

WYBRANE ASPEKTY WSPÓŁPRACY POMPY CIEPŁA Z GRUNTOWYMI WYMIENNIKAMI CIEPŁA*

Hubert Latała, Sławomir Kurpaska, Maciej Sporysz

Instytut Inżynierii Rolniczej i Informatyki, Uniwersytet Rolniczy w Krakowie

Streszczenie. W pracy przedstawiono wyniki badań nad efektywnością sprężarkowej pompy ciepła współpracującej z dolnym źródłem ciepła, który stanowiły dwa odwierty z wymiennikami (typu 1xU oraz 2xU) wykonane na głębokość 100 m każdy. Podczas eksperymentów mierzono niezbędne parametry do wyznaczenia efektywności pracy pompy ciepła. System odbioru ciepła stanowiły dwa wymienniki typu ciecz-powietrze, które były zainstalowane w doświadczalnym tunelu foliowym. Określono efektywność energetyczną pracy rozważanego systemu w funkcji zmiennych charakteryzujących pracę pompy ciepła.

Słowa kluczowe: pompa ciepła, efektywność energetyczna, gruntowe pionowe wymienniki ciepła

Wstęp

Ciągle poszukiwania sposobów ograniczania nakładów energetycznych, a tym samym alternatywnych i efektywniejszych źródeł ciepła w procesach technologicznych i ogrzewaniu obiektów wynikają między innymi ze zwiększonych kosztów pozyskiwania ciepła z tradycyjnych nośników. Ponadto na takie działania ma wpływ również polityka krajów Wspólnoty Europejskiej stymulująca wykorzystanie odnawialnych źródeł energii. Jednym ze sposobów realizacji tego celu jest zastosowanie pompy ciepła współpracującej z gruntowymi wymiennikami ciepła. Współpraca pompy ciepła z wymiennikami była przedmiotem badań prowadzonych w różnych ośrodkach naukowych. Bakirci [2010] określił efektywność pracy pompy współpracującej z dwoma wymiennikami pionowymi stwierdzając w konkluzji przydatność analizowanego systemu do ogrzewania obiektów. Chochowski i in. [2006] przedstawili wyniki badań pionowego gruntowego wymiennika ciepła. Obiektem badań był zestaw wymienników wykonanych na głębokość 30 m. Określono dla nich współczynnik przenikania ciepła oraz analizowano przebieg regeneracji temperatury w złożu. Huang i Chyng [2001] analizowali efekty energetyczne pompy ciepła w której jako dolne źródło ciepła wykorzystano powietrze atmosferyczne podgrzewane w płaskich kolektorach cieczowych. Energia z górnego źródła wykorzystywana była do podgrzewania wody technologicznej. Huang i Lee [2004] na podstawie wieloletnich badań określili zuży-

* Praca finansowana z projektu badawczego Nr N N313 445137

cie energii elektrycznej wykorzystywanej do napędu pompy ciepła. Wyliczenia przeprowadzili w odniesieniu do jednostkowego przyrostu temperatury cieczy zgromadzonej w zbiorniku buforowym pompy ciepła. Kurpaska i Latała [2007] przedstawili wyniki badań związanych z efektami energetyczno-ekologicznymi wykorzystania pompy ciepła do ogrzewania tunelu foliowego. Analiza dotyczyła systemu, w którym pompa grzewcza pracowała w układzie hybrydowym, tzn. jako dolne źródło ciepła wykorzystano energię zgromadzoną w zbiorniku cieczowym.

Wydajność energetyczna systemu grzewczego opartego na pompie ciepła z pionowymi wymiennikami zależna jest od poszczególnych jego elementów. W szczególności dotyczy to wymienników górnego i dolnego źródła ciepła. Wydatek cieplny górnego źródła zależy od warunków wymiany ciepła między czynnikiem obiegowym a otoczeniem. O jego intensywności decyduje współczynnik przenikania ciepła zależny w głównej mierze od współczynnika przejmowania ciepła od strony przepływającego powietrza [Kurpaska i inni 2008]. Z kolei grunt, w którym lokalizuje się wymiennik dolnego źródła, powinien charakteryzować się dobrą wydajnością cieplną, ale należy uwzględnić warunki geologicznych oraz okresową zmienność temperatury wynikającą z pór roku [Rutkowski i inni 2006]. Dodatkowo istotnym czynnikiem jest typ zastosowanego wymiennika. Według Xinguo i inni [2006] zastosowanie podwójnej U-rurki w odwiercie pionowym zwiększa wydajność cieplną tego wymiennika o około 50% w porównaniu do pojedynczej U-rurki.

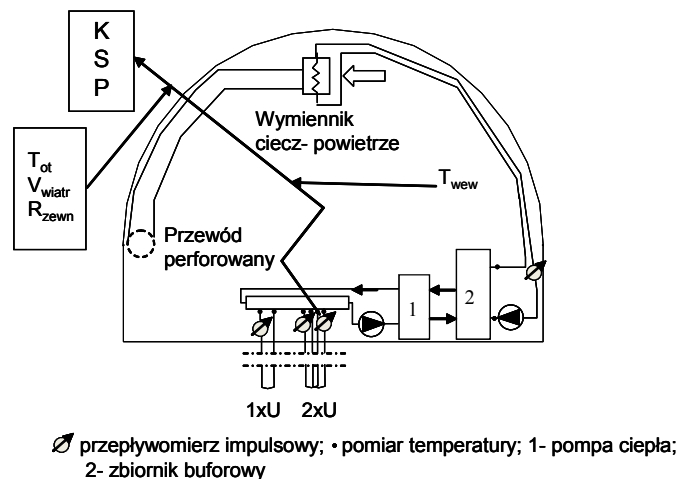
Stąd celem pracy była analiza efektywności pracy pompy ciepła współpracującej z pionowymi wymiennikami gruntowymi, w której odbiór ciepła odbywała się w tunelu foliowym.

Obiekt i metodyka badań

Badania przeprowadzono na stanowisku laboratoryjnym, w skład którego wchodzi:

- sprężarkowa pompa ciepła,
- pionowe wymienniki gruntowe. Analizowano dwa rodzaje wymienników (typu U oraz 2xU) o głębokości 100m każdy,
- system odbioru ciepła stanowiły dwa wymienniki typu ciecz- powietrze zlokalizowane w laboratoryjnym tunelu foliowym.

Podczas badań monitorowano i archiwizowano niezbędne wielkości pomiarowe wykorzystując autorski Komputerowy System Pomiarowy (KSP). Strumień przepływającego czynnika mierzono za pomocą przepływomierzy impulsowych, zaś temperaturę (zasilania i powrotu czynnika obiegowego) w poszczególnych wymiennikach oraz temperaturę powietrza (na zewnątrz i wewnątrz obiektu) za pomocą czujników rezystancyjnych PT1000. Dodatkowo, podczas badań określono zapotrzebowanie mocy elektrycznej wykorzystanej do napędu elementów badanego systemu (sprężarka, pompa obiegowa oraz pompy cyrkulacyjne wymienników górnego źródła ciepła) oraz prędkość wiatru (aneometr czasowy) oraz natężenie promieniowania słonecznego (pyranometr). Na rys. 1 przedstawiono schemat stanowiska laboratoryjnego.



Rys. 1. Schemat stanowiska pomiarowego
 Fig. 1. Diagram of the measurement stand

Wychodząc z definicji pracy pompy ciepła, równanie bilansu energii można zapisać w postaci:

$$Q = W_{PC} + Q_{GZ} \quad (1)$$

Efektywność działania pompy ciepła w rozważanym systemie, można określić za pomocą współczynnika wydajności (wskaźnika efektywności energetycznej), który zdefiniowano jako [Rubik 2011]:

$$COP_{grz} = 1 + \frac{Q_{GZ}}{W_{PC}} \quad (2)$$

Dodatkowo, w różniczkowalnym czasie $d\tau$, określono ilość ciepła pobranego przez pionowe wymienniki gruntu z zależności:

$$Q_{DZ} = \sum_{i=1}^3 \left(\sum_{i=1}^n m_{cDZ,i} \cdot c_c \cdot (T_{z-DZ,i} - T_{p-DZ,i}) \right) d\tau_{PC} \quad (3)$$

zaś, dla systemu odbioru ciepła w analogicznym czasie, zależność ta przyjmuje postać:

$$Q_{GZ} = \sum_{i=1}^2 \left(\sum_{i=1}^n m_{cGZ,i} \cdot c_p \cdot (T_{z-GZ,i} - T_{p-GZ,i}) \right) d\tau_{PC+GZ} \quad (4)$$

gdzie:

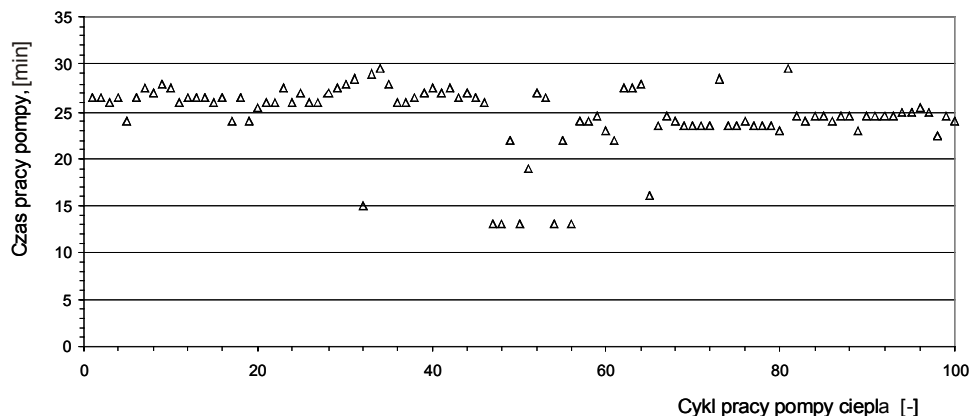
- Q_{GZ} – ciepło dostarczone do wnętrza obiektu [J],
- Q_{DZ} – ciepło pobrane z wnętrza gruntu [J],
- W_{PC} – moc elektryczna pobierana przez elementy składowe systemu [W],

- τ_{PC} , τ_{GZ} – czas pracy pompy ciepła (τ_{PC}) oraz górnego źródła (τ_{GZ}) [s],
 m_c – strumień czynnika obiegowego dolnego (m_{cDZ}) i górnego (m_{cGZ}) źródła [$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$],
 c_c – ciepło właściwe czynnika obiegowego [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$],
 T_{z-DZ} oraz T_{p-DZ} – temperatura zasilania i powrotu czynnika obiegowego dolnego źródła ciepła,
 T_{z-GZ} oraz T_{p-GZ} – temperatura zasilania i powrotu czynnika obiegowego górnego źródła ciepła [$^{\circ}\text{C}$].

Wyniki i dyskusja

Podczas badań (przeprowadzono je w okresie luty, marzec 2011r), zakres zmian temperatury wewnątrz tunelu mieścił się w granicach od 0,1 do 20°C, zaś warunki otoczenia zmieniały się w granicach: prędkość wiatru od 0,1 do 2,1 m·s⁻¹, temperatura zewnętrzna od -9 do 11°C, zaś maksymalna wartość natężenia promieniowania słonecznego wynosiła blisko 540W/m². Średnia moc elektryczna pompy ciepła wynosiła 5,3 kW, a napędu pomp obiegowych 100W.

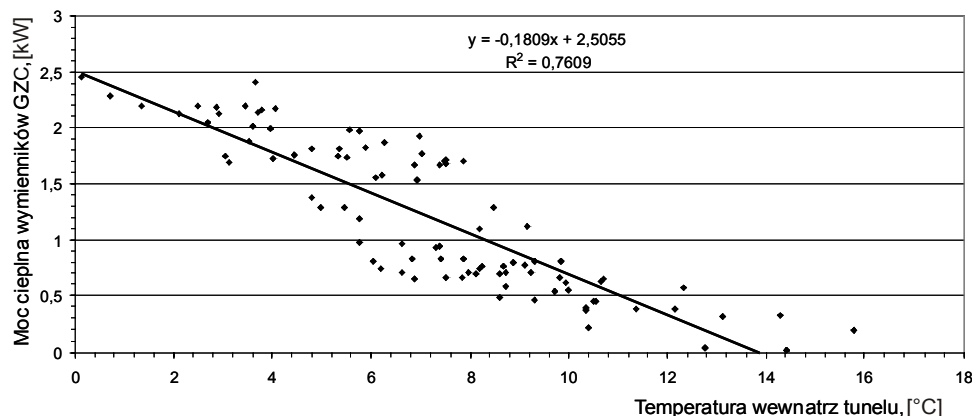
Przeanalizowano łącznie 101 całościowych cykli pracy pompy ciepła. Jako cykl przyjęto całkowity czas uwzględniający ładowanie i rozładowywanie energii ze zbiornika buforowego pompy ciepła. Na rysunku 2 przedstawiono zmienność czasu pracy dla poszczególnych cykli ładowania zbiornika buforowego. Można zauważyć, czas ten mieści się w granicach od 13 do blisko 30 minut.



Rys. 2. Czas pracy pompy ciepła w kolejnych cyklach pracy
 Fig. 2. Operation time of a heat pump in subsequent operation cycles

Różnica w długości czasu pracy pompy ciepła w cyklu ładowania zbiornika buforowego uzależniona jest od intensywności odbierania ciepła z gruntu. Według dokumentacji geologicznej, poziom wód gruntowych wynosi ok. 7 m, jednakże zmienne warunki wymiany ciepła na styku powierzchnia wymienników gruntowych- otaczająca woda gruntowa wpływają w konsekwencji na długość czasu pracy pompy ciepła.

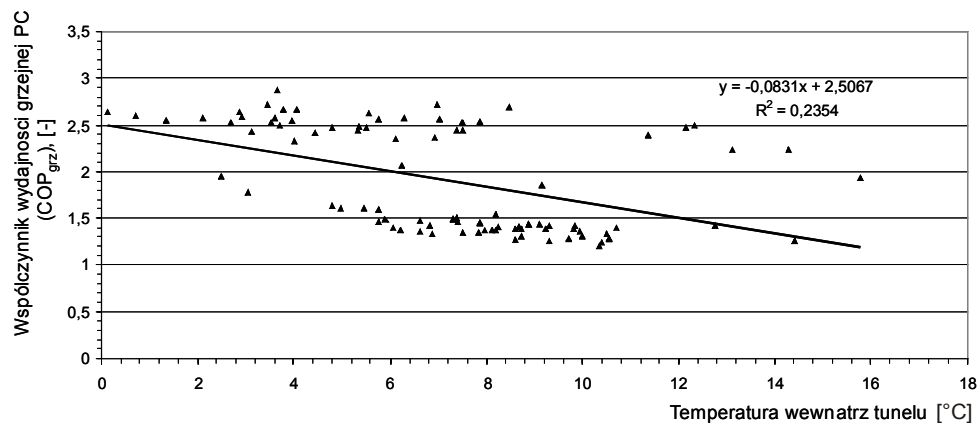
Na rys. 3 przedstawiono zależność mocy górnego źródła ciepła – GZC (dwa wymienniki typu ciec- powietrze) w funkcji temperatury wewnątrz obiektu.



Rys. 3. Zależność mocy systemu odbioru ciepła od temperatury wewnątrz obiektu
 Fig. 3. Dependence of the power of the heat reception system on the temperature inside the object

Zmniejszenie wydajności cieplnej wymienników wraz ze wzrostem temperatury wewnątrz tunelu jest konsekwencją zmniejszenia się różnicy temperatury między powierzchnią wymiennika a temperaturą powietrza.

Na rys. 4 zobrazowano graficznie relację współczynnika wydajności pompy grzewczej (obliczonego z równania 2) i temperatury wewnątrz obiektu. Można zauważyć, że wzrost temperatury wewnątrz tunelu foliowego, pociąga za sobą nieznaczny spadek współczynnika wydajności pompy grzewczej. Przeprowadzona analiza statystyczna nie wykazała istotności współczynnika regresji. Oznacza to brak liniowego wpływu temperatury wewnątrz tunelu foliowego na wartość COP_{grz} . Również wartość współczynnika determinacji ($R^2=0,23$) nie potwierdza istotnej statystycznie zależności COP_{grz} od temperatury wewnątrz obiektu. Wynika to z relacji intensywność odbioru ciepła między wymiennikami a otaczającym powietrzem, bowiem im wyższa temperatura wokół wymienników ciepła tym współczynnik przenikania ciepła przyjmuje niższe wartości. Przy niewielkiej różnicy temperatur, wzrasta czas pracy pomp obiegowych z systemu odbioru ciepła, jednak moc zużywana do napędu pomp obiegowych jest wielokrotnie niższa od zapotrzebowania mocy przez sprężarkę i pompę obiegową dolnego źródła ciepła.



Rys. 4. Zależność współczynnika wydajności grzewczej od temperatury wewnątrz obiektu
 Fig. 4. Dependence of a heating efficiency coefficient on the temperature inside the object

O wiele silniejszy, statystycznie istotny, związek uzyskano między analizowanym współczynnikiem a wydajnością cieplną wymienników gruntowych i czasem pracy pompy ciepła.

Śród badanych zależności największą wartość współczynnika determinacji uzyskano dla modelu potęgowego. Stąd, zależność określająca zmiany współczynnika COP_{grz} w funkcji analizowanych zmiennych niezależnych określona estymacją nieliniową metodą quasi-Newtona przy zachowanym współczynniku zbieżności 0,001 przyjmuje postać:

$$COP_{grz} = 0,0056 \cdot q_{DZC}^{2,36} + 35,82 \cdot \tau_{PC}^{-1,165} \quad R^2 = 0,72$$

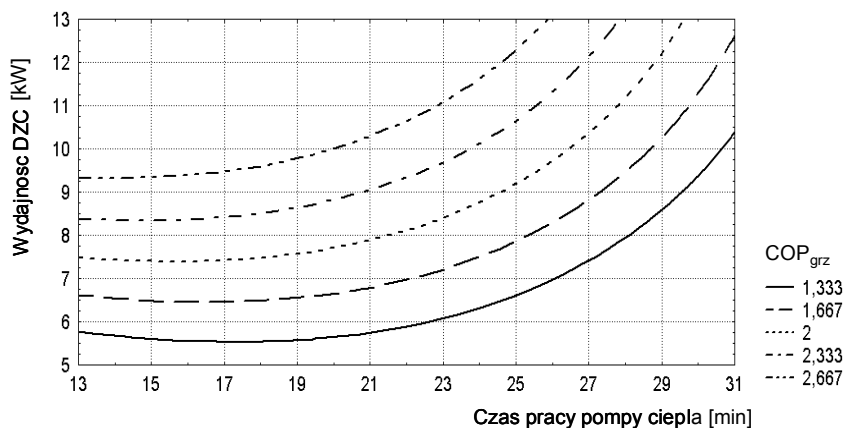
w zakresie stosowania: $5,6 < q_{DZC} < 12,1$ kW; $13 < \tau_{PC} < 29,5$ min

Na rys. 5 przedstawiono graficzną zależność między wprowadzonym do analizy współczynnikiem COP_{grz} , a badanymi zmiennymi niezależnymi w rozważanym systemie.

Można zauważyć, że wzrost czasu pracy pompy ciepła powoduje zmniejszenie wartości COP_{grz} , zaś przy wzroście wydajności wymienników gruntowych współczynnik ten wzrasta.

W badanych warunkach, zakres zmian współczynnika COP_{grz} mieści się w granicach od 1,2 do 2,8. Największa wartość tego współczynnika występuje przy maksymalnej wydajności cieplnej wymienników gruntowych, co skutkuje zmniejszeniem czasu pracy pompy ciepła w jej cyklu ładowania zbiornika buforowego.

Podsumowując należy stwierdzić, że przy projektowaniu badanego systemu należy zwrócić uwagę nie tylko na właściwą moc cieplną wymienników stanowiących górne źródło ciepła, ale również i właściwy dobór pozostałych składowych (wymenniki gruntowe) zastosowane rozwiązania decydują o opłacalności stosowania tego urządzenia.



Rys. 5. Zależność współczynnika efektywności grzewczej a badanymi zmiennymi niezależnymi
 Fig. 5. Dependence of a heating efficiency coefficient on the researched independent variables

Wnioski

1. W badanych warunkach, zakres zmian współczynnika wydajności grzewczej pompy ciepłą (COP_{grz}) mieści się w granicach od 1,2 do 2,8.
2. Nie stwierdzono statystycznie istotnej zależności między tym współczynnikiem COP_{grz} a temperaturą wewnątrz obiektu.
3. Wraz ze wzrostem czasu pracy pompy ciepła współczynnik COP_{grz} maleje, w przypadku wzrostu wydajności cieplnej wymienników gruntowych współczynnik ten wzrasta.
4. Zależność określająca zmiany współczynnika COP_{grz} w funkcji analizowanych zmiennych niezależnych przyjmuje postać:

$$COP_{grz} = 0,0056 \cdot q_{DZC}^{2,36} + 35,82 \cdot \tau_{PC}^{-1,165} \quad R^2=0,72$$

w zakresie stosowania: $5,6 < q_{DZC} < 12,1$ kW; $13 < \tau_{PC} < 29,5$ min

Bibliografia

- Bakirci K.** 2010. Evaluation of the performance of a ground-source heat-pump system with series GHE (ground heat exchanger) in the cold climate region. *Energy* 35. s. 3088-3096.
- Chochowski A., Czekalski D., Obstawski P.** 2006. Badania eksploatacyjne pionowego wymiennika gruntowego. *Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja*. 7-8. s. 37- 40.
- Huang B.J., Chyng J.P.** 2001 Performance characteristics of integral type solar-assisted heat pump. *Solar Energy*, 71(6). s. 403-414.
- Huang B. J., Lee C. P.** 2004. Long-term performance of solar-assisted heat pump water heater. *Renewable Energy*. 29(4). s. 633–639
- Kurpaska S., Latała H.** 2007. Analiza energetyczno-ekologiczna wykorzystania pompy ciepła do ogrzewania tunelu foliowego. *Inżynieria Rolnicza*. Nr 6 (94). s. 121-127.

- Kurpaska S., Latała H., Michalek R., Sporysz M.** 2008. Analiza efektywności elementów systemu wykorzystującego pompę ciepła do ogrzewania tunelu foliowego. *Inżynieria Rolnicza*. Nr 2(100). s. 163-170.
- Rubik M.** 2011. Pompy ciepła w systemach geotermii niskotemperaturowej. Multico Oficyna Wydawnicza. Warszawa.
- Rutkowski K., Kurpaska S., Latała H.** 2006. Metodyczne aspekty doboru dolnego źródła pompy ciepła do ogrzewania tunelu foliowego. *Inżynieria Rolnicza*. Nr 11(86). s. 409-416.
- Xinguo L., Yan C., Zhihao C., Jun Z.** 2006. Thermal performances of different types of underground heat exchangers. *Energy and Buildings*. 38. s. 543-547.

SELECTED ASPECTS OF CO-OPERATION BETWEEN A HEAT PUMP AND GROUND HEAT EXCHANGERS

Abstract. The study presents results of the research on efficiency of a compression heat pump, which cooperates with a lower heat source, that is two boreholes with exchangers (type 1xU and 2xU) 100 m deep each. Necessary parameters for determining efficiency of a heat pump operation were measured during the experiments. Two heat-air exchangers, which were mounted in an experimental plastic tunnel constituted a system of heat reception. Operation energy efficiency of the said system was determined in the function of variables, which characterize operation of a heat pump.

Key words: heat pump, energy efficiency, ground vertical heat exchangers

Adres do korespondencji:

Hubert Latała; e-mail: Hubert.Latała@ur.krakow.pl
Instytut Inżynierii Rolniczej i Informatyki
Uniwersytet Rolniczy w Krakowie
ul. Balicka 116B
30-149 Kraków