

# Ocena techniczno-ekonomiczna wykorzystania OZE na stacjach redukcyjno-pomiarowych gazu I stopnia

## Technical and economic assessment of the use of renewable energy sources at 1st degree gas reduction and measurement stations

Małgorzata Kwestarz, Marcin Kapel<sup>\*)</sup>

**Słowa kluczowe:** stacja gazowa, OZE, redukcja ciśnienia gazu

### Streszczenie

W artykule przedstawiono przegląd rozwiązań technicznych wykorzystania odnawialnych źródeł energii do podgrzania gazu przed jego redukcją na typowych stacjach gazowych. Oceniono z technicznego i ekonomicznego punktu widzenia zasadność stosowania tego typu rozwiązań. Rozważono trzy warianty, obejmujące wykorzystanie paneli fotowoltaicznych, sprężarkowej pompy ciepła współpracującej z panelami fotowoltaicznymi oraz kolektorów słonecznych cieczowych do podgrzania gazu przed jego redukcją. Analizę uzupełniono wskaźnikami opłacalności inwestycji wymienionych powyżej rozwiązań.

**Keywords:** gas reduction station, renewable energy sources, gas pressure reduction

### Summary

The article presents an overview of technical solutions for the use of renewable energy sources to heat gas before its reduction at typical gas stations (gas gate). From a technical and economic point of view, the application of this type of solutions was assessed. Three options were considered involving the use of photovoltaic panels, a compressor heat pump cooperating with photovoltaic panels and liquid solar collectors to heat the gas before its reduction. The analysis was supplemented with investment profitability ratios of the above-mentioned solutions.

*Niniejszy artykuł przedstawia wyniki analiz prowadzonych podczas wykonywania pracy dyplomowej magisterskiej na specjalności Inżynieria Komunalna, na Wydziale Instalacji Budowlanych Hydrotechniki i Inżynierii Środowiska Politechniki Warszawskiej [5].*

## Wprowadzenie

Podjęmowane działania w dobie Zielonego Ładu ukierunkowane są na stosowanie odnawialnych źródeł energii, nie tylko jako źródła pochodzenia gazu wysokometanowego ale również na każdym etapie łańcucha dostaw tego medium. Jednym z nich jest stacja redukcyjna gazu. Jak podają różni autorzy, około 1,5% przesyłanego gazu jest wykorzystywane na potrzeby jego podgrzewania w stacjach gazowych [11]. Analizując przesył gazu w za rok 2018 wg. danych Operatora Gazociągów Przesyłowych GAZ-SYSTEM S.A., gdzie ilość przesyłanego paliwa to 19,4 mld m<sup>3</sup>, otrzymujemy 291 mln m<sup>3</sup> zużywanego paliwa w skali roku. Zmiana metody podgrzewania gazu i rezygnacja z jego spalania na rzecz innej metody podgrzewu, wyeliminowałaby emisję CO<sub>2</sub> z pojedynczej hipotetycznej kotłowni pracującej na potrzeby podgrzewania gazu w stacji redukcyjno-pomiarowej na poziomie 3 079,14 kg [10]. W skali wszystkich stacji daje to ilość 5,2 mln kg. Jest to niewielki odsetek – 0,0008% emisji CO<sub>2</sub>, raportowany przez grupę PGNiG w skali 2018 roku [2]. Z punktu widzenia potrzeby redukcji CO<sub>2</sub> jest to pomijalna ilość. Zmiana metody podgrzewu gazu i rezygnacja z jego spalania wpisuje się natomiast w politykę energetyczną kraju,

dążącą do redukcji emisji oraz zmniejszenia wykorzystania energii pierwotnej na rzecz odnawialnych źródeł energii. Mając na uwadze powyższe krótkie rozważania, uzasadnionym rozwiązaniem może wydawać się próba podjęcia odzysku energii bezpowrotnie traconej w procesie redukcji ciśnienia i wykorzystanie jej na potrzeby funkcjonowania stacji. Znajduje to potwierdzenie w prowadzonych analizach [1,8,12] oraz w przemyśle, ponieważ można znaleźć rozwiązania oparte na turboekspanderach, wykorzystujących energię rozprężanego gazu. Potwierdzają to również badania autorów [1,3,6] oraz nieliczne jak dotąd praktyczne aplikacje tej technologii w skali przemysłowej [12,13].

Stacja gazowa to element sieci gazowej złożony z urządzeń, które mają za zadanie redukcję ciśnienia gazu, pomiaru parametrów gazu, który przez nią przepływa oraz w razie konieczności podziału strumienia gazu na kierunki wyjściowe [8]. Jak podają autorzy [8] w celu eliminacji niekorzystnych parametrów pracy stacji redukcyjnej, wynikających z efektu Joule'a – Thomsona, konieczne jest jego podgrzewanie przed reduktorem. Efekt Joule'a – Thomsona zachodzi w reduktorze podczas dławienia gazu (obniżania jego ciśnienia) i izentalpowej zmiany jego temperatury, czyli bez wymiany ciepła i pracy z otoczeniem. Entalpia gazu przed dławieniem i po jest taka sama. Na poziomie molekularnym efekt ten jest związany z oddziaływaniem cząsteczek gazu na siebie [11]. Gaz ziemny przeważnie ulega ochłodzeniu w trakcie tej przemiany i spadek temperatury wynosi od 2 K do 7 K na każdy 1 MPa i zależy od jego stanu i składu [8,10]. W sieciach wysokiego ciśnienia obserwowany jest dodatni efekt

<sup>\*)</sup> Dr hab. inż. Małgorzata Kwestarz – e-mail: malorzata.kwestarz@pw.edu.pl

Mgr inż. Marcin Kapel – e-mail: marcin.kapel@gmail.com, Zakłady Systemów Ciepłowniczych i Gazowniczych, Wydział Instalacji Budowlanych, Hydrotechniki i Inżynierii Środowiska, Politechnika Warszawska

Joule'a – Thompsona [8]. W przypadku stacji redukcyjnych wysokiego ciśnienia, spadek ciśnienia gazu np. o 5 MPa może powodować obniżenie temperatury w reduktorze do wartości poniżej 0°C. Podgrzewanie gazu jest więc niezbędne, aby zapobiec wykrapaniu się wilgoci i powstawaniu hydratów w procesie redukcji ciśnienia oraz w celu utrzymania bezpiecznej wymaganej temperatury gazu w gazociągu i sieci gazowej [11,14]. Proces ten jest energochłonny i najczęściej obsługiwany w wolnostojących stacjach redukcyjnych przez kotły gazowe lub grzałki elektryczne. Wielu badaczy [10,11,14] sugeruje wykorzystanie turboekspanderów (rozprężarek) przetwarzających energię rozprężanego gazu do generowania energii elektrycznej. W przypadku rozprężania gazu w turboekspanderze, spadek temperatury gazu jest większy oraz większa jest ilość ciepła potrzebna do podgrzania gazu, aby utrzymać jego temperaturę w gazociągu [14]. Istnieją również koncepcje na temat wykorzystania łatwo dostępnej energii geotermalnej współpracującej z układem ORC lub ciepła odpadowego z procesów technologicznych jako alternatywnej możliwości podgrzewania gazu [14] w przypadku kiedy stacja gazowa jest zlokalizowana blisko takiego źródła energii. Rozwiązaniem mogącym znaleźć praktyczne aplikacje w funkcjonujących układach redukcyjnych może być zastosowanie odnawialnych źródeł energii, polegających na wykorzystaniu kolektorów słonecznych do podgrzania gazu przed jego redukcją, sprężarkowej pompy i paneli fotowoltaicznych [11].

## Metoda analizy

### Analiza egzergetyczna i termodynamiczna

Egzergia definiowana jest jako miernik jakości energii [29]. Inaczej egzergię tłumaczy się jako część energii całkowitej, którą da się wykorzystać w celu dostarczenia jej w postaci maksymalnej pracy [12]. Nie jest to praca realna, lecz jest to maksymalna zdolność do wykonania pracy, która zostanie zrealizowana w takim stopniu, w jakim wytwórca i użytkownik urządzenia ograniczą nieodwracalności przemian rzeczywistych. Ponadto analiza egzergetyczna powinna wskazać i określić ilościowo czynniki wpływające na niedoskonałość termodynamiczną procesów cieplnych, przez co dostarcza informacji o ewentualnej ich poprawie, ale nie decyduje o opłacalności tych udoskonaleń.

### Określenie mocy cieplnej instalacji podgrzewania gazu

Moc cieplną  $N$ , którą należy dostarczyć do gazu [8] można obliczyć według zależności (1).

$$N = \rho_n Q_n c_p (T_2 + (p_1 - p_2)\mu - T_1) \quad (1)$$

gdzie:

$N$  – moc cieplna, W,

$\rho_n$  – gęstość gazu w warunkach normalnych, kg/m<sup>3</sup>,

$Q_n$  – przepustowość stacji, m<sup>3</sup>,

$c_p$  – średnia wartość ciepła właściwego gazu przy stałym ciśnieniu, J/(kg/K),

$T_1$  – temperatura gazu na wejściu stacji, K,

$T_2$  – temperatura gazu na wyjściu stacji, K,

$\mu$  – średnia wartość współczynnika Joule'a – Thompsona, K/MPa,

$p_1$  – maksymalne nadciśnienie gazu na wejściu stacji, MPa,

$p_2$  – maksymalne nadciśnienie gazu na wyjściu stacji, MPa.

Wartość ciepła właściwego  $C_p$ , przy stałym ciśnieniu, odczytano zgodnie z propozycją autorów zamieszczoną w [8], z wykresów zależności od rodzaju gazu dla średniej wartości temperatury i ciśnienia gazu.

Wartość współczynnika Joule'a – Thompsona obliczono również zgodnie z propozycją autorów zamieszczoną w [8], stosując metodę iteracyjną, zakładając następujące kroki:

– Przyjęcie startowej wartości współczynnika Joule'a – Thompsona dla gazu ziemnego.

– Wyznaczenie średniej wartości ciśnienia absolutnego gazu ze wzoru (2).

$$\bar{p}_a = p_n + \frac{(p_1 + p_2)}{2} \quad (2)$$

gdzie:

$p_n$  – ciśnienie gazu w warunkach normalnych (0,1 MPa),

$p$  – nadciśnienie gazu przed redukcją, MPa,

$p_2$  – nadciśnienie gazu po redukcji, MPa.

– Wyznaczenie średniej wartości temperatury gazu (3).

$$\bar{T}_i = T_2 + \frac{(p_1 + p_2) \cdot \mu^i}{2} \quad (3)$$

gdzie:

$\bar{T}_i$  – średnia temperatura gazu, K,

$T_2$  – wymagana temperatura gazu po redukcji, K,

$p_2$  – nadciśnienie gazu po redukcji, MPa.

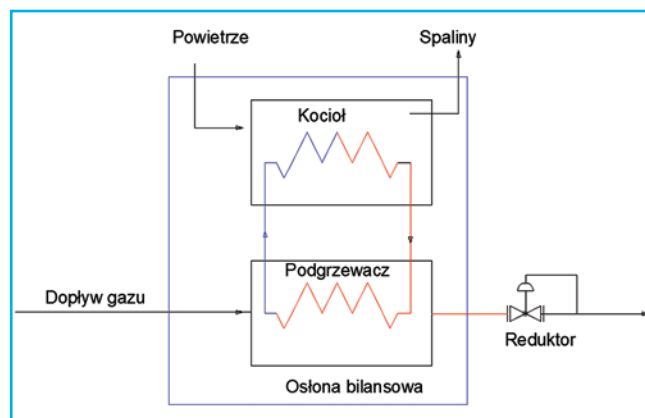
Przybliżona wartość współczynnika  $\mu^i$  dla obliczonych powyżej średnich wartości ciśnienia absolutnego i temperatury została odczytana z wykresów zamieszczonych w [8].

– Sprawdzenie czy obliczony współczynnik  $\mu^{i+1}$  spełnia dokładność  $|\mu^i - \mu^{i+1}| \leq \varepsilon$

gdzie:  $\varepsilon$  – wymagana dokładność obliczeń, przyjęto  $\varepsilon = 0,1$ .

### Bilans egzergii dla wariantu bez OZE

W celu określenia bilansu egzergii dla analizowanego układu stacji gazowej opracowano model do obliczeń, który został przedstawiony na rys. 1.



Rys. 1. Proponowany model układu – wariant podstawowy

Fig. 1. Proposed model – basic variant

Dla analizowanego przypadku, bilans egzergii odzwierciedla równanie (4).

$$E_d = \Delta E_p - \Delta E_{NG} \quad (4)$$

gdzie:

$\Delta E_p$  – bilans egzergii w podgrzewaczu gazu,

$\Delta E_{NG}$  – bilans egzergii przepływającego gazu ziemnego,

$E_d$  – strata egzergii.

Bilans egzergii strumienia gazu ziemnego może zostać zapisany zgodnie ze wzorem (5).

$$\Delta E_{NG} = m(e_{f-in} - e_{f-out}) = m_{NG} [(h_{in} - h_{out}) - T_o(s_{in} - s_{out})] \quad (5)$$

gdzie:

$h_{in}, h_{out}$  – entalpia gazu ziemnego odpowiednio na wlocie i na wylocie,

$s_{in} - s_{out}$  – entropia gazu ziemnego odpowiednio na wlocie i na wylocie,

$T_o$  – temperatura otoczenia.

Bilans egzergii w podgrzewaczu gazu może zostać zapisany według zależności (6).

$$\Delta E_p = E_{fuel} + E_{air} + E_{exh} \quad (6)$$

Indeks  $_{fuel}$  odnosi się do spalanego paliwa,  $_{air}$  do powietrza,  $_{exh}$  odnosi się do spalin.

Te trzy strumienie egzergii obliczono według poniższych zależności.

$E_{fuel}$  – egzergia gazu ziemnego jako paliwa (chemiczna) jest związana z zawartością składników palnych jak również z różnicą składu względem otoczenia. Do jej obliczenia użyto wzoru (7) zaproponowanego przez Szarguta (13).

$$E_{fuel} = 1.04 \cdot H_1 \quad (7)$$

gdzie:  $H_1$  – wartość opałowa przyjęta jako miara entalpii chemicznej.

Środkowy składnik  $E_{air}$  warunkach odniesienia jest = 0, ponieważ są to straty ciepła do otoczenia o zerowej wartości egzergii.

Egzergia spalin jest określana sumą egzergii chemicznej i technicznej [7].

$$E_{exh} = E_{ch} + E_t$$

Egzergia chemiczna spalin może być obliczona według zależności (8).

$$E_{ch} = T_o R_i \sum_{i=1}^N g_i \ln \frac{x_i}{x_{i,0}} \quad (8)$$

gdzie:

$g_i$  – udziały wagowe,

$R_i$  – stałe gazowe składników mieszaniny,

$x_{i,0}$  – oznacza udział i-tego składnika w gazie i otoczeniu,

$T_o$  – temperatura otoczenia.

Określenie egzergii technicznej spalin  $E_t$  przedstawia wzór (9).

$$E_t = \sum_{i=1}^N g_i [(h_{in} - h_{out}) - T_o(s_{in} - s_{out})] \quad (9)$$

gdzie:

$g_i$  – udziały wagowe składników spalin,

$h_{in}, h_{out}, s_{in} - s_{out}$  – wartości entalpii i entropii właściwej w stanie początkowym i końcowym,

$T_o$  – temperatura równowagi termicznej z otoczeniem.

Pełna wartość egzergii spalin jest określana mianem egzergii fizycznej. Składają się na nią egzergia techniczna oraz chemiczna.

Ostatecznie wzór dla egzergii spalin otrzymuje postać zgodnie z zależnością (10).

$$E_{exh} = T_o R_i \sum_{i=1}^N g_i \ln \frac{x_i}{x_{i,0}} + \sum_{i=1}^N g_i [(h_{in} - h_{out}) - T_o(s_{in} - s_{out})] \quad (10)$$

### Bilans egzergii z elementami technologii wykorzystującej OZE

W celu dokonania analizy egzergicznej i termodynamicznej stacji redukcyjno-pomiarowej gazu, z wykorzystaniem elementów technologii wykorzystującej odnawialne źródła energii (oze) do podgrzania gazu przed jego redukcją, rozważono trzy warianty.

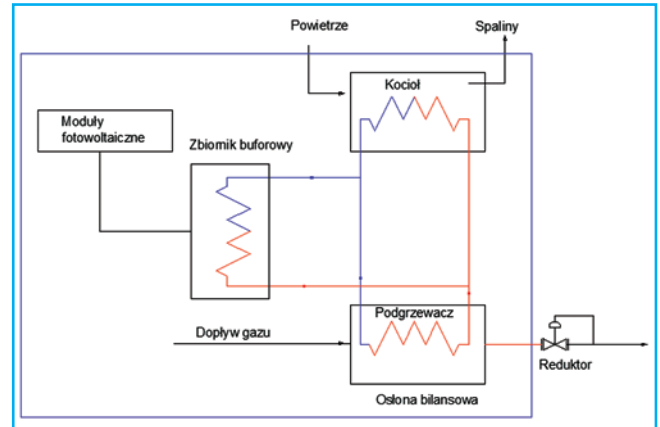
**Wariant I** polegający na wykorzystaniu paneli fotowoltaicznych do podgrzania gazu przed jego redukcją,

**Wariant II** polegający na wykorzystaniu sprężarkowej pompy ciepła współpracującej z panelami fotowoltaicznymi,

**Wariant III** polegający na wykorzystaniu kolektorów słonecznych.

### Bilans egzergii dla wariantu I z panelami fotowoltaicznymi

Zgodnie z przyjętym tokiem analizy, w dalszej kolejności opracowano model do obliczeń dla wariantu I, wykorzystujący panele fotowoltaiczne jako odnawialne źródło energii do podgrzania gazu przed redukcją, który prezentuje rys. 2.



Rys. 2. Model układu do obliczeń energetycznych wykorzystujący panele fotowoltaiczne

Fig. 2. Model with photovoltaic panels for energy calculations

Dla analizowanego studium przypadku, bilans egzergii odzwierciedla równanie (11):

$$E_d = \Delta E_p - \Delta E_{NG} + \Delta E_{pV} \quad (11)$$

gdzie:

$\Delta E_p$  – bilans egzergii w podgrzewaczu gazu,

$\Delta E_{NG}$  – bilans egzergii przepływającego gazu ziemnego,

$\Delta E_{pV}$  – bilans egzergii w zbiorniku buforowym,

$E_d$  – strata egzergii.

Bilans egzergii strumienia gazu ziemnego może zostać zapisany zgodnie z zależnością (12):

$$\Delta E_{NG} = m(e_{f-in} - e_{f-out}) = m_{NG} [(h_{in} - h_{out}) - T_o(s_{in} - s_{out})] \quad (12)$$

gdzie:

$h_{in}, h_{out}$  – entalpia gazu ziemnego odpowiednio na wlocie i na wylocie,

$s_{in} - s_{out}$  – entropia gazu ziemnego odpowiednio na wlocie i na wylocie,

$T_o$  – temperatura otoczenia.

Bilans egzergii w podgrzewaczu gazu może zostać zapisany według wzoru (13):

$$\Delta E_p = E_{fuel} + E_{air} + E_{exh} \quad (13)$$

Indeks  $_{fuel}$  odnosi się do spalanego paliwa,  $_{air}$  do powietrza,  $_{exh}$  odnosi się do spalin.

Te trzy strumienie egzergii obliczono według poniższych zależności.

$E_{fuel}$  – egzergia gazu ziemnego jako paliwa (chemiczna) jest związana z zawartością składników palnych, jak również z różnicą

składu względem otoczenia. Do jej obliczenia użyto wzoru (14) zaproponowanego przez Szarguta (13).

$$E_{\text{fuel}} = 1.04 \cdot H_1 \quad (14)$$

gdzie:  $H_1$  – wartość opałowa przyjęta jako miara entalpii chemicznej.

Środkowy składnik  $E_{\text{air}}$  warunkach odniesienia jest = 0, ponieważ są to straty ciepła do otoczenia o zerowej wartości egzergii.

Egzergia spalin określona wzorem (15) jest sumą egzergii chemicznej i technicznej [2].

$$E_{\text{exh}} = E_{\text{ch}} + E_t \quad (15)$$

Egzergia chemiczna spalin może być obliczona według zależności (16):

$$E_{\text{ch}} = T_0 R_i \sum_{i=1}^N g_i \ln \frac{x_i}{x_{i,0}} \quad (16)$$

gdzie:

$g_i$  – udziały wagowe,

$R_i$  – stałe gazowe składników mieszaniny,

$x_{i,0}$  – oznacza udział i-tego składnika w gazie i otoczeniu,

$T_0$  – temperatura otoczenia.

Określenie egzergii technicznej spalin  $E_t$  prezentuje zależność (17):

$$E_t = \sum_{i=1}^N g_i [(h_{\text{in}} - h_{\text{out}}) - T_0(s_{\text{in}} - s_{\text{out}})] \quad (17)$$

gdzie:

$g_i$  – udziały wagowe składników spalin,

$h_{\text{in}} - h_{\text{out}}, s_{\text{in}} - s_{\text{out}}$  – wartości entalpii i entropii właściwej w stanie początkowym i końcowym,

$T_0$  – temperatura równowagi termicznej z otoczeniem.

Pełna wartość egzergii spalin jest określana mianem egzergii fizycznej. Składają się na nią egzergia techniczna oraz chemiczna.

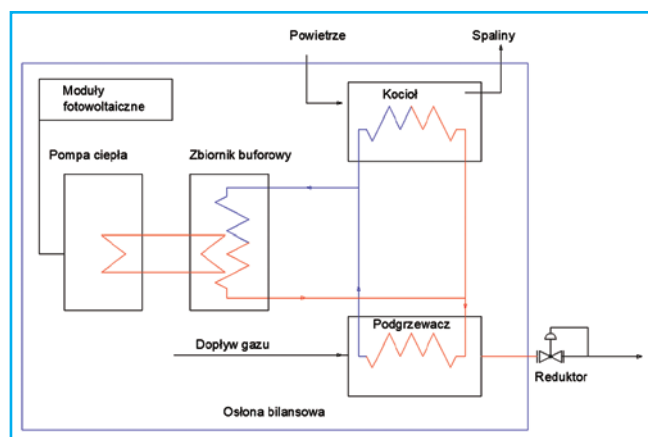
Ostatecznie wzór dla egzergii spalin otrzymuje postać (18):

$$E_{\text{exh}} = T_0 R_i \sum_{i=1}^N g_i \ln \frac{x_i}{x_{i,0}} + \sum_{i=1}^N g_i [(h_{\text{in}} - h_{\text{out}}) - T_0(s_{\text{in}} - s_{\text{out}})] \quad (18)$$

Bilans egzergii w zbiorniku buforowym, podgrzewanym grzałką elektryczną, może zostać zapisany jak zgodnie z zależnością (19):

$\Delta E_{\text{pV}}$  – bilans egzergii w zbiorniku buforowym jest równy pracy elektrycznej grzałki elektrycznej, ponieważ prowadzi do przekształcenia pracy elektrycznej w efekt cieplny [7].

$$\Delta E_{\text{pV}} = -W_e \quad (19)$$



Rys. 3. Model układu do obliczeń energetycznych wykorzystujący panele fotowoltaiczne i pompę ciepła

Fig. 3. Model with photovoltaic panels and a heat pump for energy calculations

## Bilans egzergii dla wariantu z pompą ciepła współpracującą z panelami fotowoltaicznymi

Zgodnie z przyjętym tokiem analizy dla tego wariantu, opracowano model wykorzystujący odnawialne źródła energii do podgrzania gazu przed redukcją, w postaci pompy ciepła współpracującej z panelami fotowoltaicznymi, który prezentuje rys. 3.

## Wykonanie analizy energetycznej i ekonomicznej zaproponowanego rozwiązania

Dla analizowanego studium przypadku, bilans egzergii odzwierciedla równanie (20):

$$E_d = \Delta E_p - \Delta E_{\text{NG}} + \Delta E_{\text{HP}} \quad (20)$$

gdzie:

$\Delta E_p$  – bilans egzergii w podgrzewaczu gazu

$\Delta E_{\text{NG}}$  – bilans egzergii przepływającego gazu ziemnego

$\Delta E_{\text{HP}}$  – bilans egzergii pompy ciepła

$E_d$  – strata egzergii

Bilans egzergii strumienia gazu ziemnego może zostać zapisany według zależności (21):

$$\Delta E_{\text{NG}} = m(e_{\text{f-in}} - e_{\text{f-out}}) = m_{\text{NG}} [(h_{\text{in}} - h_{\text{out}}) - T_0(s_{\text{in}} - s_{\text{out}})] \quad (21)$$

gdzie:

$h_{\text{in}}, h_{\text{out}}$  – entalpia gazu ziemnego odpowiednio na wlocie i na wylocie,

$s_{\text{in}} - s_{\text{out}}$  – entropia gazu ziemnego odpowiednio na wlocie i na wylocie,

$T_0$  – temperatura otoczenia.

Bilans egzergii w podgrzewaczu gazu może zostać zapisany zgodnie ze wzorem (22):

$$\Delta E_p = E_{\text{fuel}} + E_{\text{air}} + E_{\text{exh}} \quad (22)$$

Indeks  $_{\text{fuel}}$  odnosi się do spalanego paliwa,  $_{\text{air}}$  do powietrza,  $_{\text{exh}}$  odnosi się do spalin.

Te trzy strumienie egzergii obliczono według poniższych zależności.

$E_{\text{fuel}}$  – egzergia gazu ziemnego jako paliwa (chemiczna) jest związana z zawartością składników palnych, jak również z różnicą składu względem otoczenia. Do jej obliczenia użyto wzoru (23), zaproponowanego przez Szarguta (13).

$$E_{\text{fuel}} = 1.04 \cdot H_1 \quad (23)$$

gdzie:  $H_1$  – wartość opałowa przyjęta jako miara entalpii chemicznej

Środkowy składnik  $E_{\text{air}}$  warunkach odniesienia jest = 0, ponieważ są to straty ciepła do otoczenia o zerowej wartości egzergii.

Egzergia spalin określona wzorem (24) jest sumą egzergii chemicznej i technicznej [2].

$$E_{\text{exh}} = E_{\text{ch}} + E_t \quad (24)$$

Egzergia chemiczna spalin może być obliczona według zależności (25):

$$E_{\text{ch}} = T_0 R_i \sum_{i=1}^N g_i \ln \frac{x_i}{x_{i,0}} \quad (25)$$

gdzie:

$g_i$  – udziały wagowe,

$R_i$  – stałe gazowe składników mieszaniny,

$x_{i,0}$  – oznacza udział i-tego składnika w gazie i otoczeniu.

$T_0$  – temperatura otoczenia

Określenie egzergii technicznej spalin  $E_t$  wyraża zależność (26):

$$E_t = \sum_{i=1}^N g_i [(h_{in} - h_{out}) - T_0(s_{in} - s_{out})] \quad (26)$$

gdzie:

$g_i$  – udziały wagowe składników spalin,  
 $h_{in}$  –  $h_{out}$ ,  $s_{in}$  –  $s_{out}$  – wartości entalpii i entropii właściwej w stanie początkowym i końcowym,  
 $T_0$  – temperatura równowagi termicznej z otoczeniem.

Pełna wartość egzergii spalin jest określana mianem egzergii fizycznej. Składają się na nią egzergia techniczna oraz chemiczna.

Ostatecznie wzór dla egzergii spalin otrzymuje postać (27):

$$E_{exh} = T_0 R_i \sum_{i=1}^N g_i \ln \frac{x_i}{x_{i,0}} + \sum_{i=1}^N g_i [(h_{in} - h_{out}) - T_0(s_{in} - s_{out})] \quad (27)$$

Bilans egzergii w zbiorniku buforowym podgrzewanym pompą ciepła może zostać zapisany według zależności (28):

$\Delta E_{HP}$  – bilans egzergii pompy ciepła

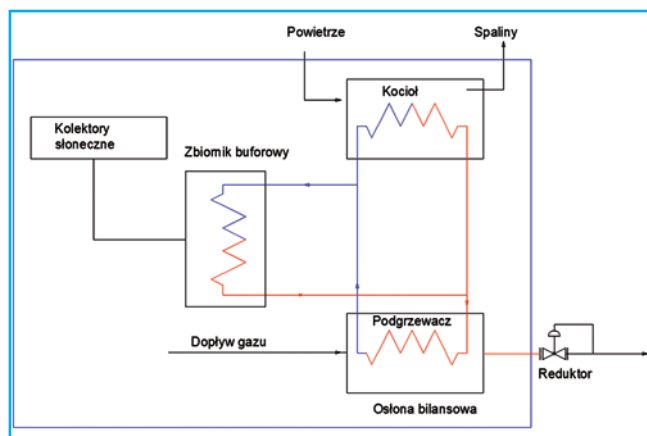
$$\Delta E_{HP} = Q \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \quad (28)$$

gdzie:

$Q$  – ciepło, J,  
 $T$  – temperatura początkowa, K,  
 $T_0$  – temperatura otoczenia, K.

#### Bilans egzergii dla wariantu z kolektorami słonecznymi cieczowymi

Trzecim rozważanym wariantem wykorzystania OZE na stacji gazowej było wprowadzenie kolektorów słonecznych. Analiza bilansu egzergii w stacji, wykorzystującej kolektory słoneczne do podgrzania gazu przed redukcją, wykonana została o zmodyfikowany podstawowy model na model przedstawiony na rys. 4.



Rys. 4. Model układu do obliczeń energetycznych wykorzystujący kolektory słoneczne

Fig. 4. Model with solar collectors for energy calculations using solar collectors

Wykonanie analizy energetycznej i ekonomicznej zaproponowanego rozwiązania przedstawiono w dalszej części tego rozdziału.

Dla analizowanego studium przypadku, bilans egzergii odzwierciedla równanie (29):

$$E_d = \Delta E_p - \Delta E_{NG} + E_H \quad (29)$$

gdzie:

$\Delta E_p$  – bilans egzergii w podgrzewaczu gazu,  
 $\Delta E_{NG}$  – bilans egzergii przepływającego gazu ziemnego,  
 $E_H$  – bilans egzergii kolektorów słonecznych,  
 $E_d$  – strata egzergii.

Bilans egzergii strumienia gazu ziemnego może zostać zapisany zgodnie z zależnością (30):

$$\Delta E_{NG} = m(e_{f-in} - e_{f-out}) = m_{NG} [(h_{in} - h_{out}) - T_0(s_{in} - s_{out})] \quad (30)$$

gdzie:

$h_{in}$ ,  $h_{out}$  – entalpia gazu ziemnego odpowiednio na wlocie i na wylocie,  
 $s_{in}$  –  $s_{out}$  – entropia gazu ziemnego odpowiednio na wlocie i na wylocie,  
 $T_0$  – temperatura otoczenia.

Bilans egzergii w podgrzewaczu gazu może zostać zapisany według wzoru (31):

$$\Delta E_p = E_{fuel} + E_{air} + E_{exh} \quad (31)$$

Indeks  $_{fuel}$  odnosi się do spalanego paliwa,  $_{air}$  do powietrza,  $_{exh}$  odnosi się do spalin.

Te trzy strumienie egzergii obliczono według poniższych zależności.

$E_{fuel}$  – egzergia gazu ziemnego jako paliwa (chemiczna) jest związana z zawartością składników palnych, jak również z różnicą składu względem otoczenia. Do jej obliczenia użyto wzoru (32), zaproponowanego przez Szarguta (13).

$$E_{fuel} = 1.04 \cdot H_1 \quad (32)$$

gdzie:  $H_1$  – wartość opałowa przyjęta jako miara entalpii chemicznej.

Środkowy składnik  $E_{air}$  warunkach odniesienia jest = 0, ponieważ są to straty ciepła do otoczenia o zerowej wartości egzergii.

Egzergia spalin jest określana ze wzoru (33) jako sumą egzergii chemicznej i technicznej [7].

$$E_{exh} = E_{ch} + E_t \quad (33)$$

Egzergia chemiczna spalin może być obliczona według zależności (34):

$$E_{ch} = T_0 R_i \sum_{i=1}^N g_i \ln \frac{x_i}{x_{i,0}} \quad (34)$$

gdzie:

$g_i$  – udziały wagowe,  
 $R_i$  – stałe gazowe składników mieszaniny,  
 $x_{i,0}$  – oznacza udział i-tego składnika w gazie i otoczeniu,  
 $T_0$  – temperatura otoczenia.

Określenie egzergii technicznej spalin  $E_t$  wyraża wzór (35):

$$E_t = \sum_{i=1}^N g_i [(h_{in} - h_{out}) - T_0(s_{in} - s_{out})] \quad (35)$$

gdzie:

$g_i$  – udziały wagowe składników spalin,  
 $h_{in}$  –  $h_{out}$ ,  $s_{in}$  –  $s_{out}$  – wartości entalpii i entropii właściwej w stanie początkowym i końcowym,  
 $T_0$  – temperatura równowagi termicznej z otoczeniem.

Pełna wartość egzergii spalin jest określana mianem egzergii fizycznej. Składają się na nią egzergia techniczna oraz chemiczna.

Ostatecznie wzór dla egzergii spalin otrzymuje postać (36)

$$E_{exh} = T_0 R_i \sum_{i=1}^N g_i \ln \frac{x_i}{x_{i,0}} + \sum_{i=1}^N g_i [(h_{in} - h_{out}) - T_0(s_{in} - s_{out})] \quad (36)$$

Egzergia w zbiorniku buforowym podgrzewanym przez kolektory słoneczne określona jest wzorem (37):

$E_H$  – energia w kolektorach słonecznych

$$E_H = \eta_o \cdot I_T \cdot A_c \cdot \left(1 - \frac{T_o}{T_s}\right) \quad (37)$$

gdzie:

- $\eta_o$  – sprawność optyczna kolektorów słonecznych,
- $I_T$  – strumień promieniowania słonecznego na pochyłym kolektorze,
- $A_c$  – powierzchnia absorbera,
- $T_s$  – temperatura promieniowania słonecznego 4350 [K],
- $T_o$  – temperatura otoczenia [K].

## Oprogramowanie wykorzystane do przeprowadzania analiz

Jako wsparcie do wykonania obliczeń egzergetycznych, wykorzystano pakiet komercyjnego oprogramowania ProSim Plus, wersja: 3.6.15.0, DLL Version: 4.0.9.1009 Posiadana licencja umożliwia wykonywanie analiz i obliczeń w celach naukowych. Jest to oprogramowanie wykorzystywane w inżynierii procesowej, wykonujące rygorystyczne obliczenia w stanie ustalonym bilansu masy i energii dla szerokiego zakresu przemysłowych procesów.

Dzięki wbudowanym w oprogramowanie bibliotekom: obiektów, procesów i modeli termodynamicznych oraz substancji chemicznych, możliwe jest wykonywanie symulacji zachodzących w zdefiniowanych przez użytkownika układach z różnorodnymi czynnikami termodynamicznymi.

## Analiza ekonomiczna

Podstawowym kryterium decydującym o realizacji danego projektu jest zawsze aspekt ekonomiczny, pomimo właściwych wskaźników efektywności energetycznej i ekologicznej [4]. W celu umożliwienia podjęcia decyzji inwestycyjnej, należy wyznaczyć wskaźniki jej opłacalności. Są to wskaźniki wymieniane i wykorzystywane przez wielu autorów [1,3,4,7]. Wyrażają one statyczne i dynamiczne kryteria rentowności inwestycji, uwzględniające lub nie zmiany pieniądza w czasie. Do podstawowych wskaźników pozwalających na podjęcie decyzji ekonomicznej i wybraniu danego rozwiązania technicznego należą:

- prosty okres zwrotu,
- wartość bieżąca netto NPV,
- wewnętrzna stopa zwrotu kapitału inwestycyjnego IRR,
- dynamiczny okres zwrotu poniesionych nakładów,
- indeks zyskowności.

## Analiza techniczno-ekonomiczna obiektu stacji gazowej

Do analizy wytypowana została stacja gazowa wysokiego ciśnienia, redukcyjno-pomiarowa, funkcjonująca w sieci gazowej zarządzanej przez PSG Sp. z o.o. Stacja zlokalizowana jest w centralnej Polsce.

Do obliczeń przyjęto trzy warianty wykorzystania odnawialnych źródeł energii do podgrzania gazu przed jego redukcją. Wariant I – wykorzystanie paneli fotowoltaicznych. Wariant II – wykorzystanie sprężarkowej pompy ciepła współpracującej z panelami fotowoltaicznymi. Wariant III – wykorzystanie kolektorów słonecznych. W celu przeprowadzenia analizy zdefiniowano pracę stacji redukcyjno-pomiarowej, bez dodatkowych układów wykorzystujących oze, a następnie określono czy i jak zmieni się jej funkcjonowanie z urządzeniami wykorzystującymi oze. Dokonano zestawienia przewidywanych kosztów dla przyjętych rozwiązań technicznych bez oraz z wykorzystaniem OZE. Dokonano porównania wskaźników opłacalności proponowanych rozwiązań.

Przyjęte parametry pracy stacji gazowej do obliczeń:  
 $Q_n$  – nominalna przepustowość stacji  $Q_n = 6\,000 \text{ Nm}^3/\text{h}$ ,  
 $MOP_{we}$  – ciśnienie wejściowe: średnia w roku – 2,3 MPa,  
 $MOP_{wy}$  – ciśnienie wyjściowe: średnia w roku 281 kPa,

Średnia temperatura 12,1°C (min 1,6 – max 32,8), nie ma możliwości wskazania temperatury wejściowej i wyjściowej, ponieważ jest jeden pomiar na stacji.

Rodzaj przesyłanego gazu: gaz wysokometanowy E.

Zapotrzebowanie na energię elektryczną do funkcjonowania stacji w okresie czasu, przyjęto 3000 kWh/rok. Zapotrzebowanie na ciepło do podgrzania gazu kWh w okresie czasu wynosi  $E_g = 6\,204 \text{ m}^3/\text{rok}$ .

Charakterystykę pracy stacji gazowej przedstawia tab. 1.

Tabela 1. Profil obciążenia stacji w standardowym roku kalendarzowym  
 Table 1. Station load profile in the standard calendar year

| Miesiąc | Przyrost licznika [m <sup>3</sup> ] | % obciążenia |
|---------|-------------------------------------|--------------|
| 01-2019 | 1444735,3                           | 16,86%       |
| 02-2019 | 1234199,75                          | 14,40%       |
| 03-2019 | 1056248,82                          | 12,32%       |
| 04-2019 | 739182,14                           | 8,62%        |
| 05-2019 | 522015,62                           | 6,09%        |
| 06-2019 | 73329,19                            | 0,86%        |
| 07-2019 | 61514,19                            | 0,72%        |
| 08-2019 | 25142,59                            | 0,29%        |
| 09-2019 | 302609,41                           | 3,53%        |
| 10-2019 | 595146,68                           | 6,94%        |
| 11-2019 | 952110,64                           | 11,11%       |
| 12-2019 | 1565132,29                          | 18,26%       |
| Rok     | 8571366,62                          | 100%         |

Tabela 2. Dane do określenia mocy cieplnej układu  
 Table 2. Input data for determining the thermal power

|  |              |                        |
|--|--------------|------------------------|
| Przepustowość stacji nominalna   | $Q_n =$      | 6000 m <sup>3</sup> /h |
| maksymalne nadciśnienie wejściowe  | $p_1 =$      | 2,3                    |
| minimalne nadciśnienie wyjściowe   | $p_2 =$      | 0,281                  |
| temperatura gazu na wejściu stacji   | $T_1 =$      | 273,15                 |
| temperatura gazu na wyjściu stacji   | $T_2 =$      | 285,25                 |
| współczynnik sprawności instalacji grzewczej   | $\eta_g =$   | 0,90                   |
| gęstość gazu w warunkach normalnych, gaz ziemny wysokometanowy,  | $\rho =$     | 0,829                  |
| Do obliczeń przyjęto dokładność $\epsilon = 0,1$   | $\epsilon =$ | 0,1                    |
| Wyznaczanie $\mu$ współczynnika Joule'a-Thompsona o określonej dokładności $ \mu_i - \mu_{i+1}  \leq \epsilon$       |              |                        |
| dla pierwszej iteracji przyjęto $\mu = 5,0 \text{ K/MPa}$  |              | 5,00                   |
| średnia wartość ciśnienia absolutnego gazu $p_a = 1,3905 \text{ MPa}$ (2)  |              |                        |
| średnia wartość temperatury gazu $T = 290,2975 \text{ K}$ (3)  |              |                        |
| współczynnik Joule'a-Thompsona $\mu(p,T)$ dla $p_a = 1,39 \text{ MPa}$ i $T = 290,29 \text{ K} = 17,14 \text{ st C}$ |              |                        |
| $\mu = 6,0 \text{ K/MPa}$  |              |                        |
| powtórzenie iteracji dla $\mu = 6,0 \text{ K/MPa}$ i $T = 291,307 \text{ K}$   |              |                        |
| współczynnik Joule'a-Thompsona $\mu(p,T)$ dla $p_a = 1,39 \text{ MPa}$ i $T = 291,3 \text{ K} = 18,15 \text{ st C}$  |              |                        |
| $\mu = 5,9 \text{ K/MPa}$  |              |                        |
| Wyznaczanie ciepła właściwego przy stałym ciśnieniu  |              |                        |
| ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu $c_p$ dla $T = 291,3 \text{ K}$ i $p_{sr} = 1,3905 \text{ Mpa}$                |              |                        |
| $c_p = 2,4 \text{ kJ/(kgK)}$   |              |                        |

## Analiza obiektu stacji gazowej

### Moc cieplna instalacji podgrzewania gazu

Wykonano obliczenia mocy cieplnej (1) dla instalacji podgrzewania gazu na podstawie rzeczywistych parametrów przepływu gazu przez analizowaną stację oraz wartości temperatury i ciśnienia zamieszczonych w tabeli 2. Dane o przepływach odczytano z miesięcznych raportów dotyczących pracy stacji. Obliczenia wykonano dla każdego miesiąca w roku, przyjmując do obliczeń zamiast nominalnego  $Q_n$ , maksymalne  $Q_n$  [ $m^3/h$ ], które wystąpiło w danym miesiącu na stacji.

Wyniki obliczeń mocy cieplnej dla instalacji podgrzania gazu zestawiono w tab. 3.

Na podstawie otrzymanych wyników obliczeń, dokonano zestawienia przepływów gazu przez stację w stosunku do zapotrzebowania na moc cieplną do jego podgrzania. Wyniki zostały zaprezentowane na rys. 5.

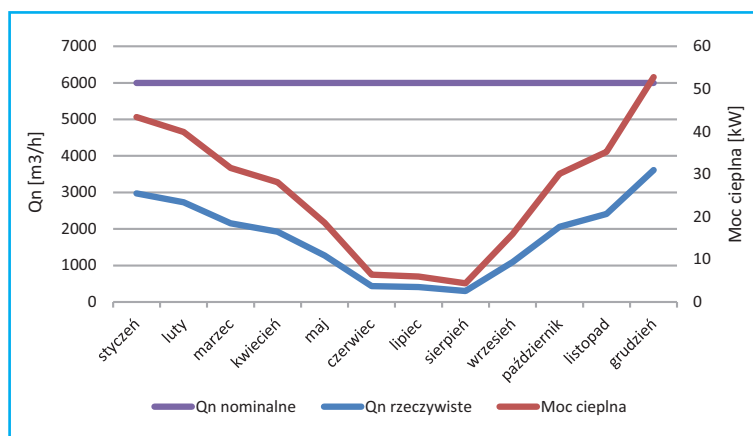
### Bilans egzergii dla wariantu bez OZE

Obliczenia bilansu egzergii dla poddawanego analizie wariantu dokonano w środowisku oprogramowania ProSim Plus. W oparciu o opracowany model układu do obliczeń, wykonano symulację pracy zaproponowanego rozwiązania w środowisku ProSim Plus: 3.6.15.0, DLL Version: 4.0.9.1009, produkcji ProSim S.A., przy następujących parametrach obliczeń: równania stanu: RK Generalized, alpha function: Mathias-Copeman, mixing rules: PSRK.

Przebieg analizowanego procesu w środowisku ProSim Plus przedstawiono na rys. 6.

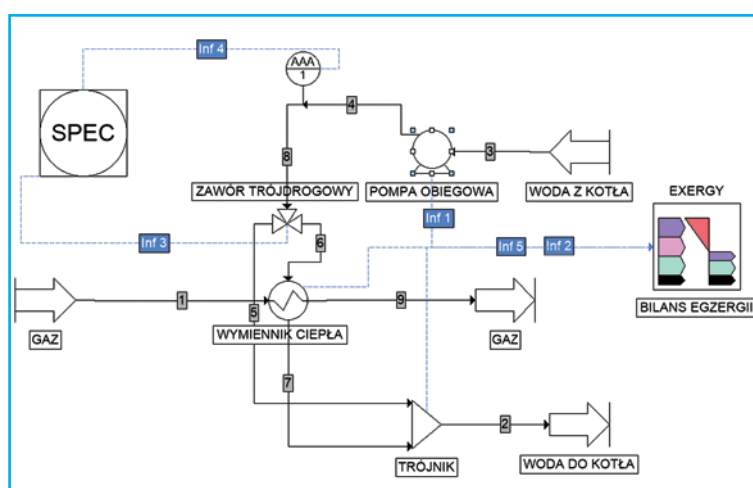
Na bilans egzergii składa się egzergia wchodząca do układu, która równa się sumie egzergii wychodzącej z układu oraz nieodwracalności procesu.

Największe straty egzergii w układzie występują w wymienniku ciepła. Widoczne jest to w obliczeniach w tabeli 5 dla wymiennika ciepła, w ostatniej kolumnie zatytułowanej: „exergy wastes”.



Rys. 5. Przepływy gazu przez stację w ciągu roku i zapotrzebowanie na moc cieplną do jego podgrzania

Fig. 5. Gas flows through the station during the year and the demand for thermal power for its heating



Rys. 6. Model układu w środowisku ProSim Plus dla analizowanego układu bez OZE

Fig. 6. Model of the system without RES in the ProSim Plus environment

Tabela 3. Zapotrzebowanie na moc cieplną instalacji podgrzewania

Table 3. Thermal power demand of the heating installation

| Zapotrzebowanie na moc cieplną instalacji podgrzewania                    |      |   |          |    | sprawność 0,90 |    |
|---|------|---|----------|----|----------------|----|
| Dla nominalnego przepływu $Q_n = 6000 m^3/h$                              |      |   |          |    |                |    |
|   |      | $N=0,829 \cdot (6000/3600) \cdot 2,4 \cdot (285,25 + (2,3-0,281) \cdot 5,9-273,15)$ | 79,62412 | kW | 87,58654       | kW |
| Dla rzeczywistych przepływów szczytowych w poszczególnych miesiącach roku |      |   |          |    |                |    |
| styczeń   | 2974 | $N=0,829 \cdot (2974/3600) \cdot 2,4 \cdot (285,25 + (2,3-0,281) \cdot 5,9-273,15)$ | 39,46702 | kW | 43,41373       | kW |
| luty  | 2733 | $N=0,829 \cdot (2733/3600) \cdot 2,4 \cdot (285,25 + (2,3-0,281) \cdot 5,9-273,15)$ | 36,26879 | kW | 39,89567       | kW |
| marzec  | 2157 | $N=0,829 \cdot (2694/3600) \cdot 2,4 \cdot (285,25 + (2,3-0,281) \cdot 5,9-273,15)$ | 28,62487 | kW | 31,48736       | kW |
| kwiecień  | 1926 | $N=0,829 \cdot (2694/3600) \cdot 2,4 \cdot (285,25 + (2,3-0,281) \cdot 5,9-273,15)$ | 25,55934 | kW | 28,11528       | kW |
| maj   | 1272 | $N=0,829 \cdot (2694/3600) \cdot 2,4 \cdot (285,25 + (2,3-0,281) \cdot 5,9-273,15)$ | 16,88031 | kW | 18,56835       | kW |
| czerwiec  | 438  | $N=0,829 \cdot (2694/3600) \cdot 2,4 \cdot (285,25 + (2,3-0,281) \cdot 5,9-273,15)$ | 5,812561 | kW | 6,393817       | kW |
| lipiec  | 408  | $N=0,829 \cdot (2694/3600) \cdot 2,4 \cdot (285,25 + (2,3-0,281) \cdot 5,9-273,15)$ | 5,41444  | kW | 5,955884       | kW |
| sierpień  | 299  | $N=0,829 \cdot (2694/3600) \cdot 2,4 \cdot (285,25 + (2,3-0,281) \cdot 5,9-273,15)$ | 3,967935 | kW | 4,364729       | kW |
| wrzesień  | 1094 | $N=0,829 \cdot (2694/3600) \cdot 2,4 \cdot (285,25 + (2,3-0,281) \cdot 5,9-273,15)$ | 14,51813 | kW | 15,96995       | kW |
| październik   | 2061 | $N=0,829 \cdot (2694/3600) \cdot 2,4 \cdot (285,25 + (2,3-0,281) \cdot 5,9-273,15)$ | 27,35089 | kW | 30,08598       | kW |
| listopad  | 2413 | $N=0,829 \cdot (2694/3600) \cdot 2,4 \cdot (285,25 + (2,3-0,281) \cdot 5,9-273,15)$ | 32,02217 | kW | 35,22439       | kW |
| grudzień  | 3616 | $N=0,829 \cdot (2694/3600) \cdot 2,4 \cdot (285,25 + (2,3-0,281) \cdot 5,9-273,15)$ | 47,98681 | kW | 52,78549       | kW |

Tabela 4. Wyniki obliczeń bilansu egzergii dla analizowanego układu bez oze – raport z obliczeń w środowisku ProSim Plus: 3.6.15.0

Table 4. The results of the exergy balance calculations for the analyzed system without oze – a report from the calculations in the ProSim Plus environment: 3.6.15.0

RESULTS ON THE GLOBAL EXERGY BALANCE

- SUM OF IRREVERSIBILITIES = 99248.9 (W)  
 - SUM OF EXTERNAL LOSSES = 2.449823E+07 (W)

RESULTS ON THE UNIT EXERGY BALANCES

| UNIT OPERATION NAME | UNIT OPERATION DESCRIPTION | INPUT EXERGY    |                 |             |             | OUTPUT EXERGY   |                 |             |             | EXERGY WASTES   |                 |
|---------------------|----------------------------|-----------------|-----------------|-------------|-------------|-----------------|-----------------|-------------|-------------|-----------------|-----------------|
|                     |                            | PHYSICAL EXERGY | CHEMICAL EXERGY | WORK EXERGY | HEAT EXERGY | PHYSICAL EXERGY | CHEMICAL EXERGY | WORK EXERGY | HEAT EXERGY | PHYSICAL EXERGY | CHEMICAL EXERGY |
|                     |                            | (W)             | (W)             | (W)         | (W)         | (W)             | (W)             | (W)         | (W)         | (W)             | (W)             |
| POMPA OBJEGOWA      | Centrifugal pump           | 7630.02         | 28527.2         | 176.073     | 0.00000     | 7785.67         | 28527.2         | 0.00000     | 0.00000     | 0.00000         | 0.00000         |
| Measurement         | Measurement                | 7785.67         | 28527.2         | 0.00000     | 0.00000     | 7785.67         | 28527.2         | 0.00000     | 0.00000     | 0.00000         | 0.00000         |
| ZAWÓR TRÓJDROGOWY   | Three way valve            | 7785.67         | 28527.2         | 0.00000     | 0.00000     | 7785.67         | 28527.2         | 0.00000     | 0.00000     | 0.00000         | 0.00000         |
| WYMIENNIK CIEPŁA    | Generalized heat exchanger | 229343.         | 2.436086E+07    | 0.00000     | 0.00000     | 1327.37         | 22821.8         | 0.00000     | 0.00000     | 130770.         | 2.433804E+07    |
| TRÓJNIK             | Other mixer                | 2884.51         | 28527.2         | 0.00000     | 0.00000     | 0.00000         | 0.00000         | 0.00000     | 0.00000     | 900.990         | 28527.2         |

| ITEM | UNIT OPERATION NAME | EFFICIENCY |               | IRREVERSIBILITY |              |
|------|---------------------|------------|---------------|-----------------|--------------|
|      |                     | SIMPLE (%) | INTRINSIC (%) | INTRINSIC (%)   | RELATIVE (%) |
| 1    | POMPA OBJEGOWA      | 99.944     | 88.404        | 11.596          | 0.021        |
| 2    | Measurement         | 100.000    | 100.000       | 0.000           | 0.000        |
| 3    | ZAWÓR TRÓJDROGOWY   | 100.000    | 100.000       | 0.000           | 0.000        |
| 4    | WYMIENNIK CIEPŁA    | 0.098      | 0.004         | 0.396           | 97.981       |
| 5    | TRÓJNIK             | 0.000      | 0.000         | 6.315           | 1.999        |

**Bilans egzergii dla wariantu I z panelami fotowoltaicznymi**

W oparciu o opracowany model układu do obliczeń, wykonano symulację pracy zaproponowanego rozwiązania w środowisku ProSim Plus: 3.6.15.0, DLL Version: 4.0.9.1009, produkcji ProSim S.A., przy następujących parametrach obliczeń: równania stanu: RK Generalized, alpha function: Mathias-Copeman, mixing rules: PSRK.

Do obliczeń procesowych założono dodatkowe podgrzanie wody o 20°C w podgrzewaczu wykorzystującym energię z paneli fotowoltaicznych.

Dla wariantu I określono również średniodobowe promienowanie słoneczne w ciągu roku jakie występuję w rejonie w którym

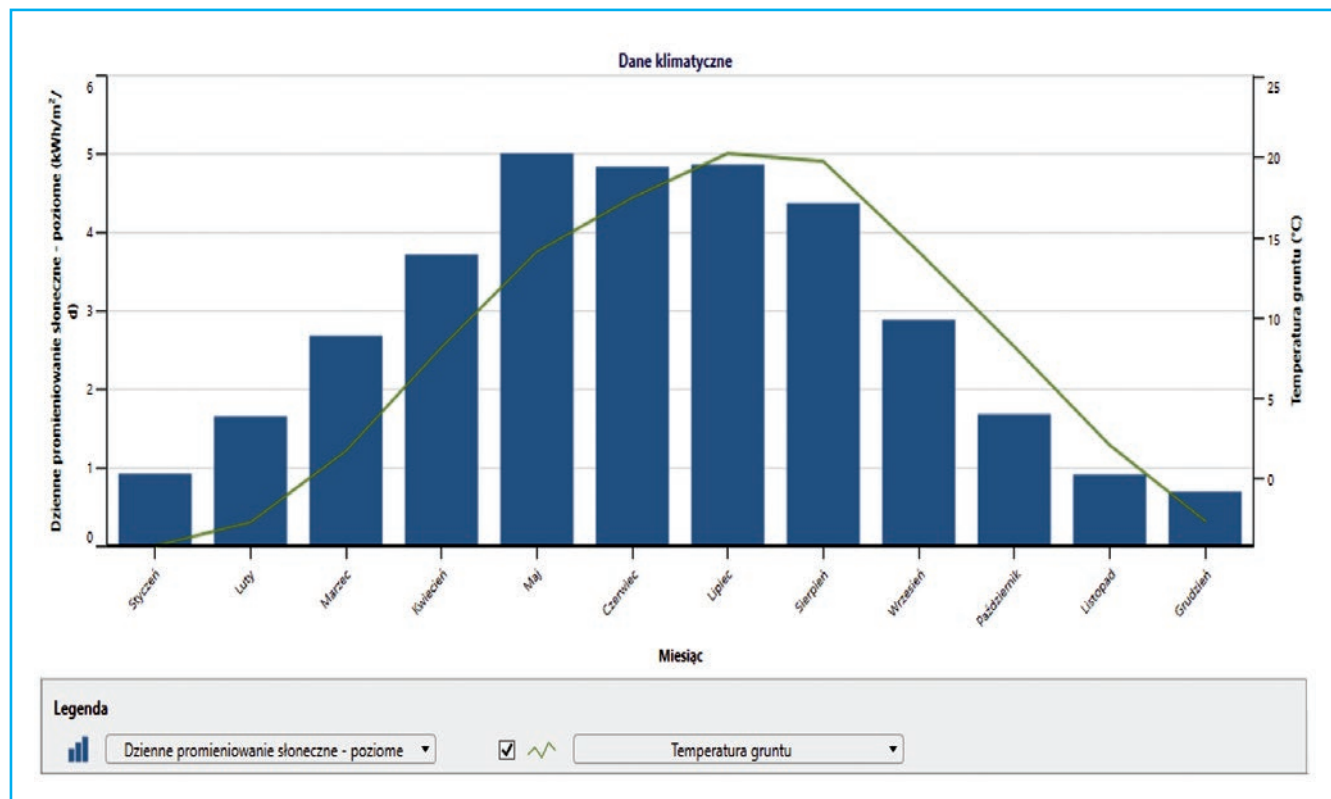
pracuje stacja gazowa. Dane klimatyczne uzyskano z bazy zawartej w programie RETScreen Expert. Wyniki obliczeń przedstawiono na rys. 7.

W celu określenia produkcji energii z systemu fotowoltaicznego, dokonano obliczeń spodziewanej produkcji energii z tego sytemu, zlokalizowanego w rejonie w którym pracuje stacja gazowa. Wyniki obliczeń przedstawiono w formie graficznej na rys. 8.

Na podstawie otrzymanych wyników obliczeń, dokonano zestawienia zapotrzebowania na moc ciepłą (tab. 4) do jego podgrzania w stosunku do spodziewanej produkcji energii z sytemu fotowoltaicznego (rys. 8). Wyniki zostały zaprezentowane na wykresie rys. 9.

Przebieg analizowanego procesu w środowisku ProSim Plus przedstawiono na rys. 10.

Dla tego wariantu największe straty egzergii w układzie występuję również w wymienniku ciepła. Widoczne jest to w obliczeniach w tab. 5 dla wymiennika ciepła, w ostatniej kolumnie zatytułowanej: „exergy wastes”.

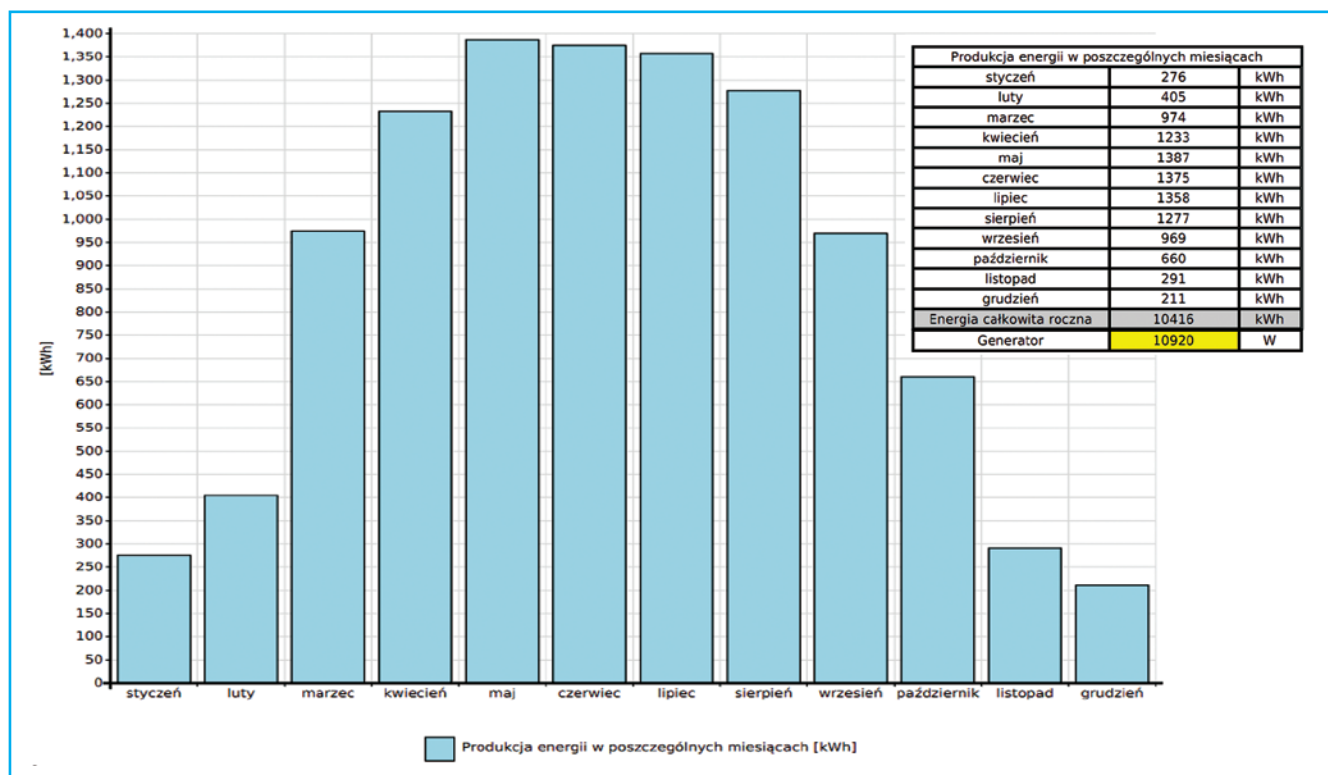


Rys. 7. Średniodobowe promieniowanie słoneczne w ciągu roku na podstawie danych klimatycznych zawartych w programie RETScreen Expert

Fig. 7. Average daily solar radiation throughout the year based on the climatic data included in the RETScreen Expert program

Źródło: <https://www.nrcan.gc.ca/maps-tools-publications/tools/data-analysis-software-modelling/retscreen/7465> – dostęp 2020.11.30, 19:45.





Rys. 8. Oczekiwana produkcja energii z 10 kW sytemu fotowoltaicznego zlokalizowanego na gruncie

Fig. 8. Expected energy production from a 10 kW photovoltaic system located on the ground

Źródło: <https://program.corab.eu/#/formularz> – dostęp: 2020.11.30, 20:00.

Tabela 5. Wyniki obliczeń bilansu egzergii dla analizowanego układu z panelami fotowoltaicznymi – raport z obliczeń w środowisku ProSim Plus: 3.6.15.0

Table 5. The results of the exergy balance calculations for the analyzed system with photovoltaic panels – a report on the calculations in the ProSim Plus environment: 3.6.15.0

RESULTS ON THE GLOBAL EXERGY BALANCE

- SUM OF IRREVERSIBILITIES = 7129.27 (W)  
 - SUM OF EXTERNAL LOSSES = 2.512307E+07 (W)

RESULTS ON THE UNIT EXERGY BALANCES

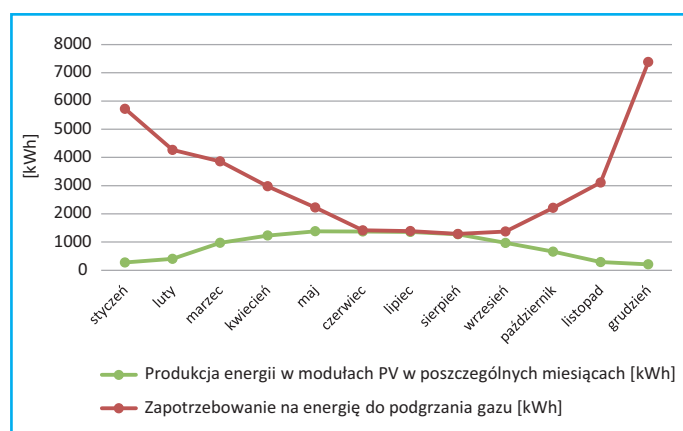
| UNIT OPERATION NAME | UNIT OPERATION DESCRIPTION | INPUT EXERGY        |                     |                 |                 | OUTPUT EXERGY       |                     |                 |                 | EXERGY WASTES       |                     |
|---------------------|----------------------------|---------------------|---------------------|-----------------|-----------------|---------------------|---------------------|-----------------|-----------------|---------------------|---------------------|
|                     |                            | PHYSICAL EXERGY (W) | CHEMICAL EXERGY (W) | WORK EXERGY (W) | HEAT EXERGY (W) | PHYSICAL EXERGY (W) | CHEMICAL EXERGY (W) | WORK EXERGY (W) | HEAT EXERGY (W) | PHYSICAL EXERGY (W) | CHEMICAL EXERGY (W) |
| POMPA OBIĘGOWA      | Centrifugal pump           | 3052.01             | 11410.9             | 70.4291         | 0.00000         | 3114.27             | 11410.9             | 0.00000         | 0.00000         | 0.00000             | 0.00000             |
| Measurement         | Measurement                | 3114.27             | 11410.9             | 0.00000         | 0.00000         | 3114.27             | 11410.9             | 0.00000         | 0.00000         | 0.00000             | 0.00000             |
| PODGRZEWACZ WODY    | Cooler/Heater              | 3114.27             | 11410.9             | 0.00000         | 6717.00         | 7757.57             | 11410.9             | 0.00000         | 0.00000         | 0.00000             | 0.00000             |
| ZAWÓR TRÓJDROGOWY   | Three way valve            | 7757.57             | 11410.9             | 0.00000         | 0.00000         | 7757.57             | 11410.9             | 0.00000         | 0.00000         | 0.00000             | 0.00000             |
| WYMIENNIK CIEPŁA    | Generalized heat exchanger | 235533.             | 2.489067E+07        | 0.00000         | 0.00000         | 805.386             | 10269.8             | 0.00000         | 0.00000         | 230919.             | 2.488040E+07        |
| TRÓJNIK             | Other mixer                | 1581.14             | 11410.9             | 0.00000         | 0.00000         | 0.00000             | 0.00000             | 0.00000         | 0.00000         | 342.387             | 11410.9             |

| ITEM | UNIT OPERATION NAME | EFFICIENCY |               | IRREVERSIBILITY |              |                     |
|------|---------------------|------------|---------------|-----------------|--------------|---------------------|
|      |                     | SIMPLE (%) | INTRINSIC (%) | INTRINSIC (%)   | RELATIVE (%) | IRREVERSIBILITY (W) |
| 1    | POMPA OBIĘGOWA      | 99.944     | 88.404        | 11.596          | 0.115        | 8.16696             |
| 2    | Measurement         | 100.000    | 100.000       | 0.000           | 0.000        | 0.00000             |
| 3    | PODGRZEWACZ WODY    | 90.238     | 69.128        | 30.872          | 29.087       | 2073.70             |
| 4    | ZAWÓR TRÓJDROGOWY   | 100.000    | 100.000       | 0.000           | 0.000        | 0.00000             |
| 5    | WYMIENNIK CIEPŁA    | 0.044      | 0.002         | 0.015           | 53.423       | 3808.64             |
| 6    | TRÓJNIK             | 0.000      | 0.000         | 9.535           | 17.376       | 1238.76             |

**Bilans egzergii dla wariantu z pompą ciepła współpracującą z panelami fotowoltaicznymi**

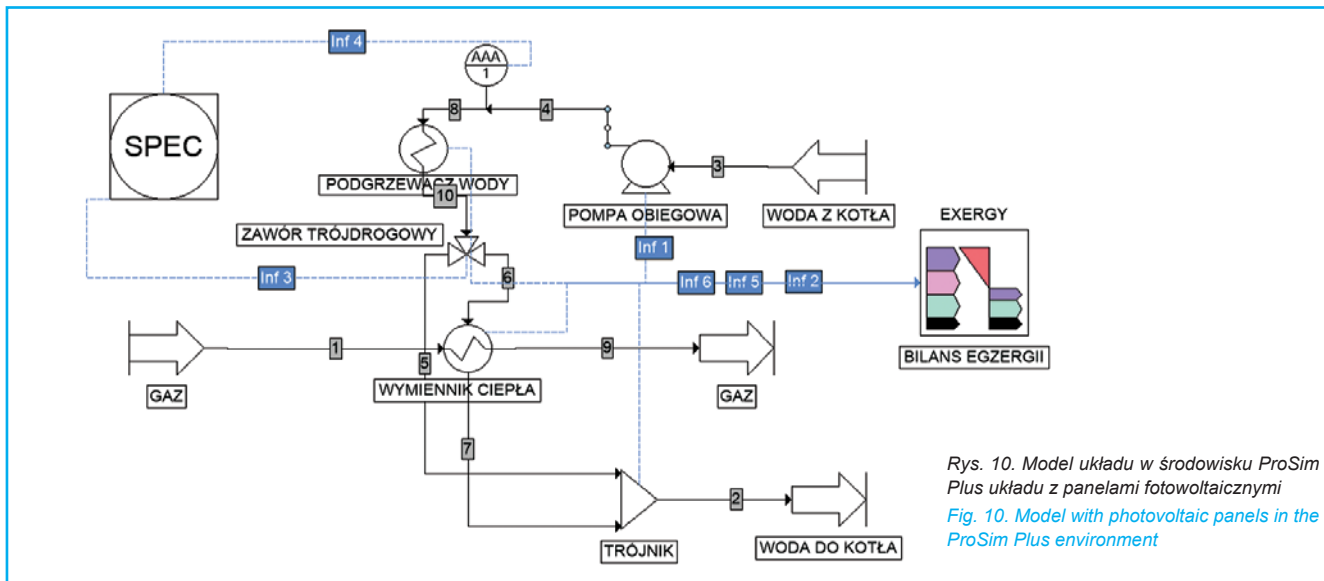
Wykonano symulację pracy zaproponowanego rozwiązania w środowisku ProSim Plus: 3.6.15.0, DLL Version: 4.0.9.1009, produkcji ProSim S.A., przy następujących parametrach obliczeń: równania stanu: RK Generalized, alpha function: Mathias-Copeman, mixing rules: PSRK. Do obliczeń procesowych założono dodatkowe podgrzanie wody o 20°C w podgrzewaczu wykorzystującym energię z pompy ciepła zasilaną z paneli fotowoltaicznych.

Przebieg analizowanego procesu w środowisku ProSim Plus przedstawia rys. 11.

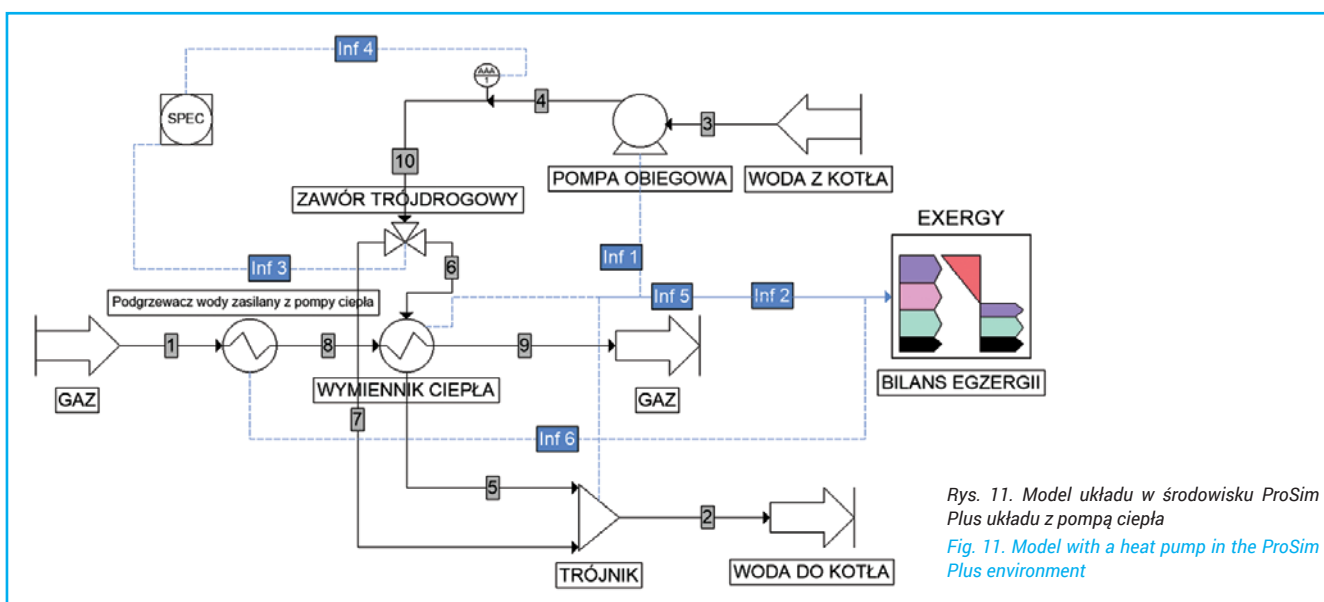


Rys. 9. Oczekiwana produkcja energii z 10 kW sytemu fotowoltaicznego zlokalizowanego na gruncie w stosunku do zapotrzebowania na energię do podgrzania gazu

Fig. 9. Expected energy production from a 10 kW photovoltaic system located on the ground in relation to the energy demand for gas heating



Rys. 10. Model układu w środowisku ProSim Plus układu z panelami fotowoltaicznymi  
 Fig. 10. Model with photovoltaic panels in the ProSim Plus environment



Rys. 11. Model układu w środowisku ProSim Plus układu z pompą ciepła  
 Fig. 11. Model with a heat pump in the ProSim Plus environment

Tabela 6. Wyniki obliczeń bilansu egzergii dla analizowanego układu z pompą ciepła- raport z obliczeń w środowisku ProSim Plus: 3.6.15.0

Table 6. The results of the exergy balance calculations for the analyzed system with the heat pump – a report from the calculations in the ProSim Plus environment: 3.6.15.0

RESULTS ON THE GLOBAL EXERGY BALANCE

|                            |                |     |
|----------------------------|----------------|-----|
| - GLOBAL SIMPLE EFFICIENCY | = 0.000        | (%) |
| - SUM OF IRREVERSIBILITIES | = 3177.07      | (W) |
| - SUM OF EXTERNAL LOSSES   | = 2.465792E+07 | (W) |

RESULTS ON THE UNIT EXERGY BALANCES

| UNIT OPERATION NAME | UNIT OPERATION DESCRIPTION | INPUT EXERGY    |                 |             |             | OUTPUT EXERGY   |                 |             |             | EXERGY WASTES   |                 |
|---------------------|----------------------------|-----------------|-----------------|-------------|-------------|-----------------|-----------------|-------------|-------------|-----------------|-----------------|
|                     |                            | PHYSICAL EXERGY | CHEMICAL EXERGY | WORK EXERGY | HEAT EXERGY | PHYSICAL EXERGY | CHEMICAL EXERGY | WORK EXERGY | HEAT EXERGY | PHYSICAL EXERGY | CHEMICAL EXERGY |
|                     |                            | (W)             | (W)             | (W)         | (W)         | (W)             | (W)             | (W)         | (W)         | (W)             | (W)             |
| Podgrzewacz wody... | Cooler/Heater              | 223114.         | 2.433804E+07    | 0.00000     | 2946.82     | 223055.         | 2.433804E+07    | 0.00000     | 0.00000     | 0.00000         | 0.00000         |
| POMPA OBIEGOWA      | Centrifugal pump           | 11153.4         | 85581.7         | 261.819     | 0.00000     | 11382.7         | 85581.7         | 0.00000     | 0.00000     | 0.00000         | 0.00000         |
| Measurement         | Measurement                | 11382.7         | 85581.7         | 0.00000     | 0.00000     | 11382.7         | 85581.7         | 0.00000     | 0.00000     | 0.00000         | 0.00000         |
| ZAWÓR TRÓJDROGOWY   | Three way valve            | 11382.7         | 85581.7         | 0.00000     | 0.00000     | 11382.7         | 85581.7         | 0.00000     | 0.00000     | 0.00000         | 0.00000         |
| WYMIENNIK CIEPŁA    | Generalized heat exchanger | 233299.         | 2.441506E+07    | 0.00000     | 0.00000     | 9431.75         | 77823.6         | 0.00000     | 0.00000     | 223731.         | 2.433804E+07    |
| TRÓJNIK             | Other mixer                | 10570.0         | 85581.7         | 0.00000     | 0.00000     | 0.00000         | 0.00000         | 0.00000     | 0.00000     | 10568.0         | 85581.7         |

| ITEM | UNIT OPERATION NAME | EFFICIENCY |               | IRREVERSIBILITY |              |
|------|---------------------|------------|---------------|-----------------|--------------|
|      |                     | SIMPLE (%) | INTRINSIC (%) | INTRINSIC (%)   | RELATIVE (%) |
| 1    | Podgrzewacz wody... | 99.988     | 19.389        | 80.611          | 94.631       |
| 2    | POMPA OBIEGOWA      | 99.967     | 87.591        | 12.409          | 1.023        |
| 3    | Measurement         | 100.000    | 100.000       | 0.000           | 0.000        |
| 4    | ZAWÓR TRÓJDROGOWY   | 100.000    | 100.000       | 0.000           | 0.000        |
| 5    | WYMIENNIK CIEPŁA    | 0.351      | 0.000         | 0.001           | 4.284        |
| 6    | TRÓJNIK             | 0.000      | 0.000         | 0.002           | 0.063        |

Dla tego wariantu największe straty egzergii w układzie występują również w wymienniku ciepła. Widoczne jest to w obliczeniach w tabeli 6 dla wymiennika ciepła, w ostatniej kolumnie zatytułowanej: „exergy wastes”.

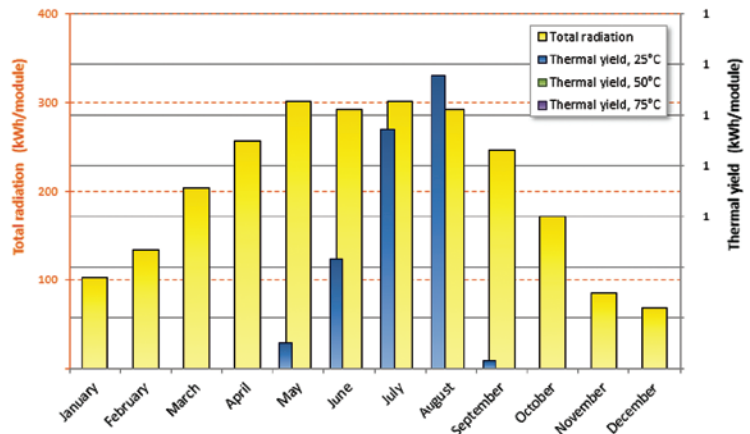
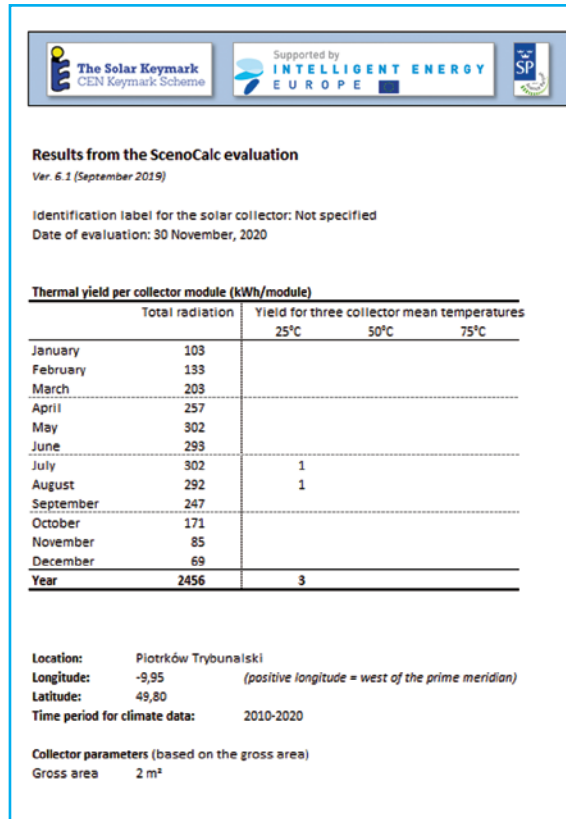
## Bilans egzergii dla wariantu z kolektorami słonecznymi cieczowymi

Wykonano symulację pracy zaproponowanego rozwiązania w środowisku ProSim Plus: 3.6.15.0, DLL Version: 4.0.9.1009, produkcji ProSim S.A., przy następujących parametrach obliczeń: równania stanu: RK Generalized, alpha function: Mathias-Copeman, mixing rules: PSRK. Do obliczeń procesowych założono dodatkowo

we podgrzanie wody o 20°C w podgrzewaczu wykorzystującym energię z kolektorów słonecznych.

Dla tego wariantu określono spodziewaną produkcję energii z kolektora słonecznego o powierzchni 2 m<sup>2</sup> w rejonie jakim pracuje stacja gazowa. Wyniki obliczeń przedstawiono na rys. 12.

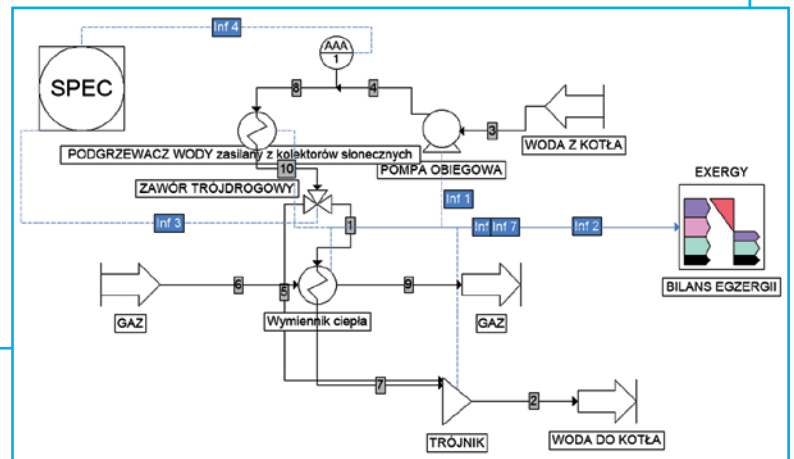
Przebieg analizowanego procesu w środowisku ProSim Plus dla tego wariantu przedstawia rys. 13.



Rys. 12. Oczekiwana produkcja ciepła z kolektora słonecznego o powierzchni 2 m<sup>2</sup>

Fig. 12. Expected heat production from a 2 m<sup>2</sup> solar collector

Źródło: <http://www.estif.org/solarkeymarknew/component/content/article/13-public-area/163-scenocalc> - dostęp 2020.11.30, 19:30.



Rys. 13. Model układu w środowisku ProSim Plus z kolektorami słonecznymi cieczowymi  
 Fig.13. Model with liquid solar collectors in the ProSim Plus environment

Tabela 7. Wyniki obliczeń bilansu egzergii dla analizowanego układu z kolektorami słonecznymi – raport z obliczeń w środowisku ProSim Plus: 3.6.15.0

Table 7. The results of the exergy balance calculations for the analyzed system with solar collectors – a report on the calculations in the ProSim Plus environment: 3.6.15.0

### RESULTS ON THE GLOBAL EXERGY BALANCE

|                               |   |         |     |
|-------------------------------|---|---------|-----|
| - GLOBAL INTRINSIC EFFICIENCY | = | 11.286  | (%) |
| - GLOBAL SIMPLE EFFICIENCY    | = | 99.921  | (%) |
| - SUM OF IRREVERSIBILITIES    | = | 8432.19 | (W) |
| - SUM OF EXTERNAL LOSSES      | = | 11562.2 | (W) |

### RESULTS ON THE UNIT EXERGY BALANCES

| UNIT OPERATION NAME | UNIT OPERATION DESCRIPTION | INPUT EXERGY        |                     |                 |                 | OUTPUT EXERGY       |                     |                 |                 | EXERGY WASTES       |                     |
|---------------------|----------------------------|---------------------|---------------------|-----------------|-----------------|---------------------|---------------------|-----------------|-----------------|---------------------|---------------------|
|                     |                            | PHYSICAL EXERGY (W) | CHEMICAL EXERGY (W) | WORK EXERGY (W) | HEAT EXERGY (W) | PHYSICAL EXERGY (W) | CHEMICAL EXERGY (W) | WORK EXERGY (W) | HEAT EXERGY (W) | PHYSICAL EXERGY (W) | CHEMICAL EXERGY (W) |
| POMPA OBIEGOWA      | Centrifugal pump           | 3052.01             | 11410.9             | 70.4291         | 0.00000         | 3114.27             | 11410.9             | 0.00000         | 0.00000         | 0.00000             | 0.00000             |
| Measurement         | Measurement                | 3114.27             | 11410.9             | 0.00000         | 0.00000         | 3114.27             | 11410.9             | 0.00000         | 0.00000         | 0.00000             | 0.00000             |
| PODGRZEWACZ WODY    | Cooler/Heater              | 3114.27             | 11410.9             | 0.00000         | 6717.00         | 7757.57             | 11410.9             | 0.00000         | 0.00000         | 0.00000             | 0.00000             |
| ZAWÓR TRÓJDROGOWY   | Three way valve            | 7757.57             | 11410.9             | 0.00000         | 0.00000         | 7757.57             | 11410.9             | 0.00000         | 0.00000         | 0.00000             | 0.00000             |
| Wymiennik ciepła    | Generalized heat exchanger | 234757.0            | 2.485953E+07        | 0.00000         | 0.00000         | 238496.0            | 2.485953E+07        | 0.00000         | 0.00000         | 0.00000             | 0.00000             |
| TRÓJNIK             | Other mixer                | 2220.23             | 11410.9             | 0.00000         | 0.00000         | 0.00000             | 0.00000             | 0.00000         | 0.00000         | 151.280             | 11410.9             |

| ITEM | UNIT OPERATION NAME | EFFICIENCY |               | IRREVERSIBILITY |              | IRREVERSIBILITY (W) |
|------|---------------------|------------|---------------|-----------------|--------------|---------------------|
|      |                     | SIMPLE (%) | INTRINSIC (%) | INTRINSIC (%)   | RELATIVE (%) |                     |
| 1    | POMPA OBIEGOWA      | 99.944     | 88.404        | 11.596          | 0.097        | 8.16696             |
| 2    | Measurement         | 100.000    | 100.000       | 0.000           | 0.000        | 0.00000             |
| 3    | PODGRZEWACZ WODY    | 99.238     | 69.128        | 30.872          | 24.051       | 2073.70             |
| 4    | ZAWÓR TRÓJDROGOWY   | 100.000    | 100.000       | 0.000           | 0.000        | 0.00000             |
| 5    | Wymiennik ciepła    | 99.983     | 42.048        | 57.952          | 50.657       | 4261.38             |
| 6    | TRÓJNIK             | 0.000      | 0.000         | 15.178          | 24.595       | 2069.95             |

## 5.6 Analiza wskaźników ekonomicznych

Z obliczeń autora niniejszej pracy wynika, że dla rozwiązania podstawowego układu bez udziału OZE jak i dla pozostałych rozwiązań, prosty okres zwrotu inwestycji wynosiłby ok 0,3 roku (ok. 4 miesięcy). Wyliczenia wskaźnika prostego okresu zwrotu opierają się o średnioroczne dane pozyskane bezpośrednio od spółki zarządzającej infrastrukturą – przychody i koszty zostały wyliczone poprzez przeliczenie przychodów generowanych przez całą infrastrukturę i uśredniono je dla jednej analizowanej stacji, przy czym zysk netto, zgodnie z definicją wskaźnika, został skorygowany o roczną amortyzację [13]. Jako przychody rozumiane są środki, które uzyskało przedsiębiorstwo z tytułu sprzedaży gazu. Wyniki obliczeń zestawiono w poniższej tab. 8.

Przebadano również drugi z najbardziej powszechnych wskaźników mierzących efektywność projektów inwestycyjnych, tj. NPV (net present value), czyli zaktualizowaną wartość przepływów netto. Obliczając wskaźnik przyjęto założenie, iż okres 10 lat funkcjonowania inwestycji jest czasem optymalnym do wyliczenia NPV, gdyż jest to okres, w którym nie przewiduje się dodatkowych nakładów inwestycyjnych czy też remontów. Co więcej, NPV wymaga również przyjęcia stopy dyskonta, czyli współczynnika, którego celem jest przeliczenie przyszłej wartości przepływów na wartość bieżącą. Przy obliczeniu NPV najczęściej jako stopa dyskonta wykorzystywany jest tzw. średnioważony koszt kapitału liczony dla danej spółki, czyli WACC (*weighted average cost of capital*), który obrazuje średni koszt kapitału zaangażowanego do finansowania inwestycji, jaki musi ponieść przedsiębiorstwo. Zgodnie ze sprawozdaniem finansowym PSG za 2019 r. wskaźnik WACC dla przedsiębiorstwa wynosił 3,97%, taki też wskaźnik przyjęto jako stopę dyskonta w celu obliczenia NPV. Wyniki obliczeń zestawiono w poniższej tab. 9.

Na podstawie analizy rzeczywistych parametrów przepływu gazu przez stację można wywnioskować, że pracuje ona na poziomie od 7% do 60% swojej projektowej przepustowości, w zależności od miesiąca w roku. Stacja wykonana jest do przyjęcia przepływu 6000 m<sup>3</sup>/h, natomiast z analizy przepływów zanotowanych w raportach miesięcznych wynika, że nie przekraczają one w najbardziej obciążonym miesiącu jakim był grudzień 2019 roku, 3616 m<sup>3</sup>/h. W związku z powyższym istnieje pole do optymalizacji procesu dystrybucji gazu przez tą stację, w kontekście sieci na której pracuje ten obiekt. Powstaje pytanie, czy uzasadnione ekonomicznie i eksploatacyjnie jest utrzymywanie infrastruktury, która wykonuje pracę w szczytowych okresach, tylko na poziomie 60% swoich możliwości przesyłowych.

W literaturze przedmiotu autorzy wykazują prosty okres zwrotu inwestycji na poziomie od 5,6 lat w przypadku hybrydowych instalacji [9] do 2 lat dla układu wykorzystującego ciepło z gruntu współpracującego z układem ORC na bazie czynnika chłodniczego R600 [14]. Natomiast badacze proponujący wykorzystanie układów z kolektorami słonecznymi w korzystnych warunkach Bliskiego Wschodu, podają wskaźnik prostego okresu zwrotu w granicach 8 lat.

Na podstawie wyników badań opisanych w artykule [14], autorzy postulują o zastosowanie innego źródła OZE do podgrzania gazu przed redukcją, a mianowicie w postaci ciepła z gruntu współpracującego z układem ORC na bazie czynnika chłodniczego R600, jako najbardziej optymalnego rozwiązania. Ponadto w swoim rozwiązaniu opierają się na turboekspanderach, podobnie jak autorzy pracy [6], wykazując istotne korzyści energetyczne i ekonomiczne zastosowanych metod. W trakcie badań wykazano, że zaproponowane rozwiązanie generuje znaczne korzyści finansowe w odniesieniu do cyklu życia projektu, jak również charakteryzuje się krótkim,

Tabela 8. Wskaźnik prosty okres zwrotu dla analizowanych inwestycji

Table 8. Simple payback time factor for the analyzed investments

| Wariant inwestycji | Nakłady inwestycyjne | Roczne przychody | Liczba stacji w oddziale | Średnioroczne przychody na stację | Średnioroczne koszty eksploatacyjne na stację | Amortyzacja  | Zysk netto      | Prosty okres zwrotu (PBP) w miesiącach |
|--------------------|----------------------|------------------|--------------------------|-----------------------------------|---|--------------|-----------------|--|
| Bez oze            | 705 958,42 zł        | 43 147 906,97 zł | 19                       | 2 270 942,47 zł                   | 60 994,95 zł                                  | 27 077,02 zł | 2 209 947,52 zł | 3,8                                    |
| PH                 | 735 958,42 zł        | 43 147 906,97 zł | 19                       | 2 270 942,47 zł                   | 62 837,00 zł                                  | 27 077,02 zł | 2 208 105,47 zł | 4,0                                    |
| PV                 | 755 958,42 zł        | 43 147 906,97 zł | 19                       | 2 270 942,47 zł                   | 62 214,85 zł                                  | 27 077,02 zł | 2 208 727,62 zł | 4,1                                    |
| HP                 | 765 958,42 zł        | 43 147 906,97 zł | 19                       | 2 270 942,47 zł                   | 64 722,11 zł                                  | 27 077,02 zł | 2 206 220,36 zł | 4,1                                    |

Tabela 9. Wskaźnik NPV dla analizowanych inwestycji

Table 9. NPV ratio for the analyzed investments

| Wariant inwestycji | Nakłady inwestycyjne | Roczne przychody | Liczba stacji w oddziale | Średnioroczne przychody na stację | Średnioroczne koszty eksploatacyjne na stację | Średnioroczne przepływy | NPV              |
|--------------------|----------------------|------------------|--------------------------|-----------------------------------|---|-------------------------|------------------|
| Bez oze            | 705 958,42 zł        | 43 147 906,97 zł | 19                       | 2 270 942,47 zł                   | 60 994,95 zł                                  | 2 209 947,52 zł         | 16 586 991,45 zł |
| PH                 | 735 958,42 zł        | 43 147 906,97 zł | 19                       | 2 270 942,47 zł                   | 62 837,00 zł                                  | 2 208 105,47 zł         | 16 572 599,79 zł |
| PV                 | 755 958,42 zł        | 43 147 906,97 zł | 19                       | 2 270 942,47 zł                   | 62 214,85 zł                                  | 2 208 727,62 zł         | 16 577 460,56 zł |
| HP                 | 765 958,42 zł        | 43 147 906,97 zł | 19                       | 2 270 942,47 zł                   | 64 722,11 zł                                  | 2 206 220,36 zł         | 16 557 871,70 zł |

2 letnim okresem zwrotu oraz dużą efektywnością energetyczną na poziomie 84% i termiczną wynoszącą 88%.

## Wnioski

Z zestawienia średniodobowego promieniowania słonecznego w ciągu roku wynika, że ilość energii dostarczanej ze słońca mogła by w całości pokryć, zapotrzebowanie stacji na ciepło do podgrzania gazu przed redukcją w miesiącach czerwiec, lipiec, sierpień, kiedy notowany jest najmniejszy przepływ gazu. W pozostałych miesiącach w roku, wstępują już duże rozbieżności w stosunku do zapotrzebowania pomiędzy ciepłem do podgrzania gazu w stacji, a ilością energii z promieniowania słonecznego. Są to wartości odpowiednio: 3% dla grudnia, 5% dla stycznia, które są najbardziej obciążonymi miesiącami. W pozostałych miesiącach w roku wartości rosną, co jest związane ze wzrostem promieniowania słonecznego i długością jego trwania w ciągu dnia.

Z punktu widzenia ilości energii niezbędnej do prowadzenia procesu podgrzewu gazu, w oparciu o energię słoneczną, można stwierdzić, że dla analizowanego przypadku, uzasadnionym energetycznie wydaje się wykorzystanie energii słonecznej w miesiącach letnich lub w okresie od kwietnia do września, bo w pozostałych miesiącach w roku stosunek zapotrzebowania pomiędzy ciepłem do podgrzania gazu w stacji, a spodziewaną ilością energii z promieniowania słonecznego jest na poziomie od 3% w grudniu do 42% w październiku.

Analizując egzegetycznie układ do podgrzania gazu w stacji, bez wykorzystania odnawialnych źródeł energii, można stwierdzić, że największa egzergetyka chemiczna i fizyczna występuje w przepływającym podgrzanym gazie, który ma trafić do zaworu redukcyjnego. W związku z powyższym uzasadnione są postulaty wielu badaczy [4,10,11], aby wykorzystywać turboekspandery (rozprężarki) przetwarzające energię rozprężanego gazu do generowania energii elektrycznej.

Dla wariantu podstawowego oraz dla wariantów I z panelami fotowoltaicznymi i II z pompą ciepła, największe straty egzergetyki w układzie występują w wymienniku ciepła.

Dla bilansu egzergetyki dla wariantu podstawowego bez OZE, suma strat egzergetyki wynikająca z nieodwracalności procesu wyniosła: 99248 W. Dla bilansu egzergetyki dla wariantu I z panelami fotowoltaicznymi i zastosowaniem dodatkowego podgrzewacza wody: suma strat egzergetyki wynikająca z nieodwracalności procesu wyniosła: 7129 W. Dla bilansu egzergetyki dla wariantu III z kolektorami słonecznymi cieczowymi, które zasilają dodatkowy podgrzewacz wody: suma strat egzergetyki wynikająca z nieodwracalności procesu

wyniosła: 8412 W. Dla bilansu egzergii dla wariantu II z pompą ciepła współpracującą z panelami fotowoltaicznymi, które zasilają dodatkowy podgrzewacz wody, suma strat egzergii wynikająca z niedowracalności procesu wyniosła: 3177 W.

Z powyższego zestawienia można wyciągnąć wniosek, że zaproponowane w pracy rozwiązanie zastosowanie dodatkowego wymiennika ciepła w obiegu wody grzewczej lub do wstępnego podgrzania gazu przed wlotem do właściwego podgrzewacza gazu w procesie podgrzewania gazu przed jego redukcją z udziałem odnawialnych źródeł energii, wpływa na bilans egzergii tak funkcjonującego układu.

Podobne spostrzeżenia mają autorzy analizy opisanej w artykule [9] dotyczącym hybrydowych instalacji oze do podgrzewania gazu w stacjach gazowych, w którym wysuwają wniosek, że układy z oze charakteryzują się wyższą sprawnością energetyczną, niż tradycyjne układy. Znajduje to potwierdzenie również w wynikach zaprezentowanych przez zespół autorów w pracy [3], którzy poddali analizie pracę stacji gazowej zlokalizowanej w Iranie, współpracującej z kolektorami słonecznymi. W pracy udowodniono, że zastosowanie rozwiązania z wykorzystaniem energii odnawialnej z kolektorów słonecznych do podgrzania gazu wpływa pozytywnie na bilans energetyczny i egzergiczny pracy stacji, jak również daje dodatnie ekonomiczne wskaźniki takiej inwestycji. Wykorzystanie energii słonecznej jest szczególnie korzystne w warunkach klimatycznych tego kraju, ponieważ warunki solarne tam panujące pozwalają dostarczyć do 5750 MJ/m<sup>2</sup> – w roku [3]. W przypadku warunków Polskich jest to dużo mniejsza wartość na poziomie 1800 kWh/m<sup>2</sup>/rok [9].

Ważną kwestią do dyskusji, dla każdego z analizowanych w pracy wariantów, pozostaje wybór sposobu magazynowania niewykorzystanej energii elektrycznej lub cieplnej. W przypadku wariantu I, wykorzystującego panele fotowoltaiczne, naturalnym rozwiązaniem wydają się wykorzystanie funkcjonujących na rynku magazynów energii w formie autonomicznych (wyspowych) układów zlokalizowanych bezpośrednio w stacji gazowej. Drugim rozwiązaniem jest układ tzw. „sieciový”, połączony z siecią elektroenergetyczną, do której odprowadzane są nadwyżki energii niewykorzystane w ciągu dnia, które to nadwyżki mogą być konsumowane przez stację pracującą w ciągu nocy. Jest to najbardziej popularne rozwiązanie w przypadku obecnie funkcjonujących mikroinstalacji fotowoltaicznych w Polsce. Dla wariantu III z kolektorami słonecznymi cieczowymi, które w bezpośredni sposób wykorzystują energię ze słońca, wszyscy badacze proponują zbiornik buforowy magazynujący nadwyżki ciepła [3,9,11].

Wykazano, że dla rozwiązania podstawowego wariantu, bez udziału oze jak i dla pozostałych trzech wariantów z oze, prosty okres zwrotu inwestycji wynosiłby ok. 0,3 roku (ok. 4 miesiące), są to bardzo korzystne wartości wskaźników ekonomicznych. Wyliczenia prostego okresu zwrotu opierają się o średnioroczne dane pozyskane bezpośrednio od spółki zarządzającej infrastrukturą – przychody i koszty zostały wyliczone poprzez przeliczenie przychodów generowanych przez całą infrastrukturę w przeliczeniu na jedną stację, przy czym zysk netto, zgodnie z definicją wskaźnika, został skorygowany o roczną amortyzację. Zwraca uwagę fakt znacznej rozpiętości między kosztami eksploatacji infrastruktury, a generowanymi przychodami. Niestety, centralizacja kosztów i przychodów nie pozwala na stwierdzenie, czy ta niewspółmierność jest efektem uśredniania danych finansowych, czy też może faktycznie stosunkowo niskie nakłady inwestycyjne oraz niskie koszty eksploatacji tego typu infrastruktury pozwala na generowanie tak dużego przychodu z tytułu dystrybucji paliwa gazowego. Zdaniem autora ta niewspółmierność wynika z faktu, iż nie ma możliwości wydzielenia odpowiedniej części przychodu, która jest generowana przez badaną infrastrukturę od przychodu generowanego przez pozostałą infrastrukturę spółki, która jest przecież również miejscem powstawania kosztów.

Podsumowując oba wyliczone wskaźniki, można zauważyć nie tylko znaczną opłacalność inwestycyjną każdego z omawianych

wariantów, ale także niewielką rozbieżność między efektywnością omawianych projektów inwestycyjnych. Z punktu widzenia finansowego zwiększenie nakładów inwestycyjnych i zwiększenie kosztów eksploatacyjnych jest na tyle niewielkie w porównaniu z generowanymi przychodami (stałymi dla każdej opcji), iż efektywność każdego z omawianych projektów spada nieznacznie, dla przykładu najdroższa opcja, to jest HP, oznacza zwiększenie prostego okresu zwrotu o niecały miesiąc, a obniżenie NPV o 30 tys. PLN. Z tego też powodu, autor zrezygnował z wyliczenia trzeciego wskaźnika opłacalności inwestycji, tj. IRR – wewnętrznej stopy zwrotu (internal rate revenue), który przyjmuje wartość współczynnik dyskonta, dla którego NPV przyjmie wartość 0 zł. W ocenie autora pracy, przy tak wysokich nadwyżkach w stosunku do wartości nakładów inwestycyjnych, IRR zawsze będzie wyższe od WACC, co oznacza bezwzględny wymóg efektywności projektu (NPV wyższe od 0 zł).

## Podsumowanie

Podjęcie działań związanych z wprowadzeniem odnawialnych źródeł energii do sektora dystrybucji gazu posiada, pozytywne aspekty zarówno techniczne jak i ekonomiczne. W pracy postawiono tezę: Zastosowanie rozwiązania technicznego w postaci wykorzystania odnawialnych źródeł energii do podgrzania gazu przed jego redukcją jest uzasadnione zarówno z technicznego jak i ekonomicznego punktu widzenia. Przeprowadzona analiza wykazała, że zarówno z technicznego jak i z finansowego punktu widzenia zaproponowane rozwiązania nie zmieniają istotnie aspektów funkcjonowania stacji gazowej. Odzwierciedlają to również opinie innych badaczy zajmujących się tą tematyką [9,11,14]. Należy podkreślić, że zastosowanie OZE wpisuje stacje gazowe tego typu w zielony ład, stwarza szansę na neutralność klimatyczną tych obiektów oraz nawiązuje do szeregu działań i inicjatyw podejmowanych w celu dążenia do zrównoważonego rozwoju. Jest to zdaniem autora niniejszej pracy, pozytywny kierunek mogący znaleźć wdrożenia w rzeczywistych obiektach, przy nakładach ekonomicznych na akceptowalnym poziomie, wpływający ponadto pozytywnie na marketingowy wizerunek przedsiębiorstwa na rynku.

## LITERATURA

- [1] Banaszek J., Brzozowski J., Domański R., Sado J. 1998. „Termodynamika przykłady i zadania”. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1998.
- [2] Energy Savings Toolbox – an Energy audit Manual and Tool, <https://www.nrcan.gc.ca/sites/www.nrcan.gc.ca/files/oeef/pdf/publications/infosource/pub/cipec/energyauditmanualandtool.pdf>, 2020.09.12.
- [3] Farzaneh-Gord M., A. Arabkoohsar, M. Deymi Dasht-bayaz, L. Machado, R.N.N. Koury. 2014. “Energy and exergy analysis of natural gas pressure reduction points equipped with solar heat and controllable heaters”. *Renewable Energy* 72 (2014) 258e270.
- [4] <https://www.gaz-system.pl/strefa-klienta/system-przesylowy/przesyl-w-liczbach/> – dostęp 2019.10.09.
- [5] Kapel M. 2021. „Analiza techniczno-ekonomiczna wykorzystania odnawialnych źródeł energii na przykładzie wybranej stacji gazowej”. Praca dyplomowa magisterska, WIBHiS Politechnika Warszawska.
- [6] Kostowski W., Żydek T., Górny K. 2010. „Turboekspander jako perspektywiczna technologia dla systemu gazowego”. *Rynek Energii* – czerwiec 2010.
- [7] Mieczyski M. 2013. „Egzergia w termodynamice, teoria i zastosowania”. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2013. ISBN 978-83-7493-748-1.
- [8] Osiadacz A., Chaczykowski M. 2010. „Stacje gazowe. Teoria, projektowanie, eksploatacja”.
- [9] Osiadacz A., Kwestarz M., Chaczykowski M. 2018. „Hybrydowa instalacja OZE do podgrzewania gazu w stacjach gazowych”. *Gaz, Woda i Technika Sanitarna*. 92(6):202–206.
- [10] Poživil J. 2004. “Use of Expansion Turbines in Natural Gas Pressure Reduction Stations”. *Acta Montanistica Slovaca Ročník 9. číslo 3*, 258–260
- [11] Pudlik W. 2011. „Termodynamika, wydanie III – cyfrowe”, Gdańsk 2011, ISBN 987-83-904107-8-4.
- [12] Szargut J. 1962. „Pojęcie egzergii w odróżnieniu od energii i możliwości praktycznego stosowania egzergii”. *Energetyka Przemysłowa* (11):374–378.
- [13] Świderska G.K. 2010. Redakcja naukowa, praca zbiorowa. „Controlling kosztów i rachunkowość zarządcza”.
- [14] Vatani Ali, Mehrpooya Mehdi, Palizdar Ali. 2014. „Energy and exergy analyses of five conventional liquefied natural gas processes”. *INTERNATIONAL JOURNAL OF ENERGY RESEARCH*. Int. J. Energy Res. 2014; 38:1843–1863, Published online 9 April 2014 in Wiley Online Library (wileyonlinelibrary.com). DOI: 10.1002/er.3193., <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B9780124045859000040>, 2020.11.15.