Załącznik 2

dr inż. Katarzyna Zwarycz-Makles
Zachodniopomorski Uniwersytet Technologiczny w Szczecinie
Wydział Budownictwa i Architektury
Katedra Ogrzewnictwa, Wentylacji i Ciepłownictwa
70-311 Szczecin, al. Piastów 50

Autoreferat

Szczecin, 2019

Spis Zawartości

1. Imię i Nazwisko 3
2. Posiadane dyplomy, stopnie naukowe 3
3. Informacje o dotychczasowym zatrudnieniu w jednostkach naukowych 3
4. Wskazanie osiągnięcia naukowego 4
a) tytuł osiągnięcia naukowego 4
b) autor/autorzy, tytuł/tytuły publikacji, rok wydania, nazwa wydawnictwa 4
c) omówienie celu naukowego ww. prac i osiągniętych wyników wraz z omówieniem ich ewentualnego wykorzystania. 6
Wprowadzenie 6
Cel naukowy 8
Omówienie osiągniętych wyników 9
Wnioski i efekty praktyczne 18
5. Omówienie pozostałych osiągnięć naukowo – badawczych 20
Magazynowanie ciepła w gruntowym akumulatorze ciepła 20
Instalacja topnienia śniegu i odladzania 21
Zastosowanie wody geotermalnej 22
Elektrownie z obiegiem Clausiusa – Rankine'a (ORC) 23

1. Imię i Nazwisko

Katarzyna Zwarycz-Makles

2. Posiadane dyplomy, stopnie naukowe

z podaniem nazwy, miejsca i roku ich uzyskania oraz tytułu rozprawy doktorskiej

2006 **Doktor nauk technicznych**, Szczecin, Politechnika Szczecińska, Wydział Mechaniczny, zakres: Budowa i Eksploatacja Maszyn

Tytuł rozprawy doktorskiej: **„Modelowanie wymiany ciepła w gruntowym akumulatorze ciepła zasilanym energią z kolektorów słonecznych"**.

Promotor: prof. dr hab. inż. Władysław Nowak

Recenzenci: dr hab. inż. Dariusz Mikielewicz, prof. nadzw. PG;

dr hab. inż. Jacek Eliasz

2006 **Studia Doktoranckie Dzienne**, Szczecin, Politechnika Szczecińska, Wydział Mechaniczny, specjalność: Budowa i Eksploatacja Maszyn

2004 **Szkoła Letnia**, Gliwice, Politechnika Śląska: Energy Supply for Modern Buildings (Dostarczanie Energii w Nowoczesnym Budownictwie)

2002 **Geothermal Training Programme** (Szkolenie Geotermalne), Reykjavik, Islandia, dyplom z zakresu: Geothermal Utilization (Utylizacja Energii Geotermalnej), 6 miesięczne Stypendium ONZ dotyczące wykorzystania ciepła wód geotermalnych zakończone pracą dyplomową na temat: **"Snow Melting and Heating Systems Based on Geothermal Heat Pumps at Goleniów Airport"**.

2000 **Studia Magisterskie Dzienne**, Szczecin, Politechnika Szczecińska, Wydział Budownictwa i Architektury, **kierunek: Budownictwo**, specjalność Urządzenia Sanitarne, Tytuł pracy magisterskiej: „Wpływ mocy szeregowo połączonych odbiorników ciepła do sieci na pracę ciepłowni geotermalnej"

3. Informacje o dotychczasowym zatrudnieniu w jednostkach naukowych

10.2009 – obecnie **Zachodniopomorski Uniwersytet Technologiczny w Szczecinie** (była Politechnika Szczecińska), Wydział Budownictwa i Architektury, Katedra Ogrzewnictwa, Wentylacji i Ciepłownictwa, stanowisko: **adiunkt**

12.2008 – 09.2009 **Zachodniopomorski Uniwersytet Technologiczny w Szczecinie**, Wydział Budownictwa i Architektury, Katedra Ogrzewnictwa, Wentylacji i Ciepłownictwa, stanowisko: **asystent ze st. dr**

10.2000 – 10.2006 **Politechnika Szczecińska**, Wydział Mechaniczny, Katedra Techniki Cieplnej, w trakcie studiów doktoranckich zatrudnienie w formie **umów o dzieło** przy prowadzonych w katedrze projektach badawczych

4. Wskazanie osiągnięcia naukowego

wynikającego z art. 16 ust. 2 ustawy z dnia 14 marca 2003 r. o stopniach naukowych i tytule naukowym oraz o stopniach i tytule w zakresie sztuki (Dz. U. 2017 r. poz. 1789):

a) tytuł osiągnięcia naukowego

„MODELOWANIE ADSORBERA I ANALIZA EFEKTYWNOŚCI WIELOKOMOROWEJ ADSORPCYJNEJ POMPY CIEPŁA"

b) autor/autorzy, tytuł/tytuły publikacji, rok wydania, nazwa wydawnictwa

Do osiągnięcia naukowego wliczono artykuły, rozdziały z monografii oraz recenzowane referaty z uznanych konferencji międzynarodowych

1. **Zwarycz-Makles K.,** Majorkowska-Mech D., Gear and Runge-Kutta numerical discretization methods in differential equations of adsorption in adsorption heat pump, **Applied Sciences – Basel**, **Energy**, **Sciences in Heat Pump and Refrigeration**, Vol. 8(12), pp. 1-20, 2437, MDPI 2018 (AG, Basel, Switzerland), ISSN 2076-3417, eISSN 2076-3417, doi: 10.3390/app8122437, **IF 1,689 (2017)**, 1,855 (5year); udział habilitanta 50%.

2. **Zwarycz-Makles K.,** Influence of desorption temperature on the thermodynamic performance of adsorption heat pump, **E3S Web of Conferences**, 70, 01022, eISSN: 2267-1242, Published by EDP Sciences 2018, https://doi.org/10.1051/e3sconf/20187001022, recenzowana międzynarodowa konferencja indeksowana w Web of Science i Scopus, udział habilitanta 100%.

3. **Zwarycz-Makles K.**, Szaflik W., Comparison of Analytical and Numerical Models of Adsorber/desorber of Silica Gel-water Adsorption Heat Pump, **Journal of Sustainable Development of Energy, Water and Environment Systems (JSDEWES)**, 2017, Vol. 5 (1), pp 69-88. ISSN 1848-9257, doi: http://dx.doi.org/10.13044/j.sdewes.d5.0134, międzynarodowe czasopismo indeksowane w Web of Science i Scopus, udział habilitanta 50%.

4. **Zwarycz-Makles K.,** Kuczynski K. Model and simulation of six-bed silica gel-water adsorption heat pump, Contemporary Problems of Thermal Engineering, Proceedings of the 4-th International Conference on Contemporary Problems of Thermal Engineering **CPOTE 2016**, Sep 14-16, Poland, Gliwice-Katowice, 2016, Ed. Stanek W., Gładysz P. et al., The Silesian University of Technology, Institute of Thermal Technology, digital proceedings, pp. 809–818, ISBN: 978-83-61506-36-2, rozdział w monografii w języku angielskim, udział habilitanta 50%.

5. **Zwarycz-Makles K.,** Szaflik W., Dubinin-Astakhov and Toth equilibrium comparison in analytical modeling of adsorption heat pump, Heat transfer and renewable sources of energy: Proceedings of the 16th International Conference **HTRSE 2016**, Ed. A. A. Stachel and D. Mikielewicz, Szczecin: Wydawnictwo Uczelniane ZUT w Szczecinie, 2016, pp. 121–132, ISBN 978-83-7663-219-3, rozdział w monografii w języku angielskim, udział habilitanta 50%.

6. Ambrożek B., **Zwarycz-Makles K.,** Theoretical and experimental studies of the recovery of volatile organic compounds from waste air streams in the thermal swing adsorption system with closed-loop regeneration of adsorbent, Energy Conversion and Management, 2014, Vol. 85, pp. 646–654, ISSN 0196-8904. doi:10.1016/j.enconman.2014.03.055, **IF 4,38 (2014),** 4,512 (5year); udział habilitanta 50%.

7. **Zwarycz-Makles K.**, Szaflik W., Kuczynski K., Comparative analysis of mathematical models of a silica gel–water adsorber of the adsorption heat pump, **ECOS 2014**: 27th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, Zevenhoven R. editor, June 15-19; Turku, Abo Akademi University, Finland 2014, number of paper 340-1, recenzowana międzynarodowa konferencja indeksowana w Scopus, udział habilitanta 33%.

8. **Zwarycz-Makles K.,** Szaflik W., Adsorber of the adsorption heat pump – a comparison of the results of the basic and the expanded analytical model, Heat transfer and renewable sources of energy: Proceedings of the 15th International Symposium **HTRSE 2014**, Ed. A. A. Stachel and D. Mikielewicz, Szczecin: Wydawnictwo Uczelniane ZUT w Szczecinie, 2014, pp. 101–110, ISBN 978-83-7663-183-7, rozdział w monografii w języku angielskim, udział habilitanta 50%.

9. **Zwarycz-Makles K.,** Szaflik W., Model matematyczny adsorbera adsorpcyjnej pompy ciepła, W: **2014 Air & Heat Energy in Buildings**, red. Besler M., Fijewski M., Wrocław: Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, 2014, rozdział III Energy, s. 511-516, ISBN 978-93-929704-7-7, rozdział w monografii w języku polskim, udział habilitanta 50%.

10. **Zwarycz-Makles K.,** Szaflik W., Kuczynski K., Nejranowski J., Projekt sześciokomorowej adsorpcyjnej pompy ciepła i jej automatycznej regulacji, W: **2014 Air & Heat Energy in Buildings**, red. Besler M., Fijewski M., Wrocław: Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, 2014, rozdział II Heat, s. 317–322, ISBN 978-93-929704-7-7, rozdział w monografii w języku polskim, udział habilitanta 25%.

11. **Zwarycz-Makles K.,** Kuczynski K., Ambrozek B., Modeling of adsorption heat pump integrated with district heating network, In: Xu J., Jin H., Lior N., Zhang N., editors. **ECOS 2013**: 26th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, Jul 16-19; China, Guilin, 2013, number of paper B013, recenzowana międzynarodowa konferencja indeksowana w Scopus, udział habilitanta 33%.

12. Ambrożek B., **Zwarycz-Makles K.,** Szaflik W., Equilibrium and heat of adsorption for selected adsorbent-adsorbate pairs used in adsorption heat pump, Heat transfer and renewable sources of energy: Proceedings of the 14th International Symposium **HTRSE 2012**, Ed. A. A. Stachel and D. Mikielewicz, Szczecin: Wydawnictwo Uczelniane ZUT w Szczecinie, 2014, pp. 121–128, ISBN 978-83-7663-121-9, rozdział w monografii w języku angielskim, udział habilitanta 33%.

c) omówienie celu naukowego ww. prac i osiągniętych wyników wraz z omówieniem ich ewentualnego wykorzystania.

Wprowadzenie

Współczesne kierunki rozwoju technicznego są nierozerwalnie związane z racjonalną gospodarką zasobami naturalnymi oraz ochroną środowiska naturalnego. W dziedzinie pomp ciepła wciąż największą popularnością cieszą się sprężarkowe pompy. Jednak nie bez znaczenia jest fakt, że do ich pracy konieczna jest energia elektryczna, której produkcja powoduje zwiększoną emisję szkodliwych gazów podczas konwersji energii zgromadzonej w paliwach naturalnych na energię elektryczną. Z tego powodu ważne jest ograniczanie zużycia paliw kopalnych i dlatego coraz większe znaczenie nabierają technologie sorpcyjne (absorpcja i adsorpcja), które bezpośrednio wykorzystują ciepło, zwłaszcza źródeł niskotemperaturowych, do napędu pomp ciepła.

Metody adsorpcyjne są szeroko stosowane w przemyśle chemicznym, ochronie środowiska, do separacji i oczyszczania gazów i cieczy a także w wielu innych dziedzinach. Możliwości zastosowania cyklicznych procesów adsorpcji i desorpcji w urządzeniach chłodniczych i grzewczych stanowią intensywny przedmiot badań od 20 lat. Przy wciąż rosnących cenach energii elektrycznej zaletą pomp sorpcyjnych jest wykorzystanie sprężania termochemicznego, zamiast sprężania mechanicznego, a więc zamiast energii elektrycznej pompę ciepła napędza ciepło. Poprowadzono wiele badań nad różnymi typami adsorpcyjnych pomp ciepła, jako alternatywą dla systemów sprężarkowych. Czynniki robocze i złoża stosowane obecnie w adsorpcyjnych pompach ciepła, chłodziarkach sorpcyjnych są przyjazne dla środowiska naturalnego i zastępują czynniki bazujące na CFC i HCFC, które powodowały zagrożenie dla grubości warstwy ozonowej i wpływały na intensyfikację efektu cieplarnianego.

Adsorpcyjne pompy ciepła, w porównaniu z konwencjonalnymi urządzeniami sprężarkowymi, charakteryzują się następującymi zaletami, poza oczywistymi korzyściami dla środowiska: mechanicznie są prostsze w budowie, brak części ruchomych w związku z czym mają niskie wymagania konserwacyjne, jako adsorbenty i adsorbaty stosuje się stabilne i nietoksyczne reagenty. Wadami tych urządzeń są: wysokie wymagania techniczne i projektowe dotyczące utrzymania próżni, działanie urządzenia jest nieciągłe, charakteryzują się dużymi rozmiarami i stosunkowo niskim współczynnikiem efektywności. Sprawność adsorpcyjnej pompy ciepła zależy od wielu parametrów, między innymi od właściwości adsorbentu i adsorbatu, projektu systemu i przyjętych warunków pracy.

Urządzenia adsorpcyjne mogą być użytkowane na dwa główne sposoby, dające szerokie spektrum eksploatacyjne dla użytkowników. Pierwszy sposób, nabierający coraz większego znaczenia, to zastosowanie do produkcji chłodu, drugi – to zastosowanie układów adsorpcyjnych do produkcji ciepła.

Zastosowania adsorpcyjnej pompy ciepła do produkcji chłodu dotyczą instalacji chłodniczych, obiegów wody lodowej, klimatyzacji w nowoczesnych pojazdach elektrycznych. Ponadto znajdują zastosowanie w systemach usuwania ciepła, takich jak suche lub mokre wieże chłodnicze lub gruntowe wymienniki ciepła oraz w systemach solarnych będących źródłem ciepła napędowego. Zastosowania adsorpcyjnych pomp ciepła do produkcji ciepła można znaleźć w systemach grzewczych, przy wykorzystywaniu

ciepła odpadowego lub niskotemperaturowego, np. we współpracy z gruntowymi wymiennikami ciepła, instalacjami wody geotermalnej lub z innym napędowym źródłem ciepła (kocioł gazowy). Ciekawym innym przykładem wykorzystania adsorpcji mogą być opracowywane sposoby zmagazynowania CO_2.

Energia słoneczna, ciepło odpadowe z procesów technologicznych oraz inne źródła ciepła z zakresu niskotemperaturowego (50-100 °C) stanowią cenne źródło energii do napędu jednostek adsorpcyjnych pomp ciepła. W przypadku adsorpcyjnych pomp ciepła opisywanych w literaturze, czy też pomp komercyjnych, mamy do czynienia z pracą pomp tylko w zakresie nominalnych parametrów. W takiej sytuacji sprawność pompy ciepła jest na ustalonym poziomie. Ciepło napędowe pobierane przez adsorpcyjną pompę ciepła w tej samej ilości, przy zmiennym zapotrzebowaniu na ciepło lub chłód w ciągu roku nie jest więc wykorzystywane efektywnie, co równoznaczne jest ze stratami i stosunkowo niską sprawnością urządzenia.

Wobec adsorpcyjnych pomp ciepła stawiane jest wymaganie konkurencyjności pod kątem techniczno-ekonomicznym w stosunku do klasycznej technologii produkcji ciepła w układach sprężarkowych. Jednakże problemy odpowiedniej konstrukcji adsorberów i desorberów, tak aby zapewniały korzystne warunki wymiany ciepła i masy hamują rozwój i instalację tych jednostek w systemach ogrzewczych i chłodniczych, ponieważ nie osiągają one zadowalających wartości współczynnika efektywności energetycznej COP (eng. Coefficient of Performance) i współczynnika jednostkowej mocy chłodniczej SCP (eng. Specific Cooling Power), w stosunku do wysokiej ceny jednostki.

Z problemem konieczności intensyfikacji wykorzystywania dostępnych niskotemperaturowych źródeł ciepła za pomocą różnych procesów fizycznych zetknęłam się już podczas prac do doktoratu. Jednakże magazynowanie ciepła w gruntowych akumulatorach ciepła charakteryzuje się wieloma ograniczeniami, dlatego poszukując innych rozwiązań zajęłam się tematyką sorpcyjnych pomp ciepła, z którymi zetknęłam się po raz pierwszy uczestnicząc w Geothermal Training Programme w Reykjaviku.

Przykłady badań eksperymentalnych i modelowania urządzeń adsorpcyjnych można odnaleźć w literaturze krajowej oraz zagranicznej. W pracach tych uwzględniano głównie zagadnienia intensyfikacji wymiany ciepła i masy. Jednak, aby móc efektywnie zastosować adsorpcyjną pompę ciepła, pożądana jest maksymalna różnica temperatury w źródle ciepła napędowego, co wpływa bezpośrednio na wielkość pozyskiwanego ciepła. Uzyskiwane różnice temperatur wg literatury oraz w komercyjnie dostępnych adsorpcyjnych urządzeniach chłodniczych wynoszą około 5-10 K. Wpływa to bezpośrednio na stosunkowo niskie wartości współczynników COP i SCP. Kolejnym czynnikiem wpływającym na efektywność urządzenia jest brak adaptacji mocy i sprawności do zmiennego w czasie zapotrzebowania na ciepło lub chłód odbiorców.

W 2011 roku, jako Kierownik Projektu, uzyskałam finansowanie z Narodowego Centrum Nauki do Projektu Badawczego Nr N N512 458440 „Analiza możliwości efektywniejszego wykorzystania energii odpadowego nośnika ciepła zasilającego adsorpcyjną pompę ciepła" i rozpoczęłam wraz z zespołem wykonawców prace badawcze w tym temacie. Projekt Badawczy został przyjęty i rozliczony pozytywnie w 2014 r. Opisane poniżej osiągnięcie

naukowe było realizowane w ramach tego projektu (**Zał. 4, I.B.6,7, 9-12**), a także w kolejnych latach mojej pracy naukowej (**Zał. 4, I.B.1-5, 8**).

Cel naukowy

Podstawowym celem pracy było wykazanie możliwości efektywniejszej pracy adsorpcyjnej pompy ciepła, zasilanej energią napędową z niskotemperaturowego lub odpadowego źródła ciepła, na potrzeby wytwarzania ciepła lub chłodu. Cel został osiągnięty poprzez realizację szeregu kolejnych zadań:

1. Analiza pracy jednostopniowej adsorpcyjnej pompy ciepła dwukomorowej (adsorpcja/desorpcja) z wybranym adsorbentem silikażelem i parą wodną jako adsorbatem.
2. Określenie koniecznych do modelowania parametrów pary adsorbent-adsorbat: kinetyka adsorpcji, równowaga i ciepło adsorpcji, wybór modelu izoterm dla pary silikażel-woda.
3. Opracowanie modelu matematycznego cyklicznej pracy kolumny adsorpcyjno/desorpcyjnej (adsorber/desorber), opisującego zmiany pola temperatury oraz zmiany pola stężeń czynnika w złożu w kierunku osi długości kolumny i uzyskanie rozwiązania metodą numeryczną.
4. Opracowanie aplikacji komputerowej do obliczania parametrów efektywności modelowanej adsorpcyjnej pompy ciepła dla zmiennych temperatur i strumienia masy czynnika napędowego i dodatkowego.
5. Opracowanie jednowymiarowego modelu analitycznego cyklicznej pracy kolumny adsorbera, uwzględniający zmienność w czasie temperatury w adsorberze i porównanie wyników obliczeń z wynikami modelu numerycznego.
6. Porównanie wyników obliczeń na podstawie obu modeli tzn. wpływu zmian poszczególnych wartości temperatur (m.in. temperatury źródła ciepła napędowego, źródła ciepła dodatkowego), strumieni masy czynników roboczych (m.in. w procesie adsorpcji i desorpcji), mocy (np. odbiorców ciepła) na parametry charakteryzujące efektywność pracy pompy ciepła (COP i SCP) oraz uwzględniając także zmienny czas pełnego cyklu procesu adsorpcji i następującego po nim procesu desorpcji.
7. Walidacja modeli matematycznych poprzez porównanie wyników obliczeń z wynikami badań eksperymentalnych dla dwukomorowych pomp ciepła silikażel-woda dostępnych w literaturze.
8. Uzyskanie i porównanie wyników obliczeń z wykorzystaniem w modelach równań równowagi adsorpcji Totha i równowagi adsorpcji Dubinina–Astakhova.
9. Zaproponowanie zwiększenia współczynnika COP i efektywności analizowanej adsorpcyjnej pompy ciepła poprzez modyfikację budowy, polegającą na zastosowaniu sekwencyjnego układu kolumn adsorberów/desorberów, przekształcając to urządzenie z dwukomorowego w wielokomorowe.
10. Rozszerzenie opracowanego i poddanego walidacji modelu numerycznego o kolejne kolumny w celu określenia charakterystyki pracy zmodyfikowanego urządzenia.

11. Przeanalizowanie wpływu zmiennej ilości kolumn adsorpcyjno/desorpcyjnych pracujących w obiegu, wpływu zmiany czasu trwania cząstkowego cyklu lub pełnego cyklu, wpływu zmiany temperatur czynników zasilających wymienniki urządzenia, wpływu zmiany strumieni masy czynników zasilających wymienniki na sposoby regulacji mocy i efektywności wielokomorowej adsorpcyjnej pompy ciepła.
12. Opracowanie projektu technicznego stanowiska badawczego wielokomorowej adsorpcyjnej pompy ciepła z możliwością sekwencyjnej pracy wielu kolumn adsorpcyjno/desorpcyjnych, z regulacją skokową urządzenia w zależności od zapotrzebowania na ciepło i chłód odbiorców wraz z projektem sterowania.

Omówienie osiągniętych wyników

Działanie adsorpcyjnych pomp ciepła opiera się na właściwości porowatego adsorbentu do adsorbowania pary czynnika (adsorbatu) w niskiej temperaturze i do jej desorpcji po podgrzaniu. Sprawność adsorpcyjnej pompy ciepła zależy od wielu parametrów, między innymi od właściwości adsorbentu i adsorbatu, projektu systemu i przyjętych warunków pracy. Najczęściej stosuje się kilka par roboczych adsorbent–adsorbat dla układu adsorpcyjnego w stanie stałym. Głównie stosowanymi adsorbatami są woda, amoniak i metanol. Z kolei zeolity, sita molekularne, silikażel, tlenek glinu i węgiel aktywny są stosowane jako konwencjonalne adsorbenty. Większość nowych adsorbentów jest tworzonych na bazie modyfikacji już istniejących, tak aby zwiększyć zdolności adsorpcji i poprawić wymianę ciepła i masy. Wybór odpowiednich materiałów dla pomp ciepła zależy od charakterystyki termodynamicznej pary adsorbent-adsorbat. Z tego powodu optymalną parę czynników roboczych należy wybrać indywidualnie dla każdej konfiguracji adsorpcyjnej pompy ciepła.

W artykułach **Zał. 4, I.B.12; II.E.11** badano równowagę adsorpcyjną wybranych par adsorbent-adsorbat stosowanych najczęściej w adsorpcyjnych pompach ciepła. Znajomość izotermy czynników roboczych jest konieczna w dynamicznej symulacji adsorpcyjnych pomp ciepła. W oparciu o dane literaturowe z badań eksperymentalnych procesu adsorpcji określono izosteryczne ciepło adsorpcji wybranych par adsorbent-adsorbat. W literaturze dostępnych jest kilka modeli korelujących dane o nieizotermicznej równowadze adsorpcji, są to na przykład modele Langmuira, Totha, Dubinina-Astakhova. W artykułach określono doświadczalne izotermy adsorpcji dla różnych temperatur i ciśnień badanych par i opisano z użyciem modelu Dubinina–Astakhova (D-A). W rezultacie zaobserwowano, że Zeolit 13X uzyskuje największe wartości zaadsorbowanej objętości wody przy niskich ciśnieniach. Tlenek glinu i silikażel osiągają największe zaadsorbowane objętości wody dla wyższych ciśnień. Klinoptilolit adsorbuje amoniak najbardziej efektywnie przy niższych ciśnieniach.

Na podstawie przeprowadzonej analizy, oraz na podstawie opisanych cech adsorbentów, do dalszych analiz dotyczących modelowania pracy adsorpcyjnej pompy ciepła wybrano parę silikażel–woda przede wszystkim ze względu na komercyjny charakter tego sorbentu dla niskotemperaturowych źródeł ciepła napędowego, a także ze względu na jego parametry termodynamiczne. Kinetykę i dyfuzję w procesie adsorpcji i desorpcji w danym odcinku czasu w dalszych badaniach opisano na podstawie literatury przedmiotu stosując model liniowej siły napędowej (LDF – Linear Driving Force). Dla założonych

umiarkowanych ciśnień w kolumnie adsorpcyjnej, izosteryczne ciepło adsorpcji określano za pomocą równania Clausiusa-Clapeyrona.

Propozycja sposobu modelowania cyklicznych procesów adsorpcji/desorpcji została przedstawiona w pracach **Zał. 4, I.B.6; II.B.17**. Złoże adsorbentu w komorze adsorpcyjnej jest z natury układem o parametrach rozłożonych, w którym właściwości zarówno fazy gazowej, jak i fazy stałej są funkcjami czasu i jednej lub kilku współrzędnych położenia. Opis matematyczny układów o parametrach rozłożonych, takich jak kolumna adsorpcyjna, prowadzi do układów równań różniczkowych cząstkowych (PDEs, ang. Partial Differential Equations), wyrażających podstawowe prawa fizyczne zachowania masy, energii i pędu dla układów przepływowych. Ponadto należy uwzględnić równania algebraiczne opisujące zależności występujące pomiędzy parametrami układu, takie jak równania stanu dla fazy gazowej, równanie równowagi adsorpcji itp.

Szczegółowa postać modelu cyklicznego układu adsorpcyjnego zależna jest od jego natury i warunków operacyjnych. Przy formułowaniu modelu kolumny adsorpcyjnej z nieruchomym złożem adsorbentu przyjmowane są różne założenia odnoszące się do warunków prowadzenia procesu oraz zjawisk fizycznych występujących podczas poszczególnych etapów cyklu adsorpcyjnego. Najważniejsze równania wchodzące w skład modeli układów adsorpcyjnych to równania bilansu masy dla fazy gazowej, kinetyka adsorpcji, równanie bilansu energii dla fazy gazowej, bilans pędu.

Modele matematyczne opisujące cykliczne procesy adsorpcyjne stanowią mieszany układ równań różniczkowych cząstkowych i równań algebraicznych. Modele te opisują skokowe zmiany stężenia i temperatury w złożu adsorbentu i z tego powodu są silnie nieliniowe. Na ogół nie mogą być rozwiązane analitycznie. Dlatego rozwiązuje się je z wykorzystaniem metod numerycznych.

Numeryczne rozwiązywanie układów równań modeli kolumn adsorpcyjnych stanowi poważny problem matematyczny. Wybór odpowiedniej metody numerycznej zapewnia uzyskanie wymaganej dokładności przy odpowiednio niskim koszcie obliczeń. Najczęściej stosowana jest metoda linii gdyż zbieżna, charakteryzuje się większą niezawodnością oraz jest łatwiejsza do zainicjowania niż pełna metoda dyskretyzacji. Algorytm metody linii (MOL, ang. Methods of Lines) składa się z dwóch kroków. W pierwszym przeprowadza się dyskretyzację równań różniczkowych cząstkowych w przestrzeni, pozostawiając pochodne względem czasu. W ten sposób układ równań różniczkowych cząstkowych PDEs, zamieniany jest na układ równań różniczkowych zwyczajnych (ODEs, ang. Ordinary Dlfferential Equations) lub równań różniczkowo-algebraicznych (DAEs, ang. Differential Algebraic Equations). W drugim kroku rozwiązywany jest układ równań z użyciem standardowych procedur rozwiązywania zagadnień początkowych. Do rozwiązania ODEs otrzymanego po dyskretyzacji modelu matematycznego układów adsorpcyjno/desorpcyjnego wymagane jest użycie stabilnych algorytmów numerycznych, spośród których najczęściej stosowany jest algorytm zapoczątkowany przez Geara. W niektórych pracach stosowany jest również algorytm Runge-Kutty.

Przykładem modelowania cyklicznych procesów adsorpcji/desorpcji w inżynierii środowiska metodą linii mogą być badania nad odzyskiwaniem lotnych związków organicznych z powietrza w cyklicznym układzie adsorpcyjnym TSA, w którym regeneracja

prowadzona jest w obiegu zamkniętym. W pracach **Zał. 4, I.B.6; II.B.17** przeprowadzono analizę teoretyczną badanego cyklicznego układu TSA (ang. Thermal Swing Adsorption) stosując model matematyczny uwzględniający wymianę ciepła przez ściankę kolumny adsorpcyjnej oraz opory transportu ciepła i masy. Model stanowi układ równań różniczkowych cząstkowych bilansu energii oraz bilansu masy dla złoża i ziarna adsorbentu.

Wyniki analizy teoretycznej uzyskane na podstawie opracowanego modelu autorzy porównali z wynikami uzyskanymi doświadczalnie na stanowisku badawczym. Analiza wyników obliczeń i badań doświadczanych pokazuje, że opracowany przez autorów model matematyczny poprawnie opisuje, zarówno jakościowo, jak i ilościowo, przebieg procesów adsorpcji i desorpcji dla badanych układów adsorbat–adsorbent.

Kolejny etap pracy badawczej dotyczył jednostopniowej dwukomorowej adsorpcyjnej pompy ciepła silikażel-woda. Przygotowano i opisano w pracy **Zał. 4, I.B.11** jednowymiarowy (zmienny w czasie) model matematyczny cyklicznej pracy kolumny adsorpcyjno/desorpcyjnej, opisujący zmiany pola temperatury oraz zmiany pola stężeń czynnika w złożu w kierunku osi długości kolumny i uzyskano rozwiązanie równań metodą numeryczną.

W tym artykule przedstawiono przypadek adsorpcyjnej pompy ciepła zintegrowanej z siecią ciepłowniczą. Ciepło potrzebne do regeneracji złoża silikażelu (ciepło napędzające) jest dostarczane z wymiennika ciepła odpadowego za pomocą wewnętrznej instalacji wody grzewczej o temperaturze w zakresie od 70 °C do 100 °C. Na powrocie z sieci cieplnej temperatura wody została przyjęta w granicach 32 °C a 47 °C. W parowniku adsorpcyjnej pompy ciepła następuje odparowanie czynnika roboczego (adsorbatu) dzięki energii niskotemperaturowego źródła ciepła. Źródłem tego ciepła dodatkowego może być woda z rzeki o temperaturze w zakresie od 15 °C do 20 °C.

Równania równowagi adsorpcji wybranej pary adsorbent-adsorbat zaczerpnięto z dostępnej literatury. Przeprowadzono również walidację danych uzyskanych z równania Dubinina-Astakhova(użytego w obliczeniach) na podstawie danych eksperymentalnych opublikowanych przez Wang i LeVan w 2009 roku. W artykule przedstawiono element obliczeniowy, dla którego sformułowano równania różniczkowe cząstkowe bilansu ciepła i masy (PDEs). Równania bilansu ciepła i masy w elemencie obliczeniowym uwzględniają: ciepło dostarczane do procesu, ciepło wygenerowane, ciepło odprowadzane z procesu i ciepło zmagazynowane. Zestaw równań różniczkowych cząstkowych (PDEs) opisujących cykl pracy adsorpcyjnej pompy ciepła wraz z warunkami brzegowymi i początkowymi został rozwiązany metodą linii. PDE zostały zredukowane do układu równań różniczkowych zwyczajnych (ODEs) i zostały rozwiązane przy użyciu metody numerycznej Runge-Kutty 4-go rzędu (RK45-AUTO).

W celu uzyskania wyników dla zmiennych temperatur i strumienia masy czynnika napędowego, dodatkowego oraz parametrów równowagi adsorpcji opracowano aplikację komputerową do obliczania parametrów efektywności modelowanej adsorpcyjnej pompy ciepła. Oprogramowanie symulacyjne zostało utworzone w środowisku programistycznym DELPHI PRISM (Windows .Net), w postaci przyjaznej w obsłudze aplikacji. Stworzony

algorytm aplikacji komputerowej umożliwił automatyczne obliczanie różnych wariantów obliczeń.

Uzyskane wyniki wskazują na znaczny wpływ zaprojektowanego czasu procesu adsorpcji/desorpcji oraz temperatury adsorpcji/desorpcji na efektywność i współczynnik COP adsorpcyjnej pompy ciepła. Wyższa temperatura desorpcji powoduje wzrost COP, dłuższy czas cyklu procesu może wpłynąć na wzrost wartości współczynnika COP, ale po przekroczeniu optymalnych parametrów poprawa efektywności staje się niezauważalna.

W kolejnym etapie pracy badawczej opracowano jednowymiarowy model analityczny cyklicznej pracy kolumny adsorbera, uwzględniający zmienność w czasie temperatury w adsorberze (prace **Zał. 4, I.B.9, 8, 5, II.E.9)**. Model został stworzony w celu obliczenia zmian temperatury, strumieni ciepła i stężeń w adsorberze/desorberze, a w konsekwencji w celu opisania efektywności adsorpcyjnej pompy ciepła. W przypadku analizy przeprowadzanej tylko dla kolumny adsorbera/desorbera zakładano możliwe wykorzystywanie adsorpcyjnej pompy ciepła zarówno do produkcji ciepła i chłodu. Dlatego współczynniki efektywności zostały obliczone dla przypadku wykorzystywania ciepła jako $COP_{heating}$ i SHP oraz dla przypadku wykorzystywania chłodu jako $COP_{cooling}$ i SCP.

W pracy **Zał. 4, I.B.9** równania modelu rozwiązano analitycznie a wyniki dla kolejnych cykli obliczeniowych uzyskano po wprowadzeniu równań do arkusza kalkulacyjnego. Aby uzyskać rozwiązania, w modelu analitycznym przyjęto, że dla uśrednionych parametrów adsorbentu i adsorbatu można zastosować model parametrów skupionych, biorąc pod uwagę geometrię adsorbera i współczynnik kształtu. W pracach **Zał. 4, I.B.8,II.E.9** porównano wyniki obliczeń podstawowego i rozszerzonego modelu analitycznego. W rozszerzonym modelu wzięto pod uwagę wpływ temperatury wody grzewczej/chłodzącej zasilającej i powrotnej na wymianę ciepła i adsorpcję/desorpcję w adsorpcyjnej pompie ciepła (a nie tylko średnią temperaturę jak w modelu podstawowym). W rozszerzonym modelu chłodzenie czynnika grzewczego (spadek temperatury) lub nagrzewanie czynnika chłodzącego (wzrost temperatury) w złożu w założonym przedziale czasowym cyklu pracy oblicza się przez podzielenie ciepła dostarczonego do/uwolnionego z adsorbentu w poprzednim kroku przez współczynnik pojemności cieplnej.

Zaobserwowano, że współczynnik $\underline{COP_{heating}}$ zwiększa się wraz ze wzrostem temperatury desorpcji, a maleje wraz ze wzrostem temperatury adsorpcji. Współczynnik $\underline{COP_{cooling}}$ zmniejsza się w funkcji temperatury desorpcji i temperatury adsorpcji. Współczynnik SHP rośnie w funkcji temperatury desorpcji, ale zmniejsza się w funkcji temperatury adsorpcji. Współczynnik SCP rośnie w funkcji temperatury desorpcji, ale zmniejsza się w funkcji temperatury adsorpcji. Poprawa modelu miała większy wpływ na współczynniki opisujące wykorzystanie ciepła niż na współczynniki opisujące wykorzystanie zimna.

Porównanie wyników przyjętych równań równowagi adsorpcji według modelu Dubinina-Astakhova i modelu Totha w modelowaniu analitycznym adsorpcyjnej pompy ciepła przedstawiono w pracy **Zał. 4, I.B.5**. Różnica w uzyskanych temperaturach silikażelu otrzymanych na podstawie równowagi adsorpcji Dubinina-Astakhova w porównaniu ze stanem równowagi Totha okazała się niewielka i przyjęto, że nie wpływa znacząco na wyniki w modelowaniu analitycznym we wszystkich rozważanych przypadkach. Podobną zależność obserwuje się dla obliczonego ciepła dostarczanego do/uwalnianego z

adsorbentu. Z kolei odwrotną sytuację zaobserwowano w obliczeniach stężeń adsorbatu. W porównanych wynikach stężeń zaadsorbowanego adsorbatu (pary wodnej) na silikażelu, uzyskanych na podstawie modelu równowagi D-A i Toth, zaobserwowano coraz większe różnice im dłużej trwał proces adsorpcji. Obliczane stężenie adsorbatu miało większe wartości dla równań modelu równowagi Totha, co przekładało się na wzrost obliczanych ilości ciepła dostarczanego lub uwalnianego z adsorbentu i na wzrost COP.

W kolejnych artykułach **Zał. 4, I.B.3, 7** przedstawiono porównanie modelu analitycznego i numerycznego adsorbera/desorbera. Przyjęto, tak jak w poprzednich badaniach, złoże silikażel-woda. Równowaga adsorpcyjna została opisana modelem Dubinina-Astakhova. Przedstawione modele matematyczne, zarówno analityczny jak i numeryczny, zostały stworzone w celu opisania zmian temperatury, ilości ciepła i stężeń w adsorberze/desorberze, a w konsekwencji w celu określenia efektywności adsorpcyjnej pompy ciepła. W modelu analitycznym równania bilansu ciepła i masy modelu rozwiązano analitycznie, a parametry obliczeniowe wprowadzono do wspólnego arkusza kalkulacyjnego. Opracowany model numeryczny składa się ze zbioru równań różniczkowych cząstkowych bilansu ciepła i bilansu masy wraz z warunkami początkowymi i brzegowymi i został rozwiązany numeryczną metodą linii.

W artykule **Zał. 4, I.B.3** przedstawiony układ równań modelu w postaci ODE został rozwiązany w środowisku programistycznym POLYMATH 6.0. Algorytm oprogramowania symulacyjnego umożliwił automatyczne obliczenie różnych wariantów symulacji. W artykule **Zał. 4, I.B.7** układ równań modelu w postaci ODE został rozwiązany przy użyciu metody numerycznej Runge-Kutta 4-go rzędu (RK45-AUTO) i zaimplementowany w środowisku programistycznym DELPHI PRISM. Przeprowadzona walidacja modelu numerycznego w oparciu o dane eksperymentalne dostępne w literaturze, wykazała wysoką zgodność między liczbowymi i eksperymentalnymi średnimi temperaturami złoża. Wykazano w ten sposób, że przyjęto i opracowano właściwe modelowanie matematyczne wraz z analizą numeryczną.

Z powodu przyjętych założeń upraszczających opracowany model analityczny daje wyniki, które różnią się od wyników modelu numerycznego o około 30%, jeśli porównamy wartości $COP_{heating}$ lub nawet o 50%, jeśli porównamy wartości $COP_{cooling}$. Opracowany model analityczny jest bardzo prosty i może być stosowany tylko do wstępnych szacunków średniej temperatury wody chłodzącej/grzewczej w złożu adsorbera. Dodatkowo przeprowadzono analizę wrażliwości efektywności pompy ciepła ($COP_{heating}$, SHP) w funkcji parametrów: czas trwania cyklu, temperatury źródeł ciepła napędowego i dodatkowego, strumień masy czynnika roboczego.

Przeprowadzono także analizę wpływu wybranych parametrów na pracę adsorbera. Podsumowując analizę można określić następujące wnioski: najwyższe temperatury desorpcji powodują spadek $COP_{heating}$, a także niewielkie zmniejszenie $COP_{cooling}$, większa różnica temperatur adsorpcji i desorpcji ma wpływ na złoże zwiększając $COP_{cooling}$, większa różnica temperatur adsorpcji i skraplania wpływa na wzrost $COP_{heating}$ (bardziej znacząco) i wzrost $COP_{cooling}$ (mniej znacząco). W kolejnych analizach należy rozszerzyć badania o dokładniejsze modele zmian ciśnienia w parownikach/skraplaczach adsorpcyjnej pompy ciepła.

W literaturze można znaleźć różne metody numeryczne do rozwiązywania równań matematycznych opisujących złoże adsorpcyjne lub adsorpcyjną pompę ciepła. W wielu spotykanych problemach fizyczno-chemicznych niektóre parametry zmieniają się szybko, a inne zmieniają się wolniej. Na przykład, w reaktorach chemicznych ze złożem upakowanym, stężenie zmienia się szybko w czasie, ale temperatura nie zmienia się gwałtownie z powodu dużej pojemności cieplnej ciała stałego. Ze względu na wysokie wartości temperatur i zmiany stężeń absorpcji w kolumnie adsorpcyjnej (złożu) równania opisujące działanie bilansu ciepła i masy adsorpcyjnych pomp ciepła często określa się jako „sztywne". W przypadku sztywnych zagadnień trzeba wykonać wiele kroków czasowych o małym przedziale czasu, a obliczenia są bardzo powolne.

W pracach **Zał. 4, I.B.1, II.E.1**, podobnie jak we wcześniejszych artykułach, rozważana była dwukomorowa adsorpcyjna pompa ciepła z silikażelem jako adsorbentem i wodą jako adsorbatem. Układ równań różniczkowych cząstkowych bilansu ciepła i masy (PDEs) wraz z warunkami początkowymi i brzegowymi został rozwiązany za pomocą numerycznej metody linii (MOL). Przestrzenną dyskretyzację przeprowadzono w schemacie z równomiernie rozmieszczonymi węzłami osiowymi, a PDE zredukowano do zbioru równań różniczkowych zwyczajnych (ODEs). Ale tym razem porównano wyniki obliczeń dla trzech metod numerycznych rozwiązania układu równań ODE. Wykorzystano metody numeryczne: 1) ustalonego rozmiaru kroku obliczeniowego Runge-Kutta, metoda czwartego rzędu (RKfixed), 2) metoda Runge-Kutta-Fehlberga 4.5 rzędu (RK45), metoda ze zmiennym rozmiarem kroku obliczeniowego, 3) jak również metodę numeryczną Gear (z ang. Backward Differentiation Formula BDF).

Układ równań bilansu adsorbera został rozwiązany za pomocą numerycznych podprogramów ODEs dostępnych na platformie MATLAB®. Aby uniknąć wyników nieznaczących lub błędnych, które są charakterystyczne dla oscylacyjnych równań adsorpcji, lub dyfuzji numerycznej związanej z konwekcyjnymi członami równań bilansu w obliczeniach dla pochodnych pierwszego i drugiego rzędu zastosowano pięciopunktowy schemat różnicowy dyskretyzacji z błędem czwartego rzędu.

Głównym celem tej pracy było znalezienie prawidłowej metody obliczania równań wymiany ciepła i masy dla procesu adsorpcji tak, aby uzyskać wyniki metodą numeryczną w rozsądnym czasie i z odpowiednią dokładnością. Na podstawie obliczeń można zaobserwować, że wraz ze zmianą temperatury wody w adsorpcji (lub desorpcji) pojawiają się oscylacje temperatury adsorbentu, rury adsorbera i pary adsorbatu. Takie oscylacje są charakterystyczne dla numerycznych rozwiązań tak zwanych „sztywnych" zagadnień. Sztywność jest właściwością układu równań różniczkowych, a nie jego rozwiązania. W celu uzyskania zbieżnych wyników, w przypadku wystąpienia takich problemów zaleca się zastosować niejawną metodę wielokrokową (jak Gear BDF), a nie metody wielokrokowe jawne Runge-Kutty (takie jak RKfixed lub RK45).

Możliwe jest jednak wykorzystanie metod Runge-Kutty do rozwiązywania układów równań dla adsorbera w adsorpcyjnej pompie ciepła, charakteryzujących się rosnącą „sztywnością" układu, ale z uwzględnieniem ograniczonego zakresu zastosowania tych metod, co powoduje zmniejszenie możliwości uzyskania rzeczywistego wyniku w akceptowalnym czasie obliczeniowym. Do użytku w bardziej elastycznym zakresie wyników i w uzasadnionym czasie pracy (mniej kroków obliczeniowych) metoda Gear BDF

jest lepsza. Błąd obu opisanych metod zależy od wielkości kroku. Mały rozmiar kroku prowadzi do lepszej precyzji, ale wymaga dłuższego czasu rzeczywistego obliczeń.

Podsumowując, wszystkie trzy metody numeryczne do rozwiazywania układów ODEs (RKfixed, RK45 i Gear BDF) mogą być stosowane w modelach prostych (jednowymiarowych) do modelowania kolumny adsorbera w adsorpcyjnej pompie ciepła, z uwzględnieniem ich ograniczeń. Metoda Gear BDF zazwyczaj wymaga znacznie mniej kroków obliczeniowych niż metoda RK45 dla prawie tego samego czasu rzeczywistego, a uzyskiwane wyniki są bez oscylacji. Metody RK wymagają znacznie więcej kroków w celu uzyskania wyników, ale czas rzeczywisty zależy od dokładności lub długosci zdefiniowanego kroku. Dodatkowo należy zwracać uwagę na liczbę węzłów dyskretyzacji i możliwe oscylacje wyników.

Wpływ temperatury desorpcji na sprawność termodynamiczną adsorpcyjnej pompy ciepła silikażel–woda przedstawiono w pracach **Zał. 4,I.B.2, II.E.14**. Efektywność termodynamiczna może być określona za pomocą współczynnika COP oraz współczynnika sprawności termodynamicznej (egzergetycznej) η_{ex} wyznaczonego dla warunków równowagi adsorpcji i odniesionego do ciepła parowania adsorbatu. Przedstawiono sposób oceny ograniczeń termodynamicznych efektywności adsorpcyjnej pompy ciepła silikażel-woda w realnym układzie technicznym w porównaniu do możliwej efektywności w stanie równowagi teoretycznej. Przeprowadzono analizę termodynamiczną idealnego cyklu jednostopniowej adsorpcyjnej pompy ciepła w odniesieniu do temperatury desorpcji.

Dla każdej pompy ciepła maksymalny teoretyczny współczynnik efektywności to współczynnik COP Carnota. Efektywność energetyczna adsorpcyjnych pomp ciepła jest zmniejszona przez straty termodynamiczne spowodowane różnicami temperatur między cyklem adsorpcyjnym a źródłami ciepła napędowego i dodatkowego z zewnątrz. Poziomy zaprojektowanych temperatur adsorpcji i desorpcji są kluczowymi czynnikami wpływającymi na wydajność. Jednak eksperymenty i obliczenia opisane w literaturze wykazały, że równowaga COP_{carnot} nie może być osiągnięta przez poprawę procesu wymiany ciepła w elementach pompy ciepła. Straty spowodowane chłodzeniem czynnika roboczego w parowniku są pomijalne w porównaniu z ciepłem parowania ΔH.

Efektywność termodynamiczna (sprawność egzergetyczna) określa rzeczywistą wydajność systemu w stosunku do oczekiwanej maksymalnej wydajności określonej na podstawie idealnego cyklu Carnota i wyznaczonej dla warunków równowagi adsorpcji. COP i efektywność termodynamiczna zależą od temperatury napędowej (temperatury desorpcji), masy i stężenia adsorbatu, a więc od rodzaju użytej pary adsorbent-adsorbat i jej charakterystycznego ciepła parowania.

Przy zastosowaniu analizowanej pompy ciepła silikażel-woda do procesów chłodzenia współczynnik COP i efektywność nieznacznie wzrasta wraz ze wzrostem temperatury desorpcji. Z kolei przy zastosowaniu dla celów grzewczych, z wykorzystaniem źródła ciepła niskotemperaturowego lub odpadowego, przy uwzględnieniu ciepła parowania czynnika w złożu, efektywność pompy ciepła jest wyższa przy niższej temperaturze źródła ciepła napędowego. Zauważono, że wybrana para adsorbent-adsorbat (silikażel-woda) generuje wyższą wydajność dla celów grzewczych w porównaniu do uzyskiwanej wydajności dla

celów chłodniczych. Dlatego należy dostosowywać wybór rodzaju pary roboczej adsorbent-adsorbat do przeznaczenia adsorpcyjnej pompy ciepła. Niektóre adsorbenty pozwalają na uzyskanie większej sprawności w zastosowaniach chłodniczych pompy ciepła a inne adsorbenty w zastosowaniach grzewczych.

Na podstawie przedstawionej analizy wykazano, że wybrane rozwiązanie zwiększenia efektywności poprzez rozszerzenie adsorpcyjnej pompy ciepła o kolejne kolumny adsorberów/desorberów jest uzasadnione.

W przypadku komercyjnych adsorpcyjnych pomp ciepła mamy do czynienia z pracą pomp tylko dla nominalnych parametrów, tzn. przy stałych temperaturach wody ze źródła ciepła napędowego. W takiej sytuacji sprawność pompy ciepła jest na ustalonym poziomie. Ciepło napędowe pobierane przez adsorpcyjną pompę ciepła w tej samej ilości, przy zmiennym zapotrzebowaniu na ciepło/chłód u odbiorców nie jest więc wykorzystywane efektywnie, co równoznaczne ze stosunkowo niską sprawnością urządzenia.

W celu zwiększenia stopnia wykorzystania niskotemperaturowego lub odpadowego źródła ciepła, w celu zwiększenia efektywności adsorpcyjnej pompy ciepła, w opracowaniach **Zał. 4, I.B.4, 10; III.B.6** zaproponowano modyfikację jednostopniowej dwukomorowej adsorpcyjnej pompy ciepła przez dodanie kolejnych komór adsorberów w celu otrzymania wielokomorowej adsorpcyjnej pompy ciepła. Przedstawiono działanie i zaawansowany sposób pracy sześciokomorowej (6 kolumn adsorbera/desorbera) adsorpcyjnej pompy ciepła. Rozważana pompa ciepła została zaprojektowana jako urządzenie wielofunkcyjne, które może pracować w: szeregowo-szeregowym, szeregowo-równoległym, równoległym trybie przepływu czynnika grzewczego/chłodniczego przez współpracujące kolumny adsorberów.

Szczegółowy projekt techniczny sześciokomorowej adsorpcyjnej pompy ciepła o szeregowym przepływie czynnika grzewczego/chłodniczego oraz instalacji automatycznego sterowania pracą kolumn adsorpcyjnych przedstawiono w artykule **Zał. 4, I.B.10**. Moc urządzenia można kontrolować jakościowo poprzez regulację skokową ilości pracujących kolumn, jakościowo zmieniając temperatury czynników oraz regulując czas pracy (cyklu) sorpcyjnego w złożu.

Wielokomorowa adsorpcyjna pompa ciepła składa się z takich samych urządzeń jak dwukomorowa (parownik, kolumna adsorbera/desorbera, skraplacz), jednak należało zaprojektować odpowiedni zawór przełączający przepływ czynnika grzewczego/chłodniczego w odpowiedniej sekwencji. Zaprojektowany „wielozawór" to zestaw zaworów z siłownikami, których zadaniem jest przełączanie dopływu/odpływu wody z/do rozdzielaczy oraz komór w sposób umożliwiający zachowanie przeciwprądowego przepływu wszystkich czynników przez komory sorpcyjne. Zapewnia to realizację kolejnych procesów w adsorpcyjnej pompie ciepła, poprzez umożliwienie trzech podstawowych funkcji:

a) przekazywanie wody między komorami

b) zasilanie komór wodą chłodzącą z rozdzielacza w czasie adsorpcji oraz jednocześnie przekazanie wody po desorpcji z komór do rozdzielacza powrotnego wody grzewczej

c) zasilanie komór wodą grzewczą z rozdzielacza w czasie desorpcji oraz jednocześnie przekazanie wody po adsorpcji z komór do rozdzielacza powrotnego wody chłodzącej.

Zawory z siłownikami, sterujące wodą zasilającą zapewniają dopływ czynnika grzewczego/chłodzącego o odpowiedniej temperaturze i tym samym umożliwiają regulację charakteru pracy komór sorpcyjnych (jako adsorber czy desorber). Zawory te są skoordynowane z zaworami otwierającymi dostęp do parownika lub skraplacza, tak aby komora pracująca jako adsorber współpracowała z parownikiem, a komora pracująca jako desorber współpracowała ze skraplaczem. Obieg pary czynnika roboczego (adsorbatu) pozostaje taki jak w dwukomorowych pompach ciepła.

W pracach **Zał. 4, I.B.4; III.B.6** przedstawiono model sześciokomorowej adsorpcyjnej pompy ciepła w szeregowo-szeregowym trybie przepływu wody grzewczej/chłodzącej, z sekwencyjnym przełączaniem kolumn sorpcyjnych. Opracowano model matematyczny w celu obliczania zmian temperatury i stężenia absorpcji w adsorberach/desorberach, a w konsekwencji w celu określenia efektywności zmodyfikowanej adsorpcyjnej pompy ciepła.

Przyjęto, że pełny cykl procesu podzielony jest na cząstkowe fazy, których ilość jest równa ilości działających kolumn adsorpcyjno/desorpcyjnych. Po zakończeniu cząstkowej fazy dla ostatniej kolumny pompa rozpoczyna cząstkową fazę pierwszą, i tym samym rozpoczyna następny pełny cykl swojej pracy.

Dla sześciokomorowej pompy ciepła, niezależnie od trwającej fazy, zawsze spełnione jest założenie, że trzy komory uczestniczą w procesie adsorpcji i trzy komory uczestniczą w procesie desorpcji. Prowadzenie kolejnych cykli pracy urządzenia pozwoli na założone odpowiednie wysycenie złoża do wymaganej koncentracji lub pozwoli na uzyskanie założonej temperatury wody użytkowej czynnika chłodzącego oraz pozostałych czynników.

Poprzez zastosowanie sekwencyjnego układu komór sorpcyjnych otrzymano ciągły charakter uzyskiwanej mocy w szerokim zakresie. Jest to możliwe w wyniku zastosowania w urządzeniu regulacji ilościowej mocy pompy poprzez załączanie kolejnych segmentów (regulacja skokowa), regulację jakościową poprzez zmianę temperatur wody grzewczej/chłodzącej przepływającej szeregowo/równolegle przez kolumny sorpcyjne oraz przez zmianę parametru czasu pracy (czasu adsorpcji/desorpcji) kolumny. Opisywane możliwości regulacji uzyskano dzięki zastosowaniu „wielozaworu" sterującego, którego zadaniem jest wykonanie zadanego algorytmu pracy sekwencyjnej pompy ciepła.

Opisany charakter pracy wielokomorowej pompy ciepła dotyczy układu, w którym woda grzewcza/chłodząca przepływa przez komory sorpcyjne szeregowo, zaś liczba komór przyporządkowanych do adsorpcji lub desorpcji jest połową całkowitej liczby komór urządzenia. Jednak przedstawiony sposób regulacji umożliwia uruchomienie tego urządzenia wg innych układów. Na przykład w jednym z nich liczba komór sorpcyjnych, przyporządkowanych do procesu adsorpcji/desorpcji może być niesymetryczna (więcej do adsorpcji ze względu na wolniejszy przebieg tego procesu). Kolejny układ to taki, w którym czynnik grzewczy/chłodzący przepływa przez komory sorpcyjne równolegle (do każdej komory bezpośrednio z rozdzielacza). Wariancją opisanych jest układ, w którym przez komory adsorpcyjne czynnik chłodzący przepływa np. szeregowo, zaś przez komory desorpcyjne – równolegle.

Aby zbadać wpływ parametrów zmiennych na proces adsorpcji/desorpcji dla adsorpcyjnej pompy ciepła dwukomorowej i sześciokomorowej określono różne scenariusze pracy i wyniki analizy przedstawiono w artykule **Zał. 4, I.B.4**. Badano następujące zmienne: temperaturę desorpcji (temperaturze wody napędowej), temperaturę parowania, różne długości kolumn, ale przy stałej temperaturze kondensacji. Czas trwania cyklu procesu sorpcji jak również natężenie przepływu czynnika grzewczego/chłodzącego (wody) również były niezmienne w badanych przypadkach.

Wzrost temperatury desorpcji spowodował zmniejszenie $COP_{heating}$, zarówno dla przypadku dwukomorowej jak i sześciokomorowej adsorpcyjnej pompy ciepła. Analizując różne długości kolumn można zauważyć, że większa długość kolumny zwiększa $COP_{heating}$. Porównano sześciopiętrową i dwumiejscową jednostopniową pompę ciepła adsorpcji za pomocą modelowania komputerowego i stwierdzono, że urządzenie z wielostopniowym cyklem oferuje wyższe wartości COP przy niższej wartości SHP.

Wnioski i efekty praktyczne

Do osiągnięcia naukowego wliczono artykuły, rozdziały z monografii oraz recenzowane referaty z uznanych konferencji międzynarodowych.

Oryginalność osiągnięcia naukowego polega na wykazaniu możliwości efektywniejszej pracy adsorpcyjnej pompy ciepła, zasilanej energią napędową z niskotemperaturowego lub odpadowego źródła ciepła, na potrzeby wytwarzania ciepła lub chłodu. Cel został osiągnięty poprzez opracowanie modelu numerycznego i analitycznego kolumny adsorbera/desorbera, wraz z praktyczną aplikacją komputerową, w celu wykorzystania ich do modelowania i analizy efektywności wielokomorowej adsorpcyjnej pompy ciepła zastosowanej zarówno do produkcji ciepła jak i do produkcji chłodu.

Na podstawie wyników uzyskanych w toku realizacji osiągnięcia naukowego zaproponowano następujące wnioski i efekty praktyczne:

1. Opracowano model numeryczny i analityczny cyklicznej pracy adsorbera/desorbera, opisujący zmiany pola temperatury oraz zmiany pola stężeń czynnika w złożu kolumny dla dwóch różnych modeli równowagi adsorpcji (Totha i Dubinina–Astakhova).
2. Na podstawie modeli opracowano aplikację komputerową do wykonywania obliczeń bilansu komór sorpcyjnych dla zadanych parametrów i obliczania parametrów efektywności modelowanej adsorpcyjnej pompy ciepła dla zmiennych temperatur i strumienia masy czynnika napędowego, dodatkowego.
3. Porównano wyniki obliczeń na podstawie obu modeli tzn. wpływ zmian poszczególnych wartości temperatur źródeł ciepła, strumieni masy czynników roboczych i mocy a także zmienny czas pełnego cyklu procesu adsorpcji i następującego po nim procesu desorpcji na parametry charakteryzujące efektywność pracy pompy ciepła (COP i SCP).
4. Dokonano walidacji modeli matematycznych poprzez porównanie wyników obliczeń z wynikami badań eksperymentalnych dla dwukomorowych pomp ciepła silikażel-woda dostępnych w literaturze.

5. Uzyskane temperatury wody grzewczej (napędowej) w dwukomorowej adsorpcyjnej pompie ciepła, po opuszczeniu desorbera wskazują na małe zmiany, czyli niski stopień wykorzystania ciepła ze źródła. Dlatego też, w celu zwiększenia efektywności wykorzystania odpadowego (napędowego dla pompy) źródła ciepła zaproponowano rozbudowanie urządzenia o kolejne adsorbery/desorbery, tak aby gradient temperatury wody grzewczej na wlocie i wylocie z urządzenia wzrósł a tym samym wzrosła efektywność wykorzystania ciepła źródła.

6. Pracą dwóch adsorberów w pompie ciepła można sterować poprzez ustalenie równych czasów (przebiegu) adsorpcji i desorpcji, upraszczając rzeczywisty proces, w którym desorpcja zachodzi szybciej niż adsorpcja. Nie jest to rozwiązanie optymalne, ponieważ skutkuje, między innymi, zmniejszeniem ilości transportowanego ciepła przez pompę ciepła. Wydajność pompy ciepła można poprawić poprzez dobór takiej liczby adsorberów w pompie ciepła, aby sterowanie umożliwiło zbliżenie czasu pracy fazy adsorpcji i desorpcji do rzeczywistej szybkości tych procesów.

7. Wobec adsorpcyjnych pomp ciepła stawiane jest wymaganie konkurencyjności pod kątem techniczno-ekonomicznym wobec klasycznej technologii układów sprężarkowych produkcji ciepła. Jednakże problemy odpowiedniej konstrukcji adsorberów i desorberów, zapewniających korzystne warunki wymiany ciepła i masy hamują ich instalację w systemach ogrzewczych i chłodniczych, ponieważ nie osiągają one zadowalających wartości współczynnika efektywności energetycznej (COP) w stosunku do wysokiej ceny jednostki

8. Zaproponowano zwiększenie współczynnika COP i efektywności analizowanej adsorpcyjnej pompy ciepła poprzez modyfikację budowy, polegającą na zastosowaniu sekwencyjnego układu kolumn adsorberów/desorberów, przekształcając to urządzenie z dwukomorowego w wielokomorowe.

9. Wykonano szczegółowy projekt techniczny stanowiska badawczego laboratoryjnej sześciokomorowej adsorpcyjnej pompy ciepła z możliwością sekwencyjnej pracy wielu kolumn adsorpcyjno/desorpcyjnych, z regulacją skokową urządzenia w zależności od zapotrzebowania na ciepło i chłód odbiorców. Stanowisko w przyszłości ma służyć do weryfikacji wyników przeprowadzonej analizy teoretycznej i opracowanego modelu oraz optymalizacji parametrów procesów uzyskiwania ciepła w wielokomorowej adsorpcyjnej pompie ciepła.

10. Opracowano projekt systemu sterowania wielokomorowej adsorpcyjnej pompy ciepła, opracowano szczegółowe założenia systemu sterowania, specyfikację wymagań systemu sterującego funkcjami urządzenia oraz trzy koncepcje działania systemu regulacji i sterowania wraz ze specyfikacją urządzeń.

11. Warto podkreślić, że stworzona aplikacja komputerowa jest przyjazna dla użytkownika, może być stosowana w dalszych badaniach naukowych i projektowych. Poprawne modelowanie umożliwia zaprojektowanie w dwu- i więcej -komorowej adsorpcyjnej pompie ciepła ilości kolumn sorpcyjnych, gradientu temperatur w źródle ciepła napędowego i dodatkowego oraz czasu procesu adsorpcji/desorpcji w celu efektywniejszego wykorzystania niskotemperaturowego źródła ciepła. Obliczenia

bilansu wielokomorowej adsorpcyjnej pompy ciepła mogą być w tej aplikacji wykonywane do maksymalnie 12 komór w adsorpcji i 12 komór w desorpcji.

12. Urządzenia adsorpcyjne mogą być użytkowane na dwa główne sposoby, dające szerokie spektrum eksploatacyjne dla użytkowników. Pierwszy sposób, nabierający coraz większego znaczenia, to zastosowanie do produkcji chłodu (chłodziarki adsorpcyjne). Drugi – to zastosowanie układów adsorpcyjnych do produkcji ciepła (adsorpcyjna pompa ciepła)

13. Wykorzystywanie adsorpcyjnych pomp ciepła może mieć uzasadnienie przede wszystkim ekologiczne a także ekonomiczne (np. w przemyśle chemicznym lub do produkcji chłodu sieciowego) szczególnie z powodu ograniczania zużycia nieodnawialnych źródeł energii, niskich kosztów eksploatacyjnych oraz skokowej regulacji mocy urządzenia w odpowiedzi na zmienne zapotrzebowanie na ciepło lub chłód odbiorców.

5. Omówienie pozostałych osiągnięć naukowo – badawczych

Magazynowanie ciepła w gruntowym akumulatorze ciepła

Po doktoracie przez pewien czas kontynuowałam prace badawcze dotyczące magazynowania ciepła w gruntowym akumulatorze ciepła. W wyniku tych prac powstały 3 artykuły (**Zał. 4, II.E.3, 6, 8**).

W artykule **Zał. 4, II.E.6** przedstawiono wyniki pomiarów przeprowadzonych na stanowisku do badań eksperymentalnych pola temperatury gruntowego akumulatora ciepła. Na stanowisku tym przeprowadzono pomiary dla dwóch różnych wariantów źródeł ciepła symulujących doprowadzanie ciepła z kolektorów słonecznych do akumulatora gruntowego. Temperatura gruntu, która ustaliła się po danym cyklu ładowania, stanowiła temperaturę początkową dla następnego cyklu ładowania. Wykonane laboratoryjne stanowisko badawcze umożliwiało przeprowadzenie pomiarów dla 2 różnych wariantów źródeł ciepła symulujących doprowadzanie ciepła z kolektorów słonecznych do akumulatora gruntowego.

- pierwszy wariant – źródłem ciepła jest element grzejny elektryczny o równomiernym rozkładzie mocy po długości, a więc stałej gęstości strumienia ciepła (liniowe źródło ciepła), umieszczony w osi pionowej zbiornika z gruntem,
- drugi wariant – źródłem ciepła jest element grzejny elektryczny o nierównomiernym rozkładzie mocy po długości, czyli liniowo zmiennej gęstości strumienia ciepła, umieszczony w osi pionowej zbiornika z gruntem.

W artykule **Zał. 4, II.E.3** dodatkowo porównano pomiary dla opisanych wcześniej elektrycznych źródeł ciepła z pomiarami uzyskanymi gdy źródłem ciepła była woda grzewcza płynąca przez pionową rurkę umieszczoną pionowo w osi magazynu ciepła. Badano dwa przypadki temperatury wody: 47,5°C i 78,5°C.

Po przeprowadzeniu pomiarów, dla każdego wariantu badań sporządzono bilans cieplny. Opracowano zestawienie najważniejszych wielkości, czyli ilości ciepła doprowadzonego, ciepła zmagazynowanego oraz sprawności magazynu ciepła, obliczonych dla sumy wszystkich dni ładowania magazynu.

Największą ilość ciepła zmagazynowano ogrzewając grunt elementem elektrycznym o zmiennej mocy przy nastawie temperatury ogrzewania 78,5°C. Osiągnięte sprawności magazynu ciepła należą do niskich, między innymi ze względu na zastosowany rodzaj wypełnienia – piasek drobnoziarnisty, suchy. Wpływ na sprawność miał także rodzaj i grubość użytej izolacji cieplnej, która w pewnym stopniu umożliwiała przepływ ciepła z magazynu do powietrza otaczającego stanowisko pomiarowe. Największą sprawność, a zatem i najwięcej zmagazynowanego ciepła, uzyskuje się w kilku początkowych cyklach ładowania magazynu gruntowego.

W pracy **Zał. 4, II.E.8** przedstawiono ocenę modeli analitycznych magazynowania ciepła w gruntowym akumulatorze ciepła na podstawie wyników pomiarów uzyskanych na stanowisku pomiarowym takiego akumulatora ciepła. Przedstawiono trzy modele analityczne opisujące niestacjonarne pole temperatury w powtarzalnej jednostkowej objętości gruntu akumulatora ciepła. Wyniki uzyskane na podstawie tych modeli porównano z wynikami badań eksperymentalnych. Badania eksperymentalne przeprowadzono dla przypadku zasilania wodą grzewczą o temperaturach 47,5 ° C i 78,5 ° C, co miało symulować dostarczanie ciepła z kolektorów słonecznych do gruntowego wymiennika ciepła.

Na podstawie porównania stwierdzono, że najbardziej zbliżone do danych pomiarowych są średnie temperatury gruntu uzyskane przy użyciu modelu III, w którym uwzględniono przewodność cieplną gruntu w kierunku promienia rozpatrywanej jednostkowej objętości magazynu oraz ujęto wpływ środowiska otaczającego poprzez wprowadzenie współczynnika przejmowania ciepła w górnej wierzchniej powierzchni magazynu. Przeprowadzona analiza porównawcza oraz eksperymentalna weryfikacja opisanych modeli analitycznych wymiany ciepła w gruntowym magazynie ciepła dowodzi poprawności tych modeli wraz z założonymi uproszczeniami.

Instalacja topnienia śniegu i odladzania

Kolejnym tematem moich badań naukowych, rozpoczętym w trakcie stypendium Geothermal Training Programme (Reykjavik), były wodne instalacje topnienia śniegu i odladzania. W pracach **Zał. 4, II.E. 2, 4, 13** przedstawiono ogólne wymagania projektowe dla systemu topnienia śniegu oraz parametry wpływające na skuteczność instalacji aktywnego topnienia śniegu lub pracy na biegu jałowym (odladzanie). Dokonano porównania trzech różnych metod obliczania zapotrzebowania na ciepło dla instalacji topnienia śniegu. Zebrano przydatne informacje dotyczące czynnika roboczego przenoszącego ciepło, konstrukcji nawierzchni, systemu rur, regulacji instalacji, kontroli naprężeń termicznych systemu topienia śniegu.

Warto zwrócić uwagę na pracę **Zał. 4, II.E.4**, w której przedstawiono możliwość zastosowania instalacji topnienia śniegu dla płyty lotniska oraz zastosowania instalacji grzewczej dla budynków lotniska zlokalizowanego w Polsce, przy uwzględnieniu lokalnych danych klimatycznych. System opiera się na wykorzystaniu energii geotermalnej z ziemi, jak również na wykorzystaniu pomp ciepła. Dokonano porównania wydajności różnych układów pomp ciepła w tym systemie grzewczym. System składa się ze źródła ciepła w postaci wydobywczo/zatłaczających studni wody geotermalnej, przeciwprądowego wymiennika ciepła geotermalnego i pompy ciepła (napędzanej elektrycznie). System zawiera również konwencjonalne źródło ciepła - szczytowy kocioł gazowy, który może

współpracować z geotermalnym wymiennikiem ciepła. Ciepłownia dostarcza ciepło do sieci cieplnej dla różnych odbiorców. Pierwszy typ użytkownika to niskotemperaturowy system ogrzewania grzejnikowego. Drugi typ użytkownika to przygotowanie ciepłej wody użytkowej lub na potrzeby wentylacji, trzecim odbiorcą jest system topienia śniegu pracujący przy zmiennych wartościach zapotrzebowania na ciepło do topnienia.

Oczywistą zaletą wodnych instalacji topnienia śniegu i odladzania jest eliminacja konieczności ręcznego, mechanicznego lub chemicznego usuwania śniegu i błota pośniegowego. W konsekwencji instalacje te zapewniają większe bezpieczeństwo dla pieszych i pojazdów, eliminują konieczność stosowania do odśnieżania uciążliwych dla środowiska środków chemicznych lub urządzeń mechanicznych oraz redukują koszty eksploatacji i konserwacji nawierzchni topiąc śnieg już w trakcie wystąpienia opadów na przykład na płytach lotnisk. Instalacja topnienia śniegu może współpracować z pompami ciepła w układzie bezpośrednim lub pośrednim w systemie ciepłowniczym tak aby zwiększyć efektywność wykorzystania wody geotermalnej. Zastosowanie automatycznego systemu sterowania pracą instalacji topnienia śniegu pozwala zmniejszyć ilość i temperaturę krążącego czynnika roboczego oraz czas pracy instalacji, obniżając nawet o połowę koszty eksploatacyjne

Zastosowanie wody geotermalnej

W pracach badawczych dotyczących zagadnień pozyskiwania i wykorzystywania energii wód geotermalnych (**Zał. 4, II.E.5, 10, 12**) prowadzono analizę wpływu zastosowanej regulacji na efektywność pracy ciepłowni geotermalnej, skupiając się na zwiększeniu stopnia wykorzystania energii wody geotermalnej wraz ze zmiennym w ciągu roku zapotrzebowaniem na strumień ciepła do ogrzewania. Sposób utylizacji wody geotermalnej w dużej mierze zależy od jej temperatury i strumienia objętości. Z uwagi na to, iż polskie zasoby geotermalne to przede wszystkim wody o niskiej i średniej entalpii, analizie poddano możliwość zagospodarowania tej energii głównie na cele ogrzewcze.

Rozpatrywany w pracach **Zał. 4, II.E.5, 10, 12** układ ciepłowniczy składa się z następujących elementów: geotermalnego dubletu wydobywczo-zatłaczającego, źródła ciepła (wymiennik geotermalny oraz konwencjonalny kocioł szczytowy), przewodów sieci ciepłowniczej i odbiorców ciepła (wysoko- i niskotemperaturowy system centralnego ogrzewania w układzie równoległym).

W badaniach opisanych w pracy **Zał. 4, II.E.5**, dotyczących regulacji centralnej (w źródle ciepła), przeanalizowano wpływ regulacji jakościowej, zaś w pracach **Zał. 4, II.E.10, 12** - regulacji ilościowo-jakościowej na pracę ciepłowni geotermalnej zasilającej dwie grupy odbiorców ciepła.

Publikacja **Zał. 4, II.E.12** dotyczy zagadnień wykorzystywania energii wód geotermalnych w ciepłowni geotermalnej z regulacją ilościową oraz jakościową dla kolejnych wariantów rozwiązań. W systemie wysokotemperaturowym centralnego ogrzewania zastosowano regulację jakościową, zaś w systemie odbiorców niskotemperaturowych – regulację ilościową. Opisane badania stanowią kontynuację analiz opisywanych we wcześniejszych publikacjach autorów i uwzględniają wpływ zmiennych udziałów odbiorców wysoko- i niskotemperaturowych w całkowitym zapotrzebowaniu na ciepło a także wpływ zmiennej

temperatury i zmiennego strumienia objętości wydobywanej wody geotermalnej na stopień wykorzystania energii geotermalnej.

W pracach **Zał. 4, II.E.5, 10, 12** przedstawiono rezultaty opracowanego algorytmu obliczeń cieplno-przepływowych ciepłowni geotermalnej z zastosowaniem danego typu regulacji, przy równoległym łączeniu różnotemperaturowych odbiorców ciepła. W efekcie opracowano metodę analityczną obliczania ilości ciepła geotermalnego pozyskiwanego w geotermalnym wymienniku ciepła, jako udziału w całkowitej ilości ciepła dostarczanego do odbiorców, co umożliwia ocenę efektywności danego rozpatrywanego wariantu badań. Opracowano także wykresy ilustrujące uzyskane zależności regulacyjne dla wody sieciowej w ciepłowni geotermalnej.

Dla analizowanych wariantów podano główne równania opisujące ilość wykorzystywanego ciepła geotermalnego, ciepła z kotła szczytowego i ciepła całkowitego, przekazywanego przez sieć cieplną, co umożliwia ocenę efektywności rozpatrywanego wariantu badań dla dwóch grup odbiorców ciepła połączonych równolegle, przy zastosowaniu wybranego typu regulacji. Uzyskane zależności mogą być wykorzystane przy wykonywaniu prac studialnych techniczno-ekonomicznych dotyczących wykorzystania energii wody geotermalnej czy też przy projektowaniu ciepłowni zasilającej równolegle dwie grupy odbiorców ciepła o różnych parametrach centralnego ogrzewania.

Elektrownie z obiegiem Clausiusa – Rankine'a (ORC)

Analiza efektywności dwuczynnikowej elektrowni ORC, składającej się z dwóch obiegów sprzężonych termicznie, z czynnikami organicznymi została przedstawiona w pracy **Zał. 4, III.B.7.** Dwuczynnikowa elektrownia ORC jest zasilana energią gazów spalinowych z turbiny gazowej. W analizowanym układzie spaliny z turbiny gazowej są dostarczane do wymiennika ciepła HE1 pierwszego obiegu elektrowni ORC (ORC-U). W wyniku tego energia cieplna gazów spalinowych w wymienniku jest przenoszona do czynnika roboczego pierwszego obiegu, tzw. suchego czynnika organicznego (np. propylocykloheksan, dodekan, D6, MD4M, toluen, nonan, oktan, dekan, D4, D5 i MD2M).

Zastosowanie czynnika suchego w obiegu powoduje, że temperatura pary czynnika roboczego wychodzącego z turbiny pierwszego obiegu jest dość wysoka. To sprawia, że ciepło zawarte w parze może być wykorzystane do zasilania drugiego obiegu elektrowni ORC. Drugi obieg elektrowni ORC (ORC-B) jest termicznie sprzężony z pierwszym obiegiem poprzez wymiennik ciepła HE2. W wymienniku tym medium robocze z U-ORC oddaje ciepło czynnikowi roboczemu w obwodzie B-ORC. W przedstawionej analizie następujące czynniki suche uznano za czynniki robocze drugiego obwodu: RC318, perfluorobutan, R236fa, izopentan, RC365mfc, R245ca i cis-butan. Najlepszym rozwiązaniem pod względem uzyskiwanej mocy jest zestawienie następujących czynników: oktan jako czynnik roboczy w U-ORC i cis-butan jako czynnik roboczy w B-ORC.

Na podstawie przedstawionej analizy wykazano, że zastosowanie elektrowni ORC do wykorzystania entalpii wylotowych gazów spalinowych opuszczających turbinę daje korzystne efekty. Moc elektrowni ORC (jej poszczególnych obiegów) zależy w dużej mierze od zastosowanych czynników roboczych. W przypadku analizowanego systemu, należy najpierw wziąć pod uwagę całkowitą moc elektrowni ORC. Oznacza to, że należy uwzględnić całkowitą moc pierwszego i drugiego obiegu. Jest to doskonale widoczne na

przykładzie toluenu, dla którego spośród wszystkich analizowanych czynników pierwszego obiegu osiągnięto najwyższą moc elektryczną. Natomiast w przypadku rozważania drugiego obiegu, elektrownia ORC z toluenem jako czynnikiem roboczym otrzymała najmniejszą moc elektryczną.

Możliwości techniczne i uzasadnienie wykorzystania elektrociepłowni ORC zasilanych ciepłem ze spalania odpadów tartacznych przedstawiono w artykule **Zał. 4, II.A.1**. Analizowany system może zastąpić istniejącą instalację elektrociepłowniczą, która w tej chwili jest wykorzystywana tylko do wytwarzania ciepła dla suszarni tartacznej. Najbardziej skomplikowaną częścią proponowanej elektrowni jest turbogenerator. Analiza wyników prowadzi do wniosku, że użycie organicznych czynników roboczych może dać lepszy stopień skojarzenia wytwarzania ciepła i energii elektrycznej, zwłaszcza dla tak zwanych czynników suchych, takich jak MDM lub metylocykloheksan. Najbardziej korzystnym wariantem jest rozwiązanie o wysokim stopniu skojarzenia, w którym ciepło ze skraplacza jest wykorzystywane do suszenia, przy czym kondensację prowadzi się w temperaturze 110 °C. Uproszczona analiza ekonomiczna wskazuje na znaczną wrażliwość wskaźników rentowności na liczbę godzin pracy w roku, co bezpośrednio oznacza ilość wyprodukowanej energii elektrycznej i zużytego paliwa, a także wydatki inwestycyjne.

Wykorzystanie doświadczeń z badań nad wykorzystaniem energii wody geotermalnej, systemów ORC oraz instalacji topnienia śniegu zaowocowało pracą **Zał. 4, II.E.7**, gdzie opisano kaskadowe wykorzystanie energii geotermalnej w projektowanym aquaparku.

W referacie przedstawiono analizę możliwości wykorzystania niskotemperaturowej energii wody geotermalnej o temperaturze 85 °C i przepływie 120 m^3/h wydobywanej z odwiertu PIG-1 zlokalizowanego w miejscowości Chochołów na Podhalu. Odwiert ten będzie eksploatowany w celu zaopatrzenia w ciepło nowo budowanego aquaparku. Przedstawiono rozwiązanie kaskadowego wykorzystania energii geotermalnej do zasilenia wymienników ciepła basenowych oraz wstępnego podgrzania ciepłej wody użytkowej. Jednak, aby stopień wykorzystania zasobu energetycznego źródła był wyższy zaproponowano dodatkowe elementy układu: mini elektrownię typu ORC oraz instalację ogrzewania zewnętrznego (topnienia śniegu).

W pierwszym stopniu kaskady – mini elektrowni ORC – woda geotermalna w parowaczu zostanie schłodzona do temperatury 75 °C. W drugim stopniu kaskady następuje wymiana ciepła w wymiennikach basenowych i wstępnego podgrzania ciepłej wody. Woda geotermalna uzyskuje wówczas temperaturę 35 °C i jest kierowana w trzecim stopniu kaskady do wymiennika ogrzewającego czynnik roboczy instalacji topnienia śniegu na terenie kompleksu wodnego. Następnie woda geotermalna charakteryzująca się temperaturą 28 °C jest kierowana do punktu zrzutu do rzeki. Dla trzech klas instalacji topnienia śniegu obliczono parametry projektowe przy założonych parametrach trzeciego stopnia kaskady wody geotermalnej uzyskując informację o możliwej do wykorzystania powierzchni pod zewnętrzna instalację topnienia śniegu. Instalacja elektrowni ORC o szacowanej mocy ok. 40 kWel będzie miała znaczenie raczej eksperymentalne i promocyjne, natomiast instalacja topnienia śniegu ma wymiar praktyczny gdyż eliminuje konieczność ręcznego, mechanicznego lub chemicznego usuwania śniegu i błota pośniegowego z chodników, dróg, podjazdów, parkingów.

Zwarycz-Makles