

EFEKTYWNOŚĆ POMPY CIEPŁA WSPÓLPRACUJĄCEJ ZE ZBIORNIKIEM BUFOROWYM O ZMIENNEJ POJEMNOŚCI

*Kazimierz Rutkowski, Jan Vogelgesang, Hubert Latała, Krzysztof Kempkiewicz
Instytut Inżynierii Rolniczej i Informatyki, Uniwersytet Rolniczy w Krakowie*

Streszczenie. W pracy przedstawiono wyniki pracy pompy ciepła, współpracującej ze zbiornikiem buforowym o zmiennej pojemności, włączonej w układ grzewczy obiektu szklarniowego. Wyniki badań obejmują analizę parametrów fizycznych pracy pompy ciepła w różnicowanych warunkach zapotrzebowania mocy. Badania przeprowadzono podczas pracy pompy współpracującej z trzema wybranymi pojemnościami zbiornika buforowego. Uzyskane wyniki pozwalają stwierdzić, że w systemach grzewczych obiektów szklarniowych, zasilanych pompą ciepła, zasadnym jest stosowanie zbiorników buforowych. Większa pojemność zbiornika pozwala na uzyskanie wyższego wskaźnika efektywności oraz wyższej trwałości pracy agregatu sprężarkowego. Zwiększenie pojemności zbiornika buforowego pozwala na eliminację szczytów energetycznych oraz znacznie poprawia warunki mikroklimatu wewnętrznego. Zwiększając pojemność zbiornika z 120 do 360 litrów, uzyskujemy zwiększenie wskaźnika COP o 80% oraz eliminujemy około 30% włączeń pracy sprężarki w ciągu doby.

Słowa kluczowe: obiekt szklarniowy, pompa ciepła, zasobnik buforowy

Wprowadzenie

Pompa ciepła stanowiąca źródło energii odnawialnej w polskiej energetyce jest mało popularna. Przyczyną istniejącego stanu rzeczy jest m.in.: wysoki koszt inwestycji, niski poziom uświadczenia naszego społeczeństwa w zakresie eksploatacji oraz niedopracowane przepisy prawa energetycznego. Instalując pompę ciepła, winniśmy znać możliwości energetyczne dolnego źródła, charakterystykę obiektu i jego dopasowanie do zasilania niskotemperaturowego nośnikiem energetycznym. Istotnym elementem poprawnej pracy systemu grzewczego zasilanego pompą ciepła jest zbiornik buforowy, a ściślej mówiąc – jego pojemność. Zagadnienie ogrzewania obiektu pompą ciepła winno być rozpatrywane wielokryterialnie, tzn. oprócz ww. czynników musimy mieć na uwadze dostępność i parametry źródła, stanowiącego dolny wymiennik, oraz koszt energii elektrycznej.

Zastosowanie zbiorników buforowych dla pomp ciepła umożliwia optymalizację ich pracy i zapewnia odpowiednio długie czasy pracy, jak i przerwy. Zastosowanie układu

z buforem w stosunku do układu bezpośredniego powoduje spadek efektywności pompy ciepła o około 5-7%. Z drugiej strony zbiorniki buforowe stosuje się, ponieważ mniej włączeń pompy ciepła to dłuższa żywotność sprężarki, a także mniejsze zużycie energii elektrycznej. Dodatkowo układ pompy ciepła z zasobnikiem buforowym pozwala wykorzystać tańszą energię elektryczną poprzez zaprogramowanie automatyki pompy ciepła do magazynowania ciepła tylko w okresie występowania tańszej energii elektrycznej, a pobór ciepła w okresie tej droższej (Pantera, 2012).

W przypadku instalacji grzewczej istnieją nieliczne przypadki zaniechania montażu zbiornika buforowego. Jednym z takich przypadków to taki, w którym pompa ciepła zasila instalację grzewczą o małej mocy i z jednym obiegiem grzewczym. W przypadku ogrzewania wielo-grzejnikowego brak zbiornika buforowego nie jest optymalnym rozwiązaniem za względu na duże wahania temperatur w instalacji i dużą częstotliwość włączania pompy ciepła. Zależne to jest także od oporów przepływu medium w instalacji. Bufor spełnia w instalacji z pompą ciepła trzy istotne role:

- sprzęgła hydraulicznego, rozdzielającego obieg skraplacza od obiegu instalacji c.o.;
- magazynu ciepła zmniejszającego cykle włączania się pompy ciepła, a tym samym zmniejszenia poboru energii elektrycznej i przedłużenia żywotności sprężarki; Liczba załączeń sprężarki implikuje duże zużycie energii elektrycznej w momencie załączenia, jak też przegrzewanie się uzwojeń podczas rozruchu sprężarki. Najczęściej dopuszczalna i bezpieczna liczba załączeń sprężarki sugerowana przez producentów wynosi 1 załączenie na 6 minut lub 10 załączeń na godzinę (Adamski, 2008);
- elementu pozwalającego na stabilną regulację pracy instalacji i pompy ciepła.

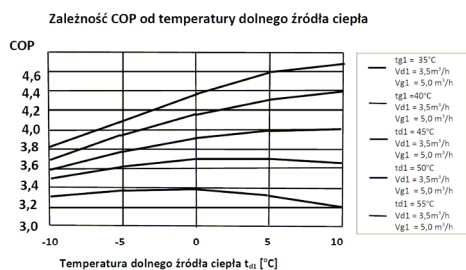
Jak podaje wielu autorów, pojemność bufora nie jest dowolna i ma związek z charakterem użytkowania danego obiektu. Przy użytkowaniu ciągłym z niezmienną temperaturą korzystna jest duża pojemność bufora, przy użytkowaniu o wymaganej zmiennej temperaturze w różnych przedziałach czasowych korzystniejszym jest zastosowanie bufora o mniejszej pojemności. Z ww. stwierdzeniem można się zgodzić, w przypadku gdy układ grzewczy związany jest ze zmienną temperaturą zbiornika buforowego.

Współczynnik COP jest zależny głównie od temperatury dolnego źródła oraz zadanej temperatury górnego źródła, czyli temperatury wody użytkowej lub czynnika w instalacji grzewczej, jaką chcemy osiągnąć. Należy dążyć, aby wartość współczynnika COP była wysoka; oznacza to, że eksploatowana instalacja jest poprawnie zaprojektowana.

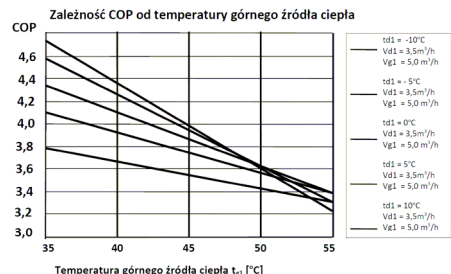
Współczynnik COP spada wraz z obniżaniem temperatury dolnego źródła, a parametry fizyczne czynnika w układzie sprężarki sprawiają, że dla niskiej temperatury źródła odbiór ciepła staje się niemożliwy. Ten sam problem dotyczy temperatury po stronie górnego źródła. Podnoszenie żądanej temperatury wody użytkowej lub grzewczej będzie również powodowało obniżanie współczynnika COP (Kempkiewicz, 2000) (rys. 1 i 2).

Na podstawie przeprowadzonych badań (Knaga i in., 2006) uzyskano podobne efekty dla pompy ciepła ze spiralną sprężarką dotyczące wpływu temperatury zarówno dolnego, jak i górnego źródła ciepła (rys. 3 i 4). Śledząc przebieg wielkości współczynnika COP na rysunkach 3 i 4, zauważa się, że mają one przebieg liniowy. Na taki przebieg charakterystyki mogły mieć wpływ takie czynniki, jak: stabilność temperatur dolnego źródła ciepła oraz fizyczne parametry pracy pompy ciepła. Analizując przedstawione na wykresach wielkości, należy nadmienić, iż w obydwu przypadkach są to wyniki badań laboratoryjnych, gdzie w układzie występowała stała pojemność zbiornika buforowego.

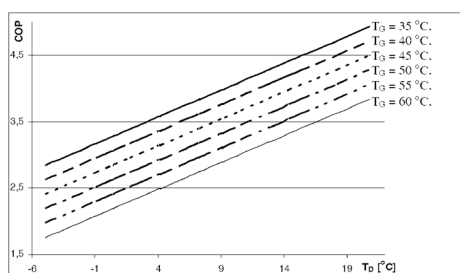
Efektywność pompy ciepła...



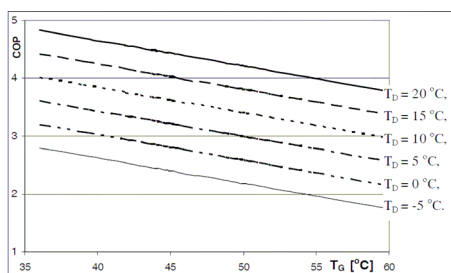
Rysunek 1. Wpływ temperatury dolnego źródła ciepła (przy zmiennej temperaturze górnego źródła) na współczynnik efektywności energetycznej (COP) (Kempkiewicz, 2000)
 Figure 1. Impact of the lower heat source temperature (at variable upper source temperature) on the coefficient of energy efficiency (COP) (Kempkiewicz, 2000)



Rysunek 2. Wpływ temperatury górnego źródła ciepła (przy zmiennej temperaturze dolnego źródła) na współczynnik efektywności energetycznej (COP) (Kempkiewicz, 2000)
 Figure 2. Impact of the upper heat source temperature (at variable lower source temperature) on the coefficient of energy efficiency (COP) (Kempkiewicz, 2000)



Rysunek 3. Wpływ temperatury dolnego źródła T_d na współczynnik efektywności energetycznej COP pompy ciepła ze spiralną sprężarką (Knaga i in., 2006)
 Figure 3. Impact of the lower source temperature T_d on the coefficient of energy efficiency COP of the heat pump with a spiral compressor (Knaga et al., 2006)



Rysunek 4. Wpływ temperatury górnego źródła T_G na współczynnik efektywności energetycznej COP pompy ciepła ze spiralną sprężarką (Knaga i in., 2006)
 Figure 4. Impact of the upper source temperature T_G on the coefficient of energy efficiency COP of the heat pump with a spiral compressor (Knaga et al., 2006)

Jak podkreśla wielu autorów (Adamovský i in., 2009; Brandl, 2006), aby korzystać z pompy ciepła, należy dążyć do zapewnienia optymalnych warunków jej pracy, tzn. zapewnić odpowiednio wydajne dolne źródło ciepła, jak również należy przyjąć odpowiednią wielkość zasobnika buforowego (Hewalex, 2012)

Cel pracy

Główną funkcją zbiornika buforowego jest akumulowanie ciepła. Jeżeli uwzględnimy podłączenie obiektu do systemu grzewczego o zróżnicowanym zapotrzebowaniu, to wydaje się zasadnym przeanalizowanie układu gdzie w okresie zmiennych warunków eksploatacyjnych włączony zostanie w układ grzewczy zbiornik buforowy o zróżnicowanej objętości. Celem badań była analiza efektywności pracy pompy ciepła w zróżnicowanych warunkach zapotrzebowania na moc grzewczą w ujęciu dobowym. Badania przeprowadzono przy trzech różnych objętościach zbiornika buforowego. Okres obejmował przełom wiosny i lata 2013 r.

Przedmiot badań

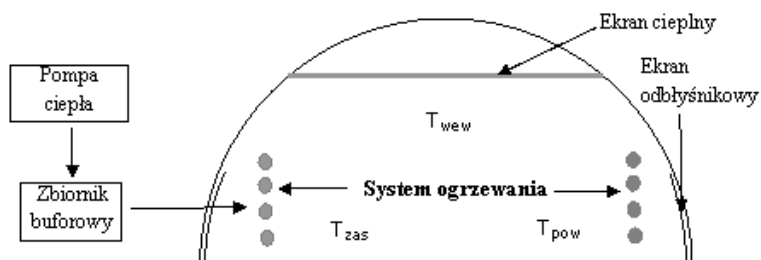
Obiektem badań był tunel doświadczalny znajdujący się na terenie Wydziału Inżynierii Produkcji i Energetyki Uniwersytetu Rolniczego w Krakowie. Obiekt doświadczalny ogrzewany był przez pompę ciepła.

Wykorzystanie pompy ciepła do systemu grzewczego tunelu wymaga przeanalizowania szeregu czynników, które wyraźnie różnią się od innych standardowo ogrzewanych obiektów. W szklarniach oraz tunelach foliowych występuje duże zapotrzebowanie ciepła w ciągu nocy, zaś w okresie dnia wraz ze wzrostem natężenia promieniowania słonecznego jest jego nadmiar. Efekt cieplarniany powoduje gwałtowny wzrost temperatury wewnątrz tunelu, zaś chwilowe zachmurzenie przy niskich temperaturach ze względu na małą bezwładność grzewczą obiektu wymaga natychmiastowo znacznej ilości ciepła. Z tego względu przy nowoczesnych obiektach szklarniowych buduje się zbiorniki umożliwiające akumulację ciepła. Pompa ciepła wyposażona w zbiornik buforowy winna częściowo spełnić to wymaganie.

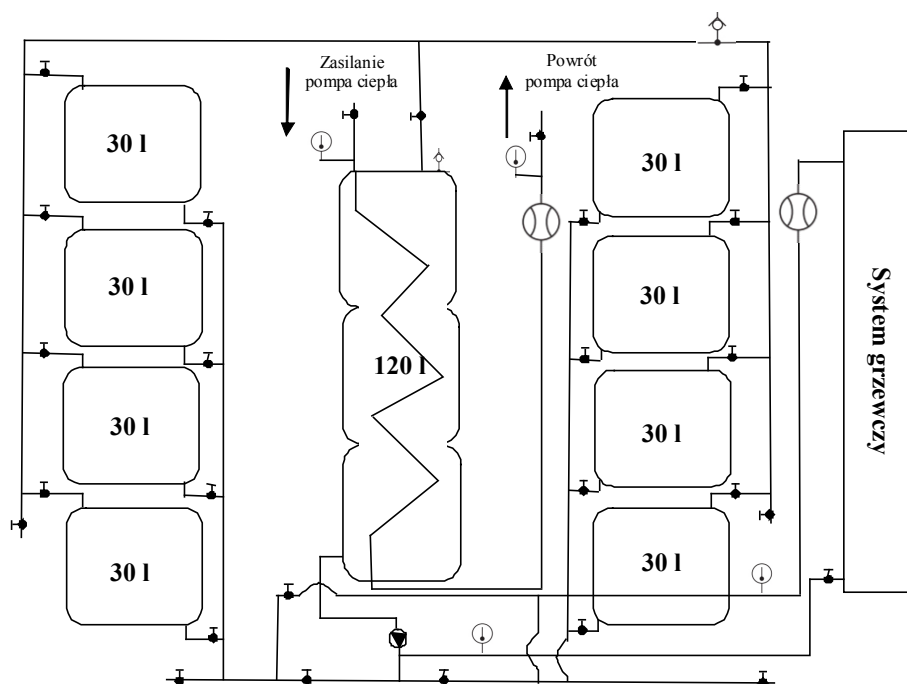
Badania przeprowadzono w okresie 1,5 miesiąca, z którego wybrano do analizy trzy dni, których zapotrzebowanie tunelu na ciepło było jednakowe. W odniesieniu do warunków zewnętrznych przeanalizowano zapotrzebowanie oraz nadwyżkę ciepła. W wybranych okresach zastosowano zróżnicowanie objętości zbiornika buforowego. Objętości zbiornika buforowego, przy których prowadzono szczegółowe badania, zostały określone przy pomocy symulacji komputerowej. Wyniki wstępnych badań prowadzonych na Wydziale Inżynierii Produkcji i Energetyki służyły jako wartości wejściowe przeprowadzonych symulacji (Rutkowski i in., 2013). Pomiar parametrów fizycznych podczas badań realizowany był przez komputerowy system pomiarowy.

Obiekt wyposażony jest w pompę ciepła o mocy 9,5 kW oraz system automatycznego zbierania i archiwizacji danych. Z częstotliwością zapisu wynoszącą 30 s prowadzony był zapis temperatury zewnętrznej, prędkości wiatru oraz natężenia promieniowania słonecznego. Wewnątrz tunelu rejestrowany był mikroklimat, tj. temperatura i wilgotność powietrza oraz parametry fizyczne obwodów grzewczych pompy ciepła. Prowadzono rejestrację parametrów fizycznych trzech układów należących do obwodu dolnego źródła pompy ciepła, parametrów górnego źródła pompy ciepła oraz obwodu grzewczego tunelu włączonego poprzez wymiennik. Obwód górnego źródła pompy ciepła zasilał wymiennik buforowy o zmiennej pojemności z możliwością regulacji w zakresie od 120 do 360 l. Układ

magazynowania energii cieplnej umożliwił dowolną konfigurację objętości w przedziale co 30 l. W badaniach przyjęto trzy wybrane pojemności zbiornika buforowego, tj. 120, 240 i 360 l. Schemat stanowiska badawczego przedstawiono na rysunku 5 natomiast zbiornika buforowego o zmiennej pojemności na rysunku 6.



Rysunek 5. Schemat stanowiska badawczego
Figure 5. Diagram of the test rigs



Rysunek 6. Układ zbiorników umożliwiających zmienną pojemność zasobnika buforowego w zakresie od 120 do 360 l
Figure 6. Arrangement of bins, which enable a variable volume of the buffer bin within 120 to 360 l

Pompa ciepła zasilana jest z trzech wymienników gruntowych ułożonych w różnych konfiguracjach, dwa pojedyncze kolektory typu U posadowione na głębokości $h=19$ m oraz jeden podwójny kolektor – $h=20$ m. System monitorował i archiwizował temperaturę gruntu oraz temperaturę czynnika grzewczego.

Wyniki badań

Wieloletnie badania prowadzone na terenie Wydziału Inżynierii Produkcji i Energetyki wykazały, że w okresie eksploatacji zmieniają się warunki pracy zarówno dolnego, jak też górnego źródła ciepła. Opierając się na wyżej wymienionych doświadczeniach oraz przeprowadzonej symulacji komputerowej, przeprowadzono badania systemu grzewczego tunelu foliowego, zasilanego pompą ciepła, współpracującego ze zbiornikiem buforowym o zmiennej pojemności tj. 120, 240, 360 l.

W okresie nocnym istnieje znaczne zapotrzebowanie badanego obiektu na ciepło, a wynika to z wysokiej wartości współczynnika przenikania ciepła przez materiał pokryciowy. Dla badanego obiektu szklarniowego zastępczy współczynnik przenikania ciepła wahał się od $3,8-4,2 \text{ W}\cdot(\text{m}^2\text{K})^{-1}$ (powierzchni uprawnej). Takie zróżnicowanie współczynnika spowodowane było prędkością i kierunkiem wiatru. Wielkość współczynnika została określona w oparciu o wyniki pomiarów prowadzonych w godzinach nocnych (w celu eliminacji zakłóceń pochodzących od energii słonecznej).

Do szczegółowej analizy wybrano z półtoramiesięcznego okresu badań trzy dni, w których średnia wartość temperatury zewnętrznej wynosiła $8^\circ\text{C}\pm 1^\circ\text{C}$, zaś pompa ciepła współpracowała z zasobnikiem buforowym o pojemności odpowiednio 120, 240 i 360 litrów. Jednocześnie w przyjętych do analizy dniach występowało bardzo niskie natężenie promieniowania słonecznego, gdzie dzienna ilość energii pochodząca od słońca wahała się w przedziale: $0,42-0,60 \text{ kWhm}^{-2}$.

Współczynnik efektywności energetycznej pompy ciepła obliczono ze standardowej zależności w postaci:

$$COP = \frac{Q_{gz}}{P_{pc} \cdot \tau_{pc} + P_{gz} \cdot \tau_{gz}} \quad (1)$$

Ciepło dostarczone do wnętrza obiektu szklarniowego obliczono z zależności:

$$Q_{gz} = \sum_{i=1}^n m_{gz} \cdot c_{gz} \cdot (t_{zgz} - t_{pgz}) \cdot \tau_{pc+gz} \quad (2)$$

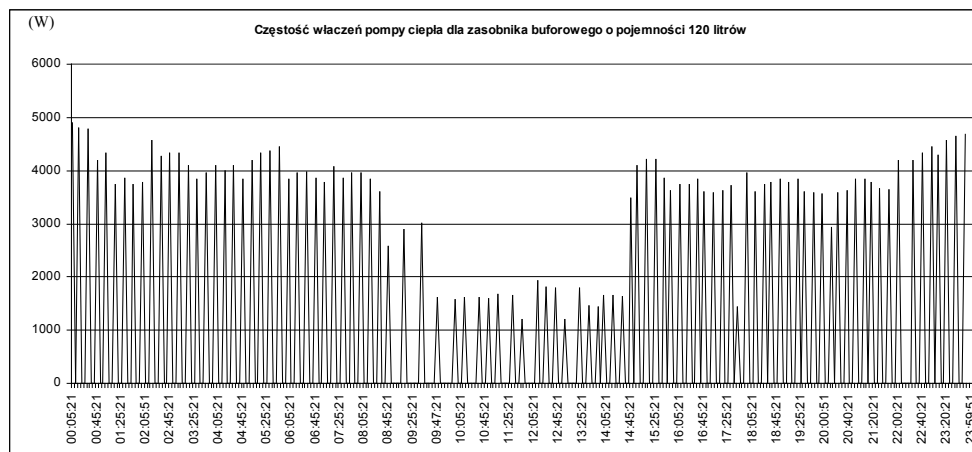
gdzie:

- Q_{gz} – ciepło dostarczone do wnętrza obiektu szklarniowego (J),
- Q_{dz} – ciepło pobrane z gruntu (J),
- P_{pc} – moc elektryczna pobierana przez pompę ciepła (W),
- P_{gz} – moc elektryczna pobierana przez górne źródło (W),
- τ_{pc}, τ_{gz} – czas pracy pompy ciepła, oraz górnego źródła ciepła (s),
- m_{gz} – strumień czynnika obiegowego górnego źródła ciepła ($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$),

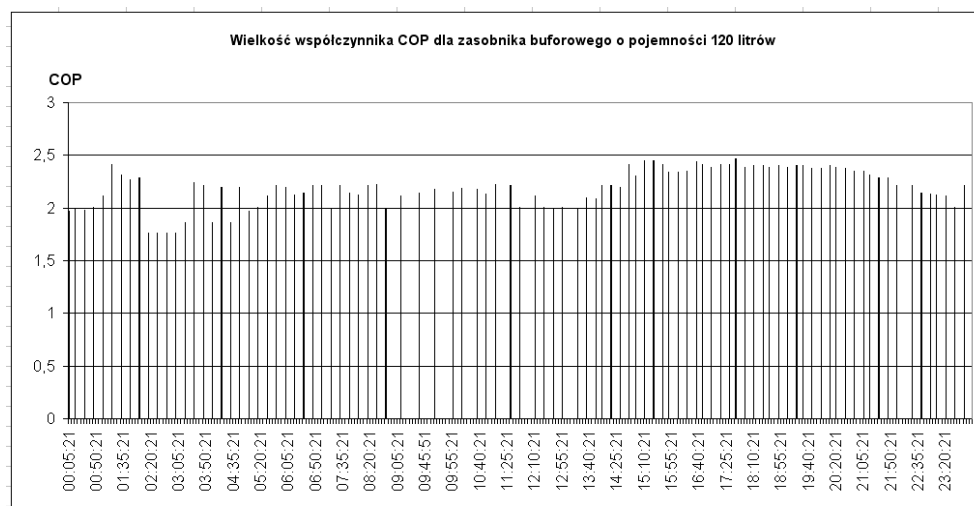
c_{gz} – ciepło właściwe czynnika obiegowego górnego źródła ciepła ($J \cdot kg^{-1}$),
 t_{zgz} , t_{pgz} – temperatura zasilania i powrotu czynnika obiegowego górnego źródła ciepła ($^{\circ}C$),

Przyjmując do analizy wyniki, które obejmowały dni charakteryzujące się w miarę stabilnymi warunkami zewnętrznymi, zauważa się duże zróżnicowanie warunków pracy pompy ciepła przy różnej wielkości zbiornika buforowego. (rys. 6, 8 i 10).

Analizując pracę systemu grzewczego zasilającego tunel ogrodniczy z włączonym w obwód zbiornikiem buforowym o pojemności 120 litrów (rys. 6), zauważa się, że w okresie nocy występuje duża regularność włączeń i przerw pracy pompy ciepła. Średnia wartość czasu pracy pompy ciepła wynosiła 18 minut, zaś czas przerw wynosił około 15 minut. W istniejącym układzie zasilania pompy ciepła energią pochodzącą z gruntu, krótki czas przerw pracy pompy nie umożliwiał wystarczającej regeneracji termicznej złoża, w wyniku czego średnia temperatura zasilania dolnego wymiennika była niska i wynosiła $5,5^{\circ}C$. W wyniku niskiej temperatury dolnego źródła ciepła wskaźnik efektywności COP wahał się w granicach 1,76 do 2,47 (wartość średnia 2,19). Śledząc pracę pompy ciepła przedstawioną na rysunku 6 zauważa się, że w ciągu dnia pompa pracuje z mniejszą częstotliwością w stosunku do okresu nocnego, ale mimo to ilość włączeń jest stosunkowo wysoka. Jak już wspomniano, duża częstotliwość włączeń ma wpływ na pobór energii elektrycznej zasilającej pompę oraz trwałość układu elektrycznego pompy.

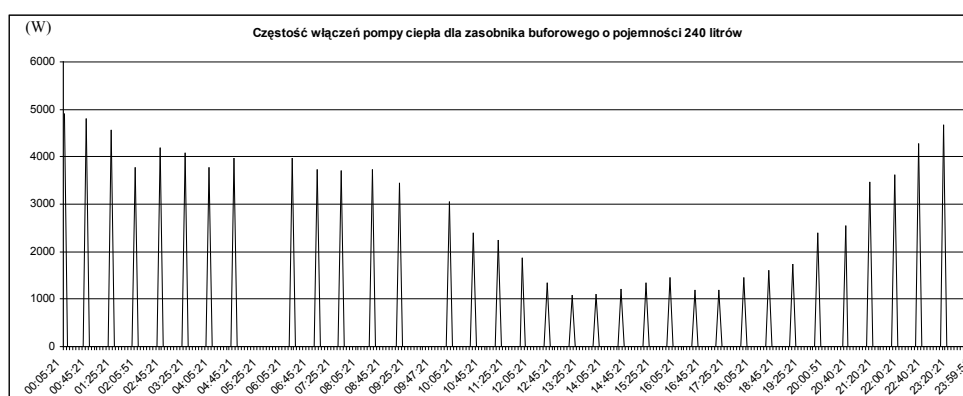


Rysunek 6. Dynamika pracy pompy ciepła (współpraca z zasobnikiem buforowym $V=120$ l)
 Figure 6. Dynamics of the heat pump operation (cooperation with the buffer bin $V=120$ l)



Rysunek 7. Wielkość współczynnika efektywności energetycznej pompy ciepła (COP) dla zasobnika buforowego o pojemności 120 litrów

Figure 7. The size of the coefficient of energy efficiency of the heat pump (COP) for a buffer bin with 120 l volume



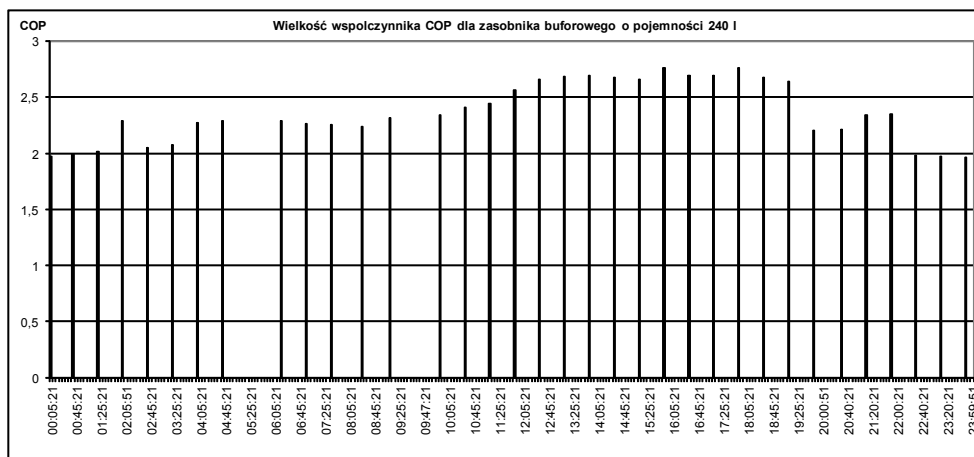
Rysunek 8. Dynamika pracy pompy ciepła (współpraca z zasobnikiem buforowym $V=240$ l)

Figure 8. Dynamics of the heat pump operation (cooperation with the buffer bin $V=240$ l)

Analizując dynamikę pracy pompy ciepła włączonej w układ grzewczy tunelu poprzez zbiornik buforowy o pojemności 240 litrów, zauważa się, że w porównaniu do wymienionych powyżej wyników (przy $V=120$ litrów) znacznie zwiększył się czas między kolejnymi włączeniami sprężarki. Z analizy wynika, że czas pracy zwiększył się o 48%, ale znacznie, bo aż dwukrotnie, zwiększył się czas przerwy. Czynnikiem ten przyczynił się do zmniejszenia zużycia energii. Średnia wartość temperatury zasilania dolnego źródła ciepła w porównaniu do poprzedniego wariantu badań była wyższa o $7,2^{\circ}\text{C}$. Średniobowy współczynnik COP wyniósł 2,36 i wahał się w granicach 1,96 do 2,76, osiągając wyższą wartość w ciągu dnia

Efektywność pompy ciepła...

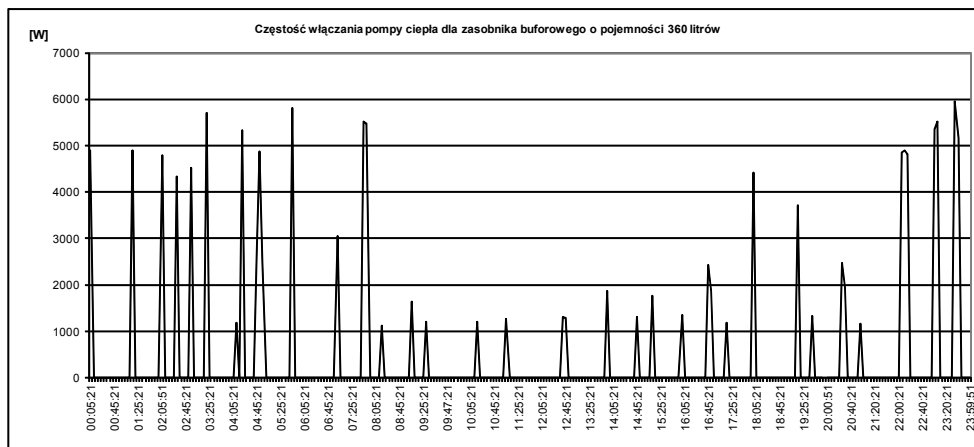
(rys. 9). W przyjętym wariantcie badań pompa pracuje średnio z mocą 3,0 kW. Wahania mocy mieszczą się w granicach 1,1 kW do 4,9 kW.



Rysunek 9. Wielkość współczynnika efektywności energetycznej pompy ciepła (COP) dla zasobnika buforowego o pojemności 240 litrów

Figure 9. The size of the coefficient of energy efficiency of the heat pump (COP) for a buffer bin with 240 l volume

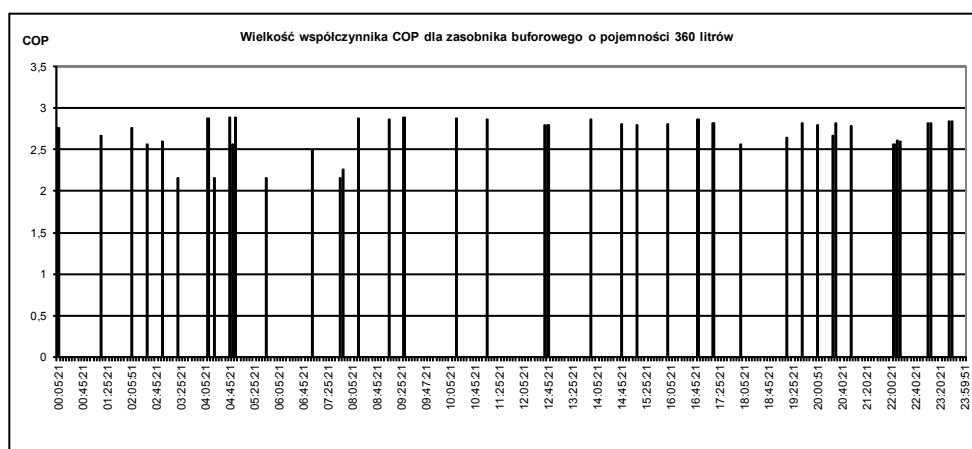
Włączając w obwód grzewczy zbiornik buforowy o pojemności 360 litrów, zauważono wyraźną różnicę w pracy pompy ciepła (rys. 10).



Rysunek 10. Dynamika pracy pompy ciepła (współpraca z zasobnikiem buforowym $V=360$ l)

Figure 10. Dynamics of the heat pump operation (cooperation with the buffer bin $V=360$ l)

Ilość cykli pracy w ciągu doby zmniejszyła się o 70% w stosunku do pierwszego przyjętego wariantu badań. Wydłużył się czas przerw między kolejnymi włączeniami pompy, przez co zaistniała możliwość lepszej regeneracji złoża, skąd czerpano energię ciepłą. Średnia temperatura czynnika krążącego w dolnym wymienniku pompy ciepła wynosiła 8,5°C, co stanowi 65% wzrost w stosunku do temperatury osiągananej w I wariantcie badań. Na rysunku 10 wyraźnie zauważa się różnicę pracy pompy ciepła między dniem a nocą. W ciągu dnia następuje duża przerwa w pracy pompy, co powoduje, że moc pompy wykorzystywana jest na poziomie 1,1 kW, co stanowi zaledwie 12% wartości mocy znamionowej.



Rysunek 11. Wielkość współczynnika efektywności energetycznej pompy ciepła (COP) dla zasobnika buforowego o pojemności 360 litrów

Figure 11. The size of the coefficient of energy efficiency of the heat pump (COP) for a buffer bin with 360 l volume

Mimo podobnych warunków w zakresie zapotrzebowania mocy – duża pojemność zbiornika buforowego spowodowała przesunięcie rytmu dziennych cykli pracy pompy w okresie późnego wieczora (18⁰⁰ - 22⁰⁰). Mniejsza częstotliwość włączeń pompy, wyższe parametry dolnego źródła ciepła przyczyniły się do wzrostu współczynnika efektywności energetycznej COP. Średnia wartość wskaźnika wynosi 2,68 (przy różnicy wahań 2,16-2,88). W ciągu dnia wysoka wartość wskaźnika COP potwierdza budowę instalacji wyposażonej w zbiornik buforowy o dużej pojemności. Jaka powinna być pojemność naczynia pracującego w układzie grzewczym szklarni lub tunelu foliowego, winny potwierdzić dalsze badania uwzględniające oddziaływanie warunków zewnętrznych, w szczególności natężenia promieniowania słonecznego. Przy niewielkim zapotrzebowaniu energii do celów ogrzewania tunelu w ciągu dnia istnieją korzystniejsze warunki pracy pompy ciepła i zgromadzenie większej ilości energii na okres nocy. W tym wariantcie należy uwzględnić różnice cenowe energii elektrycznej zasilającej pompę ciepła. Szczegółowa analiza ekonomiczna w kolejnych badaniach pozwoli na ocenę poszczególnych rozwiązań technicznych.

Uzyskane wyniki badań potwierdzają przeprowadzoną wcześniej symulację komputerową, sugerującą optymalną pojemność zbiornika buforowego współpracującego z pompą ciepła w istniejących warunkach badań na poziomie około 400 l.

Podsumowując wyniki przeprowadzonych badań, można stwierdzić, że zasadnym jest zastosowanie w instalacji obwodu grzewczego zbiornika buforowego o pojemności 360 litrów. Przy tej pojemności zbiornika uzyskano najwyższą wartość współczynnika COP oraz najkorzystniejsze pod względem załączeń warunki pracy pompy.

Wnioski

1. Wraz ze wzrostem pojemności zbiornika buforowego (120-360 litrów), wykorzystanego w systemie ogrzewania tunelu foliowego, wzrasta wartość wskaźnika COP – odpowiednio od 1,76 do 2,88, oraz ulegają poprawie warunki pracy pompy ciepła.
2. W przyjętych warunkach badań do ogrzewania tunelu ogrodniczego zasadne jest zastosowanie zbiornika buforowego o pojemności 360 litrów.

Literatura

- Adamski, B. (2008). Dobór wybranych elementów armatury dla systemów wody ziemniczej. *Chłodnictwo i Klimatyzacja*, ISSN 1425-9796.
- Adamovský, R.; Neuberger, P.; Šedřová, M. (2009). Temperature changes in heat pump horizontal ground source. *Infrastruktura i Ekologia Terenów Wiejskich*, 7, 11-16.
- Brandl, H. (2006). Energy foundations and other thermo-active ground structures. *Geotechnique*, 2, 81-122.
- Domański, R. (1990). *Magazynowanie energii cieplnej*. Warszawa PWN
- Kempkiewicz, K. (2000). *Badania wpływu wybranych parametrów termofizycznych na efektywność energetyczną sprężarkowych pomp ciepła małej mocy*. Rozprawa doktorska (2000.02.16), Politechnika Gdańska, Wydział Mechaniczny.
- Kozłowski, M. (2009). Grzanie z pompą (ciepła) 4 – Ładowanie buforów - *Magazyn Instalatora*, 4(128).
- Knaga, J.; Trojanowska, M.; Kempkiewicz, K. (2005). Efektywność pompy ciepła ze spiralną sprężarką. *Inżynieria Rolnicza*, 6 (66), 315-320.
- Latała, H.; Kurpaska, S.; Sporysz, M. (2011). Wybrane aspekty współpracy pompy ciepła z gruntowymi wymiennikami ciepła. *Inżynieria Rolnicza*, 6(131), 117-124.
- Pantera, D. (2012). *Bufory czyli sposób na magazynowanie ciepła – InstalReporter*. Maszynopis.
- Rutkowski, K.; Kurpaska, S.; Latała, H. (2006). Metodyczne aspekty doboru dolnego źródła pompy ciepła do ogrzewania tunelu foliowego. *Inżynieria Rolnicza*. 11(86), 409-417.
- Rutkowski, K. (2011). Ocena wydajności energetycznej wymiennika gruntowego pompy ciepła w dwóch różnych konfiguracjach. *Inżynieria Rolnicza*. 6(131), 179-185
- Rutkowski, K.; Vogelgesang, J.; Latała, H.; Kempkiewicz, K. (2013). Procedura optymalizacji zbiornika buforowego współpracującego z pompą ciepła. *Inżynieria Rolnicza*, 3(145)T1, 329-343.

Strony internetowe:

<http://www.hewalex.pl/public/pliki/katalog-produktow-2012.pdf>

<http://www.solis.pl>

EFFICIENCY OF THE HEAT PUMP COOPERATING WITH A BUFFER BIN WITH A VARIABLE VOLUME

Abstract. The paper presents the results of the heat pump operation cooperating with a buffer bin with a variable volume included in the heating system of the greenhouse facility. The research results cover the analysis of physical parameters of the heat pump in varied conditions of the power demand. The research was carried out during operation of the pump, which cooperated with three selected volumes of the buffer bin. The obtained results allow statement that application of buffer bins is justified in the heating systems of greenhouse facilities supplied with the heat pump. A higher volume of the bin allows obtaining a higher index of efficiency and higher endurance of the spring aggregate operation. Increasing the buffer bin volume allows elimination of energy peaks and considerably improves internal microclimat conditions. Increasing the bin volume from 120 to 350 litres we obtain the increase of COP index by 80% and we eliminate approx. 30% of turn ons of the compressor operation within one day.

Key words: greenhouse facility, heat pump, buffer bin.

Adres do korespondencji:

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