

## WPŁYW ILOŚCI CIECZY W ZBIORNIKU AKUMULACYJNYM NA EFEKTY ENERGETYCZNE POMPY CIEPŁA W UKŁADZIE BIWALENTYM

Sławomir Kurpaska, Hubert Latała

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

**Streszczenie.** W pracy przedstawiono wyniki analizy wpływu ilości zmagazynowanej cieczy w zbiorniku akumulacyjnym na efekty energetyczne pompy ciepła. Energia zgromadzona w zbiorniku akumulacyjnym, w wyniku konwersji promieniowania słonecznego w ciepło, stanowiła dolne źródło ciepła które współpracowało ze sprężarkową pompą ciepła. W wyniku analizy ilość zmagazynowanego ciepła w zbiorniku oraz wydajność grzewczą pompy ciepła.

**Słowa kluczowe:** układ biwalentny, pompa ciepła, tunel foliowy

### Wstęp

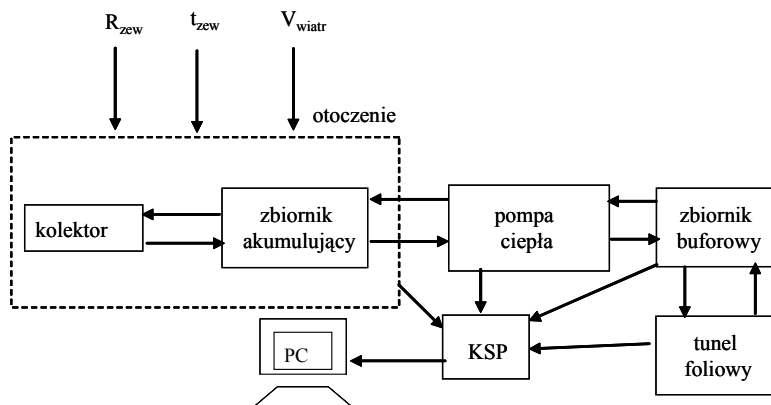
W produkcji szklarniowej poszukuje się rozwiązań technicznych, które zminimalizują zużycie ciepła. Rozwiązania te dotyczą zarówno modyfikacji w wyposażeniu technicznym obiektu, w sterowaniu parametrami klimatu jak rodzaju i źródeł ciepła. Szeroki przegląd rozwiązań technicznych przedstawiono w pracy [Critten i Bailey 2002]. Autorzy w sposób syntetyczny przeprowadzili rozważania nad innowacjami technicznymi które miały na celu optymalizację czynników wzrostu w ogrzewanych obiektach uprawowych. Rozwiązania te dotyczą całości problemów związanych z kształtowaniem warunków środowiskowych w szklarniach, zarówno od strony analizy teoretycznej jak i eksperymentalnej. Intensywnie badanym kierunkiem, oprócz optymalizacji warunków środowiskowych w szklarniach, są prace w których autorzy analizują możliwość zastępowania tradycyjnych nośników ciepła ze źródeł energii odnawialnej. I tak, Garcia i in. [1998] analizowali możliwość wykorzystania różnych źródeł ciepła (tradycyjnych i odnawialnych) do ogrzewania szklarni zlokalizowanych w różnych warunkach klimatycznych. Zauważyli, że w warunkach europejskiego klimatu w krajach basenu morza śródziemnego najlepsze efekty przyniesie stosowanie kolektorów słonecznych, podczas gdy dla krajów zlokalizowanych w północnych regionach najkorzystniej jest wspomagać ogrzewanie przy pomocy pompy ciepła. Stwierdzili konieczność magazynowania nadwyżki energii powstałej w wyniku pasywnego ogrzewania wnętrza szklarni w akumulatorach energii. Ossebaard i in. [1997] przedstawili analizę nad wykorzystaniem poszczególnych źródeł energii na potrzeby grzewcze (zarówno odnawialnych jak i tradycyjnych) z uwzględnieniem efektów ekonomicznych i ekologicznych. Stwierdzono, że w warunkach holenderskich zastępowanie tradycyjnego nośnika energii (gaz) jest uzasadnione oraz może przynieść wymierne korzyści w redukcji substancji zanieczyszczających środowisko przyrodnicze. Hamdan i in. [1992] analizowali wykorzysta-

nie odnawialnych źródeł energii do ogrzewania szklarni. Analizowano efektywność pracy niezależnych źródeł (pompa ciepła, kolektory słoneczne) oraz w układzie biwalentnym (hybrydowym) jako połączenie pompy z kolektorami słonecznymi. Autorzy stwierdzili, że w badanych warunkach (region o wysokim nasłonecznieniu) najmniejsze koszty związane z dostarczaniem ciepła ponoszone są przy wykorzystaniu układu biwalentnego. Xu i in. [2006] 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.

Z przedstawionego przeglądu wynika jednoznacznie, że problematyka wykorzystania alternatywnych nośników ciepła jest aktualnym problemem badawczym. Jednak badania wykonywano dla odmiennych warunków klimatycznych, zróżnicowanych konfiguracji pompy ciepła. Stąd głównym celem pracy analiza wpływu ilości cieczy zmagazynowanej w zbiorniku akumulacyjnym na efekty energetyczne pompy ciepła.

## Materiał i metoda

Badania przeprowadzono na stanowisku badawczym zlokalizowanym w obiektach Akademii Rolniczej w Krakowie. Stanowisko składa się z tunelu foliowego, kolektorów słonecznych oraz pompy ciepła. W systemie zainstalowano dwa typy kolektorów, a mianowicie kolektory płaskie o znamionowej powierzchni  $8 \text{ m}^2$  oraz kolektor próżniowy o powierzchni  $4 \text{ m}^2$ . Wewnątrz zbiornika, zainstalowana jest węzownica o łącznej powierzchni ok.  $1,92 \text{ m}^2$ . Schemat blokowy wzajemnych powiązań między elementami rozważanego układu biwalentnego przedstawiono na rys. 1. Na rysunku zaznaczono również schematycznie, że mierzone parametry związane z pracą systemu były monitorowane



Rys. 1. Schemat rozważanych wzajemnych sprzężeń pomiędzy elementami systemu ogrzewania tunelu

Fig. 1. Diagram showing considered mutual couplings between tunnel heating system elements

i archiwizowane przez komputerowy system pomiarowy (KSP). System pomiarowy umożliwia monitorowanie i archiwizację (z dowolnym czasem próbkowania) parametrów klimatu wewnątrz i na zewnątrz tunelu doświadczalnego, temperaturę cieczy w zbiorniku akumulacyjnym, temperaturę i strumień objętości czynnika obiegowego w dolnym i górnym źródle ciepła oraz stan pracy pompy ciepła. Więcej szczegółów związanych z systemem pomiarowym, systemem konwersji promieniowania słonecznego, pompą ciepła, systemem ogrzewania tunelu foliowego można znaleźć w pracy [Kurpaska i in. 2007]. Do szczegółowej analizy wyodrębniono okresy, w którym następował cykl magazynowania ciepła w zbiorniku akumulacyjnym (z czasowymi wartościami promieniowania słonecznego-  $R_{zew}$ ; temperatura otoczenia-  $t_{zew}$ ; prędkości wiatru-  $V_{wiatr}$ ), oraz cykl pracy pompy w którym wystąpiło pobieranie ciepła (określony przez pomiar temperatury zmagazynowanej cieczy) ze zbiornika przez pompę grzewczą.

Bilans ciepła dla rozważanego układu biwalentnego w różniczkowym czasie ( $d\tau$ ) podczas pracy kolektorów słonecznych można zapisać w następującej formie:

$$dQ = dQ_1 \pm dQ_2 \quad (1)$$

Ilość ciepła dostarczana do układu w wyniku konwersji promieniowania słonecznego (w płaskim i próżniowym kolektorze słonecznym)- ( $dQ_1$ ) opisuje zależność:

$$dQ_1 = m_w \cdot c_w \cdot (T_{w,\tau} - T_{w,\tau-30}) \quad (2)$$

Z kolei, zmiana ciepła zmagazynowanego w zbiorniku akumulacyjnym w wyniku istnienia różnicy temperatury między cieczą zgromadzoną w zbiorniku a otoczeniem ( $dQ_2$ ) opisano w postaci:

$$dQ_2 = k \cdot F_{zb} \cdot (\bar{T}_{ot} - \bar{T}_w) \cdot d\tau \quad (3)$$

Całkowitą ilość zgromadzonego ciepła w rozpatrywanym przedziale czasowym wyliczono jako sumę poszczególnych składowych bilansu z zależności:

$$Q_{tot} = \sum_{i=1}^n dQ_i \quad (4)$$

Do określenia mocy grzewczej pompy ciepła wyodrębniono okresy bez pracy kolektorów słonecznych. W rozpatrywanych przedziałach czasowych, obniżanie temperatury cieczy w zbiorniku akumulującym jest efektem zarówno pracy pompy jak i konwekcyjnej wymiany ciepła między otoczeniem a zbiornikiem. Konwekcyjną wymianę ciepła określono z zależności (3), zaś moc grzewcza pompy ciepła ( $P_{pompy}$ ) w procesie ochładzania cieczy w zbiorniku akumulacyjnym obliczono ze wzoru:

$$P_{pompy} = m_w \cdot c_w \cdot \frac{(T_{w,\tau} - T_{w,\tau+\Delta\tau})}{\tau_{tot}} \quad (5)$$

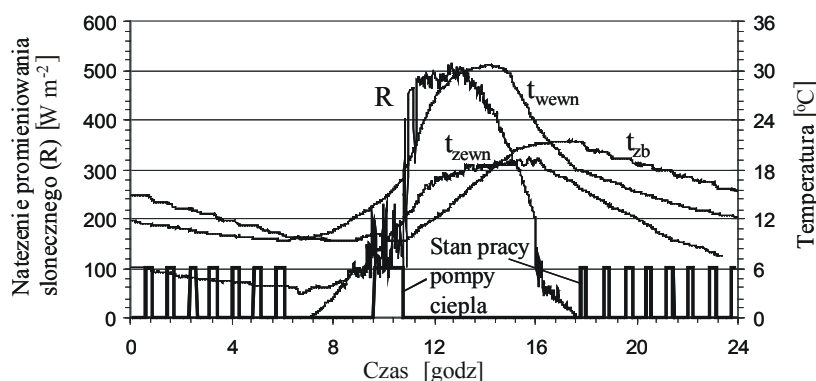
gdzie, poszczególne symbole oznaczają:

- $m_w$  – masa wody zgromadzonej w zbiorniku akumulacyjnym [kg],
- $c_w$  – ciepło właściwe wody w zbiorniku akumulacyjnym [ $\text{kJ kg}^{-1}\text{K}^{-1}$ ],
- $T_w$  – temperatura wody w zbiorniku akumulacyjnym [K],
- $T_{ot}$  – temperatura otoczenia [K],
- $\tau_{tot}$  – całkowity czas cyklu [s],
- $k$  – współczynnik przenikania ciepła między zbiornikiem a otoczeniem [ $\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ ].

Współczynnik przenikania ciepła ( $k$ ) odczytano z pracy Kurpaski i in. [2004].

## Wyniki i dyskusja

Badania wstępne przeprowadzono w miesiącach wrzesień- grudzień w 2006 r. Podczas wykonywania eksperymentów, założono arbitralnie trzy wartości masy wody zgromadzonej w zbiorniku akumulacyjnym a mianowicie: 1500 kg, 2000 kg oraz 2500 kg. Przykładowy dobowy przebieg (dla jednego wybranego cyklu dobowego) przedstawiono na rys. 2.



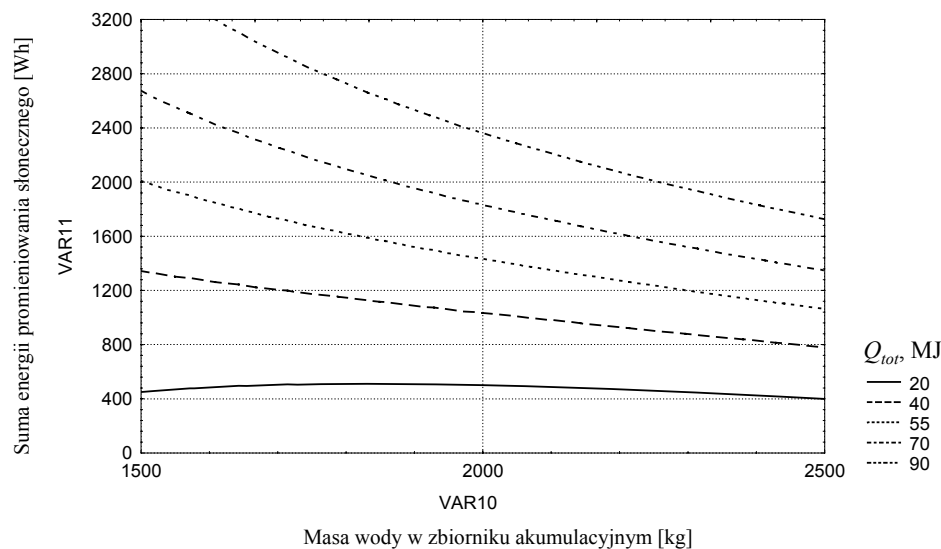
Rys. 2. Dobowy przebieg niektórych parametrów analizowanego systemu  
Fig. 2. Daily trajectory of selected parameters of the analysed system

Zaznaczono dobowy przebieg promieniowania słonecznego ( $R$ ) oraz temperatury wewnątrz ( $t_{wewn}$ ), na zewnątrz obiektu ( $t_{zewn}$ ) oraz wody w zbiorniku magazynującym ( $t_{zb}$ ).

Podczas doświadczeń, cykl włączenia i wyłączenia pracy pompy sterowany był dla arbitralnie przyjętej temperatury wewnątrz obiektu na poziomie  $18^{\circ}\text{C}$ .

Można zauważyć, że podczas występowania pogody radiacyjnej, w wyniku pasywnego ogrzewania tunelu temperatura wewnątrz obiektu przekraczała założoną wartość w wyniku czego pompa grzewcza nie dostarczała ciepła do wnętrza obiektu.

Dysponując zmierzonymi wartościami parametrów w przyjętych przedziałach czasowych obliczono ilość ciepła zmagazynowanego w zbiorniku akumulacyjnym. Wyniki obliczeń zobrazowano graficznie na rys. 3.

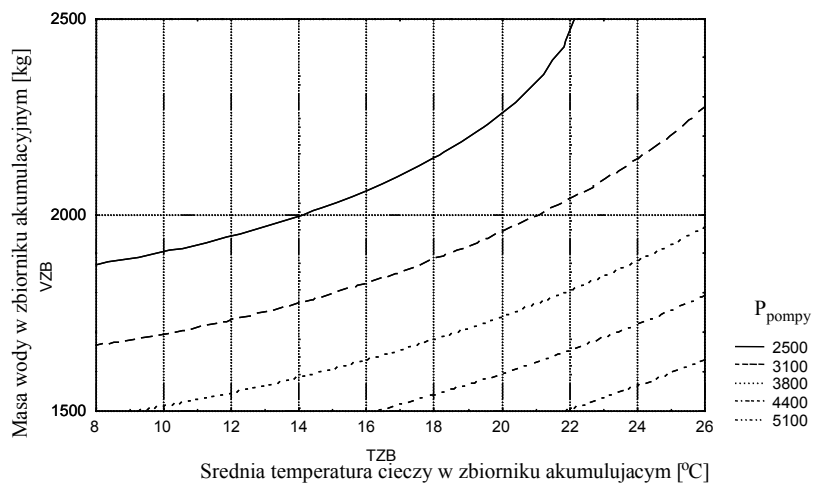


Rys. 3. Ilość ciepła zmagazynowana w zbiorniku akumulacyjnym w funkcji sumy energii promieniowania słonecznego i masy wody w zbiorniku

Fig. 3. The amount of heat accumulated in the accumulation tank in function of summed up solar radiation energy and mass of water in the tank

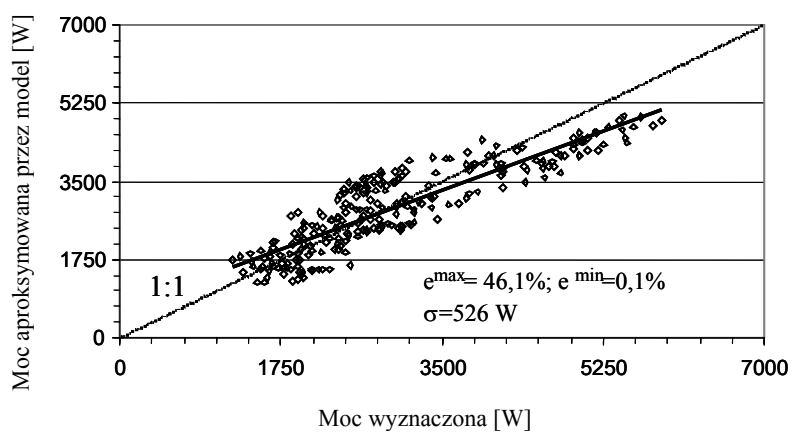
Analizując obliczone wartości można zauważyć, że dla zmiennych doświadczenia (suma energii promieniowania słonecznego od 22 do 3150 Wh, temperatura otoczenia w przedziale: 1,7 do 17,7°C, prędkość wiatru od 0,1 do 2,1 m·s<sup>-1</sup> oraz masie zgromadzonej wody w zbiorniku) ilość ciepła dostarczonego w wyniku konwersji promieniowania słonecznego mieściła się w granicach od 0,5 do 103 MJ.

Na rys. 4 przedstawiono wykres warstwicowy obrazujący moc grzewczą pompy ciepła w funkcji masy wody zmagazynowanej w zbiorniku akumulacyjnym oraz średniej temperatury wody (liczonej jako średnia arytmetyczna na początku i końcu rozpatrywanego przedziału). Jak widać, moc grzewcza jest zależna od średniej temperatury wody w zbiorniku oraz masy wody. Im wyższa temperatura wody oraz mniejsza masa, tym moc grzewcza wzrasta. W badanych warunkach wartość mocy mieściła się w przedziale od 1,2 do 5,9 kW. Zmiana mocy wynika ze zróżnicowanej intensywności w wymianie ciepła między węzownicą a wodą zmagazynowaną w zbiorniku. Im wyższa temperatura wody (wynikła ze zmniejszonej masy wody), tym intensywniejsza wymiana ciepła a w konsekwencji wzrasta moc grzewcza pompy ciepła.



Rys. 4. Moc grzewcza pompy ciepła w funkcji masy oraz średniej temperatury wody w zbiorniku akumulującym

Fig. 4. Heat pump heating power in function of mass and average temperature of water in the accumulation tank



Rys. 5. Porównanie między mocą wyznaczoną z eksperymentu a mocą aproksymowaną przez model

Fig. 5. Comparison between power determined through the experiment and power approximated by the model

Dla wyznaczonych danych znaleziono model regresji wielokrotnej, w funkcji zmiennych warunków doświadczenia (określony estymacją nieliniową metodą quasi-Newtona przy zachowanym współczynniku zbieżności 0,001) przyjmuje postać:

$$P_{pompy} = 155,6 \cdot t_w - 1,028 \cdot m_w + 2500; R^2=0,78$$

W zakresie stosowania:  $8,4 \leq t_w \leq 28,5$  °C; ;  $1500 \leq m_w \leq 2500$  kg

Graficzne porównanie między wyznaczoną mocą a mocą aproksymowaną przez model regresji przedstawiono na rys. 5. Dodatkowo zaznaczono mierniki zgodności między wyznaczoną i aproksymowanymi wartościami (błąd względny, średni błąd kwadratowy).

## Wnioski

1. W badanych warunkach eksperymentu, ilość ciepła zmagazynowanego w zbiorniku akumulującym mieściła się w graniach od 0,5 do 103 MJ.
2. Moc pompy ciepła zależy od masy wody w zbiorniku akumulacyjnym oraz od średniej temperatury wody, i w badanych warunkach mieściła się od 1,2 do 5,9 kW.
3. Związek między mierzonymi czynnikami doświadczenia, a mocą grzewczą pompy ciepła koreluje zależność:

$$P_{pompy} = 155,6 \cdot t_w - 1,028 \cdot m_w + 2500; R^2=0,78$$

W zakresie stosowania:  $8,4 \leq t_w \leq 28,5$  °C; ;  $1500 \leq m_w \leq 2500$  kg

## Bibliografia

- Critten D.L., Bailey B.J.** 2002. A review of greenhouse engineering developments during the 1990s. *Agricultural and forest Meteorology* 11. s. 1-22.
- Hamdan M. A., Al-Sayeh A. I., Jubran B. A.** 1992. Solar hybrid heating systems for greenhouses. *Applied Energy* 41(4). s. 251-264.
- Garcia J.L., De la Plaza S., Navas L.M., Benavente R.M., Luna L.** 1998. Evaluation of the Feasibility of Alternative Energy Sources for Greenhouse Heating. *Journal of Agricultural Engineering Research*, 69(2). s. 107-114.
- Kurpaska S., Sporysz M.** 2007. Stanowisko do analizy wykorzystania pompy ciepła do wspomaganie ogrzewania tunelu foliowego. *Inżynieria Rolnicza* (w do druku).
- Ossebaard M.E., Van Wijk A.J.M., Van Wees M.T.** 1997. Heat supply in The Netherlands: A system analysis of costs, exergy efficiency, CO<sub>2</sub>, and NO<sub>x</sub> emissions. *Energy*, 22(11). s.1087-1098.
- 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* 26(11-12). s. 1257-1265.

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

## **THE INFLUENCE OF LIQUID VOLUME IN THE ACCUMULATION TANK ON HEAT PUMP ENERGY EFFECTS IN A BIVALENT SYSTEM**

**Abstract.** The paper presents results of analysis concerning the influence of volume of liquid accumulated in the accumulation tank on heat pump energy effects. Due to conversion of solar radiation into heat, the energy accumulated in the accumulation tank constituted lower heat source, which was working with compressor-type heat pump. The analysis allowed to compare the amount of heat accumulated in the tank and heat pump energy efficiency.

**Key words:** bivalent system, heat pump, plastic tunnel

**Adres do korespondencji:**

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