia gruntu.

Na rys. 3 przedstawiono schemat instalacji z pompą ciepła do podgrzewania wody służącej do podlewania zieleni oraz podłączenie instalacji pompy ciepła do budynku mieszkalnego jednorodzinnego na potrzeby produkcji ciepłej wody użytkowej. Dzięki temu, pompa ciepła może pracować nie tylko w okresie wegetacji roślin, ale przez cały rok, co przyczyni się do znacznie szybszego zwrotu kosztów poniesionych na wykonanie

i eksploatację pompy ciepła. Pompa ciepła może być wykorzystywana jako pomocnicze źródło ciepła podgrzewające ciepłą wodę użytkową, natomiast przez resztę roku, po zmianie parametrów na wyższe, może pracować jako podstawowe źródło ciepła.

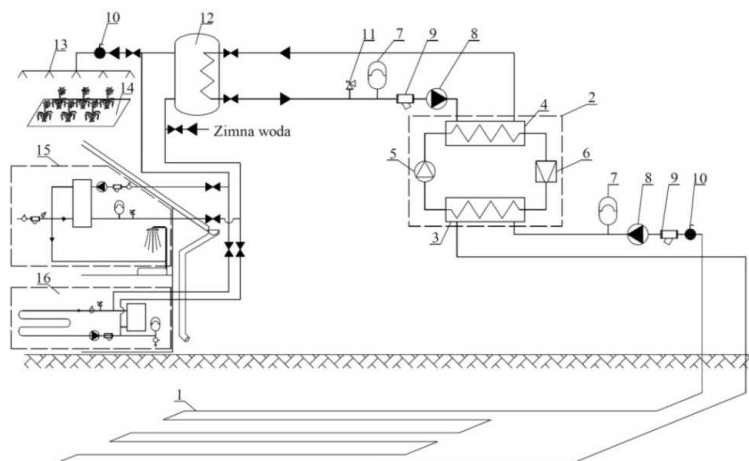


Rys. 3. Schemat instalacji z pompą ciepła do podgrzewania wody służącej do podlewania zieleni oraz produkcji ciepłej wody użytkowej dla budynku mieszkalnego.

Fig. 3. Installation of a heat pump to heat water used for watering the green and heat water for building.

Elementy składowe instalacji przedstawione na rys. 3: 1- wymiennik gruntowy, 2- pompa ciepła, 3 – parownik, 4 – skraplacz, 5 – sprężarka, 6 – zawór rozprężny, 7 – naczynie wzbiorcze, 8 – pompa obiegowa po stronie instalacji, 9 – filtr, 10 – zawór odcinający, 11 – zawór bezpieczeństwa, 12 – zasobnik ciepłej wody, 13 – zraszacze wodne, 14 – zraszana powierzchnia zieleni, 15 – instalacja ciepłej wody użytkowej.

Na rys. 4 przedstawiono schemat instalacji z pompą ciepła do podgrzewania wody służącej do podlewania zieleni, produkcji ciepła dla systemu centralnego ogrzewania budynku jednorodzinnego oraz podgrzewania ciepłej wody użytkowej. Produkcja ciepłej wody dla systemu ogrzewania budynku mieszkalnego oraz dla ciepłej wody użytkowej będzie odbywać się przede wszystkim w okresie zimowym, kiedy występuje maksymalne zapotrzebowanie.



Rys. 4. Schemat instalacji z pompą ciepła do podgrzewania wody służącej do podlewania zieleni.

Fig. 4. Installation of a heat pump to heat water used for watering the green.

Elementy składowe instalacji przedstawione na rys. 4: 1 - wymiennik gruntowy, 2- pompa ciepła, 3 – parownik, 4 – skraplacz, 5 – sprężarka, 6 – zawór rozprężny, 7 – naczynie wzbiorcze, 8 – pompa obiegowa po stronie instalacji, 9 – filtr, 10 – zawór odcinający, 11 – zawór bezpieczeństwa, 12 – zasobnik ciepłej wody, 13 – zraszacz wodny, 14 – zraszana powierzchnia zieleńców, 15 – instalacja ciepłej wody użytkowej, 16 – instalacja ogrzewania podłogowego.

3. WYNIKI ANALIZY OBLICZENIOWEJ

Analizę obliczeniową sporządzono dla wariantu najbardziej niekorzystnego, tj. wariantu I. Określono średnio dobowe zużycie wody dla celów podlewania roślin, średnie zapotrzebowanie na ciepło układu do podlewania roślin dla ogrodów o powierzchni 850 m², moc pompy ciepła przy współpracy z zasobnikiem ciepła. Dane zostały przedstawione w tabeli 1. W dalszej części na podstawie obliczeń dobrano pompę ciepła oraz gruntowy wymiennik ciepła.

Tabela 1. Zestawienie danych obliczeniowych dla wariantu I.

Table 1. Summary calculated data for the variant I.

1.	Średnio dobowe zużycie wody dla podlewania roślin [1]	Q_{sr}^{d}	4250 dm ³ /d
2.	Czas pracy pompy ciepła	t_{pc}	7 h
3.	Czas wykorzystania zasobnika ciepła (postoju pompy ciepła)	t_z	1 h
4.	Zapotrzebowanie na ciepło układu dla podlewania roślin	Q_{sr}^{R}	7,07 kW
5.	Obliczeniowa moc pompy ciepła (wzór 1)	Q_{PC}	8,08 kW

Podstawę doboru pompy ciepła stanowi średnia moc cieplna układu przygotowania ciepłej wody dla celów podlewania roślin $Q_{srR} = 7,07$ kW.

Moc grzejną pompy ciepła obliczymy ze wzoru [3]:

$$Q_{PC} = \frac{8}{8 - t_z} \cdot Q_{srcw} \text{ [kW]} \quad (1)$$

gdzie:

czas pracy instalacji - 8h

stąd:

$$Q_{PC} = 8,08 \text{ kW.}$$

Na podstawie tej wartości dobrano przykładową pompę ciepła dostępną na rynku [4] (tab. 2).

Tabela 2. Dane techniczne pompy ciepła [4] (temperatura solanki 10°C, temperatura wody 20 °C).

Table 2. Technical data of the heat pump [4] (brine temperature 10 °C, water temperature 20 °C).

Moc grzewcza	Q_{PC}	8,2 kW
Wydajność chłodnicza	Q_d	7 kW
Pobór mocy elektrycznej	P	1,37 kW
Stopień efektywności	ε	6

Obliczanie ilości ciepła, jaką należy pobrać z gruntu.

Zapotrzebowanie na ciepło z dolnego źródła (gruntu) obliczono ze wzoru [4]:

$$Q_d = Q_{PC} \cdot \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \text{ [kW]} \quad (2)$$

$$Q_d = 6,83 \text{ kW.}$$

Dobór wymiennika ciepła gruntowego dla gruntu wilgotnego gliniastego.

Dobór wymiennika gruntowego przeprowadzono zgodnie z zaleceniami producentów pomp ciepła [4]. Wymiennik zaprojektowano, jako poziomy z równoległym prowadzeniem rur.

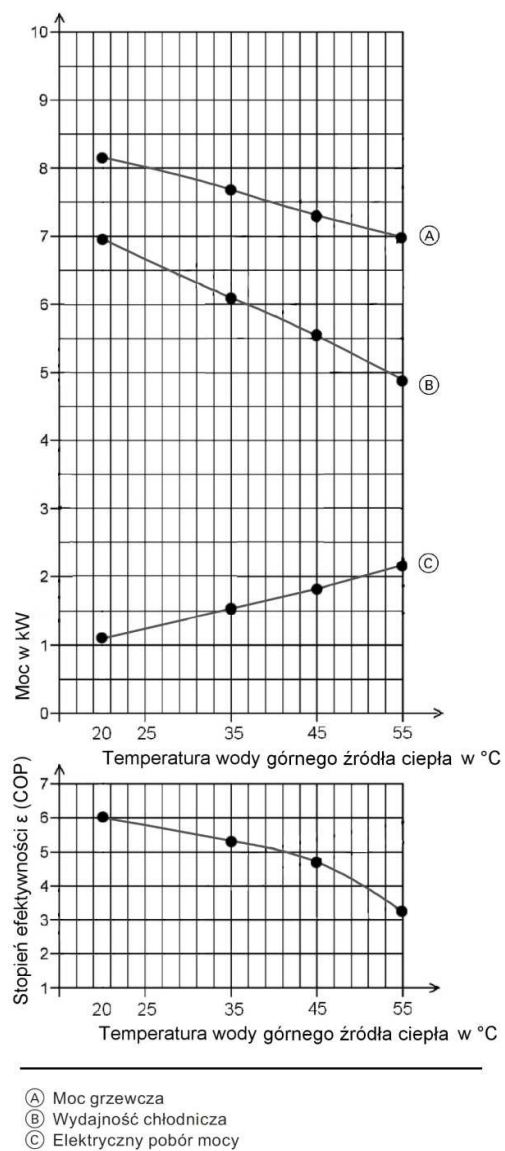
Średnia moc poboru ciepła z gruntu wynosi: $q_e = 35$ W/m (wartość dla gruntu wilgotnego gliniastego).

Długość wymiennika gruntowego liczymy ze wzoru [5]:

$$L = \frac{Q_d}{q_e} \text{ [m]} \quad (3)$$

$$L = 195 \text{ m.}$$

Przyjmując długość gruntowego wymiennika ciepła równą $L = 195$ m.



Rys.5 Dane techniczne pompy ciepła dla parametrów pracy 10 °C/ 20 °C (wykres sporządzony na podstawie danych producentów[4]).

Fig.5 Specifications of the heat pump for the parameters 10 °C / 20°C (graph drawn from the data producers [4]).

Określenie efektywności ekonomicznej pompy ciepła z gruntowym wymiennikiem ciepła.

Obliczenia ekonomiczne wykonano w oparciu o schemat przedstawiony na rysunku 1. W tabeli 3 wyznaczono koszt inwestycyjny instalacji.

Tabela 3. Koszt inwestycyjny instalacji [zł].

Table 3. The investment cost of installation [zł].

Pompa ciepła [4]	21 500 zł
Gruntowy wymiennik ciepła, obliczone według [6]	7 500 zł
Pozostałe elementy instalacji: zbiornik ciepłej wody, rurociągi, armatura, układ automatyki oraz robocizna i uruchomienie instalacji, obliczone według [6]	7 000 zł
Suma (K_{inpc})	36 000 zł

Roczny koszt wytwarzania ciepła i jednostkowy koszt ciepła w instalacji pompy ciepła

Do obliczeń wykorzystano metodę kosztów rocznych [6].

Tabela 4. Zestawienie założonych danych obliczeniowych.

Table 4. Summary assumed computational data.

1.	Obliczeniowy okres eksploatacji pompy ciepła [6]	N	25 lat
2.	Stopa dyskontowa [6]	p	0,05
3.	Stopa stałych kosztów eksploatacyjnych [6]	r_{ce}	0,02
4.	Czas użytkowania mocy zainstalowanej pompy ciepła [6]	T_{ipc}	1295 h/a
5.	Sprawność silnika sprężarkowego pompy ciepła [6]	η_{sil}	0,85
6.	Cena energii elektrycznej [8]	c_{el}	0,40 zł/kWh
7.	Współczynnik kosztów materiałów ruchomych [6]	k_{mr}	1,02

Rata zwrotu kapitałowego (rozszerzonej reprodukcji) r obliczamy ze wzoru [6]:

$$r = \frac{p \cdot (1 + p)^N}{(1 + p)^N - 1} [-] \quad (4)$$

$$r = 0,07095.$$

Rata kosztów stałych $r + r_{ce}$ (suma raty rozszerzonej reprodukcji i raty kosztów eksploatacyjnych stałych) obliczamy ze wzoru [6]:

$$r + r_{ce} = 0,09095. \quad (5)$$

Roczne koszty stałe K_{rst} obliczamy ze wzoru [6]:

$$K_{rst} = K_{rr} + K_{est} = K_{inpc} \cdot r + K_{inpc} \cdot r_{ce} = (r + r_{ce}) \cdot K_{inpc} [\text{zł/a}] \quad (6)$$

$$K_{rst} = 3274 \text{ zł/a.}$$

Roczne koszty eksploatacyjne zmienne – składowa zmienna kosztów rocznych obliczamy ze wzoru [6]:

$$K_{ezm} = \frac{Q_{pc} \cdot T_{ipc} \cdot c_{el} \cdot k_{mr}}{\varphi \cdot \eta_{sil}} \text{ [zł/a]} \quad (7)$$

$$K_{ezm} = 850 \text{ zł/a.}$$

Koszty roczne wytwarzania ciepła jako suma składowej stałej i składowej zmiennej ze wzoru [6]:

$$K_{rpc} = K_{rst} + K_{ezm} \text{ [zł/a]} \quad (8)$$

$$K_{rpc} = 4124 \text{ zł.}$$

Ilość ciepła użytecznego dostarczanego w ciągu roku przez pompę ze wzoru [6].

$$Q_{apc} = Q_{pc} \cdot T_{ipc} \text{ [kWh/a]} \quad (9)$$

$$Q_{apc} = 10619 \text{ kWh/a} = 38,23 \text{ GJ/a.}$$

Jednostkowy koszt wytwarzanego ciepła jest ilorazem kosztów rocznych i rocznie wytwarzanego ciepła użytecznego ze wzoru [6]:

$$q_{pc} = \frac{K_{rpc}}{Q_{apc}} \text{ [zł/kWh]} \quad (10)$$

$$q_{pc} = 0,388 \text{ zł/kWh.}$$

Oznacza to, że koszt wytworzenia 1 kWh ciepła przez pompę ciepła dla podgrzewania wody do podlewania ogrodów i zieleńców jest bliski wartości energii elektrycznej przy wykorzystaniu ogrzewania elektrycznego do wytwarzania ciepłej wody.

W miejscu, gdzie planuje się rozpocząć działalność gospodarczą, które jest oddalone od sieci ciepłowniczej, wykorzystanie pompy ciepła staje się ekonomicznie uzasadnione niż w przypadku ogrzewania elektrycznego.

4. PRZYKŁAD WYKORZYSTANIA POMPY CIEPŁA DO PODLEWANIA OGRODÓW I ZIELEŃCÓW

Instalacja pompy ciepła może być wykorzystywana zarówno w warzywnictwie jak i ogrodnictwie. Ze względu na wysoki koszt zakupu, należy dokładnie przeanalizować zyski i straty związane z jej wykorzystaniem. Pompa ciepła powinna mieć racje bytu w:

- dużych szklarniach i cieplarniach,
- hurtowniach ogrodniczych,
- hurtowniach kwiatów,
- szkółkach drzew i krzewów.

Poniżej przedstawiono przykład wykorzystania instalacji pompy ciepła przy hodowli tui w szkółkach drzew i krzewów.

Tuje to zimozielone drzewa, rzadziej krzewy o stożkowej, kolumnowej koronie. Krzewy wymagają stanowisk słonecznych do lekko cienistych, gleby świeżej, żyznej, przepuszczalnej, z umiarkowaną wilgotnością. Sadzonki roślin powinny być często podlewane świeżą wodą. Jej niedobór prowadzi do groźnych chorób grzybiczych (np. fytoftoroza), co w efekcie może prowadzić do wyginięcia wszystkich roślin [9].

Sadzonki gotowe do sprzedaży mają wysokość 60-80 cm. Zakłada się, że na 1m² rośnie około 10 sadzonek [10]. Przyjmując straty na poziomie 15 % średnia liczba krzewów z powierzchni 850 m² wynosi 7 225 szt. oraz cenę 15 zł/szt wartość produkcji wyniesie około 108 375 zł [11]. Koszty uprawy to około 27075 zł (dane praktyczne). Przychód netto ze sprzedaży roślin wynosi 81 300 zł.

Zakłada się, iż wykorzystanie instalacji pompy ciepła do podgrzewania wody służącej do podlewania krzewów zmniejszy straty z 15% do 5% co odpowiada utrzymaniu przy życiu około 723 szt. Zwiększony przychód netto z zastosowania pompy ciepła to około 8 130 zł.

5. OCENA EKONOMICZNOŚCI PRZEDSIĘWZIĘCIA

Do oceny projektów inwestycyjnych korzysta się z metod dynamicznych, które uwzględniają w swoim rachunku rozłożenie wpływów i wydatków inwestycyjnych w czasie. Metody te są najczęściej stosowane, ze względu na ich dyskontowy charakter. Dzięki dynamicznym metodom oceny projektów inwestycyjnych można przysłać inwestycję zdyskontować na dziś. Pozwala to na łatwiejsze porównanie inwestycji, które mają różne terminy wpływów i wydatków oraz wyciągnięcie wniosków [12].

Najpopularniejszym wskaźnikiem spośród dynamicznych metod oceny projektów inwestycyjnych jest wskaźnik NPV (net present value - wartość bieżąca netto). Jest to różnica pomiędzy zdyskontowanymi wpływami a wydatkami związanymi z przedsięwzięciem, w pewnym horyzoncie czasu. Przepływy pieniężne dyskontowane są na moment początkowy przedsięwzięcia [12]

Reguły podejmowania decyzji przy użyciu NPV [12]:

- jeżeli NPV > 0 inwestycja opłacalna,
- jeżeli NPV < 0 inwestycja nieopłacalna,
- jeżeli NPV = 0 inwestycję można zaakceptować.

Do obliczeń NPV uwzględniono zysk pochodzący z wypracowanego 10% zysku (8 130 zł), koszty roczne wytwarzania ciepła ($K_{rpc} = 4124$ zł) oraz koszt inwestycyjny instalacji ($K_{inpc} = 36\,000$ zł). Nie uwzględniono zysków z oszczędności energii wynikających z zastosowania instalacji pompy ciepła.

Tabela 5. Zestawienie danych oceny przedsięwzięcia z wykorzystaniem metody NPV (zł).

Table 5. Summary project evaluation using the NPV method (zł).

Okres N	Przychody P	Koszty K	Przepływ gotówkowy CF = P - K	Współ- czynnik dyskon- towy $d = \frac{1}{(1-p)^N}$	Zdyskon- towane przepływy pieniężne dCF	Bilans roczny
0	0	36000	-36000	1,00	-36000,00	-36000,00
1	8130	4124	4006	0,95	3815,24	-32184,76
2	8130	4124	4006	0,91	3633,56	-28551,20

3	8130	4124	4006	0,86	3460,53	-25090,67
4	8130	4124	4006	0,82	3295,75	-21794,92
5	8130	4124	4006	0,78	3138,81	-18656,12
6	8130	4124	4006	0,75	2989,34	-15666,78
7	8130	4124	4006	0,71	2846,99	-12819,79
8	8130	4124	4006	0,68	2711,42	-10108,37
9	8130	4124	4006	0,64	2582,30	-7526,07
10	8130	4124	4006	0,61	2459,34	-5066,73
11	8130	4124	4006	0,58	2342,23	-2724,50
12	8130	4124	4006	0,56	2230,69	-493,81
13	8130	4124	4006	0,53	2124,47	1630,65
14	8130	4124	4006	0,51	2023,30	3653,96
15	8130	4124	4006	0,48	1926,95	5580,91
16	8130	4124	4006	0,46	1835,19	7416,10
17	8130	4124	4006	0,44	1747,80	9163,91
18	8130	4124	4006	0,42	1664,58	10828,49
19	8130	4124	4006	0,40	1585,31	12413,80
20	8130	4124	4006	0,38	1509,82	13923,61
21	8130	4124	4006	0,36	1437,92	15361,54
22	8130	4124	4006	0,34	1369,45	16730,99
23	8130	4124	4006	0,33	1304,24	18035,23
24	8130	4124	4006	0,31	1242,13	19277,36
25	8130	4124	4006	0,30	1182,98	20460,34
NPV =					20460,34	

W związku z tym, że $NPV > 0$ inwestycja może być zaakceptowana do realizacji, ponieważ poza zwrotem nakładów początkowych przyniesie dodatkowo około 20 460 zł zysku z uwzględnieniem zmiany wartości pieniądza w czasie.

6. LITERATURA:

- [1] Rozporządzenie Ministra Infrastruktury z dnia 14 stycznia 2002 r. w sprawie kreślenia przeciętnych norm zużycia wody. (Dz. U. Nr 8, poz. 70).
- [2] Danielewicz J. Gołeckie K., Projektowanie kotłowni, De Dietrich, Wrocław 2006.
- [3] Grzegorz W. Stanisław G. Gryciuk M., Kolektory słoneczne, poradnik wykorzystania energii słonecznej, Warszawa 2001.
- [4] www.viessmann.pl.
- [5] Pompy ciepła. Poradnik projektanta, Viessmann, 2006.
- [6] Kusto Z.: Uwarunkowanie ekonomicznej efektywności pomp ciepła. Wydawnictwo IMP PAN, Gdańsk 2006.
- [7] Kołota E., Orłowski M., Biesiada A.: Warzywnictwo. Wydawnictwo UWP, Wrocław 2007.
- [8] www.enea.pl

- [9] www.swiatkwiato.pl
- [10] Inżynieria Rolnicza 3(91)/2007
- [11] <http://www.sadowniczy.pl>
- [12] <http://www.teoria-inwestowania.pl>

TECHNICAL AND ECONOMICAL ANALYSIS WATER HEATING WITH THE USE OF HEAT PUMP FOR WATERING GREEN AND GARDENS

SUMMARY

This paper presents technical and economical analysis of water heating system using a heat pump for watering green plants. Analyzed the possible variants of the installation. The heating system uses a heat pump and ground heat exchanger.

Vyacheslav PISAREV, dr hab.inż., prof. PRz

e-mail: vpisarev@prz.edu.pl

Elżbieta RYBAK-WILUSZ, dr inż.

e-mail: elrywi@prz.edu.pl

Paulina SAWICKA, mgr inż.

e-mail: sawicka61@wp.pl

Politechnika Rzeszowska

Zakład Ciepłownictwa i Klimatyzacji

al. Powstańców Warszawy 12, 35-959 Rzeszów

ANALIZA WIELOWARIANTOWA ZINTEGROWANEGO SYSTEMU ZAOPATRZENIA BUDYNKU W ENERGIĘ

STRESZCZENIE

W referacie przedstawiono porównanie wariantowe współpracy istniejącej instalacji hybrydowej wykorzystującej ciepło z miejskiej sieci ciepłnej i energię promieniowania słonecznego z układem kogeneracyjnym oraz pompą ciepła, w domu studenckim „Promień” Politechniki Rzeszowskiej. Wykonano analizę ekonomiczną w celu określenia opłacalności zaproponowanych rozwiązań.

1. WPROWADZENIE

Poprawa efektywności energetycznej, rozwój wykorzystania odnawialnych źródeł energii oraz ograniczenie oddziaływania energetyki na środowisko to główne kierunki przemian sektora energetycznego. Następuje systematyczny i znaczny wzrost cen paliw i energii. Niezbędna staje się więc potrzeba poszukiwania nowych rozwiązań systemów zaopatrzenia w energię elektryczną i ciepło takich jak, rozwój niskoemisyjnych technologii wytwarzania energii - zwłaszcza ze źródeł odnawialnych, poprawa sprawności wytwarzania energii, oraz rozwój źródeł skojarzonych i rozproszonych.

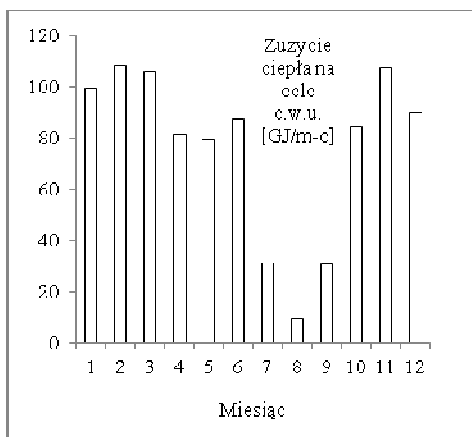
Przykładem realizacji przyjętego kierunku są stopniowe zmiany systemu zaopatrzenia w ciepło domu studenckiego „Promień” w Politechnice Rzeszowskiej. Budynek ten został oddany do użytku studentów w 1972 r. Pierwotnie zasilany w ciepło w celu ogrzewania budynku i podgrzewania ciepłej wody użytkowej z miejskiej sieci ciepłnej, po modernizacji przeprowadzonej w 2010 r. wykorzystuje również dla celów przygotowania c.w.u. energię

promieniowania słonecznego. Kolejnym krokiem w poszukiwaniu nowych rozwiązań może stać się zastosowanie małej kogeneracji służącej do produkcji energii elektrycznej i ciepłej lub współpraca instalacji słonecznej z pompą ciepła.

2. STAN ISTNIEJĄCY

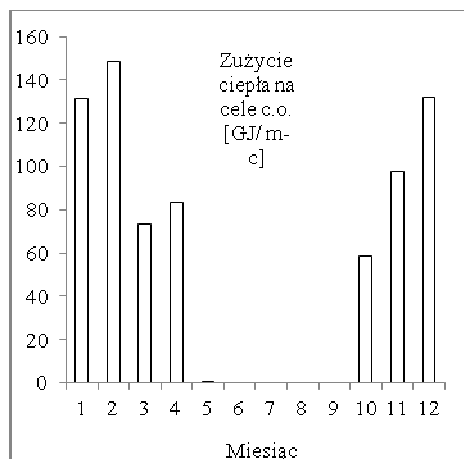
Analizowany obiekt to akademik „Promień” Politechniki Rzeszowskiej, budynek zbiorowego zamieszkania przeznaczony do okresowego pobytu studentów poza stałym miejscem pobytu. Jest budynkiem 5-cio kondygnacyjny. Na typowym piętrze znajduje się 26 pokoi 3-osobowych oraz pomieszczenia sanitarno-gospodarsze. Na każdym piętrze jest pralnia oraz kuchnia.

Dom studenta to bardzo specyficzny budynek. Charakteryzuje się znacznym jednostkowym obciążeniem powierzchniowym wynoszącym $5,47 \text{ m}^2$ na mieszkańca oraz dużym zużyciem c.w.u. i energii elektrycznej, zwłaszcza w miesiącach od października do czerwca. Dane uzyskane z administracji budynku wskazują, że w okresie tym zameldowanych jest średnio 318 osób. W sezonie letnim obciążenie cieplne i elektryczne maleje z uwagi na pobyt tylko ok. 50 osób. Rys. 1, 2 i 3 przedstawia zużycie ciepła na potrzeby ciepłej wody, centralnego ogrzewania, oraz zużycie energii elektrycznej. Wszystkie zamieszczone dane dotyczą 2009 roku [5].



Rys.1. Zużycie ciepła na potrzeby c.w.u. w 2009 r.[5]

Fig.1. The consumption of heat for hot water preparation in 2009 [5]



Rys.2. Zużycie ciepła na potrzeby c.o. w 2009 r.[5].

Fig.2. The consumption of heat for central heating in 2009 [5]

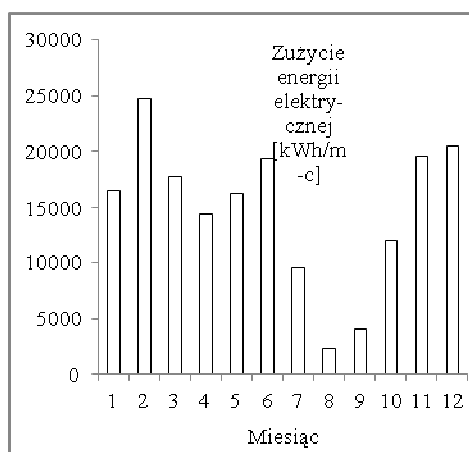
Zapotrzebowanie na energię cieplną na potrzeby c.o. i c.w.u. wynosiło w 2009 roku 1639,9 GJ (w tym c.o. 725,7 GJ, c.w.u. 914,2 GJ), a na energię elektryczną 177 204 kWh [5].

Roczne koszty energii w 2009 roku wynosiły odpowiednio [1]:

- energia cieplna na potrzeby c.w.u. - 44 659 zł,
- energia cieplna na potrzeby c.o. - 35 587 zł,

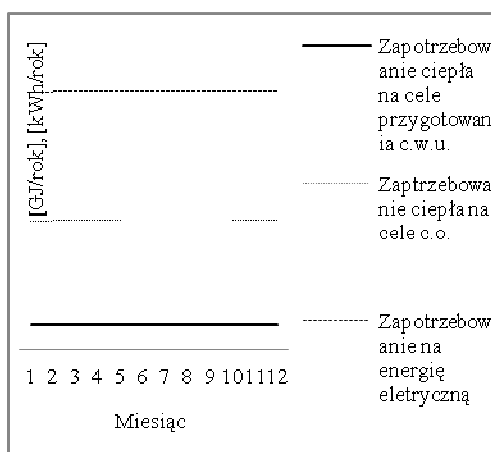
- energia elektryczna - 78 021 zł.

Na rys. 4 przedstawiono rozkład zapotrzebowania na energię ciepłą na cele c.o., c.w.u. i energię elektryczną w ciągu roku. Energia ciepła na cele c.w.u. oraz energia elektryczna wykorzystywane są przez cały rok. Zapotrzebowanie na energię ciepłą na cele c.o. występuje tylko w 8 miesiącach (od października do początku maja).



Rys.3. Zużycie energii elektrycznej w 2009 r. [5]

Fig.3. The consumption of electric energy in 2009 [5]



Rys.4. Roczne zapotrzebowania ciepła na cele c.o., c.w.u. i en. elektr. w 2009 r.[5]

Fig.4. Annual demand of heat for central heating, hot water and electricity in 2009[5]

3. OPIS ISTNIEJĄCEJ INSTALACJI

Węzeł c.o. i c.w.u. w domu studenckim „Promień” zasilany jest z miejskiej sieci ciepłej wodą o parametrach 135/70°C, z regulacją jakościową w źródle ciepła. Instalacja kolektorów słonecznych wspomaga instalację centralnej ciepłej wody w istniejącym węźle c.w.u. Na dachu budynku mieszczą się 4 zespoły baterii kolektorów słonecznych, po 5 kolektorów w każdym. Są to kolektory połączone systemem rurociągów. Dla zrównoważenia oporów przepływu czynnika w poszczególnych bateriach kolektorów, za rozdzielaczami, zaprojektowano zawory regulacyjne. Energia ciepła z kolektorów dostarczana jest do pomieszczenia węzła, gdzie zaprojektowano 3 pojemnościowe podgrzewacze c.w.u. pracujące w układzie Tichelmana.

Podgrzana w pojemnościowych podgrzewaczach woda zasila istniejący w węźle zespół 4 wymienników JAD 3/18 i w zależności od temperatury dostarczonej z podgrzewaczy wody zostaje dogrzana do docelowej temperatury, a następnie zakumulowana w zasobnikach ciepła. W okresie braku rozbioru c.w.u., gdy temperatura wody osiągnie wartość powyżej 60°C, a temperatura cieczy w kolektorach wzrośnie powyżej 110°C następuje przyłączenie zaworu trójdrogowego z siłownikiem. Włączony zostanie obwód przez chłodnicę glikolu, następuje uruchomienie chłodnicy oraz schłodzenie cieczy grzewczej kolektorów.

W celu zabezpieczenia instalacji przed rozwojem bakterii Legionelli w każdym pojemnościowym podgrzewaczu c.w.u. jest umieszczona grzałka elektryczna o mocy 4,5 kW, która powoduje przegrzanie wody do temperatury $+ 75^{\circ}\text{C}$ przez okres co najmniej 5 min. Zgodnie z zaleceniem przeciwdziałania Legionellozie przegrzew wody w pojemnościowych podgrzewaczach c.w.u. odbywa się z częstotliwością 1 raz na 3 doby.

Do sterowania pracą instalacji słonecznej wykorzystano oddzielny sterownik. Sterownik jest zainstalowany w specjalnym cokole montażowym. Do cokołu montażowego podłączone są wszystkie przewody czujnikowe i zasilające. Energia elektryczna dostarczana jest do budynku z sieci elektrycznej [5].

Na podstawie normy [4] oraz opracowania [3] obliczono zapotrzebowanie ciepła:

- do ogrzewania pomieszczeń - 54,7 kW,
- do przygotowania c.w.u. - 36,8 kW.

Całkowite zapotrzebowanie na moc cieplną wynosi 91,5 kW, a rzeczywiste zużycie energii elektrycznej przez odbiorniki 62 kW.

W celu obniżenia kosztów ciepła i energii elektrycznej zaproponowano 2 warianty rozwiązań z wykorzystaniem zintegrowanych źródeł energii, a następnie porównano je pod względem ekonomicznym. Rozpatrywane warianty to:

- I wariant – zintegrowanie istniejącej instalacji z układem kogeneracyjnym, (rys. 5),
- II wariant – zintegrowanie istniejącej instalacji z pompą ciepła, (rys. 6).

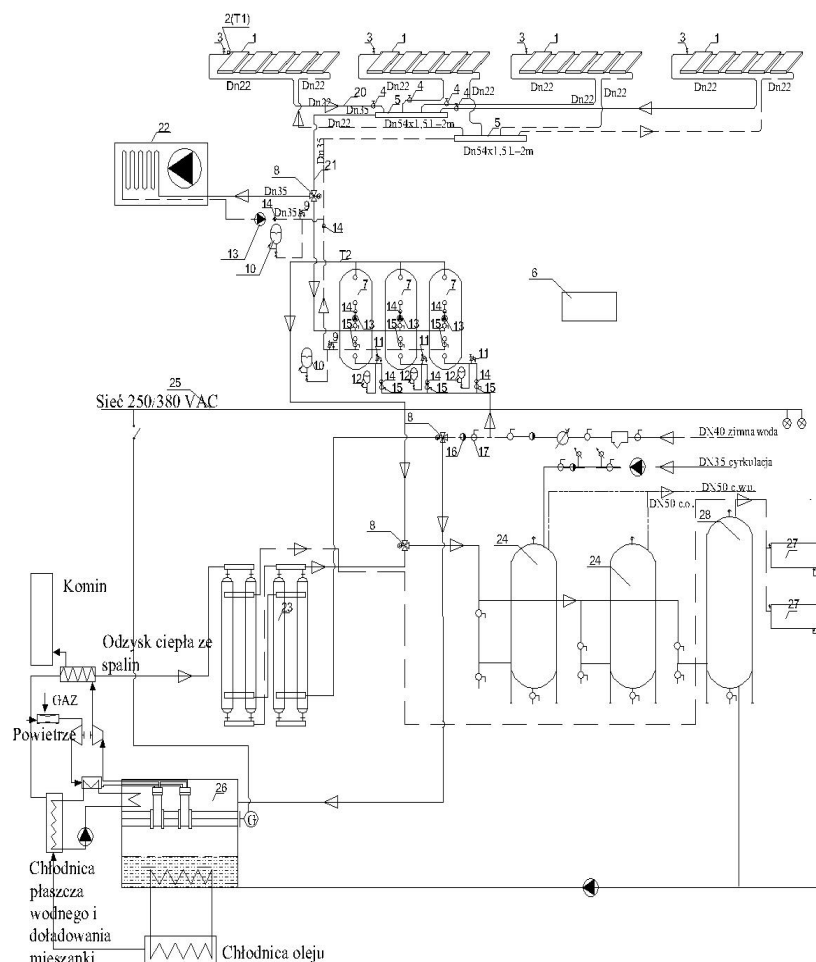
4. WSPÓŁPRACA ISTNIEJĄCEJ INSTALACJI Z AGREGATEM KOGENERACYJNYM

Na podstawie powyższych danych dobrano agregat kogeneracyjny, o następujących parametrach [6]:

- moc elektryczna 70 kW_e,
- moc cieplna 115 kW_t
- zużycie gazu 24 m³/h,
- sprawność elektryczna 32,8 %,
- sprawność cieplna 52,8%,
- sprawność ogólna 85,6%.

Rozpatrzono dwie odmiany pracy układu kogeneracyjnego (I wariant):

Pierwsza odmiana - układ kogeneracyjny pracuje przez cały rok. Doprowadzona jest sieć elektryczna i ciepłownicza, ale sieć ciepłownicza jest wyłączona. Energia cieplna na cele c.w.u. jest wytwarzana przez 11 miesięcy. W sierpniu 100% zapotrzebowanie na c.w.u. pokrywa instalacja słoneczna.



Rys. 5. Schemat instalacji współpracującej z agregatem kogeneracyjnym:

Fig. 5. Scheme of installation worked with the cogeneration unit:

1- bateria 5 kolektorów, 2 - czujnik temperatury w kolektorach, 3 - odpowietrznik z separatorem, 4 - zawór regulacyjny, 5 - rozdzielacz, 6 - sterownik z kompletem czujników, 7- pojemnościowy podgrzewacz wody z grzałką elektryczną 4,5 kW, 8 - zawór przełączający trójdrogowy z siłownikiem, 9 - zawór bezpieczeństwa 6 bar, 10 - naczynie wzbiorcze przeponowe z szybkozłączką, 11 - zawór bezpieczeństwa 6 bar, 12 - naczynie wzbiorcze przeponowe z złączką flowjet 1 1/4", 13 - pompa obiegowa, 14 - zawór zwrotny, 15 - zawór odcinający kulowy DN32, 16 - zawór zwrotny DN40, 17 - zawór odcinający kulowy DN40, 20 - rurociągi glikolu Dn22x1 w izolacji, 21 - rurociąg glikolu Dn35x1,5 w izolacji, 22 - chłodnica glikolu z automatyką typ, 23 - wymiennik JAD 3/18, 24 - zbiornik ciepłej wody, 25 - istniejąca sieć elektryczna, 26 - agregat kogeneracyjny, 27 - grzejnik, 28 - zbiornik ciepłej wody.

Energia ciepła na cele c.o. jest wytwarzana przez 8 miesięcy od października do maja, a energia elektryczna przez cały rok. Nadmiar energii elektrycznej i ciepłej sprzedawany jest do sąsiedniego domu akademickiego „Arkus” Politechniki Rzeszowskiej po cenie zawartej w umowie.

Druga odmiana - układ kogeneracyjny pracuje przez 8 miesięcy, od października do maja. Doprowadzona jest sieć elektryczna i ciepłownicza. W układzie zapewniona jest energia ciepła na cele c.w.u., c.o. oraz energia elektryczna przez 8 miesięcy, zaś w pozostałych miesiącach energia elektryczna dostarczana jest z sieci elektrycznej, a ciepło na potrzeby c.w.u. z sieci ciepłowniczej. Sieć ciepłownicza wspomagana jest dodatkowo przez instalację słoneczną, która w sierpniu zapewnia 100% pokrycie zapotrzebowania na c.w.u.. Nadmiar energii elektrycznej i ciepłej sprzedawany jest do sąsiedniego domu akademickiego „Arkus” Politechniki Rzeszowskiej po średnich cenach nośników energii z 2011 roku.

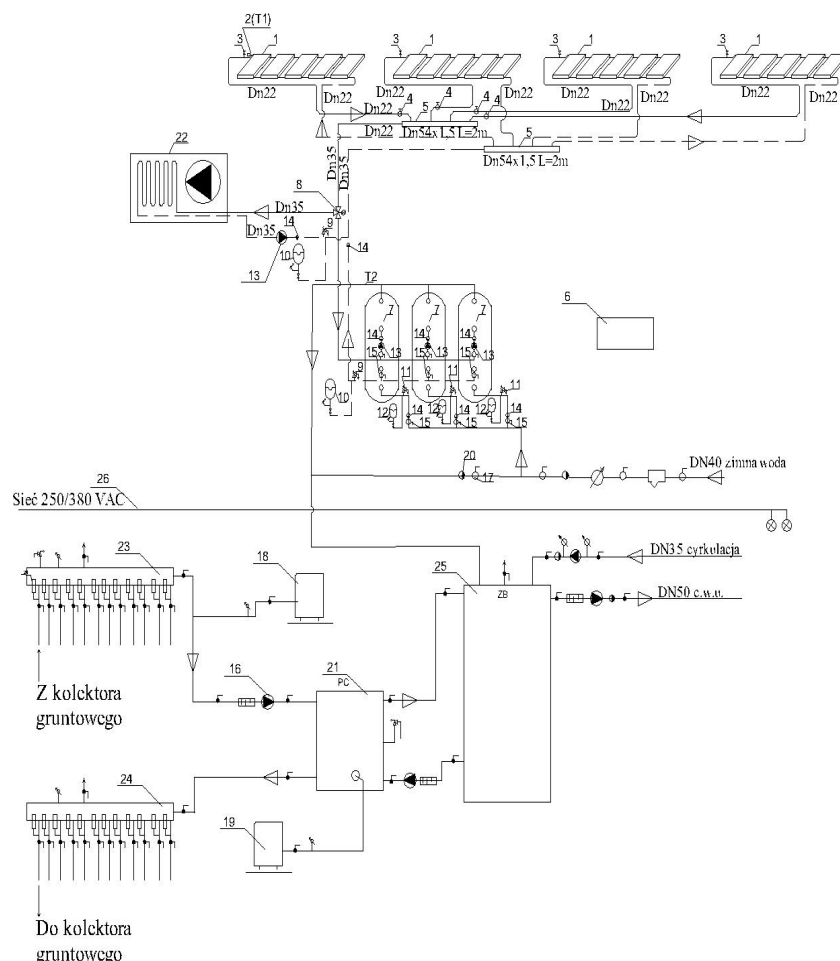
W każdym przypadku agregat pracuje 16 godzin w ciągu doby. Przez 8 godzin nocnych, od godz. 22 do 6 energia na potrzeby domu studenckiego dostarczana jest z sieci elektroenergetycznej po niższych cenach. Energia ciepła natomiast jest magazynowana w 3 zbiornikach ciepłej wody o pojemności 2000 dm³ każdy (24, rys. 5). Agregat jest zlokalizowany w maszynowni znajdującej się w piwnicy budynku. Parametry instalacji centralnego ogrzewania wynoszą 90/70°C. Temperatura ciepłej wody $T_c = 45^\circ\text{C}$. Instalacja kogeneracyjna będzie pracować z wykorzystaniem gazu ziemnego wysokometanowego.

Na rys. 5 przedstawiono schemat współpracy istniejącej instalacji z agregatem kogeneracyjnym.

5. WSTĘPNA ANALIZA EKONOMICZNA INSTALCJI Z UKŁADEM KOGENERACYJNYM

5.1. Koszty zakupu środków trwałych:

- agregat kogeneracyjny, 418 000 zł [6],
- zbiornik ciepłej wody, 14 640 zł [6],
- pompa obiegowa, 450 zł [7],
- armatura, 1 590 zł [6],



Rys.6. Schemat instalacji współpracującej z pompą ciepła:

Fig. 6. Scheme of installation worked with a heat pump:

1 - bateria 5 kolektorów, 2 - czujnik temperatury w kolektorach, 3 - odpowietrznik z separatorem, 4 - zawór regulacyjny Dn20, 5 - rozdzielacz Cu Dn54x1,5, 6 - Sterownik z kompletem czujników, 7 - pojemnościowy podgrzewacz wody z grzałką elektryczną 4,5 kW, 8 - zawór przełączający trójdrogowy DN25 z siłownikiem, 9 - zawór bezpieczeństwa Dn20 6 bar, 10 - naczynie wzbiorcze przeponowe z szybkozłączką, 11 - zawór bezpieczeństwa Dn20 6 bar, 12 - naczynie wzbiorcze przeponowe ze złączką flowjet 11/4", 13 - pompa obiegowa, 14 - zawór zwrotny DN32, 15 - zawór odcinający kulowy DN32, 16 - pompa obiegowa, 17 - zawór odcinający kulowy DN40, 18, 19 - ciśnieniowe naczynia przeponowe, 20 - zawór zwrotny DN40, 21 - pompa ciepła, 22 - chłodnica glikolu z automatyką, 23, 24 - rozdzielacz górnego i dolnego źródła, 25 - wymiennik buforowy, 26 - istniejąca sieć elektryczna.

- rury miedziane D18, $10 \cdot 7,25 = 72,5$ zł [8],
 - izolacja 18/13, $10 \cdot 7,25 = 72,5$ zł [8].
- Maksymalny koszt budowy instalacji kogeneracyjnej wynosi 700 000 zł [6].

5.2. Roczne możliwości produkcyjne modułu

Dla przyjętych założeń technicznych i eksploatacyjnych obliczono roczne możliwości produkcyjne układu kogeneracyjnego (tab. 1).

Tab.1. Roczne możliwości produkcyjne układu kogeneracyjnego.

Tab.1. The annual production possibilities of cogeneration system.

Rodzaj produkcji	I odmiana	II odmiana
Ilość wytworzonej energii elektrycznej, [kWh/rok]	408 800 (70 kW·16 h/d·365 dni)	274 400 (70 kW·16 h/d·245 dni)
Zużycie energii elektrycznej na potrzeby własne, [kWh/rok]	11 096 (1,9 kW·16 h/d·365 dni)	7 448 (1,9 kW·16 h/d·245 dni)
Sprzedaż energii elektrycznej, [kWh/rok]	35 624 [(70 kW-62 kW)·16 h/d 365 dni] - 11 096 kWh/rok	23 912 [(70 kW-62 kW)·16 h/d·245 dni]-7 448 kWh/rok
Maksymalna ilość wyprodukowanego ciepła [GJ/rok]	2 418 (115 kW 16 h/d 365 dni = 671 600 kWh/rok)	1 623 (115 kW·16 h/d·245 dni = 450 800 kWh/rok)
Sprzedaż ciepła [GJ/rok]	938 (115·16 h/d·365 dni-36,8 kW·16 h/d 334 dni-54,7 kW·16 h/d ·45 dni)	332 (115-91,5 kW)·16 h/d ·245 dni
Zużycie gazu ziemnego [m ³ /rok]	140 160 (24 m ³ /h·16 h/d·365 dni)	94 080 (24 m ³ /h·16 h/d·245 dni)

5.3. Koszty eksploatacji układu kogeneracyjnego

W tab. 2 przedstawiono koszty eksploatacji układu kogeneracyjnego.

Tab.2. Koszty roczne eksploatacji (zmienne) układu kogeneracyjnego.

Tab.2. The annual operating costs of the cogeneration unit.

Eksploatacja	Cena jednostkowa	I odm. koszty [zł]	II odm. koszty [zł]
Koszty wody uzupełniającej	0,13 zł/GJ ciepła [1]	314	210
Koszty odprowadzania ścieków	0,02 zł/GJ ciepła [1]	48	32
Koszty emisji zanieczyszczeń	0,0041 zł/m ³ spalonego gazu [1]	575	386

Koszt zużycia gazu	1,50 zł/m ³ spalonego gazu dla I odm., 1,56 zł/m ³ dla II odm. [9]	210 240	146 765
Koszt materiałów pomocniczych	0,003 zł/kWh energii elektr. [1]	1 226	824
Koszty eksploatacji i remontów	0,03 zł/kWh energii elektr.[1]	12 264	8 244
	Suma	224 667	156 461

5.4. Zyski ze sprzedaży energii elektrycznej i ciepła

Przyjęto następujące średnie ceny nośników energii w 2011 r.:

- sprzedaż energii elektrycznej – 0,6 zł/kWh [10],
- sprzedaż ciepła – 60 zł/GJ [10].

Poniżej przedstawiono zyski roczne ze sprzedaży energii elektrycznej i ciepła dla dwóch odmian:

	I odmiana	II odmiana
- Energia elektryczna [zł]	21 374	14 347
- Ciepło [zł]	56 280	19 920
Suma [zł]	77 654	34 267

5.5. Oszczędność roczna O_r na przykładzie rzeczywistych kosztów w domu akademickim „Promień” - odmiana I

$$O_{rI} = K_o - K_{rI} - K_e + K_{zI} + K_{zc}, \quad [\text{zł} / \text{a}] \quad (1)$$

gdzie K_o jest to średni roczny koszt energii cieplnej na potrzeby c.w.u., c.o. i energii elektrycznej wg obliczeniowego zapotrzebowania i aktualnych kosztów nośników energii z 2011 roku, $K_o = 204\,470$ zł/a

K_{rI} - koszty roczne eksploatacji układu kogeneracyjnego I odm., $K_{rI} = 224\,667$ zł/a,

K_e - koszt energii elektrycznej dostarczonej w godzinach nocnych gdy agregat nie pracuje, przyjęto $K_e = 8\,000$ zł/a,

K_{zI} , K_{zc} - zysk ze sprzedaży energii cieplnej do akademika „Arkus” i elektrycznej do sieci $K_{zI} + K_{zc} = 77\,654$ zł/a,

$$O_{rI} = 204\,470 - 224\,667 - 8\,000 + 77\,654 = 49\,457 \text{ zł/a}$$

5.6. Zwrot kosztów inwestycji Z_k

$$Z_k = K_i / O_{rI}, \quad [\text{a}] \quad (2)$$

$$Z_k = 700\,000 / 49\,457 = 14,2 \text{ a}$$

5.7. Oszczędność roczna O_r – odmiana II

$$O_{rII} = K_o - K_{rII} - K_{eII} - K_{el} - K_{cwu} + K_{zII} + K_{zcII}, \quad [\text{zł} / \text{a}] \quad (3)$$

gdzie:

K_{rII} - koszty roczne eksploatacji układu kogeneracyjnego II odm., $K_{rII} = 156\,461$ zł/a,

K_{cwu} - koszt c.w.u. od 1 czerwca do 30 września, $K_{cwu} = 14\,300$ zł,

K_{eII} - koszt energii elektrycznej dostarczonej w godzinach nocnych gdy agregat nie pracuje, przyjęto $K_e = 8\,000$ zł/a,

K_{el} - koszt energii elektrycznej od 1 czerwca do 30 września, $K_{el} = 28\,100$ zł,

K_{zcII} , K_{zII} - zysk ze sprzedaży energii cieplnej do akademika „Arkus” i elektrycznej do sieci, $K_{zcII} + K_{zII} = 34\,267$ zł/a,

wówczas

$$O_{rII} = 204\,470 - 156\,461 - 14\,300 - 8\,000 - 28\,100 + 34\,267 = 31\,876 \text{ zł/a.}$$

5.8. Zwrot kosztów inwestycji Z_k

$$Z_k = K_i / O_{rII}, [\text{a}]$$

(4)

$$Z_k = 700\,000 / 31\,876 = 22 \text{ a.}$$

6. WSPÓŁPRACA ISTNIEJĄCEJ INSTALACJI Z POMPĄ CIEPŁA

W wariantcie II projektowana pompa ciepła typu solanka/woda będzie zaopatrywała w ciepłą wodę użytkową dom studencki „Promień”. Pompa ciepła współpracuje z kolektorem gruntowym i instalacją kolektorów słonecznych (rys. 6).

Ciepło pobierane jest ze źródła dolnego o średniej temperaturze gruntu 8°C za pośrednictwem pionowego gruntowego wymiennika ciepła. Wymiennik wykonany z rur z tworzywa sztucznego (HDPE) o średnicy $D_z = 32$ mm i grubości ścianki wynoszącej 3,0 mm. Stanowi go 12 sond gruntowych, w kształcie podwójnej U-rury, o łącznej długości przewodów równej 1200 m, połączonych ze sobą przez zgrzewanie. Sondy umieszczone zostały w dwóch pionowych otworach o głębokości 50 m oddalonych od siebie o 6m. Aby zapewnić równomierny rozdział nośnika ciepła w sondach, zastosowano rozdzielacze nośnika ciepła (23,24, rys. 6). Do przekazywania ciepła z gruntu do parowacza służy niskokrzepnąca ciecz, roztwór na bazie glikolu etylenowego. Obieg nośnika ciepła jest wymuszony działaniem pompy obiegowej (16, rys. 6).

Zabezpieczenie obiegu dolnego źródła ciepła stanowi obliczone i dobrane naczynie wzbiorcze (18, rys. 6). W projekcie zastosowano pompę ciepła (21, rys. 6) o mocy grzewczej $Q_g = 68,8$ kW. Górne źródło pompy ciepła stanowi wymiennik zasobnikowy (25, rys. 6) o pojemności 2000 dm^3 . Zadaniem jego jest odbiór ciepła z pompy ciepła i akumulacja ciepłej wody użytkowej.

Nośnikiem ciepła górnego źródła jest woda o temperaturze na zasilaniu węzownicy wymiennika buforowego wynosząca 60°C , a na powrocie 40°C . Parametry wody zimnej doprowadzanej do wymiennika zasobnikowego z sieci wodociągowej to 5°C . Uzyskana temperatura ciepłej wody użytkowej wynosi 45°C .

Na rys. 6 przedstawiono schemat współpracy istniejącej instalacji z pompą ciepła.

7. ANALIZA EKONOMICZNA INSTALACJI Z POMPĄ CIEPŁA

Bilans energetyczny i wyznaczenie kosztów wytwarzania ciepła przy wykorzystaniu pompy ciepła z pionowym wymiennikiem gruntowym ciepła wykonano w oparciu o opracowanie Kusto [2].

7.1. Całkowite nakłady inwestycyjne na instalację pompy ciepła K_{inpc}

$$K_{inpc} = K_{ipc} + K_{isg} + K_{ipz}, [\text{zł}] \quad (5)$$

gdzie K_{ipc} jest to nakład inwestycyjny na pompę ciepła,

K_{isg} - koszt wymiennika ciepła,

K_{ipz} - nakład inwestycyjny na pozostałe urządzenia instalacji z pompą ciepła.

- Nakład inwestycyjny na pompę ciepła K_{ipc}

$$K_{ipc} = 22300 + 340 \cdot Q_g, [\text{zł}] \quad (6)$$

gdzie:

Q_g - moc grzejna pompy ciepła, $Q_g = 68,8 \text{ kW}$ [3],

$$K_{ipc} = 22300 + 340 \cdot 68,8 \text{ kW} = 45\,692 \text{ zł}$$

- Nakład inwestycyjny na wymiennik K_{isg}

$$K_{isg} = n \cdot h_{odw} \cdot k_{wymw}, [\text{zł}] \quad (7)$$

gdzie:

n - liczba sond gruntowych, $n = 12$ szt,

h_{odw} - głębokość odwiertów, $h_{odw} = 50 \text{ m}$,

k_{wymw} - jednostkowy koszt inwestycyjny na wymiennik, $k_{wymw} = 90 \text{ zł/m}$ [4],

$$K_{isg} = 12 \cdot 50 \cdot 90 = 54\,000 \text{ zł}.$$

- Nakład inwestycyjny na pozostałe urządzenia instalacji z pompą ciepła

$$K_{ipz} = 0,25 \cdot (K_{ipc} + K_{isg}), [\text{zł}] \quad (8)$$

$$K_{ipz} = 0,25 \cdot (45\,692 + 54\,000) = 24\,923 \text{ zł},$$

ze wzoru (5):

$$K_{inpc} = 45\,692 + 54\,000 + 24\,923 = 124\,615 \text{ zł}.$$

7.2. Koszty roczne instalacji wytwarzania ciepłej wody użytkowej

$$K_r = K_{est} + K_{ezm}, [\text{zł/a}] \quad (9)$$

gdzie K_{est} są to stałe koszty eksploatacyjne, K_{ezm} - roczny koszt energii elektrycznej do pracy pompy ciepła i materiałów ruchomych.

- Stałe koszty eksploatacyjne

$$K_{est} = r_{ce} \cdot K_{inpc}, [\text{zł/a}] \quad (10)$$

gdzie: r_{ce} – rata stałych kosztów eksploatacyjnych, $r_{ce} = 0,02$ [2],

$$K_{est} = 0,02 \cdot 124\,615 = 2\,492 \text{ zł/a}$$

- Roczny koszt energii elektrycznej i materiałów ruchomych:

$$K_{ezm} = c_{el} \cdot k_{mr} \cdot E_{el\ a}, [zł/a] \quad (11)$$

gdzie:

c_{el} - cena energii elektrycznej, $c_{el} = 0,60$ zł/kWh [10],

k_{mr} - współczynnik kosztów materiałów ruchomych, $k_{mr} = 1,02$ [2],

$E_{el\ a}$ - roczny pobór energii elektrycznej przez silnik napędowy sprężarki pompy.

- Roczny pobór energii elektrycznej przez silnik napędowy sprężarki pompy ciepła:

$$E_{el\ a} = (Q_g \cdot T_{ipc}) / (\varphi \cdot \eta_{sil}), [kWh/a] \quad (12)$$

gdzie:

T_{ipc} - rzeczywisty czas użytkowania mocy zainstalowanej pompy ciepła,

$$T_{ipc} = Q_{apc} / Q_g, [h] \quad (13)$$

gdzie Q_{apc} są to średnie roczne zapotrzebowanie na energię cieplną na potrzeby c.w.u. dla domu studenckiego, $Q_{apc} = 914,2$ GJ [5],

φ - współczynnik wydajności pompy ciepła (stały w ciągu roku):,

$$\varphi = \eta_{pc} (t_g + 273,15) / (t_g - t_d), [-] \quad (14)$$

gdzie:

t_g - temperatura górnego źródła, $t_g = 60^\circ C$,

t_d - temperatura gruntu na głębokości ułożenia wymiennika, stała w ciągu roku, $t_d = 8^\circ C$,

η_{pc} - sprawność pompy ciepła, $\eta_{pc} = 0,52$ [6],

η_{sil} - sprawność silnika sprężarkowej pompy ciepła, $\eta_{sil} = 0,82$ [6].

Ze wzoru (13,14, 12 i 11) obliczono:

$$T_{ipc} = 914,2 \cdot 10^6 / (68,8 \cdot 3600) = 3\ 691\ h$$

$$\varphi = 0,52 \cdot (60 + 273,15) / (60 - 8) = 3,3$$

$$E_{el\ a} = (68,8 \cdot 3\ 691) / (3,3 \cdot 0,82) = 93\ 843\ kWh/a$$

$$K_{ezm} = 0,6 \cdot 1,02 \cdot 93\ 843 = 57\ 432\ zł/a$$

- Roczne koszty wytwarzania, ze wzoru (9) wynoszą:

$$K_r = 2\ 492 + 57\ 432 = 59\ 924\ zł$$

7.3. Oszczędność roczna O_r

$$O_r = K_o - K_r, [zł/a] \quad (15)$$

gdzie K_o jest to średni roczny koszt energii cieplnej na potrzeby c.w.u., wg obliczeniowego zapotrzebowania i aktualnych kosztów nośników energii z 2011 roku, $K_o = 69\ 631$ zł/a.

$$O_r = 69\ 631 - 59\ 924 = 9\ 707\ zł/a$$

7.4. Zwrot kosztów inwestycji Z_k

$$Z_k = K_{\text{incp}} / O_r, [\text{a}] \quad (16)$$

$$Z_k = 124\,615 / 9\,707 = 12,8 \text{ a}$$

8. PODSUMOWANIE

Dom studenta „Promień” Politechniki Rzeszowskiej zasilany jest w ciepło z miejskiej sieci ciepłej oraz z instalacji słonecznej. W artykule przedstawiono propozycje, przedstawione na schematach, rozwiązań technicznych współpracy istniejącej instalacji hybrydowej z układem kogeneracyjnym (I wariant) oraz z pompą ciepła (II wariant). Wykonane porównanie wariantowe współpracy istniejącej instalacji z zaproponowanymi rozwiązaniami oraz przeprowadzona analiza ekonomiczna wykazały, że w przypadku wariantu I z agregatem kogeneracyjnym, w którym układ pracuje przez cały rok (odm. I) zwrot kosztów inwestycji nastąpi po ok. 14,2 latach, natomiast dla układu pracującego przez 8 miesięcy w roku (odm. II), po 22 latach. Pomimo wysokich kosztów inwestycyjnych możliwość produkcji i sprzedaży energii elektrycznej obniża czas zwrotu poniesionych nakładów. W przypadku rozwiązania z pompą ciepła zwrot nastąpi po ok. 13 latach. Należy zauważyć, że w tym przypadku ocena obejmowała tylko potrzeby ciepłe budynku związane z przygotowaniem ciepłej wody.

Analizując powyższe wyniki można stwierdzić, że najbardziej opłacalnym pod względem ekonomicznym rozwiązaniem jest układ współpracy istniejącej instalacji hybrydowej z agregatem kogeneracyjnym pracującym przez cały rok.

9. LITERATURA

- [1] Skorek J., Kalina J.: Ocena efektywności energetycznej i ekonomicznej gazowych układów kogeneracyjnych małej mocy. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2002
- [2] Kusto Z.: *Uwarunkowania ekonomicznej efektywności pomp ciepła*, Biblioteka Główna w Bydgoszczy, Gdańsk 2006
- [3] Recknagel, Sprenger, Schramek: *Ogrzewanie + klimatyzacja*, Wydawnictwo EWFE, Gdańsk 1994
- [4] PN-92/B-01706, Instalacje wodociągowe. Wymagania w projektowaniu.
- [5] Zakład techniczny - Politechnika Rzeszowska
- [6] www.viessmann.pl
- [7] www.grundfos.pl
- [8] www.ramt.com.pl
- [9] www.pging.rzeszow.pl
- [10] www.pge.rzeszow.pl

ANALYSIS OF INTEGRATED BUILDING ENERGY SUPPLY SYSTEM**SUMMARY**

The paper presents the analysis of integrated energy supply system, in the hostel „Ray” of Rzeszow Technical University. The current hybrid installation uses the heat with district heating station and solar. At the work was described variant comparing the hybrid installation cooperating with the cogeneration system and with heat pump. In terms of the cost-effectiveness the proposed solutions were compared.

Vyacheslav PISAREV, dr hab. inż., prof. PRz
Natalia ZIEMNIAK

Politechnika Rzeszowska
Zakład Ciepłownictwa i Klimatyzacji
al. Powstańców Warszawy nr 6, bud. "K", 35-029 Rzeszów
e-mail: pisarev@prz.edu.pl

ANALIZA BASENOWYCH CENTRAL KLIMATYZACYJNYCH Z TRZYSTOPNIOWYM ODZYSKIEM CIEPŁA W OKRESIE ZIMOWYM

STRESZCZENIE

W referacie przedstawiono basenowe centrale klimatyzacyjne z trzystopniowym odzyskiem ciepła. Opracowano wstępną metodę projektowania procesów uzdatniania powietrza na wykresie i-x powietrza wilgotnego wraz z przykładem obliczeniowym przy współpracy wszystkich elementów składowych centrali w okresie zimowym.

1. WPROWADZENIE

Kryte pływalnie basenowe charakteryzują się dużymi zyskami wilgoci. Powstają one w wyniku parowania wody zarówno z lustra basenu jak i z mokrych nawierzchni podłóg. Doprowadzenie powietrza o odpowiednich parametrach pozwala utrzymać wilgotność względną powietrza wewnątrz pływalni na wymaganym poziomie. Usuwanie wilgoci jest konieczne, ponieważ jej duża zawartość w powietrzu powoduje niszczenie konstrukcji przegród budowlanych oraz wpływa niekorzystnie na samopoczucie kąpiących się ludzi.

Na rynku istnieje wiele firm oferujących basenowe centrale klimatyzacyjne. Producenci położyli duży nacisk na maksymalny odzysk ciepła oraz odzysk wilgoci z powietrza wywiewanego zapewniając tym samym niski koszt użytkowania instalacji. Szczególnie ważne jest to w okresie zimowym, gdy w porównaniu do powietrza wewnętrznego strumień zewnętrzny charakteryzuje się znacznie niższą temperaturą oraz dużo mniejszą zawartością wilgoci. Dzięki kombinacji różnych rekuperatorów ciepła producentom systemów klimatyzacyjnych udało się ograniczyć udział powietrza zewnętrznego do minimum określonego względami higienicznymi. Efektywna praca rozpatrzonych basenowych central klimatyzacyjnych opiera się na trzystopniowym odzysku ciepła. Proces ten realizowany jest przez zastosowanie pompy ciepła, recyrkulacji oraz w zależności od produ-

centa rekuperatora: pojedynczego krzyżowego wymiennika ciepła [1, 2, 3, 4, 5], podwójnego krzyżowego wymiennika ciepła [6] lub rurki ciepła [2, 7, 8].

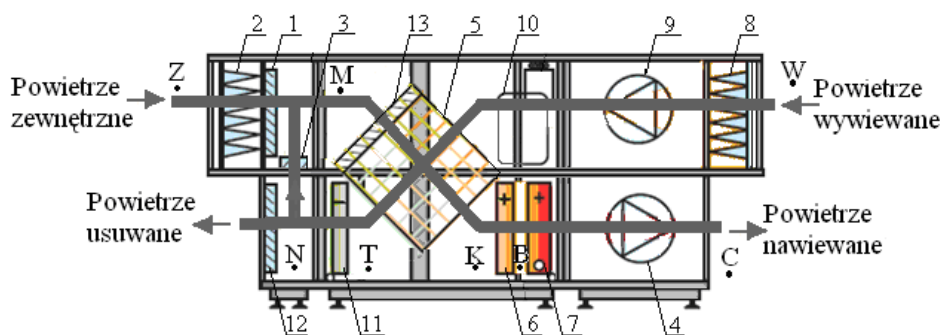
Celem opracowania jest analiza zasad pracy basenowych central klimatyzacyjnych różnych producentów (o różnej konstrukcji) w okresach kąpielowych przy niskich temperaturach zewnętrznych. W katalogach firm nie ma przykładowej metody projektowania zmian stanu powietrza, co było przyczyną opracowania procesów uzdatniania powietrza dla okresu zimowego na wykresie i - x powietrza wilgotnego. W praktyce inżynierskiej brak tak istotnych informacji może zniechęcić przyszłych projektantów do wykorzystywania tych efektywnych, według producentów, central klimatyzacyjnych.

2. CENTRALE KLIMATYZACYJNE Z TRZYSTOPNIOWYM ODZYSKIEM CIEPŁA

Poniżej pokazano przykładowe schematy basenowych central klimatyzacyjnych z trzystopniowym odzyskiem ciepła (rys. 1 - 9). Na podstawie przedstawionych urządzeń klimatyzacyjnych opracowano wspólny schemat systemu klimatyzacji dla hal krytych pływalni z trzystopniowym odzyskiem ciepła pracujący w czasie użytkowania basenu w okresie zimowym, rys. 10. Jego reżim pracy pokrywa się z reżimami pracy wspomnianych wcześniej central klimatyzacyjnych. Na rysunkach przyjęto następujące oznaczenia: 1 - przepustnica powietrza zewnętrznego, 2 - filtr powietrza zewnętrznego, 3 - przepustnica powietrza obiegowego, 4 - wentylator nawiewny, 5 - rekuperator, 6 - skraplacz pompy ciepła (nagrzewnica powietrza), 7 - nagrzewnica wodna powietrza, 8 - filtr powietrza wywiewanego, 9 - wentylator wywiewny, 10 - sprężarka pompy ciepła, 11 - parownik pompy ciepła (chłodnica powietrza), 12 - przepustnica powietrza usuwanego, 13 - przepustnica obejścia rekuperatora. Punkty stanu powietrza odpowiadają punktom na wykresie entalpia właściwa – zawartość wilgoci powietrza wilgotnego (wykres i - x), rys. 11.

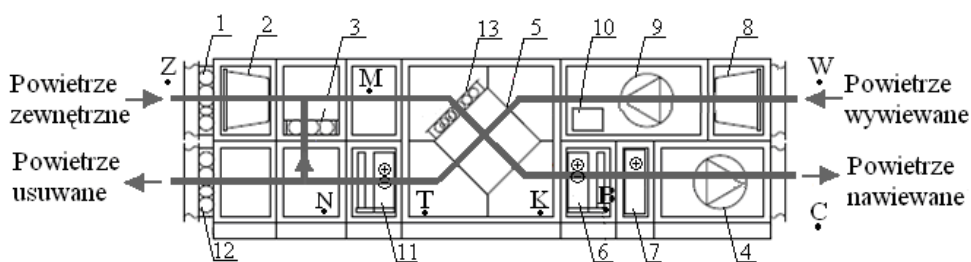
3. ZASADY PROJEKTOWANIA ZMIAN STANU POWIETRZA W SYSTEMACH KLIMATYZACJI Z TRZYSTOPNIOWYM ODZYSKIEM CIEPŁA

Powietrze wywiewane przepływając kolejno przez rekuperator (5, rys. 10) oraz parownik pompy ciepła (11) ochładza się poniżej punktu rosy (dochodzi do wykropleniu się zawartej w nim pary wodnej). Dalej powietrze zostaje podzielone na dwa strumienie (strumień powietrza wywiewanego oraz strumień powietrza recyrkulowany) w zależności od warunków wewnętrznych i zewnętrznych. Strumień obiegowy po wymieszaniu z powietrzem zewnętrznym trafia do rekuperatora (5), odbiera ciepło od powietrza wywiewanego, a następnie zostaje ogrzany przez skraplacz pompy ciepła (6). Po przejściu przez nagrzewnicę wodną (7), ogrzany do wymaganej temperatury nawiewu, zostaje doprowadzony do pomieszczenia. W ten sposób zarówno temperatura jak i wilgotność powietrza w pływalni zostają utrzymane na wymaganym poziomie przy minimalnym



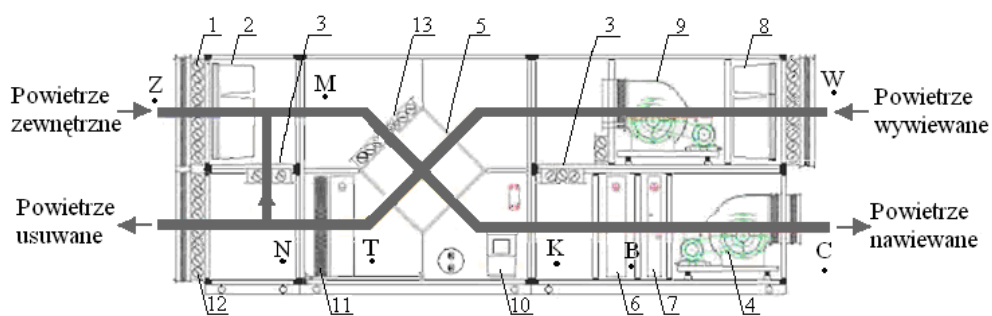
Rys. 1. Basenowa centrala klimatyzacyjna z krzyżowym wymiennikiem ciepła, pompą ciepła oraz recyrkulacją [1]

Fig. 1. Swimming pool air handling unit with cross - flow heat exchange, heat pump and recirculation [1]



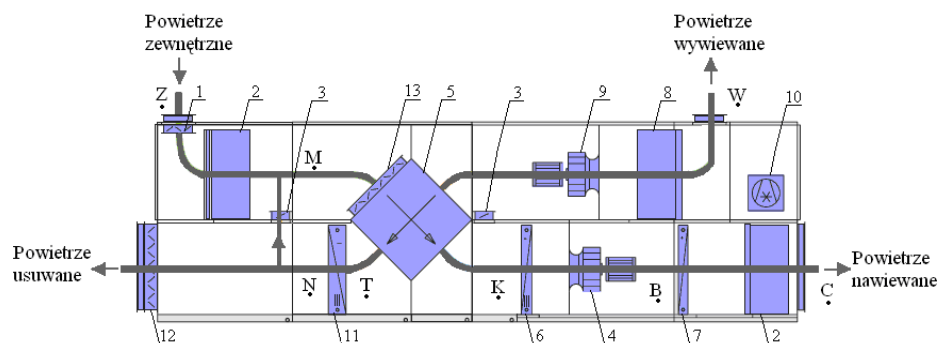
Rys. 2. Basenowa centrala klimatyzacyjna z krzyżowym wymiennikiem ciepła, pompą ciepła oraz recyrkulacją [2]

Fig. 2. Swimming pool air handling unit with cross - flow heat exchange, heat pump and recirculation [2]



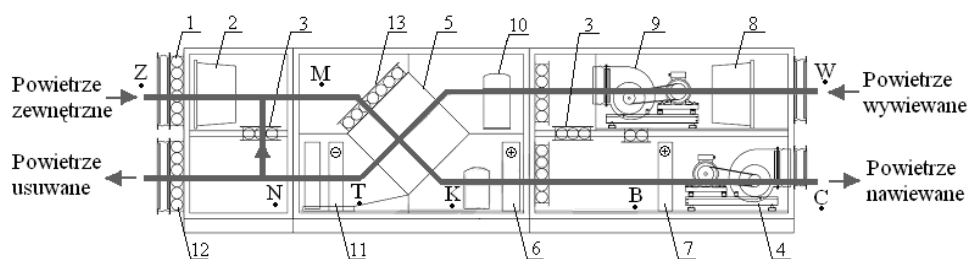
Rys. 3. Basenowa centrala klimatyzacyjna z krzyżowym wymiennikiem ciepła, pompą ciepła oraz recyrkulacją [3]

Rys. 3. Swimming pool air handling unit with cross - flow heat exchange, heat pump and recirculation [3]



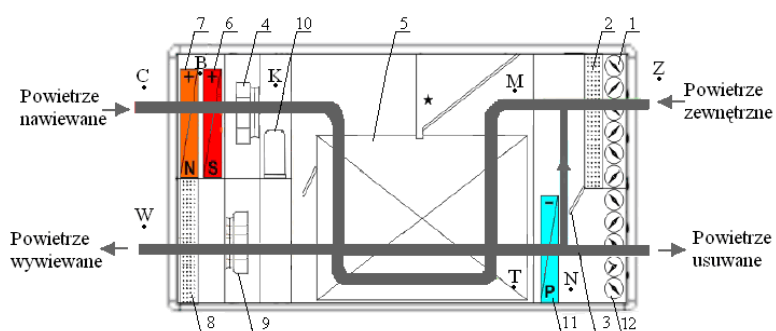
Rys. 4. Basenowa centrala klimatyzacyjna z krzyżowym wymiennikiem ciepła, pompą ciepła oraz recyrkulacją [4]

Fig. 4. Swimming pool air handling unit with cross - flow heat exchange, heat pump and recirculation [4]



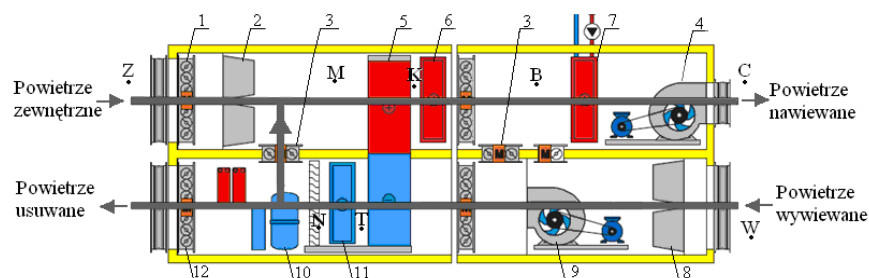
Rys. 5. Basenowa centrala klimatyzacyjna - Produkt z krzyżowym wymiennikiem ciepła, pompą ciepła oraz recyrkulacją [5]

Fig. 5. Product's swimming pool air handling unit with cross - flow heat exchange, heat pump and recirculation [5]



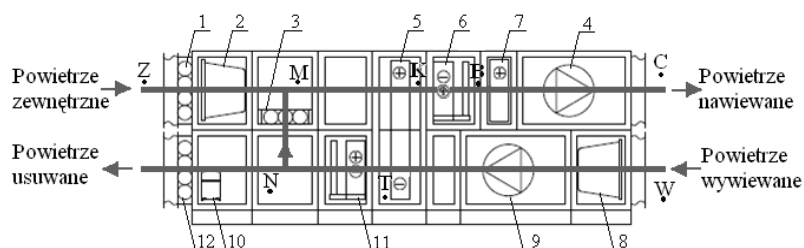
Rys. 6. Basenowa centrala klimatyzacyjna z podwójnym krzyżowym wymiennikiem ciepła, pompą ciepła oraz recyrkulacją [6]

Fig. 6. Swimming pool air handling unit with double cross - flow heat exchange, heat pump and recirculation [6]



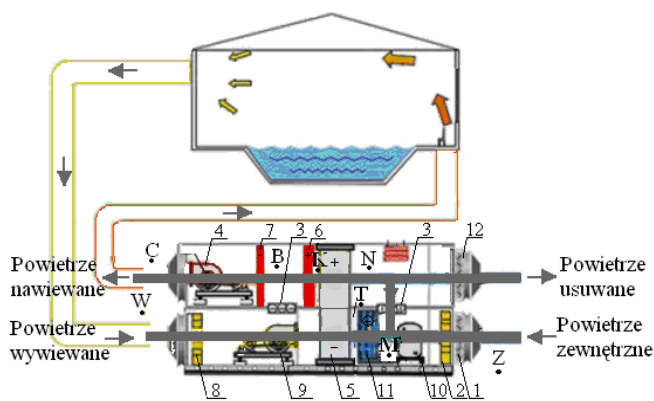
Rys. 7. Basenowa centrala klimatyzacyjna z rurką ciepła, pompą ciepła oraz recyrkulacją [7]

Fig. 7. Swimming pool air handling unit with heat pipe, heat pump and recirculation [7]



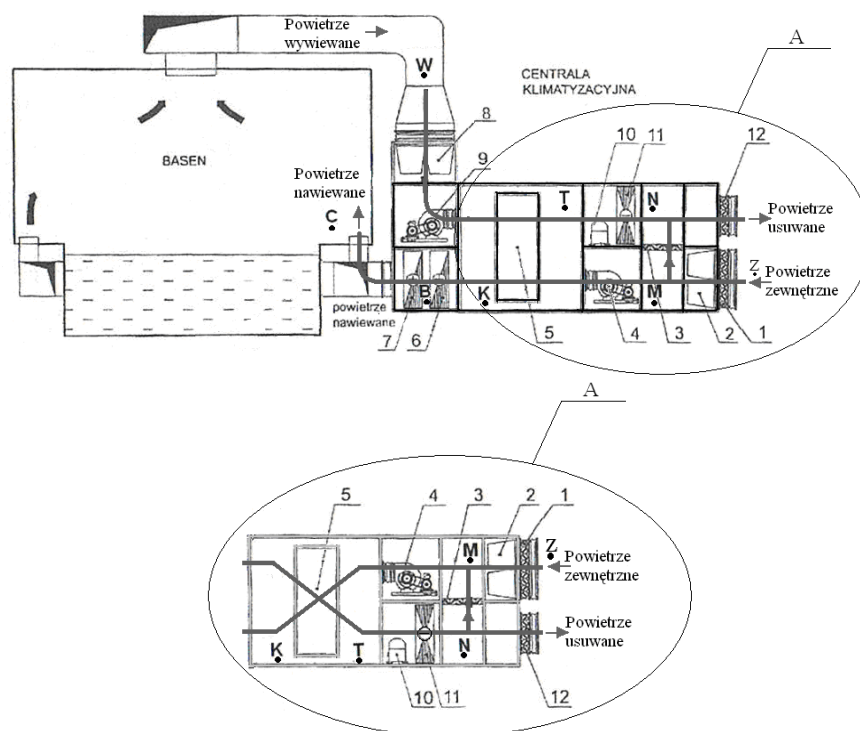
Rys. 8. Basenowa centrala klimatyzacyjna z rurką ciepła, pompą ciepła oraz recyrkulacją [2]

Fig. 8. Swimming pool air handling unit with heat pipe, heat pump and recirculation [2]



Rys. 9. Basenowa centrala klimatyzacyjna z rurką ciepła, pompą ciepła oraz recyrkulacją [8]

Fig.9 Swimming pool air handling unit with heat pipe, heat pump and recirculation [8]



Rys. 10. Schemat systemu klimatyzacji z wielostopniowym odzyskiem ciepła dla hal krytych pływalni

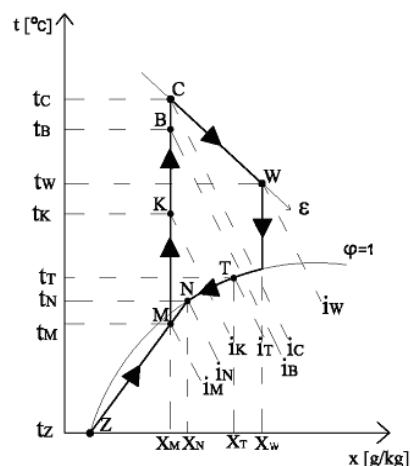
Fig. 10. Air - conditioning system for indoor swimming pools with multi – stage heat recovery

udziale powietrza zewnętrznego oraz przy maksymalnym wykorzystaniu ciepła i wilgoci ze strumienia usuwanego z hali.

Dane wyjściowe (okres zimowy):

- parametry powietrza zewnętrznego wg normy PN-78/B-03420 [9]:
 - temperatura powietrza na termometrze suchym – t_z , °C,
 - wilgotność względna – ϕ_z , %,
- parametry powietrza wewnętrznego w hali basenowej:
 - temperatura powietrza wewnętrznego – t_w , °C,
 - wilgotność względna – ϕ_w , %,
- parametry technologiczne (określane dla danego obiektu):
 - zyski ciepła całkowitego – ΔQ_C , kW,
 - zyski ciepła jawnego – Q_j , kW,
 - zyski wilgoci – W , kg/s,

- niezbędny strumień objętościowy powietrza zewnętrznego ze względów higienicznych zalecany dla zapewnienia odczucia komfortu i świeżości – V_z , m^3/h .



Rys. 11. Przebieg zmian stanu powietrza wentylacyjnego na wykresie i - x powietrza wilgotnego w okresie zimowym

Fig. 11. Air conditioning processes on h - x chart for humid air during the winter

Na rysunku 11 zaznaczono procesy: WT – chłodzenie powietrza wywiewanego na krzyżowym wymienniku ciepła, TN – chłodzenie i osuszanie powietrza na parowniku pompy ciepła, NZ – mieszanie powietrza obiegowego z powietrzem zewnętrznym, MK – ogrzewanie powietrza na krzyżowym wymienniku ciepła, KB – ogrzewanie przez skraplacz pompy ciepła, BC – ogrzewanie powietrza przez nagrzewnicę wodną, CW – zmiana stanu powietrza w pomieszczeniu. Punkt M określa stan powietrza po wymieszaniu w komorze mieszania powietrza recyrkulacyjnego z powietrzem zewnętrznym V_z .

Projektowanie procesów obróbki powietrza dla schematu systemu klimatyzacji z wielostopniowym odzyskiem ciepła na rys. 10 zaczynamy od naniesienia na wykres i - x powietrza wilgotnego (rys. 11) punktu opisującego stan powietrza zewnętrznego Z (t_z , ϕ_z), oraz wewnętrznego W (t_w , ϕ_w). W kolejnym kroku zakładamy temperaturę nawiewu, która ze względów higienicznych powinna wynosić nie więcej niż 40 – 45 °C. Punkt C, opisujący stan powietrza nawiewanego do hali, otrzymamy na przecięciu linii $t_c = \text{const}$ i współczynnika kierunkowego przemiany stanu powietrza ε , który przeprowadzamy przez punkt W:

$$\varepsilon = \frac{Q_c}{W} \quad [\text{kJ/kg}], \quad (1)$$

Następnie obliczamy ilość powietrza nawiewanego:

$$V = \frac{W}{\rho \cdot (x_w - x_c)} \text{ [m}^3/\text{h]}, \quad (2)$$

gdzie: x_w, x_c – zawartość wilgoci odczytana z rys. 11, kg/kg,
 ρ – gęstość powietrza, kg/m³.

Znając ilość powietrza zewnętrznego zalecanego ze względów higienicznych oraz całkowitą ilość powietrza wentylacyjnego możemy określić stosunek długości odcinków ZM i MN na linii ZN opisujących proces mieszania się tych strumieni:

$$\frac{|NM|}{|ZN|} = \frac{V_z}{V}, \quad (3)$$

Zawartość wilgoci w punkcie C określa zawartość wilgoci w punkcie M. Teoretyczny proces odzysku ciepła przy kondensacji pary wodnej w krzyżowym wymienniku ciepła zachodzi po linii $\phi = 100\%$. Biorąc pod uwagę wszystkie te dane oraz miejsce usytuowania punktu Z w sposób geometryczny znajdujemy położenie punktu M (stan mieszania powietrza zewnętrznego i recyrkulowanego) oraz punktu N (stan powietrza wywiewanego za parownikiem pompy ciepła), budując linię ZN tak, żeby został spełniony warunek (3) oraz żeby punkt N leżał na linii $\phi = 100\%$.

Z założonej sprawności odzysku ciepła na wymienniku krzyżowym (średniej dla wymienników krzyżowych $\eta = 60\%$) określamy położenie punktu K (stan powietrza nawiewanego za wymiennikiem ciepła):

$$\eta = \frac{i_K - i_M}{i_W - i_M} \cdot \frac{V_1}{V_2} \text{ [%]}, \quad V_1 = V_2,$$

gdzie: η – sprawność temperaturowa odzysku ciepła wymiennika krzyżowego, %,
 i_M, i_W – entalpia odczytana z wykresu i-x powietrza wilgotnego (rys. 11), kJ/kg,
 V_1 – ilość powietrza nawiewanego, m³/h,
 V_2 – ilość powietrza wywiewanego, m³/h.

Po przekształceniu otrzymuje on postać:

$$i_K = i_M + \eta \cdot (i_W - i_M) \text{ [kJ/kg]}, \quad (4)$$

Położenie punktu K otrzymamy na przecięciu się prostej $i_K = \text{const}$ z prostą $x_c = \text{const}$. Punkt T wyznaczymy z bilansu cieplnego:

$$i_K - i_M = i_W - i_T.$$

Po przekształceniu:

$$i_T = i_W - i_K + i_M \text{ [kJ/kg]}, \quad (5)$$

Punkt T (stan powietrza wywiewanego po schłodzeniu na wymienniku ciepła) powstanie na przecięciu linii $\phi = 100\%$ z prostą $i_T = \text{const}$.

W kolejnym kroku wyznaczamy moc parownika pompy ciepła (11, rys. 10):

$$Q_{P,PC} = V \cdot \rho \cdot (i_T - i_N) \text{ [kW]}, \quad (6)$$

gdzie: i_M, i_W – entalpia odczytana z wykresu i-x powietrza wilgotnego (rys. 11), kJ/kg,

Określenie parametrów powietrza po wstępnym ogrzaniu (punktu B) wymaga obliczenia mocy skraplacza pompy ciepła (6, rys. 10) z zależności [10]:

$$Q_{skr} = Q_{P,PC} \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \text{ [kW]}, \quad (7)$$

gdzie: ε – współczynnik wydajności grzewczej (cieplnej) pompy ciepła [11].

Temperaturę w punkcie B określamy ze wzoru:

$$t_B = \frac{Q_{skr}}{V \cdot \rho \cdot c} + t_K \text{ [°C]}, \quad (8)$$

Jeżeli $t_B > t_C$ nagrzewnica wodna (7, rys. 10) nie pracuje. Gdy $t_B < t_C$ nagrzewnica wodna będzie pracować z mocą cieplną:

$$Q_N = V \cdot \rho \cdot c \cdot (t_C - t_B) \text{ [kW]}, \quad (9)$$

Moc sprężarki obliczamy z zależności [10]:

$$N = \frac{Q_{P,PC}}{\varepsilon - 1} \text{ [kW]}. \quad (10)$$

4. PRZYKŁAD OBLICZENIOWY

Dane wyjściowe (okres zimowy):

- a) parametry powietrza zewnętrznego wg normy PN-78/B-03420 [9]:
 - temperatura powietrza na termometrze suchym – $t_z = -20 \text{ °C}$,
 - wilgotność względna – $\phi_z = 100 \text{ %}$,
 - entalpia właściwa powietrza – $i_z = -18,4 \text{ kJ/kg}$,
 - zawartość wilgoci – $x_z = 0,8 \text{ g/kg}$,
- b) parametry powietrza wewnętrznego w hali basenowej [13]:
 - temperatura powietrza wewnętrznego – $t_w = 30 \text{ °C}$,
 - wilgotność względna – $\phi_w = 60 \text{ %}$,
- c) parametry technologiczne [13]:
 - zyski ciepła całkowitego – $\Delta Q_C = 46,4 \text{ kW}$,
 - straty ciepła jawnego – $Q_j = 47,4 \text{ kW}$,
 - zyski wilgoci – $W = 132,3 \text{ kg/h}$,
 - niezbędny strumień objętościowy powietrza zewnętrznego ze względów higienicznych zalecany dla zapewnienia odczucia komfortu i świeżości (w przeliczeniu na jednostkę powierzchni, na 1 m^2 powierzchni łustra basenu przypada $10 \text{ m}^3/\text{h}$ świeżego powietrza) [12] –
 $V_Z = 363,4 \text{ m}^2 \cdot 10 \text{ m}^3 / \text{h} / \text{m}^2 = 3634 \text{ m}^3/\text{h}$.

Według zależności (1):

$$\varepsilon = \frac{46,4 \text{ kW}}{132,3 \text{ kg/h}} = 1260 \text{ kJ/kg.}$$

Następnie z zależności (2) obliczamy ilość powietrza nawiewanego, gdzie z rys. 12: $x_w = 0,0159 \text{ kg/kg}$, $x_c = 0,0119 \text{ kg/kg}$, $\rho = 1,18 \text{ kg/m}^3$:

$$V = \frac{132,3 \text{ kg/h}}{1,18 \text{ kg/m}^3 \cdot (0,0159 \text{ kg/kg} - 0,0119 \text{ kg/kg})} \approx 28000 \text{ m}^3/\text{h} = 7,76 \text{ m}^3/\text{s}.$$

Znając ilość powietrza zewnętrznego zalecanego ze względów higienicznych oraz całkowitą ilość powietrza wentylacyjnego możemy określić stosunek długości odcinków ZM i MN na linii ZN opisujących proces mieszania się tych strumieni (wzór 3):

$$\frac{|NM|}{|ZN|} = \frac{V_z}{V} = \frac{3634}{28000} = 0,13.$$

W sposób geometryczny znajdujemy położenie punktu M (stan mieszania powietrza zewnętrznego i recyrkulowanego) oraz punktu N (stan powietrza wywiewanego za parownikiem pompy ciepła), budując linię ZN tak, aby został spełniony warunek (3) oraz żeby punkt N leżał na linii $\phi = 100\%$.

Zakładając sprawności odzysku ciepła wymiennika krzyżowego równą 60 % określamy położenie punktu K (zależność 4) odczytując z wykresu i-x powietrza wilgotnego na rys. 12: $i_w = 71 \text{ kJ/kg}$, $i_M = 43 \text{ kJ/kg}$:

$$i_K = 43 \text{ kJ/kg} + 0,6 \cdot (71 \text{ kJ/kg} - 43 \text{ kJ/kg}) = 59,8 \text{ kJ/kg}.$$

Położenie punktu K otrzymamy na przecięciu się prostej $i_K = 59,8 \text{ kJ/kg}$ z prostą $x_c = 11,9 \text{ g/kg}$. Punkt T wyznaczymy z bilansu cieplnego (wzór 5):

$$i_T = 71 \text{ kJ/kg} - 59,8 \text{ kJ/kg} + 43 \text{ kJ/kg} = 54,2 \text{ kJ/kg}.$$

Punkt T (stan powietrza wywiewanego po schłodzeniu na wymienniku ciepła) powstanie na przecięciu linii $\phi = 100\%$ z prostą $i_T = 54,2 \text{ kJ/kg}$.

W kolejnym kroku wyznaczamy moc parownika pompy ciepła (11, rys. 10) ze wzoru (6), przyjmując dane z wykresu i-x powietrza wilgotnego na rys. 12: $i_T = 54,2 \text{ kJ/kg}$, $i_N = 52,2 \text{ kJ/kg}$:

$$Q_{P,PC} = 7,75 \text{ m}^3/\text{s} \cdot 1,18 \text{ kg/m}^3 \cdot (54,2 \text{ kJ/kg} - 52,2 \text{ kJ/kg}) = 18,29 \text{ kW}.$$

Określenie parametrów powietrza po wstępnym ogrzaniu (punktu B) wymaga obliczenia mocy skraplacza pompy ciepła (6, rys. 10) z zależności (7), współczynnik wydajności grzewczej (cieplnej) pompy ciepła $\varepsilon = 5$ [11]:

$$Q_{Skr} = 18,29 \text{ kW} \cdot \frac{5}{5-1} = 22,86 \text{ kW}.$$

Temperaturę w punkcie B określamy ze wzoru (8) odczytując z wykresu i-x powietrza wilgotnego (rys. 12) $t_K = 29,6^\circ\text{C}$:

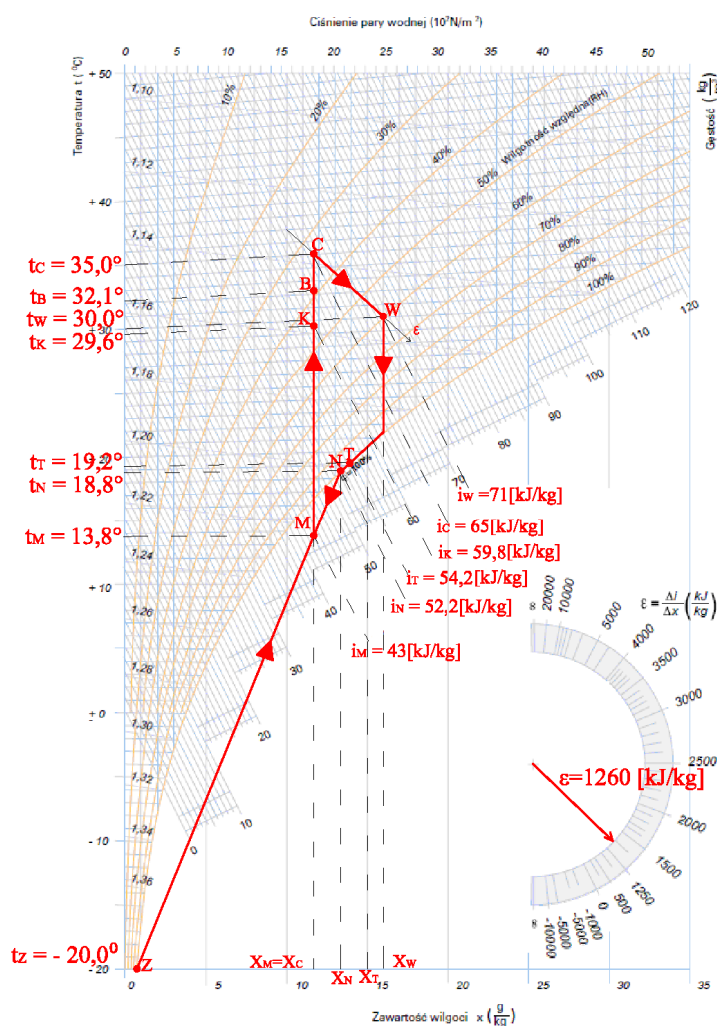
$$t_B = \frac{22,86 \text{ kW}}{7,75 \text{ m}^3/\text{s} \cdot 1,18 \text{ kg/m}^3 \cdot 1 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}} + 29,6^\circ\text{C} = 32,1^\circ\text{C}.$$

Ponieważ $t_B = 32,1^\circ\text{C} < t_C = 35^\circ\text{C}$ nagrzewnica wodna (7, rys. 10) będzie pracować z mocą cieplną z zależności (9):

$$Q_N = 7,75 \text{ m}^3 / \text{s} \cdot 1,18 \text{ kg} / \text{m}^3 \cdot 1 \text{ kJ} / \text{kg} \cdot ^\circ\text{C} \cdot (35^\circ\text{C} - 32,1^\circ\text{C}) = 26,52 \text{ kW}.$$

Moc sprężarki obliczamy ze wzoru (10):

$$N = \frac{18,29 \text{ kW}}{5-1} = 4,57 \text{ kW}.$$



Rys. 12. Przebieg zmian stanu powietrza na wykresie i - x powietrza wilgotnego dla okresu zimowego

Rys. 12. Air conditioning processes on a Mollier h - x diagram for humid air during the winter

5. PODSUMOWANIE

Omówiono dostępne na rynku basenowe centrale klimatyzacyjne różnych producentów z trzystopniowym odzyskiem ciepła. Po przeanalizowaniu przedstawionych urządzeń klimatyzacyjnych stwierdzono, że pomimo różnic konstrukcyjnych (różnych rekuperatorów) każdy z nich pracuje w takim samym cyklu ogrzewania i osuszania powietrza w okresie kąpielowym przy niskich temperaturach zewnętrznych (okresie zimowym). Przedstawiono wstępną metodę projektowania zmian stanu powietrza na wykresie i-x powietrza wilgotnego w okresie zimowym dla systemów klimatyzacji krytej pływalni basenowej z trzystopniowym odzyskiem ciepła (rekuperator, pompa ciepła, recyrkulacja) wraz z przykładem obliczeniowym. Opracowana metoda uzdatniania powietrza może być wykorzystane przez przyszłych projektantów basenowych instalacji klimatyzacyjnych.

6. LITERATURA

- [1] Katalog firmy Dantherm 01; Informacje ogólne DanX – XWP – odzysk ciepła,
- [2] Katalog techniczny firmy Clima Gold; Centrale klimatyzacyjne i wentylacyjne, 2008,
- [3] Katalog firmy Frampol; Centrale wentylacyjne AF wykonanie basenowe, 2008,
- [4] Katalog techniczny firmy Robatherm; Air Handling Systems for Indoor Pools , 2011,
- [5] Katalog techniczny firmy Clima – Produkt; Centrale wentylacyjne basenowe NEPTUN, 2003,
- [6] Katalog techniczny firmy Menerga; Centrala klimatyzacyjna z trzystopniowym odzyskiem ciepła dla hal basenowych typ 27 ... ThermoCond SolVent, 2003,
- [7] Katalog produktów firmy VBW Engineering; Centrale wentylacyjne basenowe Okeanos, Gdynia 2004,
- [8] Katalog firmy GEA; GEA CAIRfricostar, 2009,
- [9] PN-76/B-3420; Wentylacja i klimatyzacja. Parametry obliczeniowe powietrza zewnętrznego,
- [10] Rubik M.; Pompy ciepła, Technika instalacyjna w budownictwie, Warszawa 2000,
- [11] Zalewski W.; Pompy ciepła sprężarkowe, sorpcyjne i termoelektryczne, MASTA, 2001,
- [12] Jaskólski M., Milewicz Z.; Wentylacja hal krytych pływalni, MASTA, Gdańsk 2000.

ANALYSIS OF CONDITIONING SWIMMING POOLS AIR HANDLING UNITS WITH TREE - STAGE HEAT RECOVERY DURING THE WINTER OPERATION

SUMMARY

This paper presents the working principle of swimming pool air handling unit with three - stage heat recovery during the winter. Analyzed air operation on the i-x chart for humid air with the cooperation of all elements of AHU's. The author presented the method of designing an air - conditioning system using the heat pump, cross-flow heat exchanger and air recirculation along with a computational example.

Danuta PROSZAK- MIĄSIK, dr inż.
Sławomir RABCZAK, dr inż.

Politechnika Rzeszowska
Zakład Ciepłownictwa i Klimatyzacji
al. Powstańców Warszawy 12, 35-959 Rzeszów
e-mail: dproszak@prz.edu.pl

EKONOMICZNE ASPEKTY SYSTEMÓW WYTWARZANIA CIEPŁEJ WODY WSPOMAGANE ENERGIĄ SŁONECZNĄ DLA BUDYNKÓW JEDNORODZINNYCH

STRESZCZENIE

Obecnie duży nacisk kładzie się na rozwój instalacji wspomaganych źródłami odnawialnymi. W Polsce, w przypadku instalacji podgrzewu wody dla małych gospodarstw jest najczęściej wykorzystywana energia słoneczna. Przyjmuje się, iż kolektory słoneczne w Polsce wytwarzają rocznie 24 PJ energii na potrzeby podgrzewania wody użytkowej. Rokrocznie ta wartość rośnie ze względu na możliwość uzyskania dofinansowania tego typu instalacji. W referacie przedstawiono sposoby wykorzystania energii słonecznej w niewielkich instalacjach c.w.u. Pokazano przykład tego typu instalacji, jak również pokazano ekonomiczne aspekty zastosowania tego typu instalacji.

1. WPROWADZENIE

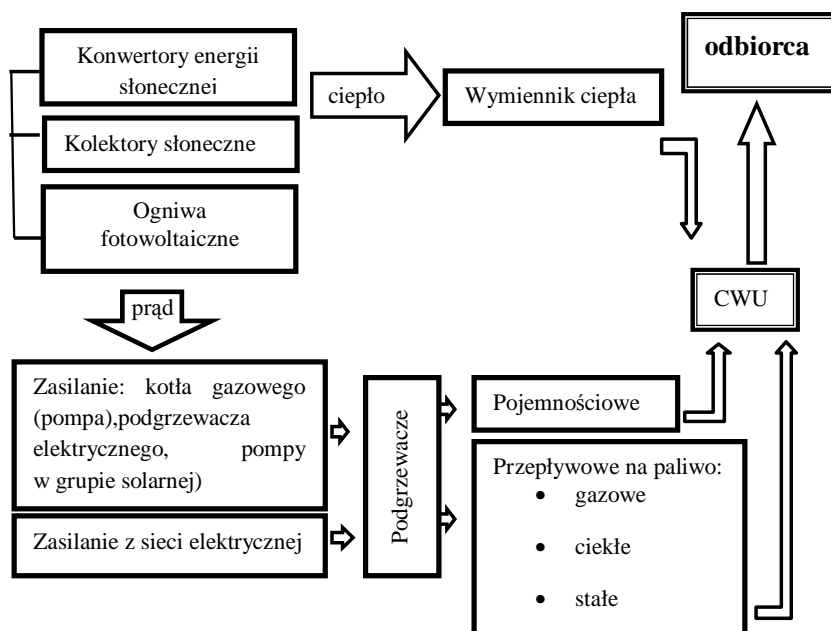
Obecnie na rynku paliwa tradycyjne drożeją w zastraszającym tempie, kolejna podwyżka gazu o 10% jak i wzrost cen oleju i innych paliw powodują zwiększenie popytu na instalacje wykorzystujące źródła odnawialne. Ze względu na przystępną cenę, łatwość montażu i możliwość dofinansowania- najczęściej montowane są instalacje z kolektorami słonecznymi.

2. SYSTEMY PRZYGOTOWANIA CIEPŁEJ WODY

Instalacje ciepłej wody użytkowej możemy podzielić ze względu na źródło ciepła na:

- a) konwencjonalne urządzenia wspomagane energią odnawialną,
- b) urządzenia tradycyjne: kotły, podgrzewacze,
- c) indywidualne węzły cieplne.

Wybór konkretnego sposobu uzależniony jest od dostępu budynku do odpowiednich źródeł energii. Jednym z tradycyjnych rozwiązań używanych w budynkach jednorodzinnych do ogrzewania wody użytkowej jest podgrzewacz, który może być zasilany gazem, prądem, paliwami stałymi lub też olejem opałowym w zależności od mediów dostępnych do budynku. Aby zmniejszyć zużycie danego medium, łączy się tradycyjny system z urządzeniami wykorzystującymi energię odnawialną. Do podstawowych źródeł energii odnawialnej zaliczamy: energię wiatru, słońca, powietrza, biomasy, wody i geotermalną [4]. W przypadku instalacji ciepłej wody, energia czerpana ze słońca jest najczęściej stosowanym dodatkowym źródłem energii w Polsce. Do głównych przetworników promieniowania słonecznego należą: kolektory słoneczne i ogniwa fotowoltaiczne. Metody ogrzewania wody za pomocą źródeł tradycyjnych i niekonwencjonalnych z wykorzystaniem energii słonecznej pokazano na rys.1.



Rys.1. Układy wykorzystujące energię słońca stosowane do wytwarzania ciepłej wody.

Fig.1. Arrangements exploiting the solar energy to hot water production.

Korzystając z kolektorów słonecznych najkrótszą drogą otrzymujemy ciepło do podgrzania wody, natomiast ogniwa fotowoltaiczne przetwarzają energię słoneczną na energię elektryczną, którą możemy wykorzystać do zasilania podgrzewaczy elektrycznych lub do zasilania pompy grupy solarnej czy też pompy w kotłach gazowych, ale jest to o wiele droższe rozwiązanie. Dlatego najpopularniejsze są kolektory słoneczne. Trzeba jednak pamiętać, że oba rozwiązania w ciągu całego roku nie pokryją nam całkowitego zapotrzebowania na c.w.u. i wymagają współpracy z konwencjonalnymi podgrzewaczami wody. Rozwiązaniem może być zastosowanie zasobników, ale ich ograniczona pojemność również może wpływać na niedobór potrzebnej ilości ciepłej wody.

Praca kolektorów i ilość wytworzonego ciepła zależy przede wszystkim od 2 parametrów:

- 1) nasłonecznienia regionu,
- 2) rodzaju zastosowanych kolektorów.

ad 1) nasłonecznienie regionu

Promieniowanie słoneczne jest to strumień energii emitowany przez Słońce równomiernie we wszystkich kierunkach. W trakcie przechodzenia przez atmosferę ziemską promieniowanie słoneczne ulega osłabieniu na skutek pochłaniania, odbicia i rozproszenia w atmosferze. Strumień promieniowania, który dociera na ziemię składa się z promieniowania bezpośredniego, jak i promieniowania rozproszonego. Najważniejsze jest promieniowanie bezpośrednie, którego wielkość zależy nie tylko od natężenia promieniowania słonecznego, a więc szerokości geograficznej punktu obserwacji, a także jego wysokości nad poziomem morza. Przyjmuje się, że roczna gęstość promieniowania na obszarze w Polsce na płaską powierzchnię mieści się w przedziale 930-1250 kWh/m²a i zależna jest od zachmurzenia i pory roku. Średnia liczba słonecznych godzin to około 1500-1600 h/rok. Około 80% całkowitej rocznej sumy nasłonecznienia przypada na sześć miesięcy sezonu wiosenno-letniego, od początku kwietnia do końca września, przy czym czas operacji słonecznej w lecie wydłuża się do 16 godz/dzień, natomiast w zimie skraca się do 8 godzin dziennie. Rzeszów jest położony w strefie korzystnych warunków słonecznych. Suma rocznego promieniowania przewyższa 1060 kWh/m². Usłonecznienie jest powyżej 1800 godzin rocznie [1].

ad 2) kolektory słoneczne

Najpopularniejszymi urządzeniami do konwersji energii promieniowania słonecznego na ciepło są kolektory słoneczne. Energia docierająca do kolektora służy do produkcji nośnika ciepła, którym może być ciecz (glikol, woda) lub gaz (np. powietrze).

Podstawowy podział kolektorów stosowanych najczęściej obejmuje kolektory:

- płaskie (aktywne), które absorbują promienie słoneczne poprzez powłokę z blachy miedzianej; po spodniej stronie kolektora płaskiego zamontowane są kanały przepływowe, w których krąży niezamarzająca ciecz odbierająca ciepło; całość umieszczona jest w aluminiowej oprawie, która od spodu izolowana jest wełną mineralną lub poliuretanem. Od góry obudowa przykryta jest hartowanym szkłem odpornym na uszkodzenia mechaniczne np. grad. W płaskich kolektorach słonecznych, o możliwości przetwarzania energii promieniowania słonecznego na ciepło użyteczne decyduje promieniowanie całkowite, dochodzące ze wszystkich kierunków półsfery. Na promieniowanie całkowite składa się promieniowanie bezpośrednie o długości fali zawierające się w przedziale 0,30 - 2,5 μm oraz długofalowe promieniowanie rozproszone (dyfuzyjne) powstałe w wyniku załamania, odbicia i częściowego pochłaniania promieniowania bezpośredniego w atmosferze ziemskiej [3].
- rurowo-próżniowe (pasywne) - wykonane z dwóch rur szklanych połączonych ze sobą i oddzielonych próżnią, która pełni rolę izolatora; wewnętrzną rurę szklaną pokrywa się od strony próżni powłoką absorpcyjną. Próżnia zapewnia doskonałą przenikalność promieniowania słonecznego do absorbera i minimalną emisję promieniowania cieplnego z nagrzanego absorbera do otoczenia. Wewnątrz rury próżniowej znajduje się aluminiowy radiator i rurka cieplna zakończona kondensatorem, które odbierają ciepło z absorbera. W rurce cieplnej znajduje się niewielka ilość płynu niezamarzającego

i parującego w temperaturze 20 -27 °C (w zależności od użytego płynu), co zapewnia pozyskanie energii słonecznej nawet w dni pochmurne. Wytworzona para zbiera się w kondensatorze rurki cieplnej umieszczonym w wymienniku ciepła. Przez wymiennik ciepła przepływa pośredni czynnik grzewczy, który odbierając ciepło z kondensatora powoduje skroplenie pary a kondensat wraca do rurki cieplnej i cały proces powtarza się od nowa. Dzięki takiej pracy sprawność kolektora próżniowego jest o nawet o 30% większa od kolektora płaskiego.

Sprawność energetyczna kolektora- jest to stosunek ilości ciepła odprowadzonego przez czynnik roboczy z kolektora do sumy promieniowania docierającego do powierzchni przykrycia kolektora w określonym czasie [1]. Dlatego uzyskana przez kolektor energia użytkowa zależy od wielu czynników, najważniejsze z nich to :

- a) roczna wartość insolacji,
- b) kąt pochylenia i ukierunkowania kolektora.

ad a) wartość nasłonecznienia (insolacji) - wyraża ilość energii słonecznej padającej na jednostkę powierzchni płaszczyzny w określonym czasie. Wartość ta zależy od rejonu Polski i wynosi w skali roku od 850 kWh/m do 1100 kWh/m.

ad b) dla uzyskania optymalnego odbierania energii przez kolektory, konieczne jest ich ustawienie w kierunku do słońca. Optymalny kąt pochylenia zależy od okresu ekspozycji kolektora, który zimą powinien wynosić 60°, a latem 30°. W praktyce, jako zalecany przyjmuje się kąt pochylenia około 45°. Drugim parametrem dla ustawienia kolektora jest azymut, który nie powinien odbiegać od 0° (kierunek południowy). Nie zawsze jest to możliwe, dlatego dopuszcza się odchylenie od kierunku południowego do 45°[2].

3. TYPOWA INSTALACJA C.W.U. WSPÓŁPRACUJĄCA Z KOLEKTOREM

Całodzienne zapotrzebowanie na ciepłą wodę dla 1 osoby wynosi 50 l/dobę. Cztero osobowa rodzina zużywa średnio 200 l dziennie wody o temperaturze 45°C na osobę. Temperatura wody w sieci to 10°C. Oznacza to, że codziennie podgrzewamy $V=0,2$ [m³] wody o $\Delta T=35^\circ$ [K]. Zakładając gęstość wody $\rho=995,7$ [kg/m³] masa wody wynosi[4]:

$$m = \rho \cdot V = 995,7 \cdot 0,2 = 199,14 \text{ [kg/ dobę]}, \quad (1)$$

stąd potrzebną energię obliczymy ze wzoru:

$$Q = m \cdot c_p \cdot \Delta T = 199,14 \cdot 4,19 \cdot 35 = 29203,88 \text{ [kJ/ dobę]}, \quad (2)$$

gdzie: c_p - ciepło właściwe wody; $c_p=4,19$ [kJ/(kg·K)], zamieniamy to na kWh czyli: $29203,88 \div 3600 = 8,11$ [kWh].

Straty ciepła w rurach, zasobniku i pozostałych elementów przyjęto 1 kWh. Zatem:

$$F_c = n \cdot F_{kol} = 4 \cdot 1,2 = 4,8 \text{ [m}^2\text{]} \quad (3)$$

gdzie: n- liczba mieszkańców, F_{kol} - wymagana powierzchnia absorbera, m²/osobę.

Dobrano 2 kolektory słoneczne typu Vitosol, o powierzchni 2,5 m². Kolektory te współpracują z podgrzewaczem solarnym.

Całkowita objętość podgrzewacza solarnego z uwzględnieniem zapotrzebowania na wodę na okres 2 dni:

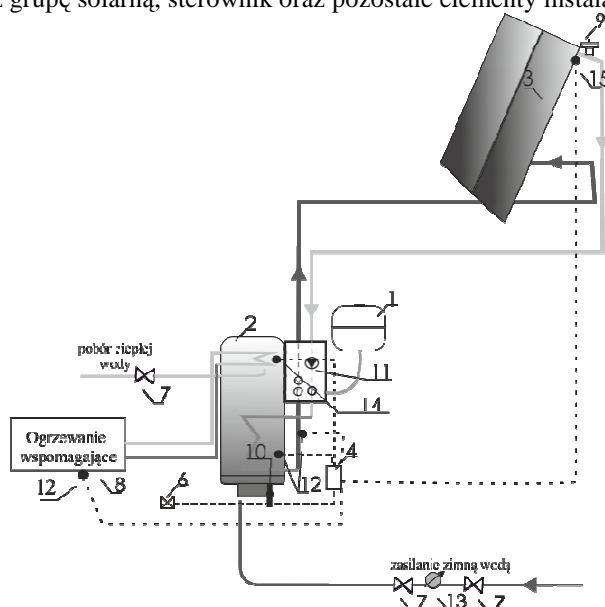
$$V_{min} = \frac{\tau \cdot V_{cwu} \cdot n \cdot (T_{p\ cwu} - T_s)}{(T_{cwu} - T_s)}, \quad (4)$$

gdzie: τ -okres na jaki ma z akumulować ciepłą wodę podgrzewacz, V_{cwu} -jednostkowe zapotrzebowanie na ciepłą wodę [dm³/osobę], $T_{p\ cwu}$ - temperatura wody w punkcie poboru [°C], T_s - temperatura wody sieciowej [°C], T_{cwu} - temperatura cwu w podgrzewaczu [°C], stąd:

$$V_{min} = (2 \cdot 50 \cdot 4 \cdot (45 - 10)) / ((60 - 10)) = 280 \text{ [dm}^3\text{]}.$$

Dobrano pojemnościowy podgrzewacz wody o pojemności 300 l.

Dobrano również grupę solarną, sterownik oraz pozostałe elementy instalacji (rys. 2).



Rys. 2. Schemat instalacji c.w.u. wspomaganej kolektorami: 1. Naczynie wzbiornicze, 2. Zasobnik 300l, 3. Kolektory płaskie, 4. Sterownik typu DeltaSol, 5. Ciepłomierz, 6. Gniazdo zasilające 230V/50Hz, 7. Zawór odcinający, 8. Ogrzewanie wspomagające, 9. Zawór odpowietrzający DN 15, 10. Zawór bezpieczeństwa DN 15, 11. Grupa solarna typu FV 70, 12. Czujnik temperatury, 13. Wodomierz, 14. Czujnik temp. wody pobieranej przez użytkownika, 15. Czujnik temp. absorbera.

Fig.2. Schema of hot water installation with solar collectors: 1. vessel, 2. Storage container of 300 l, 3. Flat solar panels, 4. Driver of the type DeltaSol, 5. Heat meter, 6. Powering nest 230 V/ of 50 Hz, 7. Stopcock, 8. Supporting heating, 9. Bleed valve, 10. Safety valve, 11. Solar group of the type FV 70, 12. Temperature sensor, 13. Water meter, 14. Temperature sensor of water taken by the user, 15. Temperature sensor of absorber.

4. ZWROT KOSZTÓW INWESTYCJI

Obliczenia wykonano przy założeniu, iż 40% ciepłej wody będzie podgrzewana przez kolektory do żądanej temperatury. W rzeczywistości parametry ciepłej wody będą zależały od warunków meteorologicznych i będą zmienne w ciągu roku.

Cena energii elektrycznej (EE) w 2011 roku w Rzeszowie w taryfie G11[5] wynosiła 0,2703 PLN brutto za kWh a sprawność systemu uwzględniając straty przesyłu i akumulacji $\eta=0,47$, stąd:

$$EE_{G11} = (9,11 \cdot 0,2703) \div 0,47 = 5,24 \text{ PLN/kWh}, \quad (5)$$

co daje rocznie 1912,6 PLN. Wykorzystując kolektory słoneczne można uzyskać do 60% ciepłej wody z energii słonecznej, w takim przypadku energia elektryczna pokryje nam do 40% potrzeb. Więc:

$$EE_{G11} = 1912,4 \cdot 0,4 = 764,96 \text{ PLN/rok}, \quad (6)$$

i jest to roczny koszt za energię elektryczną na przygotowania c. w. u. Jeżeli będziemy posiadać kolektory słoneczne, dzięki temu oszczędzamy:

$$EE_{G11} = 1912,4 - 764,96 = 1147 \text{ PLN/rok}. \quad (7)$$

Uwzględnić również musimy koszty związane z funkcjonowaniem kolektorów:

- koszt energii elektrycznej - pompa obiegowa pobiera ok. 0,04 kW na godzinę. Średni roczny koszt pracy instalacji słonecznej - 45 zł.
- raz w roku - zalecany przegląd instalacji obejmujący, sprawdzenie ciśnienia i szczelności instalacji, wyregulowanie pompy obiegowej, czyszczenie powierzchni kolektora (w celu uniknięcia strat), sprawdzenie anody zapobiegającej korozji w zbiorniku - 250-350 zł.
- uzupełnienie płynu solarnego – 30 zł
- raz na 5-8 lat - wymiana płynu solarnego - 200 zł + płyn.

Rocznie koszty eksploatacji to 375 zł/rok. Zatem oszczędności wynoszą:

$$O = 1147 - 375 = 772 \text{ zł/rok}, \quad (8)$$

gdzie: O- oszczędności wynikające z założenia kolektorów

Zakładając dla 4 osobowej rodziny koszt całkowity instalacji równy 10000 PLN, inwestycja zwróci się po:

$$t = 10000 \div 772 \approx 13 \text{ latach}. \quad (9)$$

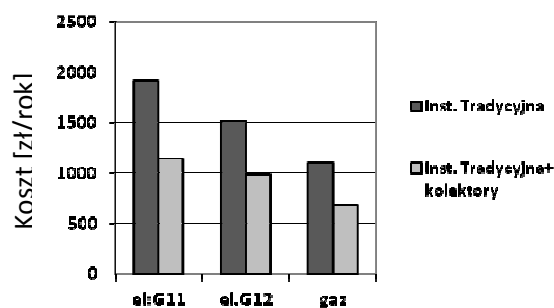
Można jeszcze rozważyć rozliczanie się za energię elektryczną w taryfie G12, gdzie buforowy podgrzewacz c. w. u. sterowany zegarem będzie jedynie korzystał z tańszej nocnej strefy. Wtedy to zakup jednej kWh wynosi 0,21 PLN brutto. I wtedy mamy:

$$EE_{G12} = (9,11 \cdot 0,21) \div 0,46 = 4,16 \text{ PLN}, \quad (10)$$

co daje rocznie 1518 PLN i zwrot kosztów po 9 latach. Jednak w przypadku kolektorów słonecznych zastosowanie taryfy G12 [5], ze względu na specyfikę pracy (dogrzew elektryczny w godzinach szczytu popołudniowego) wydaje się być nieuzasadnione ekonomicznie. Korzystanie z taryfy G12 musi być uzasadnione ogólnie wysokim zużyciem energii w okresie obowiązywania tańszej strefy. Podczas szczytu, kiedy zazwyczaj wszyscy zużywają najwięcej energii, w taryfie tej energia jest droga [5].

Można pomyśleć o zainstalowaniu ogniw fotowoltaicznych, ale instalacja dla budynku jednorodzinne o takiej mocy to koszt rzędu, 120000, więc czas zwrotu inwestycji byłby jeszcze dłuższy. Zamiast podgrzewacza elektrycznego można zastosować podgrzewacz

gazowy przepływowy- przy mocy 9 kW zużywa on 1,5 m³/h. Biorąc pod uwagę, że dziennie będzie podgrzewacz pracował średnio 2 godz. to rocznie zużycie gazu wyniesie 1095 m³/rok. Cena gazu to 0,71 PLN/m³, co nam daje średnio 780 zł kosztów rocznie za podgrzew wody. Jeżeli zainstalujemy kolektory, to tylko 40% ciepłej wody będzie podgrzewana przez podgrzewacz. Wtedy za gaz zapłacimy 310 zł, czyli zaoszczędzimy 784 zł. Inwestycja zwróci się po 15 latach. Uwzględniając kwotę na przegląd instalacji i eksploatację, czas ten może się dwukrotnie wydłużyć. Zestawienie kosztów wyprodukowania energii w różnych podgrzewaczach ciepłej wody pokazano na rys.3. Im droższa jest cena podgrzania 1m³ wody sieciowej do wymaganej temp. przez źródło tradycyjne, tym krótszy czas zwrotu kosztu instalacji solarnej.



Rys.3. Zestawienie kosztów za energię użytą do podgrzania wody na cele c.w.u. w ciągu roku przez podgrzewacz elektryczny (taryfa G11 i G12), podgrzewacz gazowy.

Fig. 3. Cost summary for consumed energy to hot water production in annual period for electric heater (G11 and G12 tariff) and for gas heater.

Jeżeli wybierzemy elektryczne urządzenie dogrzewające, to najbardziej opłacalny będzie wariant 1, mimo że zwrot kosztów nastąpi po 13 latach. Założenie taryfy G12 oznacza nocne zużywanie energii elektrycznej, co w przypadku kolektorów słonecznych jest kłopotliwe.

5. PODSUMOWANIE

Wykorzystanie energii promieni słonecznych do przetworzenia w ciepło użytkowe daje nam niepowtarzalną okazję korzystania z darmowego paliwa. Niedrogie obecnie technologie wytwarzania kolektorów oraz zmniejszenie kosztów instalacji stwarza możliwości korzystania z niewyczerpalnego i darmowego źródła energii, jakim jest słońce. Duża część społeczeństwa dostrzegła już praktyczno-ekonomiczne oszczędności, jakie zapewnia użytkownikowi "ekologiczna instalacja". Dowodem tego są tysiące systemów zamontowanych przez inwestorów indywidualnych, jak i instytucjonalnych. Raz poczyniona inwestycja zmniejsza koszty energetyczne dla danego obiektu. Początkowo poniesione nakłady, rekompensują się i pozwalają obniżyć koszty średnio nawet o ok. 60% oszczędności związanych z rocznymi kosztami ponoszonymi na tradycyjne nośniki energii.

6. LITERATURA

- [1] Foit H., Zastosowanie odnawialnych źródeł ciepła w ogrzewnictwie i wentylacji, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2011
- [2] Bogadaniienko J. , Odnawialne źródła energii, Warszawa 1979,
- [3] Weinberger H., Solar Energy, Elsevier 1986,
- [4] Klugmann- Radziemska E.; Odnawialne źródła energii, Gdańsk, 2009,
- [5] <http://pge-obrot.pl/start.aspx?id=14>.

ECONOMICS ASPECTS OF HOT WATER SOLAR ENERGY ASSISTED PRODUCTION SYSTEM IN SINGLE-FAMILY HOUSING

SUMMARY

More and more accent in present days is considered to development of installation cooperated with renewable energy sources. In Poland, most common system to hot water production, especially in domestic sector based on solar energy. The annual energy consumption to hot water in Poland is assumed on 24 PJ and is increasing due to subsidize from European Union for such kind of installation. The method of solar system application for small hot water installation has been presented in the article. The main examples used in real condition and their economical aspects have been described.

Krzysztof PYTEL, dr inż.
Agnieszka KŁOS, mgr inż.

Uniwersytet Pedagogiczny im. KEN w Krakowie
Instytut Techniki
ul. Podchorążych 2, 30-084 Kraków
e-mail: kpytel@up.krakow.pl

OPLACALNOŚĆ WYKORZYSTANIA SŁONECZNEJ INSTALACJI GRZEWczej Ciepłej Wody Użytkowej w BUDYNKU JEDNORODZINNYM

STRESZCZENIE

W publikacji przedstawiono analizę rentowności wykorzystania kolektorów słonecznych do produkcji ciepłej wody użytkowej w budynku jednorodzinnym. Zaprezentowano mocne i słabe strony wykorzystania instalacji solarnych. Uzyskane wyniki wskazują na opłacalność montowania instalacji solarnej dla wybranych wariantów obliczeniowych w domach jednorodzinnych. Przedstawione wskaźniki ekonomiczne sugerują możliwość zaangażowania w wykorzystanie proekologicznych rozwiązań. Bezobsługowość i bezemisyjność pracy instalacji to dodatkowe istotne aspekty wpływające na wartość ekologiczną przedsięwzięcia uwzględniającą koszty społeczne wykorzystania wybranego odnawialnego zasobu energetycznego.

1. WPROWADZENIE

Dostęp do energii jest istotnym bodźcem decydującym o rozwoju społeczeństw, nierozzerwalnie wiążącym się z postępem technicznym, poziomem życia oraz rozwojem gospodarczym. Szacuje się, że mieszkańcy Ameryki Północnej, Japonii oraz Unii Europejskiej zużywają około 60% dostępnej na rynku energii, która w znacznej większości uzyskiwana jest z paliw kopalnych. Pod względem ekologicznym korzystanie z konwencjonalnych źródeł energii ciągle jeszcze wpływa niekorzystnie na stan środowiska przyrodniczego. Pogarszający się jego stan wywołany przez zanieczyszczenie atmosfery, gleby, wody, emisję gazów cieplarnianych oddziałuje negatywnie na zdrowie człowieka i stanowi przyczynę szeregu chorób. Kilkusetletnie uzależnienie od nieodnawialnych zasobów energii skutkujące postępującym kryzysem energetycznym dobitnie wskazuje na po-

trzebę korzystania ze źródeł odnawialnych. Racjonalne korzystanie z energii pochodzącej z tych źródeł stanowi jeden z elementów zrównoważonego rozwoju i pociąga za sobą korzystne efekty ekologiczne, energetyczne, przyczynia się do oszczędzania nieodnawialnych surowców energetycznych, wpływa na poprawę stanu środowiska [2].

Odnawialne źródła energii wykorzystują zasoby, które jedynie zmieniają swe naładowanie. W najbliższych latach możemy spodziewać się dalszego rozwoju tych źródeł energii z uwagi na konieczność realizacji międzynarodowych zobowiązań dotyczących wzrostu udziału energii odnawialnej w ogólnym bilansie energetycznym oraz konieczność redukcji emisji CO₂.

Wśród odnawialnych zasobów energetycznych ważną rolę pełni najbardziej powszechna energia promieniowania słonecznego, dlatego w publikacji podjęto problematykę opłacalności zastosowania kolektorów słonecznych do produkcji ciepłej wody użytkowej w budynku jednorodzinnym. Przeprowadzając analizy uwzględniono korzyści wynikające z bezobsługowej pracy instalacji oraz wskazano na ewentualne koszty i utrudnienia.

2. MOŻLIWOŚCI WYKORZYSTANIA ENERGII PROMIENIOWANIA SŁONECZNEGO DO PRODUKCJI CIEPŁEJ WODY UŻYTKOWEJ W UKŁADACH Z ZESTAWEM SOLARNYM

Aktywność Polski w zakresie wykorzystania odnawialnych źródeł energii jest niewielka, co jest spowodowane m.in. bogatymi złożami węgla. Jednak członkostwo w strukturach Unii Europejskiej obliguje do korzystania z energii wytworzonej ze źródeł odnawialnych. Jednym z ważniejszych celów polityki Unii Europejskiej jest wspieranie rozwoju odnawialnych źródeł energii, a zgodnie z wytycznymi w Polsce w 2020 r. udział energii odnawialnej ma wynieść 15 [%] energii elektrycznej wytwarzanej z odnawialnych źródeł energii w zużyciu energii elektrycznej brutto. Spośród wszystkich dostępnych odnawialnych zasobów energetycznych, największy potencjał wykazuje energia promieniowania słonecznego, której zasoby wielokrotnie przewyższają obecne światowe zapotrzebowanie na energię elektryczną i ciepłą, przy czym należy zauważyć, że realny potencjał energii słonecznej w Polsce wynosi ponad 83 000 [TJ] i jest wykorzystywany zaledwie w 0,18 [%].

Pozytywnym następstwem faktu, że zwiększenie wykorzystania odnawialnych źródeł energii jest wpisane w strategię rozwoju wielu państw, jest rozwój technologii pozyskiwania energii ze źródeł odnawialnych, co w konsekwencji wpływa na ich dostępność dla indywidualnych odbiorców. Kolektory słoneczne są coraz powszechniej dostępne, a przez to coraz tańsze i cieszące się coraz większym zainteresowaniem użytkowników. Szacuje się, że instalacja do podgrzewania ciepłej wody użytkowej (c.w.u.) wykorzystująca kolektory słoneczne może pokryć około 60% rocznego zapotrzebowania na ciepłą wodę użytkową na obszarze szerokości geograficznej Polski, przy czym ilość energii jest wyższa w okresie od maja do września i wynosi do 90 [%], natomiast w pozostałym okresie spada do około 30 [%]. Energia słoneczna wykorzystywana w budownictwie zapewnia ciepłą wodę użytkową a także podgrzaną wodę do instalacji centralnego ogrzewania.

Analizę opłacalności wykorzystania energii promieniowania słonecznego przeprowadzono dla wolnostojącego domu jednorodzinnego zamieszkałego przez cztery osoby, zlokalizowanego na obszarze małopolski (okolice Kraków-Balice). Założono, że kolektory

słoneczne zostaną zainstalowane tak, aby uzyskać optymalne kąty nachylenia płaszczyzn eksponowanych w kierunku południowym. Przy określaniu wielkości instalacji solarnej oszacowano wymaganą ilość ciepłej wody użytkowej dla jednej osoby na 50 [l/d] (35 ÷ 65 [l/d] [3]).

Oszacowano średnie dobowe zapotrzebowanie na ciepłą wodę użytkową q_{dsr} :

$$q_{dsr} = U \cdot q_0 = 200 [l/d] \quad (1)$$

gdzie U to liczba użytkowników, q_u to dzienne zużycie c.w.u. przez 1 osobę. Przyjęto zapotrzebowanie na ciepło do przygotowania c.w.u. przy założeniu, że wodę ogrzewamy od temperatury 10 [°C] do temperatury 50 [°C] [3]:

$$Q_{hmax} = q_{hmax} \cdot c_w \cdot \rho \cdot (t_c - t_z) = 3,5 [kW] \quad (2)$$

gdzie q_{hmax} to maksymalne godzinowe zapotrzebowanie na ciepłą wodę [m^3/s], c_w to ciepło właściwe wody (4,2 [kJ/kgK]), ρ to gęstość wody (1000 [kg/m^3]), t_c to obliczeniowa temperatura ciepłej wody (50 [°C]), t_z to obliczeniowa temperatura zimnej wody (10 [°C]). Obliczono sezonowe zapotrzebowanie na energię do potrzeb c.w.u.:

$$Q_{S-cwu} = \frac{q_{dsr} \cdot c_w \cdot \rho \cdot (t_c - t_z) \cdot k_t \cdot t_{UZ}}{1000 \cdot 3600} = 3439,1 [kWh] \quad (3)$$

gdzie k_t to mnożnik korekcyjny dla temperatury ciepłej wody innej niż 55 [°C] (przyjęto 1,12), t_{UZ} to czas użytkowania instalacji c.w.u. z uwzględnieniem przerw urlopowych i wyjazdów (przyjęto 0,9·365dni = 329dni), przyjęto 3600 jako współczynnik przeliczenia jednostek [kJ/kWh].

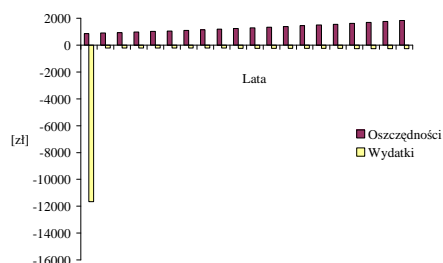
Tabela 1. Dane proponowanych do analizy kolektorów słonecznych
Table 1. Specifications of examined solar collectors

Typ			kolektor płaski	kolektor próżniowy
Powierzchnia brutto		[m ²]	2,51	4,34
Powierzchnia absorbera		[m ²]	2,32	3,02
Powierzchnia czynna absorbera		[m ²]	2,33	3,22
Wymiary zewnętrzne	szerokość	[mm]	2 129	1 056
	wysokość	[mm]	2 040	2 380
	głębokość	[mm]	145	72
Ciężar		[kg]	43	87
Powierzchnia brutto kolektora		[m ²]	5,02	4,34
Stopień pokrycia zapotrzebowania na ciepłą wodę użytkową		[%]	54	67

Obecnie na rynku dostępny jest szeroki wachlarz kolektorów słonecznych, różniących się typem, rodzajem absorbera, parametrami technicznymi, ceną. W analizach uwzględniono dwa markowe zestawy solarne jednego producenta różniące się budową i wydajnością

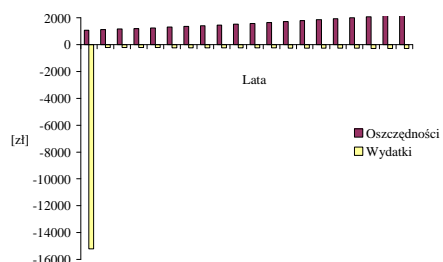
(Tabela 1). Założono wykorzystanie biwalentnego podgrzewacza c.w.u. o pojemności 1,5 - 2 razy większy niż codzienne zużycie wody. Zestawiono dwa układy składające się z dwóch kolektorów słonecznych, podgrzewacza c.w.u. o pojemności 300 [l] oraz wyposażone w niezbędne elementy instalacji solarnej wraz z zestawem do montażu kolektorów [4].

Podczas analizy opłacalności wykorzystania instalacji do produkcji c.w.u. wyposażonej w kolektory słoneczne uwzględniono koszty inwestycyjne oraz koszty eksploatacyjne. Spośród kosztów inwestycyjnych uwzględniono projekt instalacji, zakup kolektorów wraz z podgrzewaczem wody i niezbędnym oprzyrządowaniem oraz montaż kolektorów słonecznych wraz z aparaturą. Koszty eksploatacyjne uwzględniają koszty związane z utrzymaniem i konserwacją instalacji, koszty zużycia energii elektrycznej, koszty wymiany czynnika grzewczego, koszty związane z przeglądem instalacji, nie uwzględniają natomiast nieplanowanych napraw.



Rys. 1. Oszczędności i wydatki w poszczególnych latach inwestycji dla wariantów analizy dla kolektora płaskiego oraz zastępowanego paliwa w postaci energii elektrycznej

Fig. 1. The savings and spending in each year of investment for variants of analysis for flat-plate collectors and for the energy source to be replaced



Rys. 2. Oszczędności i wydatki w poszczególnych latach inwestycji dla wariantów analizy dla kolektora próżniowego oraz zastępowanego paliwa w postaci energii elektrycznej

Fig. 2. The savings and spending in each year of investment for variants of analysis evacuated-tube collectors and for the energy source to be replaced

Z dokonanych obliczeń wynika, że przy obecnych cenach paliw, największe oszczędności w skali roku przynosi zastąpienie przygotowania c.w.u. przy wykorzystaniu energii elektrycznej kolektorami słonecznymi. W przypadku zastosowania zestawu

z kolektorem płaskim uzyskano roczne oszczędności w wysokości 867 zł, natomiast dla zestawu z kolektorem próżniowym oszacowano na 1 068 zł. Porównując przygotowanie c.w.u. przez kolektory słoneczne zamiast przez olej opałowy oszacowano oszczędności roczne na około 807 zł dla zestawu z kolektorem płaskim oraz 993 zł dla zestawu z kolektorem próżniowym. Jeżeli inwestor decyduje się zastąpić instalację wykorzystującą gaz ziemny instalacją solarną, przy przygotowaniu c.w.u. uzyskuje roczne oszczędności w wysokości 393 zł dla zestawu z kolektorem płaskim oraz 484 zł dla zestawu z kolektorem próżniowym. Obliczenia wskazują na najmniej opłacalne zastępowanie instalacji opartej o węgiel kamienny przez instalację z kolektorami słonecznymi, gdyż w tym przypadku oszczędności wynoszą jedynie 207 zł dla zestawu z kolektorem płaskim oraz 254 zł dla zestawu z kolektorem próżniowym (w skali całego roku).

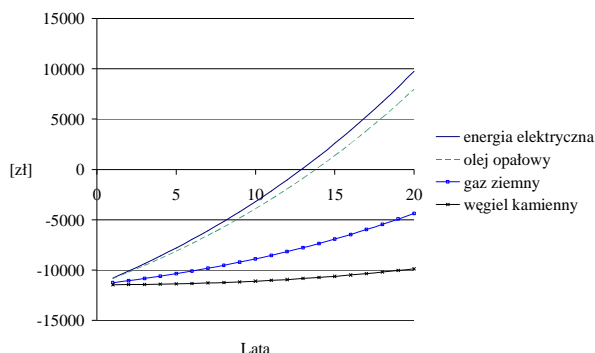
Kolektory słoneczne zlokalizowane na zewnątrz budynku narażone są na działanie czynników zewnętrznych, w tym duże różnice temperatur i opady atmosferyczne [5]. Jednocześnie przyjmuje się, że kolektory powinny charakteryzować się długoletnią trwałością (minimum 20 lat). Do analizy wybrano kolektory posiadające odpowiednie certyfikaty gwarantujące zakładaną trwałość. Istotnym czynnikiem, decydującym o wykorzystaniu energii słonecznej jest opłacalność finansowa [6]. Zakładając użytkowanie instalacji solarnej przez 20 lat, należy uwzględnić zmiany cen nośników energii. Poziom wzrostu tych wskaźników jest bardzo trudny do oszacowania, gdyż jest on zależny od wielu czynników, nie tylko gospodarczych. Jest jednak pewne, że ceny konwencjonalnych zasobów energetycznych będą rosły. Dla potrzeb analizy przyjęto ostrożne oszacowanie wzrostu cen nośników energii w skali roku na poziomie 4 [%].

Stworzono model symulacyjny, w którym coroczne oszczędności wynikają z faktu zastępowania paliwa konwencjonalnego wykorzystywanego do przygotowania c.w.u. energią z instalacji solarnej. Przyjęto sprawność całkowitą systemu podgrzewu c.w.u. na poziomie 35 %. Oszczędności wzrastają w miarę upływu lat, ze względu na przyjęcie wskaźnika wzrostu cen paliwa konwencjonalnego. Pochodną wydatków i wysokości oszczędności w poszczególnych latach inwestycji są skumulowane przepływy pieniężne.

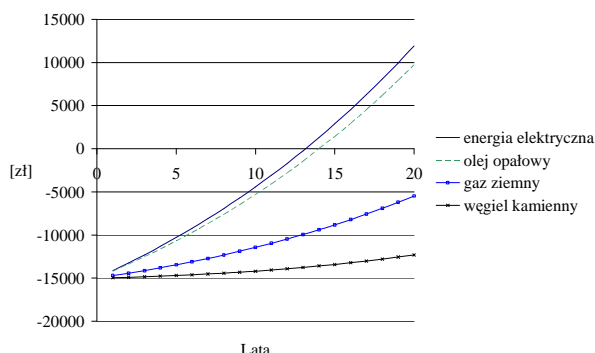
Tabela 2. Czas zwrotu inwestycji w zależności od zastępowanego nośnika energii
Table 2. Payback time depending on the energy source to be replaced

Zastępowany nośnik energii			Czas zwrotu inwestycji [lata]	
			układ z kolektorem płaskim	układ z kolektorem próżniowym
	Przyjęta do analizy cena	Przyjęta sprawność wytworzenia energii		
En. elektryczna	0,46 [zł/kWh]	99 [%]	12,5	12,7
Olej opałowy	4,18 [zł/l]	90 [%]	13,2	13,6
Gaz ziemny	1,99 [zł/m ³]	90 [%]	25,8	26,9
Węgiel kamienny	730 [zł/t]	70 [%]	41,2	43,5

Wykres skumulowanych przepływów pieniężnych dla każdego z rozpatrywanych wariantów charakteryzuje się tym samym trendem (Rys. 1-4), jednakże zupełnie różny jest czas zwrotu zainwestowanego kapitału (Tabela 2).



Rys. 3. Skumulowane przepływy pieniężne dla wariantów analizy dla kolektora płaskiego
Fig. 3. Cumulative cash flow for variants of analysis for flat-plate collectors



Rys. 4. Skumulowane przepływy pieniężne dla wariantów analizy dla kolektora próżniowego
Fig. 4. Cumulative cash flow for variants of analysis for evacuated-tube collectors

Jak pokazują wyniki analiz, w przyjętym czasie eksploatacji instalacji solarnej (20 lat), oba zaproponowane zestawy solarne zwrócą zainwestowany kapitał jeśli zastępowanym paliwem będą energia elektryczna bądź olej opałowy, przy czym podkreślić należy, że krótszy okres zwrotu występuje w przypadku zastępowania energii elektrycznej (13 lat), nieznacznie tylko dłuższy jest okres zwrotu inwestycji w przypadku, gdy zastępowanym paliwem jest olej opałowy (14 rok). Znacznie gorzej sytuacja przedstawia się w przypadku, gdy zastępowanym paliwem jest gaz ziemny i węgiel kamienny, gdyż czas zwrotu inwestycji przekracza zakładany czas eksploatacji instalacji. Jak pokazują analizy, nie w każdym przypadku inwestycja w kolektory słoneczne do produkcji c.w.u. jest opłacalna finansowo.

Pozostają jednak jeszcze inne metody oszczędzania energii poprzez redukcję ilości zużywanej wody, czego przykładem może być wykorzystanie w łazienkach i sanitariatach baterii jednouchwytowych (szacowana oszczędność wody to 20 [%]), wprowadzanie baterii bezdotykowych z czujnikiem ruchu (szacowana oszczędność wody 30 [%]), wprowadzenie baterii termostatycznych (szacowana oszczędność wody 50 [%]).

Równocześnie zaproponowany do analizy czas eksploatacji (20 lat) może ulec wydłużeniu z uwagi na ciągły rozwój techniki i zastosowanie coraz nowszych i bardziej skutecznych rozwiązań kolektorów słonecznych sprzyjających wydłużeniu ich żywotności.

Również prognozowany wzrost cen energii ze źródeł konwencjonalnych jest szacunkowy i ostrożny, dlatego założone do analizy ceny poszczególnych nośników energii mogą się różnić od realnych cen osiąganych w kolejnych latach, przy czym, obserwując tendencje na rynkach światowych można założyć, że ewentualne odchylenia od zaplanowanych wartości będą dotyczyły bardziej zdecydowanego wzrostu cen energii.

3. PODSUMOWANIE

Istnieje szereg korzyści wynikających z pozyskiwania energii promieniowania słonecznego, wśród których ważniejsza jest możliwość stosowania źródeł energii słonecznej w domach, co przyczynia się do poprawy indywidualnego bezpieczeństwa energetycznego. Przeprowadzona analiza opłacalności wykorzystania kolektorów słonecznych do produkcji ciepłej wody użytkowej w budynku jednorodzinnym pozwala wnioskować, iż na końcowy wynik opłacalności ma wpływ szereg czynników, spośród których jako na ważniejsze można wskazać na wybór producenta kolektorów i związaną z tym jakość, sprawność instalacji oraz jej cenę, która stanowi największą część poniesionych kosztów, ponadto przyjęty wzrost cen źródeł energii, liczbę mieszkańców, realne zapotrzebowanie na c.w.u. oraz przyjęty czas eksploatacji instalacji kolektorów słonecznych.

W przypadku zastosowania zaproponowanych kolektorów słonecznych, instalacja kolektorów słonecznych do produkcji c.w.u. jest najbardziej opłacalna w sytuacji, gdy zastępowanym paliwem jest energia elektryczna, bowiem wówczas okres zwrotu inwestycji jest najkrótszy. Nieco dłuższy okres zwrotu występuje przy założeniu, że zastępowanym paliwem jest olej opałowy.

W sytuacji, gdy zastępowanym paliwem jest gaz ziemny oraz węgiel kamienny, czas zwrotu inwestycji jest większy niż przyjęty okres eksploatacji instalacji.

Wyniki analiz mogą stanowić pomoc przy podejmowaniu decyzji dotyczących instalowania kolektorów przez potencjalnych inwestorów. Należy przy tym pamiętać, że każdy przypadek powinien być traktowany indywidualnie i dla każdego potencjalnego inwestora powinno się przeprowadzać dokładną analizę, uwzględniającą jego potrzeby, wymagania oraz możliwości finansowe.

Stosując tego typu przyjazne środowisku rozwiązania, jednocześnie przyczyniamy się do wzrostu świadomości ekologicznej społeczeństwa [7].

4. LITERATURA

- [1] Dąbrowski J.; Kolektory słoneczne do podgrzewania wody użytkowej. Efektywność i opłacalność instalacji, Wydawnictwo Uniwersytetu Przyrodniczego we Wrocławiu, 2009,

- [2] Juchelková D., Raclavská, H., Čech, B.; Problematika využívání alternativních paliv, Acta Mechanica Slovaca, 2004,
- [3] Klugmann-Radziemska E.; Odnawialne źródła energii. Przykłady obliczeniowe. Wyd. Politechniki Gdańskiej, 2010,
- [4] Vitosol – wytyczne projektowe, Viessmann, 2011,
- [5] DeWinte F.; Solar Collectors, Energy Storage, and Materials, MIT, 1991,
- [6] Killian A.V.; Solar Collectors: Energy Conservation, Design and Applications (Renewable Energy: Research, Development and Policies), Nova, 2009,
- [7] Noga H., Deprešova J., Vargova M.; Aksjologiczne wyzwania wobec socjalizacyjnych treści medialnych i multimedialnych, Annales Universitatis Paedagogicae Cracoviensis. Studia Technica, 2010,

PROFITABILITY ANALYSIS OF SOLAR-THERMAL WATER HEATING SYSTEM INSTALLED IN A SINGLE FAMILY HOUSE

SUMMARY

The paper presents the profitability analysis of solar-thermal water heating system installed in a single family house. This paper presents a critical review of the strengths and weaknesses of designs involving flat-plate and evacuated-tube collectors. The results showed that the solar energy systems have a great potential in single family houses. Presented indicators suggest important issues for regarding research policy at the use of environmentally friendly solutions. Emission free natural energy and near zero maintenance water heating system components are additional important factors affecting the ecological value of the project taking into account the economic and social costs of renewable energy resource use.

