

## **ANALIZA ENERGETYCZNA DOLNYCH ŹRÓDEŁ CIEPŁA POMPY GRZEWCZEJ PRZY OGRZEWANIU TUNELU FOLIOWEGO**

Sławomir Kurpaska

*Katedra Inżynierii Rolniczej i Informatyki, Akademia Rolnicza w Krakowie*

**Streszczenie.** W pracy analizowano wydajność grzewczą dolnego i górnego źródła ciepła współpracujących ze sprężarkową pompą ciepła. Określono zmienność wydajności w funkcji różnicy temperatury między zasilaniem a powrotem czynnika obiegowego. Stwierdzono, że w badanych warunkach analizy cykli pracy pompy ciepła, konieczna jest modyfikacja odbioru energii z górnego źródła.

**Słowa kluczowe:** wymienniki gruntowe górne źródło ciepła, pompa ciepła, moc grzewcza

### **Wstęp**

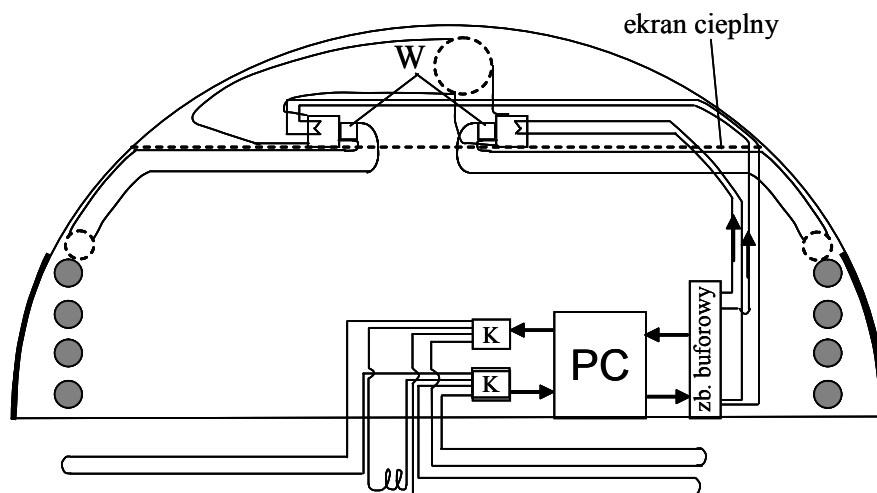
Wzrastające wymogi związane z ochroną środowiska przyrodniczego, zmniejszanie dostępności paliw kopalnych stymulują do poszukiwań alternatywnych źródeł ciepła. Jednym z takich rozwiązań jest pompa ciepła. Pompa, poprzez przenoszenie ciepła z dolnego niskotemperaturowego źródła (grunt, woda, powietrze atmosferyczne) do górnego o temperaturze wyższej dostarcza ciepła na różne cele. Jednym z nich jest również ogrzewanie obiektów ogrodnich. Efektywność pracy pompy, a tym samym zaspakajanie potrzeb ogrzewanego ośrodka zależy od wielu czynników, związanych z rodzajem dolnego źródła ciepła oraz z przekazywaniem go z górnego źródła do wnętrza obiektu. Zagadnienia energetyczne wykorzystania pomp ciepła na potrzeby grzewcze obiektów były przedmiotem wielu badań. I tak, Hamdan i wsp. [1992] analizowali wykorzystanie odnawialnych źródeł energii do ogrzewania szklarni. Badano efektywność pracy niezależnych źródeł (pompa ciepła, kolektory słoneczne) oraz w układzie biwalentnym (hybrydowym) jako połączenie pompy z kolektorami słonecznymi. Xu i wsp. [2006] analizowali efekty energetyczne pompy ciepła w której jako dolne źródło ciepła wykorzystano powietrze atmosferyczne podgrzewane w płaskich kolektorach cieczowych. Huang i Lee [2004] na podstawie wieloletnich badań określili zużycie energii elektrycznej wykorzystywanej do napędu pompy ciepła. Wyliczenia zostały przeprowadzone w odniesieniu do jednostkowego przyrostu temperatury cieczy zgromadzonej w zbiorniku buforowym pompy ciepła. Kaygusuz i Ayhan [1999] opisali i analizowali system współpracy pompy ciepła (jako dolne źródło wykorzystane zostało powietrze atmosferyczne) z górnym, w którym energia magazynowana była a akumulatorze wypełnionym ciałem podlegającym przemianie fazowej. Hawlader i wsp. [2001] badali efekty energetyczne systemu, w którym pompa ciepła współpracowała z

kolektorem słonecznym. Energia z górnego źródła wykorzystywana była do ogrzewania cieczy w akumulatorze. Autorzy określili współczynniki efektywności pracy dla poszczególnych składowych systemu. Określili również czas zwrotu ponoszonych nakładów finansowych. Ozgener i Hepbasli [2005] analizowali zagadnienia energetyczne oraz nakłady finansowe ponoszone na wykorzystanie pompy ciepła (współpracującej z pionowymi wymiennikami gruntowymi) do celów grzewczych. Autorzy opracowali model symulacyjny który można wykorzystać do analizy nakładów finansowych przy stosowaniu pompy ciepła do ogrzewania obiektów. W pracy [Kurpaska i in. 2006] analizowano teoretyczne wydajności poziomego gruntowego wymiennika ciepła współpracującego ze sprężarkową pompą grzewczą. Składzień i in. [2002] analizowali proces wymiany ciepła podczas nagrzewania i ochładzania się gleby w okolicy poziomego wymiennika ciepła współpracującego z pompą ciepła.

Jak wynika z przytoczonego przeglądu literatury, efekty energetyczne powstałe podczas pracy pompy były tematem rozważań zarówno od strony teoretycznej jak i eksperymentalnej jednak dotyczyły one zróżnicowanych warunków badań. Analiza uzyskanych wstępnych efektów energetycznych instalacji w której zainstalowano sprężarkową pompę ciepła będzie przedmiotem szczegółowej analizy.

## Materiał i metoda

Przedmiotem rozważań jest system wykorzystujący sprężarkową pompę grzewczą zainstalowany w obiektach Wydziału Agrotechnologii AR w Krakowie. Schemat stanowiska przedstawiono na rys. 1. W rozważanym zagadnieniu, dolne źródło ciepła stanowią



Rys. 1. Schemat stanowiska pomiarowego  
Fig. 1. Measurement setup diagram

poziome wymienniki gruntowe (pojedynczy, pętlicowy oraz podwójny) umieszczone na głębokości od 1,75 do 2,25 m. Łączna długość przewodów dolnego źródła ciepła (przewody polietylenowe o średnicy zewnętrznej 40 mm) wynosi 3000 m. Przepływ czynnika obiegowego (30% roztwór glikolu) poprzez kolektory (K) wymuszany jest za pomocą pompy obiegowej. Ciepło w wyniku pracy pompy ciepła (PC) przenoszone jest z gruntu i magazynowane w zbiorniku buforowym. Ze zbiornika buforowego czynnik grzewczy przepływa przez dwa wymienniki typu: ciecz – powietrze a stąd podgrzane powietrze poprzez wentylatory (W) dostarczane jest do wnętrza obiektu za pomocą rur perforowanych umieszczonych nad grzejnikami. Zasysanie powietrza odbywa się za pomocą kolektora ssącego umieszczonego nad ekranem ciepła w górnej części tunelu foliowego. Wszystkie parametry (związane z parametrami czynnika obiegowego: temperatura, strumień objętości; powietrzem wewnątrz obiektu; stanem pracy pompy) są monitorowane i archiwizowane z czasem próbkowania 30 sek. przez Komputerowy System Pomiarowy.

Moc grzewczą dostarczaną przez wymienniki gruntowe ( $q_d$ ) można opisać zależnością:

$$q_d = \sum_{i=1}^4 \left( \sum_{i=1}^n m_d \cdot c_d \cdot (T_{z-d} - T_{p-d}) \right) \quad (1)$$

Z kolei, moc cieplną dostarczaną z górnego źródła do wymienników ciecz- powietrze ( $q_g$ ) wyliczono ze wzoru:

$$q_g = \sum_{i=1}^2 \left( \sum_{i=1}^n m_g \cdot c_g \cdot (T_{z-g} - T_{p-g}) \right) \quad (2)$$

W celu weryfikacji zastosowanej metodyki porównano moc dostarczoną z górnego źródła z mocą przekazaną do wnętrza obiektu. Moc przekazywaną przez górne wymienniki do powietrza wewnątrz obiektu ( $q_{wew}$ ) obliczono z zależności:

$$q_{wew} = \sum_{i=1}^2 \left( \sum_{i=1}^n V_p \cdot F_p \cdot \rho_p \cdot c_p \cdot (T_{z-p} - T_{p-p}) \right) \quad (3)$$

gdzie:

- $m$  – strumień czynnika [ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ ],
- $c$  – ciepło właściwe czynnika [ $\text{J} \cdot \text{kg} \cdot \text{K}^{-1}$ ],
- $T_z, T_p$  – temperatura zasilania (z) i powrotu (p) czynnika [ $^{\circ}\text{C}$ ],
- $\tau$  – czas pracy [s],
- $n$  – liczba cykli pracy,
- $V_p$  – prędkość powietrza w przewodzie perforowanym [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ],
- $F_p$  – przekrój przewodu perforowanego [ $\text{m}^2$ ],
- $\rho_p$  – gęstość powietrza [ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ].

Poszczególne indeksy oznaczają:

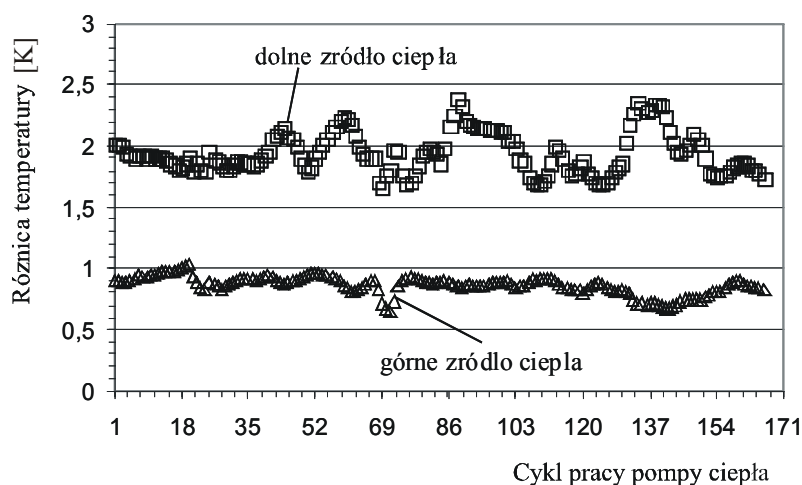
- d, g – dolne (d) i górne (g) źródło ciepła,
- p – powietrze.

W celu eliminacji wpływu czynników zakłócających (niekontrolowany wzrost temperatury powietrza w wyniku intensywnego promieniowania słonecznego) wyliczenia przeprowadzono dla stanu pracy pompy ciepła, w którym natężenie promieniowania słonecznego było mniejsze od  $50 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$ . Strumień czynnika obliczono jako iloczyn (monitorowanego za pomocą impulsowych przepływomierzy) strumienia objętości oraz gęstości. Ciepło właściwe wilgotnego powietrza wyliczono ze standardowych zależności psychrometrycznych. Do analizy wyodrębniono 170 cykli pracy pompy. Do oceny zastosowanej metodyki wykorzystano standardowe mierniki błędów (błąd względny-  $\epsilon$ , średni błąd kwadratowy-  $\sigma$ ).

## Wyniki i dyskusja

Badania przeprowadzono dla następujących parametrów otaczającego klimatu:  $-3,1 < t_{zew} < 15 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $0,1 < V_p < 6,6 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ;  $0 < R_{zewn} < 50 \text{ W}/\text{m}^2$ ;  $2,6\cdot 10^{-4} < m_g < 2,8\cdot 10^{-4} \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ ;  $1,7\cdot 10^{-4} < m_d < 9,7\cdot 10^{-4} \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ ;  $V_p = 0,48 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ .

Na rys. 2 przedstawiono uśrednione wartości różnicy temperatury między zasilaniem i powrotem dla dolnego i górnego źródła ciepła dla analizowanych cykli pracy pompy grzewczej. Można zauważyć, że zakres wartości mieści się w granicach 1,6 do 2,4 K dla dolnego źródła ciepła oraz od 0,6 do 1,1 K dla górnego źródła.



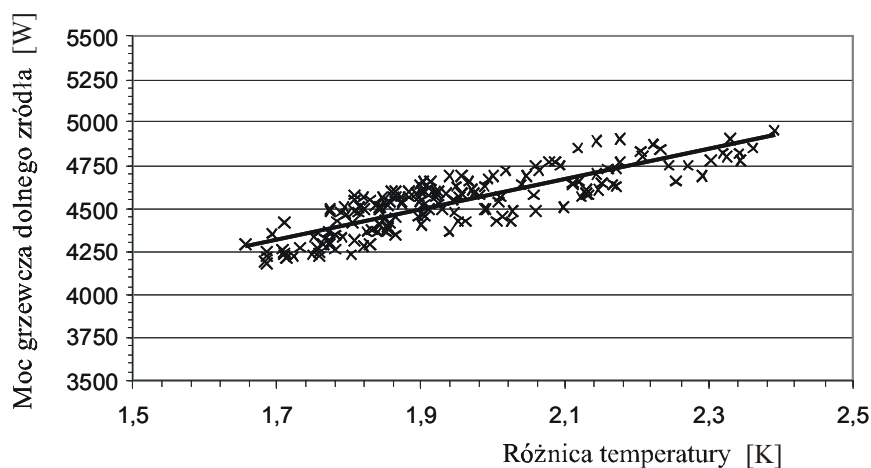
Rys. 2. Średnie wartości różnicy temperatury dla dolnego i górnego źródła ciepła  
 Fig. 2. Average temperature difference values for lower and upper heat source

Zróznicowanie w wartościach jest konsekwencją zarówno długością trwania poszczególnych cykli pracy pompy (dla rozważanych cykli czas pracy pompy mieści się w granicach od 10 do 39 minut) jak i temperatury gruntu będącej konsekwencją temperatury otoczenia. Im wyższa temperatura gruntu i krótszy czas pracy (zadeklarowany uzyskaniem arbitralnie przyjętej wartości temperatury w zbiorniku buforowym) tym występuje wyższa różnica temperatury między zasilaniem i powrotem czynnika obiegowego znajdującego się

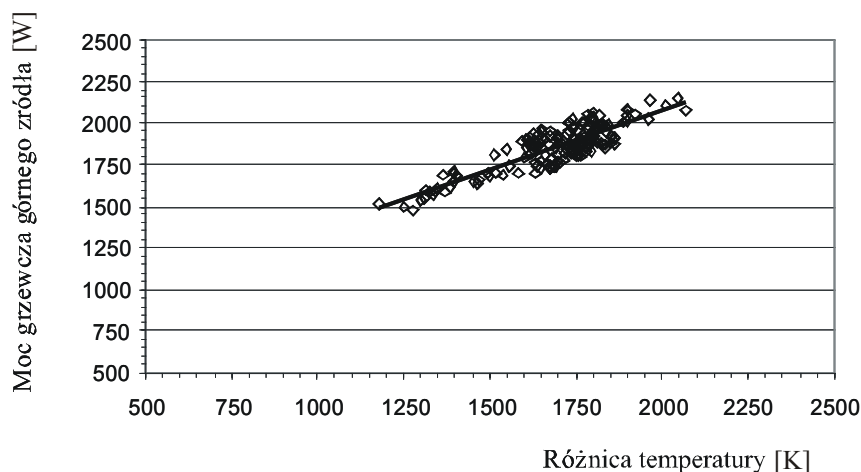
w wymiennikach gruntowych. Z kolei, zróżnicowanie w wartościach między temperatura zasilania i powrotu czynnika zasilającego wymienniki ciecz- powietrze (górne źródło ciepła) zależy wprost od temperatury powietrza zasysanego przez wentylatory z górnych warstw powietrza tunelu foliowego. W obydwu rozważanych wymiennikach większa różnica temperatury między czynnikiem krążącym stymuluje intensywniejszą wymianę ciepła, a w konsekwencji prowadzi do powstania większych różnic między temperatura zasilania i powrotu czynnika obiegowego.

Na rys. 3 i 4 przedstawiono wyliczoną moc grzewczą dla dolnego źródła (rys. 3) i górnego źródła ciepła (rys. 4) w funkcji różnicy temperatury między zasilaniem i powrotem czynnika obiegowego.

Analizując te wartości można jednoznacznie stwierdzić, że zastosowany system odbioru ciepła z górnego źródła jest mało efektywny (zgodnie ze z warunkami znamionowymi teoretyczna moc grzewcza analizowanej pompy ciepła wynosi 9,5 kW). Ponad 4,5 krotnie mniejsza wydajność grzewcza zależy nie tylko od warunków doświadczenia, ale również jest konsekwencją zastosowanego systemu odbioru ciepła ze zbiornika buforowego analizowanej pompy. W zastosowanym rozwiązaniu konstrukcyjnym, jako system odbioru zgromadzonego ciepła w zbiorniku buforowym wykorzystano dwa wymienniki typu ciecz- powietrze. Niskie wartości współczynnika przejmowania ciepła między przepływającym powietrzem, a powierzchnią wymiennika wpływają na moc cieplną, co prowadzi do pogorszenia efektywności pracy pompy ciepła (liczonej jako stosunek energii włożonej do napędu komponentów pompy ciepła do uzyskanej energii z górnego źródła). Stąd nasuwa się wniosek aplikacyjny aby zastosować takie rozwiązanie konstrukcyjne które polepszy efektywność wymiany ciepła. Problematyka ta będzie przedmiotem kolejnych badań wchodzących w zakres projektu badawczego.



Rys. 3. Moc grzewcza dolnego źródła ciepła  
 Fig. 3. Lower heat source heating power

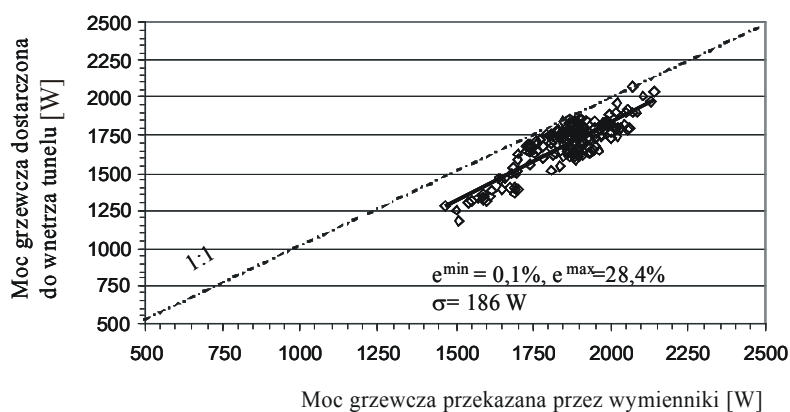


Rys. 4. Moc grzewcza górnego źródła ciepła

Fig. 4. Upper heat source heating power

Można zauważyć, że dla analizowanych cykli pracy pompy ciepła moc pobierana z dolnego źródła mieści się w granicach od 4,18 do 4,95 kW (co odpowiada jednostkowej wydajności wymiennika gruntowego na poziomie od 13,9 do 16,5  $\text{W}\cdot\text{m}_b^{-1}$ ), zaś zakres mocy grzewczej przekazywany z górnego źródła ciepła do wnętrza tunelu foliowego mieścił się w granicach od 1,5 do 2,15 kW.

Na rys. 5. przedstawiono porównanie między mocą przekazaną z górnego źródła (obliczonej z zależności 3) oraz mocą wyliczoną z zależności 3.



Rys. 5. Porównanie między mocą grzewczą dostarczoną przez wymienniki z mocą dostarczoną do wnętrza

Fig. 5. Comparison between heating power delivered by exchangers and power delivered to the inside

Można zauważyć poprawność przyjętej metodyki, zaś nieco mniejsze wartości dostarczonego strumienia ciepła wynikają z warunków przejmowania ciepła między powietrzem a powierzchnią wymiennika.

## Wnioski

1. Moc cieplna pobierana przez dolne źródła w badanych warunkach pracy pompy grzewczej mieściła się w granicach od 4,18 do 4,95 kW.
2. Wydajność grzewcza zastosowanych wymienników ciepła mieściła się od 1,5 do 2,15 kW, zaś jej niska wartość stymuluje do poszukiwania efektywniejszego odbioru ciepła z górnego źródła pompy grzewczej.
3. Porównanie między mocą grzewczą dostarczoną przez wymienniki z mocą dostarczoną do wnętrza obiektu cechuje duża zgodność.

## Bibliografia

- Hamdan M. A., Al-Sayeh A. I., Jubran B. A.** 1992. Solar hybrid heating systems for greenhouses. *Applied Energy* 41(4). s. 251-264.
- Xu G., Zhang A., Deng S.** 2006. Simulation study on the operating performance of a solar-air source heat pump water heater. *Applied Thermal Engineering* (11-12). s. 1257-1265.
- Huang B.J., Lee C.P.** 2004. Long-term performance of solar-assisted heat pump water heater. *Renewable Energy* 29(4). s. 633-639.
- Kaygusuz K., Ayhan T.** 1999. Experimental and theoretical investigation of combined solar heat pump system for residential heating. *Energy Conversion and Management* 40(13). s. 1377-1396.
- Kurpaska S., Latała H., Rutkowski K.** 2006. Analiza wydajności cieplnej gruntowego wymiennika ciepła w instalacji wykorzystującej pompę ciepła. *Inżynieria Rolnicza* 11. s. 251-259.
- Hawladar M.N.A., Chou S.K., Ullah M.Z.** 2001. The performance of a solar assisted heat pump water heating system. *Applied Thermal Engineering* 21(10). s. 1049-1065.
- Ozgener O., Hepbasli A.** 2005. Exergoeconomic analysis of a solar assisted ground-source heat pump greenhouse heating system. *Applied Thermal Engineering* 25(10). s. 1459-1471.
- Składzień J., Fic A., Hanuszkiewicz-Drapała M.** 2002. Ochlądanie i nagrzewanie gruntu w obszarze wymiennika ciepła pompy grzewczej. *Gospodarka Paliwami i Energią* 11. s. 8-12.

*Praca naukowa finansowana ze środków na naukę w latach 2005-2008 jako projekt badawczy*

## **ENERGY ANALYSIS FOR LOWER HEAT SOURCES OF HEATING PUMP WHILE HEATING A PLASTIC TUNNEL**

**Abstract.** The paper contains an analysis of heating efficiency for lower and upper heat sources, which work with compressor-type heat pump. The researchers determined efficiency variability in the function of temperature difference between circulating medium supply and return. It was proved that in the examined conditions of heat pump working cycle analysis it is requisite to modify the system for receiving energy from upper source.

**Key words:** ground exchangers, upper heat source, heat pump, heating power

**Adres do korespondencji:**

Sławomir Kurpaska; e-mail: slkurpas@cyf-kr.edu.pl  
Katedra Inżynierii Rolniczej i Informatyki  
Akademia Rolnicza w Krakowie  
ul. Balicka 116B  
30-149 Kraków