

1) Imię i Nazwisko

Paweł Regucki

2) Posiadane dyplomy, stopnie naukowe lub artystyczne – z podaniem podmiotu nadającego stopień, roku ich uzyskania oraz tytułu rozprawy doktorskiej.

- **Magister** – Instytut Fizyki, Wydział Matematyki i Fizyki, Uniwersytet Jagielloński, 16 lipca 1999 r.
- **Doktor (z wyróżnieniem)** – nadany uchwałą Rady Instytutu Techniki Ciepłej i Mechaniki Płynów Politechniki Wrocławskiej dnia 17 grudnia 2003 roku, na podstawie rozprawy zatytułowanej „Modelowanie trójwymiarowych przepływów wirowych metodami dyskretnych wirów”. Kierunek: Mechanika, specjalizacja: mechanika płynów, modelowanie numeryczne.

3) Informacja o dotychczasowym zatrudnieniu w jednostkach naukowych lub artystycznych:

- **01/10/2005 – obecnie** – adiunkt naukowo-dydaktyczny na Wydziale Mechaniczno-Energetycznym Politechniki Wrocławskiej (obecnie w Katedrze Inżynierii Konwersji Energii (K78W09D08)).
- **01/02/2004 – 30/09/2005** – asystent na Wydziale Mechaniczno-Energetycznym Politechniki Wrocławskiej (Instytut Techniki Ciepłej i Mechaniki Płynów).
- **01/10/2003 – 31/01/2004** – starszy referent techniczny (3/4 etatu) na Wydziale Mechaniczno-Energetycznym Politechniki Wrocławskiej (Instytut Techniki Ciepłej i Mechaniki Płynów).

4) Omówienie osiągnięć, o których mowa w art. 219 ust. 1 pkt. 2 ustawy z dnia 20 lipca 2018 r. Prawo o szkolnictwie wyższym i nauce (Dz. U. z 2021 r. poz. 478 z późn. zm.). Omówienie to winno dotyczyć merytorycznego ujęcia przedmiotowych osiągnięć, jak i w sposób precyzyjny określać indywidualny wkład w ich powstanie, w przypadku, gdy dane osiągnięcie jest dziełem współautorskim, z uwzględnieniem możliwości wskazywania dorobku z okresu całej kariery zawodowej:

b) 1 cykl powiązanych tematycznie artykułów naukowych opublikowanych w czasopismach naukowych lub w recenzowanych materiałach z konferencji międzynarodowych, które w roku opublikowania artykułu w ostatecznej formie były ujęte w wykazie sporządzonym zgodnie z przepisami wydanymi na podstawie art. 267 ust. 2 pkt 2 lit. b,

tytuł osiągnięcia naukowego/artystycznego

Cykl prac, składający się z 6 publikacji wiodących (A1.-A6.) i 8 publikacji wspomagających (B1.-B8.) oraz dwóch stanowisk badawczych powiązanych tematycznie (A7.-A8.):

Modelowanie i optymalizacja wybranych procesów fizyko-chemicznych w zamkniętych układach chłodzenia elektrowni.

Publikacje wchodzące w skład osiągnięcia naukowego (autor/autorzy, tytuł/tytuły publikacji, rok wydania, nazwa wydawnictwa),

- A1. Paweł Regucki, Renata Krzyżyńska, Zbyszek Szeliga, *Mathematical model for a single screw ash cooler of a circulating fluidized bed boiler*. Powder Technology. 2022, vol. 396, s. 50-58. DOI:10.1016/j.powtec.2021.10.044**

Punktacja MNiSW 2019-2021: 140, IF (2020): 05.134

Mój wkład w opracowanie tej publikacji polegał na opracowaniu przeglądu literaturowego; opracowaniu modelu matematycznego pojedynczej chłodnicy popiołu dennego; analizie wymiany ciepła wewnątrz wymiennika; opracowaniu kodu numerycznego; interpretacji i walidacji uzyskanych wyników numerycznych; pracach edytorskich i korekcie językowej tekstu.

Mój udział w tej publikacji szacuję na 85%.

- A2. Paweł Regucki, Marek Lewkowicz, Renata Krzyżyńska, *Optimization of thermal-flow processes in a system of conjugate cooling towers*. Heat Transfer Engineering. 2020, vol. 41(22) s. 1938--1948. DOI:10.1080/01457632.2019.1675251**

Punktacja MNiSW 2019-2020: 70, IF (2020): 02.172

Mój wkład w opracowanie tej publikacji polegał na opracowaniu przeglądu literaturowego; opracowaniu charakterystyki cieplnej chłodni kominowej na podstawie uzyskanych wyników pomiarów; analizie wymiany ciepła wewnątrz chłodni kominowej; współudziale w opracowaniu koncepcji optymalizacji rozdziału wody chłodzącej w układzie pięciu chłodni kominowych; interpretacji uzyskanych wyników numerycznych; pracach edytorskich i korekcie językowej tekstu.

Mój udział w tej publikacji szacuję na 75%.

- A3. Paweł Regucki, Marek Lewkowicz, Renata Krzyżyńska, Hussam Jouhara, *Numerical study of water flow rates in power plant cooling systems*. Thermal Science and Engineering Progress. 2018, vol. 7, s. 27-32. DOI:10.1016/j.tsep.2018.04.015**

Czasopismo z listy filadelfijskiej, Punktacja MNiSW 2017-2018: 15

Mój wkład w opracowanie tej publikacji polegał na opracowaniu przeglądu literaturowego; opracowaniu modelu matematycznego rozplywu wody chłodzącej w zamkniętym układzie chłodzenia: dla chłodni kominowych oraz chłodnic popiołu dennego; opracowaniu kodu numerycznego oraz jego walidacji w oparciu o dane

pomiarowe; interpretacji uzyskanych wyników numerycznych; pracach edytorskich i korekcie językowej tekstu.

Mój udział w tej publikacji szacuję na 70%.

- A4. Paweł Regucki, Marek Lewkowicz, Renata Krzyżyńska, *Thermal-flow study of closed cooling system with cooling towers*. Rocznik Ochrona Środowiska = Annual Set The Environment Protection. 2018, T. 20, s. 342-357.**

Punktacja MNiSW 2013-2018: 15, IF (2018): 00.563

Mój wkład w opracowanie tej publikacji polegał na opracowaniu przeglądu literaturowego; weryfikacji modelu wymiany ciepła i masy wewnątrz chłodni kominowej w oparciu o uzyskane dane pomiarowe; opracowaniu charakterystyki cieplnej chłodni kominowej na podstawie uzyskanych wyników pomiarów; współudziale w opracowaniu koncepcji optymalizacji rozdziału wody chłodzącej w układzie dwóch chłodni kominowych; interpretacji uzyskanych wyników numerycznych; pracach edytorskich i korekcie językowej tekstu.

Mój udział w tej publikacji szacuję na 70%.

- A5. Paweł Regucki, Renata Krzyżyńska, Zbyszek Szeliga, Hussam Jouhara, *Mathematical model of sulphate ion concentration in a closed cooling system of a power plant*. Thermal Science and Engineering Progress. 2017, nr 4, s. 160-167. DOI:10.1016/j.tsep.2017.09.012**

Czasopismo z listy filadelfijskiej, Punktacja MNiSW 2017-2018: 15

Mój wkład w opracowanie tej publikacji polegał na opracowaniu przeglądu literaturowego; opracowaniu modelu matematycznego zmiany koncentracji jonów siarczanowych w wodzie chłodzącej; wyznaczeniu rozwiązania analitycznego dla tego modelu przy zadanych założeniach upraszczających; opracowaniu kodu numerycznego do rozwiązywania modelu matematycznego; wyznaczeniu rozwiązania numerycznego i porównaniu go z rozwiązaniem analitycznym; symulacji zmienności parametrów fizyko-chemicznych wody chłodzącej (tj. strumieni masowych wody chłodzącej, koncentracji jonów siarczanowych w wodzie świeżej) w celu sprawdzenia poprawności rozwiązania analitycznego; analizie optymalnych warunków pracy zamkniętego układu chłodzenia pod kątem zarządzania ściekami dla różnych wariantów pracy układu chłodzenia; pracach edytorskich i korekcie językowej tekstu.

Mój udział w tej publikacji szacuję na 70%.

- A6. Paweł Regucki, Renata Krzyżyńska, Zbyszek Szeliga, *Wastewater management in a closed cooling system of professional power plant*. Rocznik Ochrona Środowiska = Annual Set The Environment Protection. 2017, T. 19, nr 1, s. 52-64.**

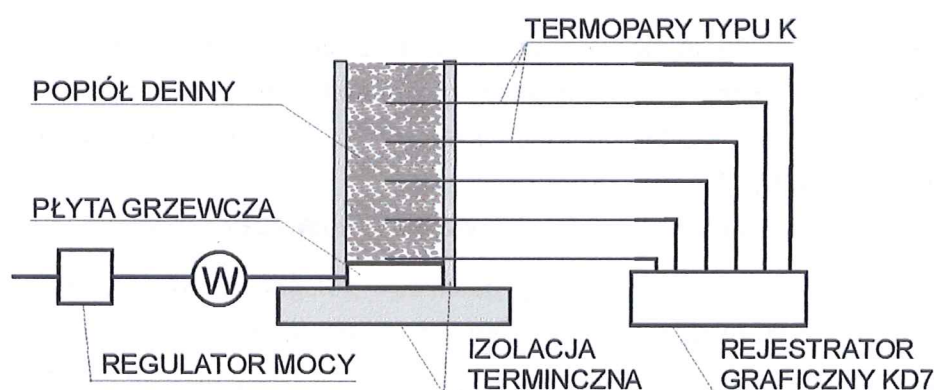
Punktacja MNiSW 2013-2018: 15, IF (2017): 00.899

Mój wkład w opracowanie tej publikacji polegał na opracowaniu przeglądu literaturowego; analizie rozptywu wody chłodzącej w zamkniętym układzie

chłodzenia elektrowni konwencjonalnej; opracowaniu modelu matematycznego zmiany koncentracji jonów siarczanowych w wodzie chłodzącej; wyznaczeniu rozwiązania analitycznego dla tego modelu przy zadanych założeniach upraszczających; wyznaczeniu asymptotycznych (granicznych) wartości stężeń przy zadanych warunkach przepływowych; napisaniu skryptu obliczeniowego; analizie optymalnych warunków pracy zamkniętego układu chłodzenia pod kątem zarządzania ściekami; pracach edytorskich i korekcie językowej tekstu.

Mój udział w tej publikacji szacuję na 70%.

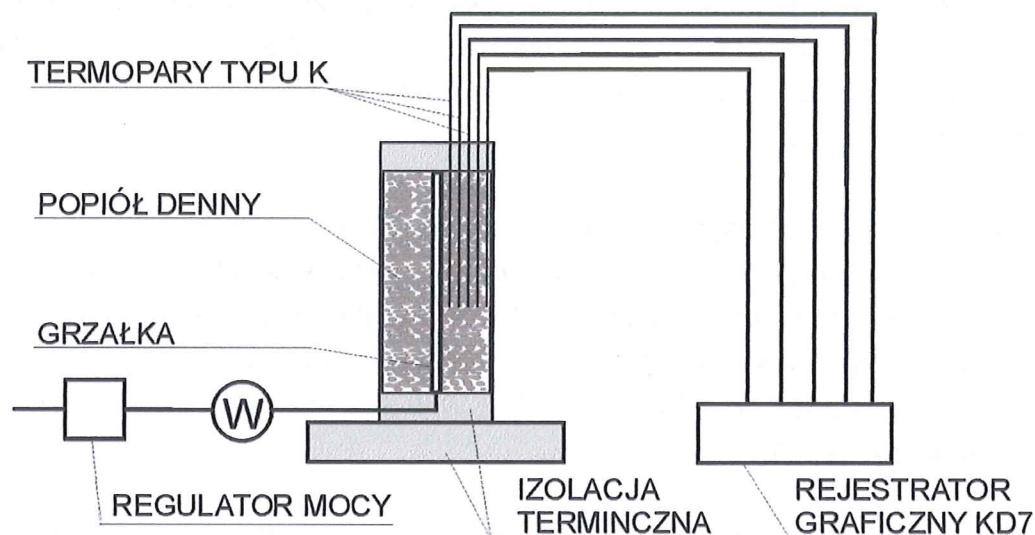
- A7.** Stanowisko badawcze nr 1 – układ pomiarowy do wyznaczania wartości współczynnika przewodnictwa cieplnego λ dla popiołu dennego (żużla) z kotła fluidalnego (2018). Układ pomiarowy został przeze mnie zaprojektowany i wykonany w Katedrze Techniki Ciepłej (obecna nazwa katedry) na potrzeby pracy doktorskiej Pani mgr inż. Barbary Janowskiej (z domu Engler). Schemat instalacji stanowiska został przedstawiony na rysunku poniżej:



Schemat stanowiska do wyznaczania wartości współczynnika przewodnictwa cieplnego λ dla popiołu dennego w zakresie temperatur 200÷600°C

Wartości współczynnika λ wyznaczana była na podstawie liniowego rozkładu temperatury mierzonego wzdłuż wysokości izolowanego cylindra za pomocą czterech termopar typu K. Wyznaczenie wartości współczynnika λ dla popiołu dennego w zakresie temperatur 200÷600°C było niezbędne do walidacji modelu matematycznego opracowanego przez mnie, we współpracy z Panią mgr inż. Barbarą Janowską, a dotyczącego wymiany ciepła w chłodnicy popiołu dennego zasilanej wodą chłodzącą z zamkniętego układu chłodzenia. Model matematyczny chłodnicy popiołu został wykorzystany do analizy zmiany temperatury wody chłodzącej cyrkulującej w zamkniętym układzie chłodzenia chłodnic popiołu bloków fluidalnych Elektrowni Turów - PGE GiEK S.A.

- A8.** Stanowisko badawcze nr 2 – układ pomiarowy do wyznaczania wartości współczynnika przewodnictwa cieplnego λ dla popiołu dennego (żuźła) z kotła fluidalnego (2020). Układ pomiarowy został przeze mnie zaprojektowany i wykonany na Katedrze Techniki Ciepłej (obecna nazwa katedry) na potrzeby pracy magisterskiej Pani inż. Alicji Janiszewskiej. Schemat stanowiska został przedstawiony poniżej:



Schemat stanowiska do wyznaczania wartości współczynnika przewodnictwa cieplnego λ dla popiołu dennego w zakresie temperatur do 300°C.

W tym wariantcie stanowiska badawczego, wartość współczynnika przewodnictwa cieplnego λ dla popiołu dennego wyznaczana była na podstawie radialnego (promieniowego) rozkładu temperatury popiołu mierzonego pięcioma termoparami typu K. Cylinder pomiarowy izolowany był na obu podstawach, zaś ściana boczna pozostała nieizolowana w celu swobodnej wymiany ciepła z otoczeniem. Wyznaczenie wartości współczynnika λ dla popiołu dennego w zakresie temperatur do 300°C było uzupełnieniem danych niezbędnych do walidacji modelu matematycznego opracowanego w 2018 roku przez mnie, we współpracy z Panią mgr inż. Barbarą Janowską, a dotyczącego wymiany ciepła w chłodnicy popiołu dennego zasilanej wodą chłodzącą z zamkniętego układu chłodzenia. Doświadczalny rozkład temperatury wewnątrz popiołu wzdłuż promienia cylindra był następnie porównywany z rozwiązaniem analitycznym równania ciepła w zmiennych cylindrycznych wyprowadzonym przeze mnie na potrzeby walidacji przeprowadzonego eksperymentu. Uzyskano bardzo dobrą zgodność danych eksperymentalnych z obliczeniami matematycznymi.

Publikacje wspomagające

- B1. Paweł Regucki, Barbara Janowska, *Numerical modelling of sulphate ion concentration in wastewater from a closed cooling system*. W: 9th Conference on Interdisciplinary Problems in Environmental Protection and Engineering, EKO-DOK 2017 [Dokument elektroniczny]: Boguszów-Gorce, Poland, April 23-25, 2017 / B. Kaźmierczak [i in.] (Eds.). [Les Ulis] : EDP Sciences, 2017. art. 00078, s.1-8. (E3S Web of Conferences, ISSN 2267-1242; vol. 17), DOI:10.1051/e3sconf/20171700078
Web of Science: 15**
- B2. Barbara Janowska, Paweł Regucki, Artur Andruszkiewicz, Wiesław Wędrychowicz, *Study of heat exchange processes in a screw ash cooler installation*. W: International Conference on Advances in Energy Systems and Environmental Engineering (ASEE17) [Dokument elektroniczny] : Wrocław, Poland, July 2-5, 2017 / B. Kaźmierczak [i in.] (Eds.). [Les Ulis]: EDP Sciences, 2017. art. 00071, s. 1-8. (E3S Web of Conferences, ISSN 2267-1242; vol. 22)
Web of Science: 15**
- B3. Paweł Regucki, Marek Lewkowicz, Małgorzata Kucięba, *Numerical modelling of series-parallel cooling systems in power plant*. W: International Conference on Advances in Energy Systems and Environmental Engineering (ASEE17) [Dokument elektroniczny] : Wrocław, Poland, July 2-5, 2017 / B. Kaźmierczak [i in.] (Eds.). [Les Ulis] : EDP Sciences, 2017. art. 00144, s. 1-8. (E3S Web of Conferences, ISSN 2267-1242; vol. 22)
Web of Science: 15**
- B4. Paweł Regucki, Artur Andruszkiewicz, Wiesław Wędrychowicz, Barbara Janowska, *Study of thermal-flow processes in ash cooler cooperating with CFB Boiler*. Perspectives in Science [Dokument elektroniczny]. 2016, vol. 7, s. 353-356.
(artykuł)**
- B5. Barbara Janowska, Paweł Regucki, *Badania cieplno-przepływowe chłodnicy popiołu kotła energetycznego*. W: Energia i paliwa 2015 / red. K. Szramowiat, K. Sornek, K. Rzepka]. Kraków: Wydawnictwo Studenckiego Towarzystwa Naukowego, 2016. s. 50-56.
(rozdział w monografii)**
- B6. Paweł Regucki, Barbara Janowska, *Analiza zmian stężenia siarczanów w zamkniętym obiegu wody chłodzącej bloku energetycznego*. W: Interdyscyplinarne zagadnienia w inżynierii i ochronie środowiska [Dokument elektroniczny]: praca zbiorowa. T. 7 / pod red. Małgorzaty Kutylowskiej, Agnieszki Trusz-Zdybek i Jacka Wiśniewskiego. Wrocław: Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, 2016. s. 174-181.
(rozdział w monografii)**

B7. Paweł Regucki, Barbara Janowska, Zbyszek Szeliga, *Analysis of water management at a closed cooling system of a power plant*. Journal of Physics. Conference Series. 2016, vol. 760, nr 1, art. 012026, s. 1-7. DOI:10.1088/1742-6596/760/1/012026

Web of Science: 15

B8. Paweł Regucki, Barbara Janowska, Wiesław Wędrychowicz, Artur Andruszkiewicz, *Analiza cieplno-przepływowa chłodnicy popiołu kotła fluidalnego*. Elektronika (Warszawa). 2015, R. 56, nr 6, s. 45-48. DOI:10.15199/13.2015.6.11

Punktacja MNiSW 2013-2018: 8

Łączna ilość punktów MNiSW dla cyklu publikacji wiodących: 270

Sumaryczny Impact Factor dla cyklu publikacji wiodących: 8.768

Łączna ilość punktów MNiSW dla cyklu publikacji wspomagających: 68

**omówienie celu naukowego/artystycznego ww. pracy/prac i osiągniętych wyników
wraz z omówieniem ich ewentualnego wykorzystania.**

Wprowadzenie

Pomimo, że elektrownie są postrzegane głównie, jako producenci energii elektrycznej i ciepła, są również znaczącymi odbiorcami wody, która jest szeroko stosowana w wielu procesach technologicznych, w tym np.: w obiegu pary wodnej w kotle energetycznym, układach chłodzenia współpracujących z kondensatorami lub urządzeniami pomocniczymi kotła. Dzielne zużycie wody przez bloki energetyczne (powyżej 200 MW_e) zwykle kształtuje się na poziomie co najmniej kilku tysięcy m³. Zhai w (Zhai 2011)¹ raportował, że amerykańskie elektrownie węglowe, które odpowiadają za prawie 50% krajowej produkcji energii elektrycznej, zużywają około 39% całego zapotrzebowania na słodką wodę w USA. Jego badania pokazują, że w przypadku elektrowni z konwencjonalnymi, mokrymi chłodniami kominowymi około 86% zużycia wody związane jest z procesami chłodzenia. Sytuację tę potwierdził również Zhang (Zhang 2017)², który rozważał zapotrzebowanie na wodę na konwencjonalnych elektrowniach węglowych w Chinach. W swojej pracy informował, że roczne zużycie wody przez elektrownie węglowe kształtowało się na poziomie 3.5 miliarda m³, co stanowi 11% całkowitego zużycia wody przemysłowej w Chinach. Z tej ilości około 84% zużycia wody pochodziło z instalacji z zamkniętymi układami chłodzenia.

Duże zapotrzebowanie na słodką wodę przez sektor energetyczny jest zawsze związane z kwestiami jej prawidłowego zarządzania ze względu na niekwestionowaną ingerencję przemysłu w lokalne ekosystemy wodne. Warto wspomnieć, że zapotrzebowanie na wodę w systemach chłodzenia elektrowni może obciążać naturalne zbiorniki wodne i narażać produkcję energii, a także środowisko naturalne, na niedobór wody (Loew 2016)³. Ponadto znaczący wzrost produkcji ścieków i ich wpływ na środowisko, ostatnio raportowany np. przez Blog (Blog 2016)⁴, wskazuje na potrzebę nowych, restrykcyjnych przepisów dotyczących ochrony środowiska wodnego. Odpowiedzą na te apele są różne akty prawne jak np. dyrektywa UE w sprawie emisji przemysłowych⁵ z 2010 roku.

Właściwe zarządzanie wodą w systemach chłodzenia ma również znaczący wpływ na ogólną sprawność produkcji energii elektrycznej i ciepła w elektrowniach węglowych, która stopniowo maleje wraz z czasem użytkowania (Campbell 2013)⁶. Z biegiem lat parametry

¹ Zhai, H., Rubin, Ed. S., Versteeg, P. L. (2011). *Water use at pulverized coal power plants with postcombustion carbon capture and storage*. Environmental Science & Technology, 45 (6), 2479-2485.

² Zhang, X., et al. (2017). *China's coal-fired power plants impose pressure on water resources*. Journal of Cleaner Production, 161, 1171-1179.

³ Loew, A., Jaramillo, P., Zhai, H. (2016). *Marginal costs of water savings from cooling system retrofits: a case study for Texas power plants*. Environmental Research Letters, 11 (10), p. 104004.

⁴ Blog, S. F. (Last cited 4 January 2016). *Message to EPA: Time to Modernize America's Power Plants - Cooling Systems Included*. http://switchboard.nrdc.org/blogs/sfleischli/message_to_epa_it_is_time_to_m.html

⁵ Council Directive 91/271 / EEC of 21 May 1991. Urban Waste Water Treatment (Acts. Office. EC L 135, 05.30.1991, p. 40, as amended. d.; Acts. Office. Polish special edition, ch. 15, v. 2, p. 26), the Directive of the European Parliament and of the Council 2010/75/EU of 24 November 2010. on industrial emissions (integrated pollution prevention and control) (recast) (OJ. office . EC L 334, 17.12.2010, p. 17, as amended. d.

⁶ Campbell, R. J., et al. (2013). *Prospects for coal in electric power and industry*. Tech. rep., Congressional Research Service Report, R42950.

pracy instalacji chłodzenia podlegają niekorzystnym zmianom z powodu m.in. przebudowy tych układów, pogorszenia się charakterystyk pomp obiegowych lub odkładania się osadów mineralnych na powierzchniach wymienników ciepła lub rurociągach. Sytuacja ta znajduje odzwierciedlenie nie tylko w zmniejszeniu prędkości przepływu wody w instalacjach hydraulicznych, ale także w niższych strumieniach ciepła osiągniętych w wymiennikach ciepła (np. skraplacze, chłodnice popiołu lub chłodnie kominowe). Co więcej, negatywne zmiany zachodzące w układach chłodzenia mają również bezpośrednie przełożenie na wzrost spalania paliw kopalnych, co prowadzi do wzrostu emisji gazów cieplarnianych (GHG) i innych zanieczyszczeń do atmosfery i wód powierzchniowych (Blog 2016)⁴.

Zatem obecne badania, związane z racjonalnym gospodarowaniem zasobami wodnymi w elektrowniach, prowadzone są w dwóch głównych kierunkach: numerycznym modelowaniu i optymalizacji funkcjonowania zamkniętych układów chłodzenia oraz ograniczaniu ilości odprowadzanych ścieków poprzez planową, opartą na wiedzy, gospodarkę wodno-ściekową.

Modelowanie parametrów pracy układu chłodzenia opiera się na spostrzeżeniu, że zamknięte układy chłodzenia można zawsze podzielić na dwie części: szeregowo-równoległy system, który transportuje czynnik chłodzący (składający się z rurociągów i pomp) oraz wymienników ciepła odpowiedzialnych za procesy wymiany ciepła. Układy hydrauliczne z wodą chłodzącą są projektowane zgodnie z kryteriami optymalizacji w celu osiągnięcia maksymalnego natężenia przepływu dla nominalnej mocy cieplnej zespołu napędowego, jeżeli pracuje on w standardowych warunkach termodynamicznych (Malek 2007)⁷. Aby powstrzymać (lub przynajmniej spowolnić) stopniową degradację instalacji, Ryabchikov w (Ryabchikov 2012)⁸ zasugerował szereg konkretnych działań, wśród których modernizacja instalacji wody chłodzącej jest jednym z najważniejszych. Nichols w (Nichols 2008)⁹ oszacował, że modernizacja wydajności układu chłodzenia w amerykańskich elektrowniach może doprowadzić do poprawy ogólnej wydajności całego bloku energetycznego o około 0.2 - 1.0 %. Podobne szacunki, dokonane dla krajów APEC, wskazują, że poprawa podgrzewaczy wody zasilającej i skraplaczy mogłaby zwiększyć ogólną wydajność bloku o wartość około 0.8 % (Boncimino 2005)¹⁰.

Prezentowany w niniejszym autoreferacie zakres moich osiągnięć naukowych wpisuje się w ogólny kierunek badań przedstawiany w literaturze przedmiotu. Moje zainteresowanie procesami fizyko-chemicznymi zachodzącymi w zamkniętym układzie chłodzenia elektrowni wynika z faktu ciągłego zapotrzebowania na wiedzę ekspercką w tym zakresie. W trakcie prowadzenia badań zaprosiłem do współpracy grupą ekspertów z zakresu numerycznego modelowania, wymiany ciepła oraz ochrony środowiska, co znalazło odzwierciedlenie we wspólnych publikacjach naukowych oraz zrealizowanych badaniach eksperymentalnych.

⁷ Malek, M. A. (2007). *Heating boiler operator's manual: maintenance, operation and repair*. New York: McGraw-Hill companies.

⁸ Ryabchikov, A., et al. (2012). *Modernization of heat exchangers in steam turbine units taking features of their operation at specific thermal power plants into account*. Power Technology and Engineering, 44 (3), 208-212.

⁹ Nichols, C., et al. (2008). *Reducing CO₂ emissions by improving the efficiency of the existing coal-fired power plant fleet*. US Department of Energy National Energy Technology Laboratory, DOE/NETL-2008/1329.

¹⁰ Boncimino, G., et al. (June 2005). *Costs and effectiveness of upgrading and refurbishing older coal-fired power plants in developing APEC economies*. Asia-Pacific Economic Cooperation, Energy Working Group Project EWG 04/2003T. www.egcfe.ewg.apec.org/projects/UpgradePP_Report_2005.pdf.

Zagadnienia badawcze, którymi zajmuję się w ramach modelowania i optymalizacji procesów fizyko-chemicznych w zamkniętych układach chłodzenia elektrowni:

1. **Modelowanie koncentracji siarczanów w zamkniętym układzie chłodzenia elektrowni.** Mój udział w poszerzeniu wiedzy w zakresie modelowania koncentracji siarczanów w zamkniętym układzie chłodzenia polegał na opracowaniu modelu matematycznego i wyprowadzeniu jego analitycznego rozwiązania dla założonych warunków eksploatacyjnych instalacji. Uzyskane rozwiązanie analityczne zweryfikowałem numerycznie zakładając zmienność parametrów chemicznych wody chłodzącej w badanym okresie eksploatacyjnym. Uzyskane wyniki modelowania numerycznego pozwoliły na określenie optymalnej gospodarki wodą przez elektrownię poprzez wskazanie minimalnej ilości odprowadzanych ścieków przy jednoczesnym zachowaniu norm stężeń siarczanów w cyrkulującej wodzie chłodzącej. Opracowane przez mnie rozwiązanie pozwala na efektywne zarządzanie wodą na terenie elektrowni w zależności od liczby pracujących bloków energetycznych oraz chłodni kominowych. Warto nadmienić, że opracowany i zwalidowany przeze mnie model można zastosować, wprowadzając dodatkowe człony źródłowe i warunki brzegowe, do modelowania zmian koncentracji innych związków chemicznych nie tylko w układach chłodzenia, ale również np. w instalacjach mokrego oczyszczania spalin.
2. **Modelowanie i optymalizacja rozdziału wody chłodzącej i wymiany ciepła w zamkniętych układach chłodzenia.** Moje badania skoncentrowałem na opracowaniu matematycznego modelu rozptywu wody chłodzącej w zamkniętym układzie chłodzenia, skraplacze bloków energetycznych – chłodnie kominowe, co pozwoliło mi wyznaczyć temperatury wody chłodzącej na powrocie z chłodni kominowych. Uzyskane wyniki modelowania numerycznego umożliwiły wskazanie najbardziej optymalnego rozdziału wody chłodzącej, przy zadanej liczbie pracujących chłodni kominowych, w celu uzyskania możliwie najniższej temperatury wody na wlocie do kondensatorów bloków energetycznych. Model numeryczny został również wykorzystany przez mnie do rozpoznania możliwości zarządzania rozptywem wody chłodzącej w instalacji chłodzenia urządzeń pomocniczych kotła przy realizacji zlecenia przemysłowego (*„Analiza i optymalizacja rozptywu wody do chłodzenia urządzeń pomocniczych kotła nr 2 (PGE GiEK S.A. – Oddział Elektrownia Turów)”*, 2012).
3. **Badanie wymiany ciepła w chłodnicy popiołu dennego współpracującej z kotłem fluidalnym.** Moje badania skoncentrowałem na opracowanie matematycznego modelu pojedynczej śrubowej chłodnicy popiołu, który został następnie wykorzystany w pracy doktorskiej Pani Barbary Janowskiej (2018) (której byłem promotorem pomocniczych). Ze względu na brak jednoznacznych danych literaturowych dotyczących wartości przewodnictwa cieplnego popiołu dennego λ opracowałem koncepcję i wykonałem dwa stanowiska pomiarowe (A7 i A8). W pełni zwalidowany model został opublikowany w prestiżowym czasopiśmie Powder Technology (A1).

Ad. 1 Modelowanie koncentracji siarczanów w zamkniętym układzie chłodzenia elektrowni

Jednym z istotnych zagadnień związanych z eksploatacją urządzeń i instalacji przemysłowych (w tym energetycznych) jest ich podatność na długotrwałe działanie związków i substancji chemicznych. W elektrowniach i elektrociepłowniach są to zagadnienia przede wszystkim związane z użytkowaniem kotłów energetycznych (Hardy 2020)¹¹ czy też czystości powierzchni oraz trwałości różnych typów wymienników ciepła ((Lachowicz 2020)¹², (Jeitler 2018)¹³). Z drugiej strony, w wyniku zachodzących procesów przemysłowych produkowane są ścieki, których utylizacja podlega rygorystycznym przepisom krajowym oraz unijnym¹⁴.

Moje zainteresowania skoncentrowałem na opracowaniu oraz weryfikacji modelu matematycznego koncentracji siarczanów w wodzie cyrkulującej w zamkniętym układzie chłodzenia (chłodnie kominowe – skraplacze bloków energetycznych). Bezpośrednim powodem podjęcia przeze mnie tego tematu było zapytanie skierowane przez kierownictwo elektrowni Turów S.A. dotyczące możliwości przewidywania i racjonalnego gospodarowania ściekami przy zachowaniu krajowych oraz unijnych norm i przepisów (2016).

Siarczany w naturalny sposób występują w tzw. *wodzie świeżej* pobieranej przez elektrownię do celów technologicznych. Koncentracja jonów SO_4^{2-} w wodzie waha się do 60 g/m^3 (typowo między $20 - 40 \text{ g/m}^3$). Formułując model matematyczny wziąłem pod uwagę specyfikę pracy zamkniętego układu chłodzenia, w którym stopniowy ubytek cyrkulującej wody jest związany z jej częściowym odparowaniem w chłodniach kominowych. Wymusza to okresowe uzupełnianie układu wodą świeżą w celu zachowania stałej objętości wody w układzie. W modelu obiegu wody chłodzącej należy również uwzględnić okresowe zrzuty wody do instalacji oczyszczania ścieków, które również należy uzupełnić wodą świeżą. Po uwzględnieniu wyżej wymienionych procesów zachodzących w obiegu wody chłodzącej sformułowałem model matematyczny zmiany koncentracji siarczanów $x(t)$:

$$V \cdot \frac{dx(t)}{dt} = -q_{v,dw}(t) \cdot x(t) - q_{v,ct}(t) \cdot x_{ct} + q_{v,fw}(t) \cdot x_{fw}(t) \quad (1)$$

Z założenia, że całkowita objętość wody chłodzącej w układzie V jest stała w czasie wynika warunek bilansowy:

$$q_{v,fw}(t) = q_{v,dw}(t) + q_{v,ct}(t) \quad (2)$$

¹¹ Hardy, T., et al. (2020). *Determination of high temperature corrosion rates of steam boiler evaporators using continuous measurements of flue gas composition and neural networks*. *Energies*, **13** (12), art. 3134, 1-17.

¹² Lachowicz, M. M., (2020). *A metallographic case study of formicary corrosion in heat exchanger copper tubes*. *Engineering Failure Analysis*, **111**, DOI: 10.1016/j.engfailanal.2020.104502.

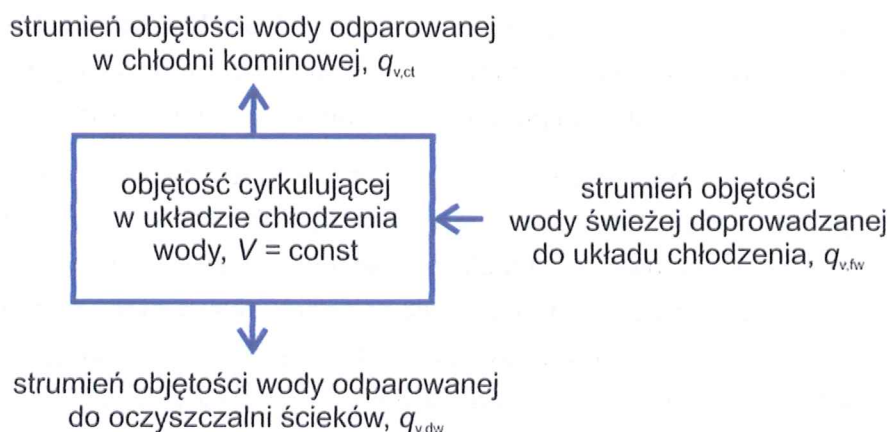
¹³ Jeitler, E., (2018). *Model-based real-time prediction of corrosion in heat exchangers*. *Journal of Advanced Chemical Engineering*, **08**, DOI: <http://dx.doi.org/10.4172/2090-4568-C1-006>.

¹⁴ Council Directive 91/271 / EEC of 21 May 1991. Urban Waste Water Treatment (Acts. Office. EC L 135, 05.30.1991, p. 40, as amended. d.; Acts. Office. Polish special edition, ch. 15, v. 2, p. 26), the Directive of the European Parliament and of the Council 2010/75/EU of 24 November 2010. on industrial emissions (integrated pollution prevention and control) (recast) (OJ. office . EC L 334, 17.12.2010, p. 17, as amended. d.

gdzie:

- $q_{v,ct}$ – strumień objętości wody odparowanej w chłodniach kominowych ($m^3/dzień$);
- $q_{v,dw}$ – strumień objętości wody odprowadzanej do oczyszczalni ścieków ($m^3/dzień$);
- $q_{v,fw}$ – strumień objętości wody świeżej doprowadzanej do układu chłodzenia ($m^3/dzień$);
- x_{ct} – koncentracja siarczanów w parze wodnej odparowanej w chłodni kominowej (g/m^3);
- x_{fw} – koncentracja siarczanów w wodzie doprowadzanej do układu chłodzenia (g/m^3).

Schematycznie procesy te przedstawiłem na Rys. 1.



Rys. 1. Poglądowy bilans wody chłodzącej w zamkniętym układzie chłodzenia

Równanie różniczkowe opisujące dobową zmianę koncentracji siarczanów $x(t)$ (1), przy założeniu (2), rozwiązałem analitycznie przy warunkach upraszczających:

- $x_{ct} = 0$, czyli w chłodni kominowej odparowuje chemicznie czysta para wodna, a wszystkie związki chemiczne, w tym siarczany, pozostają w cyrkulującej wodzie chłodzącej;
- $x_{fw} = \text{const.}$, czyli koncentracja siarczanów w wodzie doprowadzanej do układu chłodzenia jest stała w czasie.

Ponadto założyłem, że w analizowanym przypadku strumienie objętości wody: $q_{v,ct}$, $q_{v,dw}$ oraz $q_{v,fw}$ są ustalone (i spełniają relację (2)).

Powyższe założenia sprowadzają równanie (1) do równania różniczkowego zwyczajnego pierwszego rzędu o stałych współczynnikach α i β :

$$\frac{dx(t)}{dt} = -\alpha \cdot x(t) + \beta \quad (3)$$

gdzie:

- $\alpha = q_{v,dw}/V$;
- $\beta = q_{v,fw} \cdot x_{fw}/V = (q_{v,dw} + q_{v,ct}) \cdot x_{fw}/V$

Analizując wzór na współczynnik α można zauważyć, że jego wartość jest zawsze niezerowa. Wynika to z faktu, że brak zrzutu wody chłodzącej do oczyszczalni ($q_{v,dw} = 0$) prowadziłby do ciągłego wzrostu koncentracji związków chemicznych w cyrkulującej wodzie, co w konsekwencji doprowadziłoby do przekroczenia dopuszczalnych norm jakości wody. Wartość współczynnika β również jest niezerowa, ponieważ w wyniku procesu schładzania zawsze następuje częściowe odparowanie wody w chłodni kominowej co wymaga ciągłego

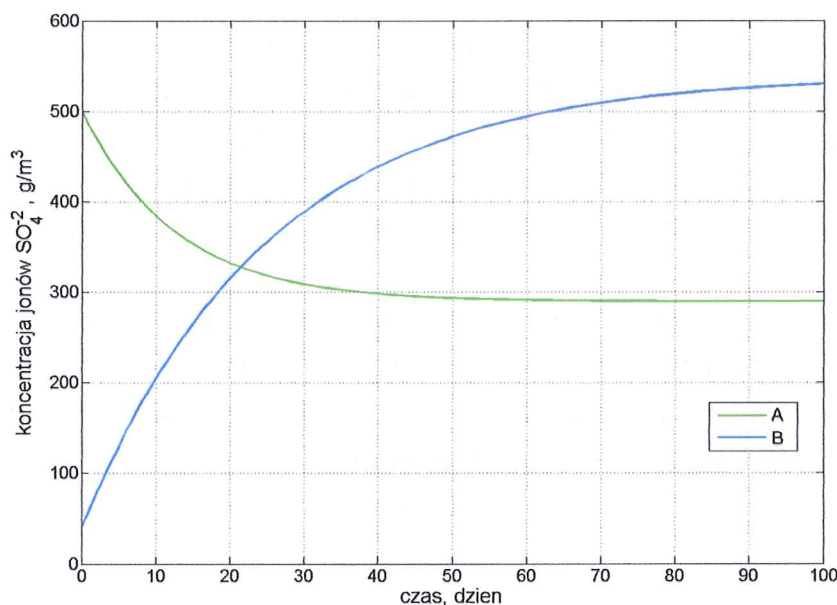
uzupełniania układu wodą świeżą (zatem $q_{v, fw} \neq 0$), która jednak nie podlega chemicznemu procesowi uzdatniania, a więc zawsze zawiera pewną koncentrację jonów SO_4^{2-} (stąd $x_{fw} \neq 0$). Reasumując przypadki, kiedy jeden lub oba współczynniki $\{\alpha, \beta\}$ są równe zero nie są fizycznie możliwe do realizacji w analizowanym układzie chłodzenia.

Rozwiązaniem analitycznym równania (3) jest funkcja w postaci (przy wyżej dyskutowanym założeniu, że $\alpha \neq 0$):

$$x(t) = \frac{\beta}{\alpha} + \left(x_0 - \frac{\beta}{\alpha}\right) e^{-\alpha t} \quad (4)$$

gdzie x_0 jest początkową koncentracją siarczanów w układzie chłodzenia.

Przebieg funkcji $x(t)$ przeanalizowałem w zależności od wartości parametrów $\{\alpha, \beta\}$ uzyskując dwa możliwe przebiegi w zależności od przyjętych wartości $\{x_{fw}, q_{v, dw}, q_{v, ct}\}$ oraz warunku początkowego x_0 . Dwa przykładowe rozwiązania (A, B) dla wybranych parametrów $\{\alpha, \beta\}$ oraz początkowej koncentracji siarczanów w układzie chłodzącym dla krzywych {A, B} odpowiednio $x_0 = 500 \text{ g/m}^3$ i $x_0 = 40 \text{ g/m}^3$ przedstawiłem na Rys. 2.



Rys. 2. Przykładowe rozwiązanie równania (3) dla przypadków: A - $\alpha = 0.08$, $\beta = 23.2$; B - $\alpha = 0.04$, $\beta = 21.6$

W modelowaniu przyjąłem objętość układu chłodzenia wynoszącą $V = 100000 \text{ m}^3$ (odpowiadającą rzeczywistym rozmiarom układu w jednej z elektrowni konwencjonalnych) oraz wartości $\{x_{fw}, q_{v, dw}, q_{v, ct}\}$ z których obliczyłem wartości $\{\alpha, \beta\}$ dla przypadków odpowiednio:

- A - $x_{fw} = 40 \text{ g/m}^3$; $q_{v, ct} = 50000 \text{ m}^3/\text{dzień}$; $q_{v, dw} = 8000 \text{ m}^3/\text{dzień}$;
- B - $x_{fw} = 40 \text{ g/m}^3$; $q_{v, ct} = 50000 \text{ m}^3/\text{dzień}$; $q_{v, dw} = 4000 \text{ m}^3/\text{dzień}$;

Z fizycznego punktu widzenia, obie analizowane funkcje {A, B} różnią się jedynie strumieniem objętości wody odprowadzanej do oczyszczalni $q_{v, dw}$. W przypadku krzywej A jest on dwukrotnie większy niż dla krzywej B. Skutkuje to jednak odmiennymi zmianami w koncentracji siarczanów w obu przypadkach. W przypadku A wartość $q_{v, dw}$ prowadzi do zmniejszania się koncentracji jonów SO_4^{2-} , zaś w przypadku B jej wzrostu. Ma to swoje

odzwierciedlenie w fizycznej interpretacji zjawiska, ponieważ duży strumień odprowadzanej do oczyszczalni wody chłodzącej prowadzi do jej uzupełniania wodą świeżą o mniejszej koncentracji siarczanów stąd opadający charakter krzywej A. W przypadku niewystarczającego odprowadzania wody do oczyszczalni ($q_{v,dw}$ dwukrotnie mniejszy w przypadku B) następuje ciągła kumulacja siarczanów w cyrkulującej wodzie i w konsekwencji wzrost ich koncentracji. Dla obu krzywych można jednak zaobserwować tendencję do stabilizacji koncentracji siarczanów, którą określiłem, jako wartość graniczną x_{∞} . W przypadku A jest to około 300 g/m^3 , zaś B – około 550 g/m^3 . Dokładne wartości x_{∞} można uzyskać wprost z rozwiązania analitycznego (4) rozważając dostatecznie długi okres czasu t :

$$x_{\infty} = \lim_{t \rightarrow \infty} \left(\frac{\beta}{\alpha} + \left(x_0 - \frac{\beta}{\alpha} \right) e^{-\alpha t} \right) = \frac{\beta}{\alpha} \quad (5)$$

Podstawiając parametry fizyczne do formuły (5) otrzymałem:

$$x_{\infty} = \frac{(q_{v,dw} + q_{v,ct}) \cdot x_{fw}}{q_{v,dw}} \quad (6)$$

Analizując formułę (6) można zauważyć wiodącą rolę parametru $q_{v,dw}$ w kształtowaniu wartości granicznego stężenia x_{∞} (przy ustalonych wartościach parametrów $q_{v,ct}$ i x_{fw}). Dla krzywych {A, B}, przedstawionych na Rys. 2, wartość x_{∞} wynosi odpowiednio: 290 g/m^3 oraz 540 g/m^3 . Opracowany przeze mnie model pozwala zatem na precyzyjne określenie granicznej zawartości koncentracji siarczanów w cyrkulującej wodzie chłodzącej przy zadanych parametrach $\{x_{fw}, q_{v,dw}, q_{v,ct}\}$.

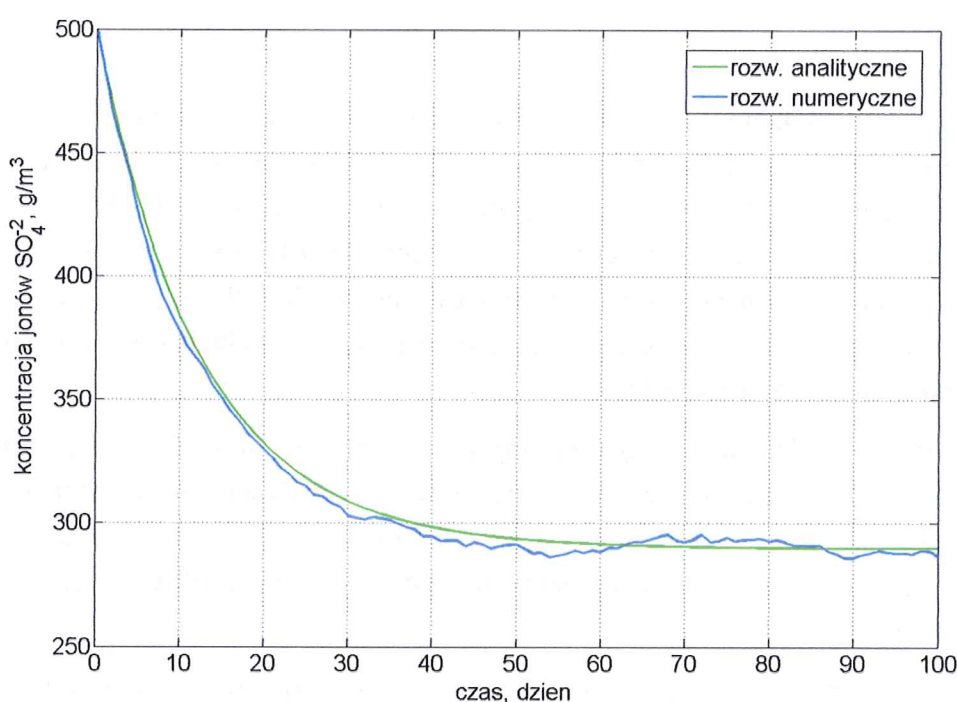
Formuła (6) umożliwia określenie minimalnego strumienia objętości wody odprowadzanej do oczyszczalni $q_{v,dw}$ gwarantującego utrzymanie wartości koncentracji siarczanów zgodnie z normami i przepisami krajowymi poniżej $x_{limit} = 500 \text{ g/m}^3$. Przyjąłem w (6), że $x_{\infty} = x_{limit}$ oraz przekształciłem wzór ze względu na $q_{v,dw}$ otrzymując:

$$q_{v,dw} = \frac{q_{v,ct} \cdot x_{fw}}{(x_{limit} - x_{fw})} \quad (7)$$

Przy ustalonej prawnie wartości x_{limit} , minimalna wartość $q_{v,dw}$ zależy jedynie od parametrów x_{fw} oraz $q_{v,ct}$, które mogą być monitorowane przez system informatyczny elektrowni. Koncentracja siarczanów w wodzie świeżej x_{fw} jest zazwyczaj stabilna w ramach danego zbiornika zasilającego, z którego korzysta elektrownia, zaś $q_{v,ct}$ można oszacować z dużą dokładnością na podstawie bieżących warunków atmosferycznych oraz całkowitego strumienia cyrkulującej wody chłodzącej.

Rozwiązanie analityczne (4) zostało wyprowadzone przy założeniach upraszczających zakładających między innymi stałe wartości strumieni objętości. Interesującym było, czy model matematyczny odtworzy kształt krzywych A i B (rys. 2) w przypadku kiedy strumienie objętości $q_{v,dw}$ i $q_{v,ct}$ będą podlegać okresowym wahaniom. Zastosowałem zatem metody numeryczne do rozwiązania równania (1), przy założeniach użytych do wyprowadzenia analitycznego rozwiązania (4). Po przetestowaniu metod: Eulera, ulepszego Eulera, Rungego-Kutty drugiego i czwartego rzędu, wybrałem do dalszych obliczeń metodę Eulera.

Pomimo, że jest to metoda pierwszego rzędu (czyli $O(\Delta t)$) to uzyskałem maksymalny błąd względny e_i , wyznaczony dla rozwiązania numerycznego względem analitycznego, rzędu 1.5%. Na potrzeby prowadzonych badań, taki poziom dokładności był wystarczający. Wykorzystując metodę Eulera zbadałem wpływ zmienności strumienia objętości $q_{v,dw}$ i $q_{v,ct}$ oraz koncentracji siarczanów w wodzie świeżej x_{fw} na rozwiązanie numeryczne analizowanego modelu matematycznego. Przykładowe wyniki modelowania dla parametrów $V=100000\text{ m}^3$, $x_{fw} = 40\text{ g/m}^3$, $x_0 = 500\text{ g/m}^3$ oraz średnich wartości strumieni objętości $q_{v,dw}$ i $q_{v,ct}$ wynoszących odpowiednio $8000\text{ m}^3/\text{dzień}$ i $50000\text{ m}^3/\text{dzień}$ przedstawiłem na Rys. 3. W rozwiązaniu numerycznym założyłem losowy rozrzut wartości $q_{v,dw}$ i $q_{v,ct}$ wokół wartości średniej na poziomie $\pm 15\%$. Przyjęta wartość rozrzutu wynikała z analizy danych zużycia wody uzyskanych z systemu monitoringu elektrowni.



Rys. 3. Porównanie przykładowego rozwiązania analitycznego z modelowaniem numerycznym dla parametrów $V=100,000\text{ m}^3$, $x_{fw} = 40\text{ g/m}^3$, $x_0 = 500\text{ g/m}^3$ oraz średnich wartości strumieni objętości $q_{v,dw}$ i $q_{v,ct}$ wynoszących odpowiednio $8,000\text{ m}^3/\text{dzień}$ i $50,000\text{ m}^3/\text{dzień}$ z losowym rozrzutem $\pm 15\%$.

Przebiegi obu rozwiązań: analitycznego i numerycznego nie różnią się znacząco a maksymalny błąd względny między oboma rozwiązaniami wynosi ok. 3.5%.

Na podstawie przeprowadzonych analiz numerycznych stwierdziłem, że uzyskane rozwiązanie analityczne zaproponowanego przez mnie modelu matematycznego może być wykorzystane do optymalizacji gospodarki wodno-ściekowej w elektrowni poprzez przewidywanie najkorzystniejszych wartości strumieni objętości wody chłodzącej odprowadzanych do przykładowej oczyszczalni ścieków przy jednoczesnym zachowaniu norm stężeń siarczanów w cyrkulującej wodzie chłodzącej. Wykazałem również, że zastosowanie optymalnego, w danych warunkach, strumienia objętości odprowadzanej wody $q_{v,dw}$ prowadzi do znaczących oszczędności w dłuższym okresie eksploatacji.

Należy zwrócić uwagę, że elektrownia ponosi opłaty nie tylko za pobór wody świeżej, ale również za odprowadzane ścieki. Zatem ograniczenie zużycia wody świeżej rzutuje również na zmniejszenie ilości ścieków, co stanowi nie tylko dla elektrowni zysk ekonomiczny, ale również ma znaczenie dla lokalnego środowiska naturalnego.

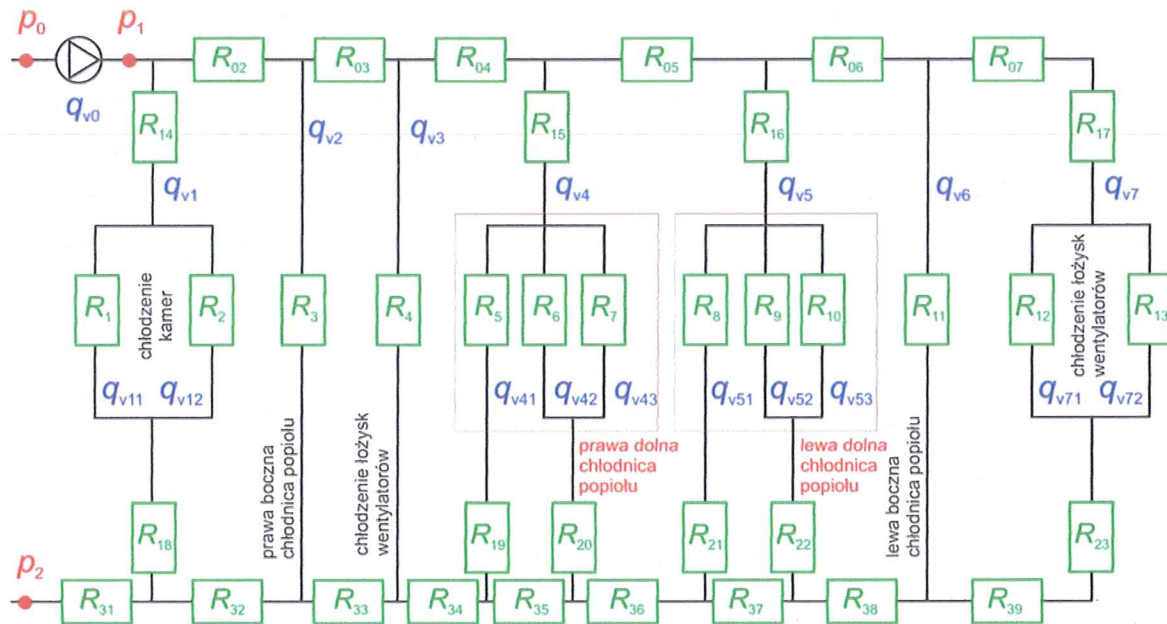
Przedstawiony model matematyczny koncentracji siarczanów w wodzie chłodzącej zamkniętego układu chłodzenia, uzyskane rozwiązanie analityczne oraz numeryczne symulacje i przykładowe rozwiązania szczegółowo opisałem w artykułach A5 i A6 oraz zostały zaprezentowane na konferencjach naukowych np.: *EKO-DOK 2017* (23-25.04.2017, Boguszów-Gorce, Polska) czy *Clean Coal Technologies* (03-07.07.2019, Houston, USA).

Ad. 2 Modelowanie rozdziału wody chłodzącej i wymiany ciepła w zamkniętych układach chłodzenia

Prawidłowe działanie układu chłodzenia wpływa na wysoką sprawność całego bloku energetycznego. Poprawę efektywności układu chłodzenia można uzyskać na dwa sposoby: optymalizując rozdział wody chłodzącej na poszczególne elementy układu oraz poprawiając sprawność wymiany ciepła w poszczególnych wymiennikach ciepła. W celu skutecznej modernizacji układu chłodzenia pod kątem rozdziału wody chłodzącej należy najpierw przeanalizować różne warianty tak, aby ostatecznie wybrać najbardziej optymalne, pod względem ekonomicznym, rozwiązanie.

Motywacją dla mnie do zajęcia się tymi zagadnieniami były dwa zlecenia przemysłowe, których celem było przeanalizowanie rozpyływu wody chłodzącej w istniejącej instalacji chłodzenia pod kątem jej przyszłej modernizacji oraz wskazanie możliwości sterowania rozdziałem wody chłodzącej w celu uzyskania jak najlepszego efektu wymiany ciepła w chłodniach kominowych.

Analiza pracy układu chłodzenia wymaga opracowania modelu matematycznego, który umożliwia ocenę wpływu wprowadzanych zmian na uzyskiwanie wartości strumieni objętości wody chłodzącej na poszczególnych elementach instalacji. Punktem wyjścia do opracowania modelu matematycznego instalacji hydraulicznej jest stworzenie jej graficznego schematu oraz wykonanie pomiarów strumieni objętości i spadków ciśnień w wybranych punktach instalacji. Na rys. 4 przestawiłem schemat układu chłodzenia urządzeń pomocniczych kotła fluidalnego, dla którego wykonałem model matematyczny umożliwiający analizę rozpyływu wody chłodzącej. Na schemacie zazaczyłem pompę cyrkulacyjną, która wymusza przepływ wody chłodzącej przez urządzenia pomocnicze kotła. Całkowity strumień objętości wody chłodzącej cyrkulującej w układzie (wydatek pompy) oznaczyłem symbolem q_{v0} . Odpowiednie strumienie objętości w poszczególnych przewodach (gałęziach) instalacji oznaczyłem symbolem q_{vi} (gdzie $i = 1, 2, \dots, 7$).



Rys. 4. Schemat układu chłodzenia urządzeń pomocniczych kotła fluidalnego z zaznaczonymi bocznymi i dennymi chłodnicami popiołu.

Opracowany przez mnie model matematyczny instalacji chłodzenia urządzeń pomocniczych kotła miał na celu przeanalizowanie wpływu różnych rozwiązań modernizacyjnych na poprawę rozdziału wody chłodzącej ze szczególnym uwzględnieniem chłodnic popiołu dennego. Model matematyczny przedstawionej na rys. 4 instalacji składał się z osiemnastu nieliniowych równań algebraicznych umożliwiających wyznaczenie strumieni objętości na poszczególnych odcinkach (gałęziach) układu: $\{q_{v0}, q_{v1}, q_{v2}, q_{v3}, q_{v4}, q_{v5}, q_{v6}, q_{v7}, q_{v11}, q_{v12}, q_{v41}, q_{v42}, q_{v43}, q_{v51}, q_{v52}, q_{v53}, q_{v71}, q_{v72}\}$. Zastosowałem w modelu trzy typy równań związanych z:

- bilansem rozptywu wody chłodzącej w rozgałęzieniach (węzłach) instalacji,
np. $q_{v1} = q_{v11} + q_{v12}$;
- bilansem spadków ciśnień w zamkniętych pętlach (oczkach) instalacji,
np. $R_1 \cdot q_{v11}^2 - R_2 \cdot q_{v12}^2 = 0$;
- bilansem spadków ciśnień pomiędzy wlotem a wylotem z instalacji (różnica ciśnień Δp_{12} pomiędzy ciśnieniem bezwzględnym p_1 i p_2),
np. $p_1 - p_2 = R_{14} \cdot q_{v1}^2 + R_2 \cdot q_{v12}^2 + R_{18} \cdot q_{v1}^2 + R_{31} \cdot q_{v0}^2$.

Współczynniki R_i występujące w powyższych równaniach (tożsame z oznaczeniami zastosowanymi na rys. 4) oznaczają wypadkowe opory hydrauliczne na poszczególnych odcinkach układu chłodzenia.

Warto zauważyć, że trzy wyżej przedstawione typy równań (a, b i c) umożliwiają różnorodny dobór osiemnastu równań algebraicznych, ponieważ łączna liczba węzłów oraz otwartych i zamkniętych pętli (oczek) jest większa niż wymagany rząd układu równań. W opracowanym modelu, zastosowałem pięć równań bilansowych typu a), cztery równania dla zamkniętych pętli (oczek) typu b) oraz dziewięć równań bilansowych dla otwartych pętli łączących wlot i wylot z instalacji typu c). Uzyskany w ten sposób układ nieliniowych równań algebraicznych rozwiązałem stosując iteracyjną metodę Newtona z dokładnością na poziomie $\varepsilon = 10^{-3}$.

W Tabeli 1 przedstawiłem uzyskane wyniki obliczeń numerycznych, które porównałem z wartościami strumieni objętości q_{vi} zmierzonymi na głównych odcinkach instalacji ($i = 0, 1, 2, \dots, 7$). W trakcie realizowanych pomiarów prawa boczna chłodnica popiołu była wyłączona z eksploatacji stąd wartość $q_{v2} = 0$. Pomiary zostały wykonane przy współpracy z grupą pomiarową dr hab. inż. Artura Andruszkiewicza z Wydziału Mechaniczno-Energetycznego PWR.

Tabela 1. Porównanie wyników obliczeń numerycznych z wartościami strumieni objętości q_{vi} zmierzonymi na głównych odcinkach instalacji ($i = 0, 1, 2, \dots, 7$).

	q_{v0}	q_{v1}	q_{v2}	q_{v3}	q_{v4}	q_{v5}	q_{v6}	q_{v7}
wartość zmierzona na obiekcie, [m^3/h]	182.0	4.1	0	11.5	51.9	46.5	62.2	11.4
wartość uzyskana z modelu, [m^3/h]	183.9	3.7	0	10.6	48.8	43.5	66.7	10.6
błąd względny, [%]	1.04	-9.76	-	-7.83	-5.97	-6.45	7.23	-7.02

Należy zaznaczyć, że przedstawione w Tabeli 1 wartości zmierzonych strumieni objętości nie bilansują się, ponieważ $q_{v0} \neq q_{v1} + q_{v2} + q_{v3} + q_{v4} + q_{v5} + q_{v6} + q_{v7}$. Jest to efekt wykonania pomiarów niezależnie na każdej z gałęzi układu i związany jest z klasą dokładności zastosowanej aparatury pomiarowej. Błąd względny całkowitego strumienia objętości q_{v0} jest około 1% co jest bardzo dobrym wynikiem. Dla pozostałych wartości strumieni q_{vi} ($i = 1, \dots, 7$) błąd względny jest poniżej 10%, co przy przedstawionym stopniu skomplikowania układu i nieliniowym charakterze równań, należy uznać również za bardzo dobry rezultat.

Pozytywna walidacja modelu matematycznego umożliwiła zbadanie wpływu zmian wprowadzonych w układzie chłodzenia na wartości strumieni objętości q_{vi} ($i = 0, \dots, 7$) uzyskiwane na poszczególnych odcinkach (gałęziach) instalacji. W Tabeli 2 zamieściłem przykładowe wartości uzyskiwanych numerycznie całkowitych strumieni objętości q_{v0} przy różnych nominalnych wysokościach podnoszenia pompy cyrkulacyjnej.

Tabela 2. Przykładowe wartości uzyskiwanych z modelu matematycznego całkowitych strumieni objętości q_{v0} przy różnych nominalnych wysokościach podnoszenia pompy cyrkulacyjnej.

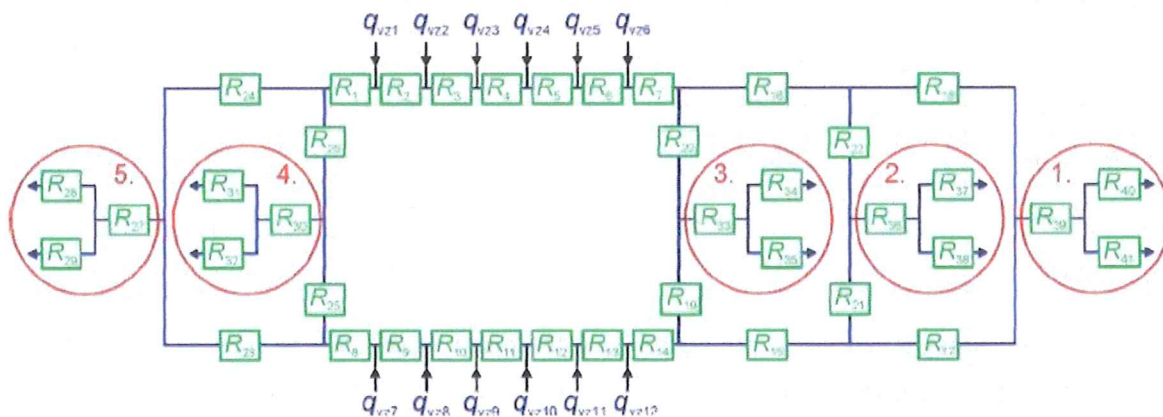
wysokość podnoszenia pompy, [MPa]	<i>Stan aktualny</i>	0.62	0.80	1.00
całkowity strumień objętości q_{v0} , [m^3/h]	182.0	193.9	213.9	229.5
spadek ciśnienia Δp , [MPa]	0.325	0.412	0.571	0.706

Analiza danych przedstawionych w tabeli wskazuje, że odtworzenie projektowego strumienia objętości $q_{v0} = 193.9 \text{ m}^3/h$ wymagałoby wymiany aktualnej pompy cyrkulacyjnej na pompę o wysokości podnoszenia 0.62 MPa. Jednak, z uwagi na potrzebę uniknięcia ciągłej pracy pompy przy 100% wydajności oraz mając na względzie fakt jej stopniowej degradacji, najlepszym rozwiązaniem byłaby wymiana aktualnej używanej pompy na nową pompę o wysokości podnoszenia 0.80 MPa. Dane zawarte w tabeli wskazują ponadto, że zmiana wysokości podnoszenia pompy o 0.20 MPa nie przekłada się na liniowy przyrost strumienia objętości q_{v0} . Na przykład zmiana z 0.80 na 1.00 MPa skutkuje tylko zwiększeniem q_{v0} o około

$15.6 \text{ m}^3/\text{h}$, gdy tymczasem zmiana z 0.62 na 0.80 MPa powoduje wzrost q_{v0} o około $20.0 \text{ m}^3/\text{h}$. Model matematyczny umożliwia zatem dobór pompy cyrkulacyjnej o najkorzystniejszych parametrach. Inną analizowaną możliwością jest zmniejszenie oporów hydraulicznych poprzez modernizację samej instalacji, co wpłynie na zwiększenie całkowitego strumienia objętości q_{v0} . Modernizacja układu chłodzenia można obejmować np. zwiększenie średnic przewodów doprowadzających wodę chłodzącą do urządzeń pomocniczych lub też wymianę części zainstalowanej armatury co również można przeanalizować wykorzystując zaprezentowany model matematyczny instalacji.

Innym przykładem zastosowania opisanego powyżej modelu jest symulacja rozptywu wody chłodzącej w zamkniętym układzie chłodzenia chłodnie kominowe – kondensatory bloków energetycznych. Przykład takiej sieci przedstawiłem na rys. 5. Układ chłodzenia obejmuje pięć chłodni kominowych (oznaczonych czerwonymi okręgami) współpracujących poprzez dwa niezależne kolektory z kondensatorami sześciu bloków energetycznych. Każdy ze skraplaczy jest zasilany wodą chłodzącą tłoczoną przez dwie pompy cyrkulacyjne, które na schemacie oznaczono poprzez strumień objętości q_{vzi} ($i = 1, \dots, 12$). Całkowity strumień objętości wody chłodzącej cyrkulującej w układzie jest więc sumą strumieni q_{vzi} ($i = 1, \dots, 12$).

Celem opracowanego modelu była symulacja rozdziału wody chłodzącej na poszczególne chłodnie kominowe w sytuacji pracy różnej liczby bloków energetycznych oraz odpowiedź na pytanie, jak zmieniają się rozptywy wody w przypadku wyłączenia z użytku poszczególnych chłodni kominowych.



Rys. 5 Schemat szeregowo-równoległego układu chłodzenia obejmującego chłodnie kominowe (czerwone okręgi) oraz kondensatory bloków energetycznych (symbolicznie oznaczone poprzez strumień objętości q_{vz})

Stosując opisane na początku rozdziału trzy typy równań bilansowych (a, b i c) opracowałem model matematyczny przedstawionego układu chłodzenia składający się z 41 nieliniowych równań algebraicznych umożliwiających wyznaczenie wartości strumieni objętości w poszczególnych odcinkach instalacji umownie oznaczonymi symbolami oporów hydraulicznych R_k ($k = 1, \dots, 41$), w tym:

- 28 równań bilansowych typu a) w węzłach układu;
- 4 równań bilansowych typu b) opisujących spadek ciśnienia w zamkniętych pętlach (oczkach) układu;
- 9 równań bilansowych typu c) wzdłuż wybranych gałęzi układu.

Przy tak rozbudowanej sieci hydraulicznej ważne są nie tylko wartości strumieni objętości na poszczególnych odcinkach instalacji q_{vk} ($k = 1, \dots, 41$), ale również kierunki przepływu wody. Warto podkreślić, że schemat instalacji obejmuje również rozptyw wody wewnątrz samej chłodni kominowej symulując podział wodorozdziału na część rdzeniową i pierścieniową.

Sterowanie ilością i wydajnością pracujących pomp cyrkulacyjnych jest możliwe poprzez wprowadzanie wartości poszczególnych strumieni objętości q_{vzi} . Na przykład odstawienie bloku energetycznego jest modelowane poprzez zadanie zerowej wartości danego strumienia objętości q_{vzi} . Model umożliwia również zamodelowanie rozptywu wody chłodzącej w przypadku wyłączenia z użytkowania jednej lub kilku chłodni kominowych.

Zgodnie z oznaczenia wprowadzonymi na rys. 5, strumień objętości wody chłodzącej na poszczególne chłodnie kominowe numerowane kolejno {1, 2, 3, 4, 5} mają odpowiednio oznaczenia $\{q_{v39}, q_{v36}, q_{v33}, q_{v30}, q_{v27}\}$. Tabela 3 przedstawia porównanie wartości strumieni objętości $\{q_{v39}, q_{v36}, q_{v33}, q_{v30}, q_{v27}\}$ uzyskanych z modelu oraz zmierzonych na funkcjonującym układzie. Całkowity strumień objętości wody chłodzącej cyrkulującej w zamkniętym układzie chłodzenia wynosił w analizowanym przypadku $152,800 \text{ m}^3/\text{h}$. Pomiary zostały wykonane przy współpracy z grupą pomiarową dr hab. inż. Artura Andruszkiewicza z Wydziału Mechaniczno-Energetycznego PWr.

Tabela 3. Porównanie wartości strumieni objętości $\{q_{v39}, q_{v36}, q_{v33}, q_{v30}, q_{v27}\}$ uzyskanych z modelu oraz zmierzonych na funkcjonującym układzie.

Numer chłodni kominowej	Strumień objętości zmierzony na obiekcie, $[\text{m}^3/\text{h}]$	Strumień objętości wyznaczony z modelu, $[\text{m}^3/\text{h}]$	Błąd względny, [%]
1. (q_{v39})	26511	27290	-2.94
2. (q_{v36})	32836	29445	10.33
3. (q_{v33})	23669	24861	-5.04
4. (q_{v30})	33937	37023	-9.09
5. (q_{v27})	35847	34181	4.65

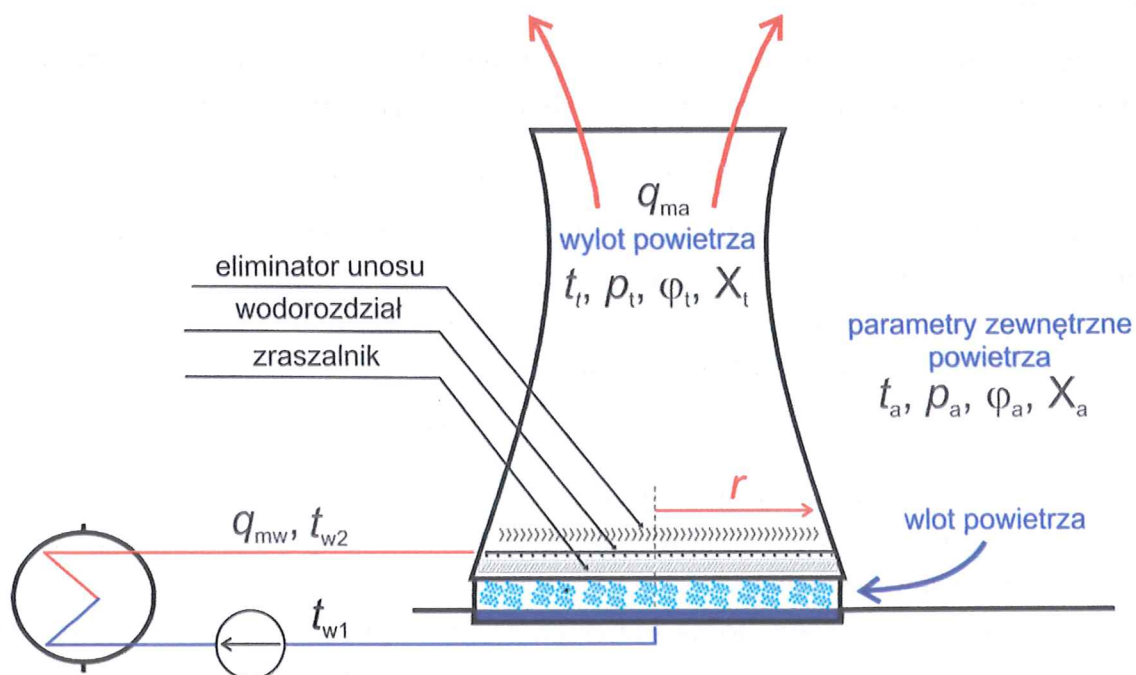
Błąd względny przedstawionych w Tabeli 3 strumieni objętości uzyskanych z modelu matematycznego oraz pomiarów na obiekcie nie przekracza $\pm 10\%$ co należy uznać za bardzo dobry wynik. Uzyskane wyniki wskazują, że opisany model matematyczny umożliwia odtworzenie dowolnej instalacji hydraulicznej i stanowi wiarygodne narzędzie do analizy rozdziału wody w poszczególnych gałęziach układu. Może być wykorzystany do analizowania różnych wariantów modernizacji istniejących układów chłodzenia lub też, jako wartościowe narzędzie diagnostyczne, monitorować bieżącą pracę instalacji.

Modelowanie rozdziału wody w układach chłodzenia ma również fundamentalne znaczenie w procesie wymiany ciepła. Zarówno odbiór ciepła przez wodę chłodzącą np. w kondensatorach bloków energetycznych czy urządzeniach pomocniczych kotła, jak również schładzanie wody w chłodniach kominowych jest ściśle powiązane ze strumieniami objętości przepływającego czynnika. Mając możliwość wykonania badań cieplno-przepływowych zarówno na dennych chłodnicach popiołu kotła fluidalnego jak również wewnątrz chłodni

kominowych skupiłem moją uwagę na modelowaniu procesów wymiany ciepła w tych wymiennikach.

W przypadku zespołu chłodni kominowych, współpracujących w zamkniętym układzie chłodzenia z kondensatorami bloków energetycznych, moje badania prowadziłem pod kątem optymalizacji rozdziału wody chłodzącej na poszczególne chłodnie tak, aby uzyskać jak najniższą temperaturę wody chłodzącej na wlocie do skraplacza. Zapewnienie możliwie najniższej temperatury wody na wejściu do skraplacza ma fundamentalny wpływ na uzyskiwane wewnątrz wymiennika warunki kondensacji przepracowanej pary z ostatniego stopnia turbiny. Wysoka próżnia (niskie ciśnienie absolutne rzędu kilku kPa) gwarantuje bowiem wysoką sprawność całego bloku. Zatem uzyskanie, w danych warunkach atmosferycznych, możliwie najniższej temperatury wody na powrocie z chłodni kominowych jest ważnym zagadnieniem badawczym mającym istotne zastosowanie praktyczne.

W pierwszym etapie moich badań przeanalizowałem proces wymiany ciepła wewnątrz chłodni kominowej pomiędzy wodą chłodzącą a przepływającym w przeciwnym kierunku powietrzem. W tym celu, wraz z zespołem dr hab. inż. Artura Andruszkiewicza, wykonałem próbne pomiary parametrów termodynamicznych powietrza wewnątrz chłodni kominowej w elektrowni Turów S.A.. W elektrowni na węgiel brunatny zlokalizowanej w Tušimicach w Czechach wykonałem kompletną, wielokrotną serię pomiarów termodynamicznych powietrza przepływającego wewnątrz chłodni kominowej. Wykonane pomiary pozwoliły ocenić, w jakim stopniu warunki atmosferyczne wpływają na uzyskiwany stopień schłodzenia wody chłodzącej. Na rys. 6 przedstawiłem ważniejsze oznaczenia, którymi będę się posługiwał w dalszej analizie procesów wymiany ciepła.



Rys. 6 Schemat zamkniętego układu chłodzenia wraz z przekrojem chłodni kominowej oraz zastosowanymi w tekście oznaczeniami parametrów termodynamicznych.

Pomiary wykonane na potrzeby bilansu cieplnego chłodni kominowej obejmowały rejestrację następujących parametrów:

- temperatury, wilgotności względnej oraz ciśnienia powietrza otoczenia $\{t_a, \varphi_a, p_a\}$;
- temperatury, wilgotności względnej oraz ciśnienia powietrza wewnątrz chłodni nad eliminatorem unosu $\{t_t, \varphi_t, p_t\}$;
- strumienia masy wody q_{mw} oraz jej temperatury na wlocie i wylocie z chłodni $\{t_{w2}, t_{w1}\}$;
- prędkości przepływu powietrza v_a nad eliminatorem unosu wzdłuż promienia chłodni.

Na podstawie zmierzonych parametrów $\{t_t, \varphi_t, p_t\}$ wyznaczyłem gęstość powietrza wewnątrz chłodni kominowej (powyżej eliminatora unosu), a następnie, korzystając z uśrednionej wartości prędkości powietrza v_a , obliczyłem strumień masy przepływającego powietrza q_{ma} . Przykładowe wyniki pomiarów zestawiałem w Tabeli 4.

Tabela 4. Przykładowe, uśrednione wartości parametrów termodynamicznych zmierzone dla wody chłodzącej i powietrza wykorzystane do bilansu cieplnego chłodni kominowej.

Pomiar	t_a , [°C]	φ_a , [%]	t_t , [°C]	φ_t , [%]	t_{w2} , [°C]	t_{w1} , [°C]	q_{mw} , [kg/s]
1. (wrzesień)	15.8	72.8	22.6	99.6	32.0	20.2	5573
2. (wrzesień)	15.8	72.8	21.8	99.4	31.1	20.3	5386

Pomiary 1 i 2 zostały zrealizowane elektrowni Tušimice II w Czechach. Ponadto chłodnia kominowa, w której wykonano pomiar 1, ma wbudowany przewód odprowadzający do jej wnętrza spaliny.

Przedstawione wyniki pomiarów pozwalają na przeprowadzenie bilansu cieplnego chłodni. Po stronie wody chłodzącej, oddawany strumień ciepła Q_{wc} można zapisać wzorem:

$$Q_{wc} = c_w(t_{w2}q_{mw} - t_{w1}(q_{mw} - \Delta q_{mw})) \quad (8)$$

gdzie: c_w – ciepło właściwe wody; t_{w2} , t_{w1} – temperatura wody chłodzącej odpowiednio na wlocie i wylocie z chłodni; q_{mw} – strumień masy wody chłodzącej; Δq_{mw} – strumień masy odparowanej wody chłodzącej. Po stronie przepływającego w przeciwnym kierunku powietrza odebrane ciepło powoduje wzrost entalpii gazu:

$$Q_{ac} = q_{ma}(h_t(t_t, \varphi_t) - h_a(t_a, \varphi_a)) \quad (9)$$

gdzie: q_{ma} – strumień masy przepływającego powietrza; h , t , φ – odpowiednio entalpia, temperatura i wilgotność względna powietrza, zaś indeksy „a” oraz „t” oznaczają odpowiednio wlot i wylot z chłodni kominowej.

Analizując zamieszczone dane można zauważyć, że ciepło przekazane do przepływającego powietrza wpływa na podniesienie jego końcowej temperatury t_t w przedziale od 6 do 8 °C oraz, poprzez częściowe odparowanie wody chłodzącej, na wzrost wilgotności względnej φ_t do poziomu 100%.

Zatem na Q_{ac} można rozpatrywać jako dwa procesy:

- proces związany z podgrzaniem przepływającego powietrza ($\Delta t_a = t_t - t_a$) bez zmiany jego wilgotności bezwzględnej X , który można obliczyć ze wzoru:

$$Q_{ac\Delta t} = q_{ma}(h(t_t, X_a) - h(t_a, X_a)) \quad (10)$$

- proces związany z przyrostem entalpii powietrza spowodowanej zmianą wilgotności bezwzględnej powietrza do stanu nasycenia ($\phi = 100\%$) opisany wzorem:

$$Q_{ac\Delta X} = q_{ma}(h_t(t_t, X_t) - h(t_t, X_a)) \quad (11)$$

W Tabeli 5 zestawilem strumienie ciepła obliczone dla pomiarów 1 - 2 ze wzorów (8 – 11).

Tabela 5. Zestawienie strumienie ciepła obliczone dla pomiarów 1 - 2 ze wzorów (8 – 11).

Pomiar	Q_{wc} , [MW]	Q_{ac} , [MW]		
		$Q_{ac\Delta t}$, [MW]	$Q_{ac\Delta X}$, [MW]	$Q_{ac\Delta t} + Q_{ac\Delta X}$, [MW]
1. (wrzesień)	266.3	61.2	207.7	268.9
2. (wrzesień)	235.8	56.5	182.3	238.8

Przeprowadzone badania wewnątrz chłodni kominowych wykazały, że wiodącym mechanizmem, wpływającym na obniżenie temperatury wody chłodzącej, jest jej częściowe odparowanie wewnątrz chłodni ($Q_{ac\Delta X}$). We wszystkich przedstawionych pomiarach procentowy udział $Q_{ac\Delta X}$ w całkowitym strumieniu ciepła odebranym przez przepływające powietrze Q_{ac} wahał się w przedziale 70-80%. Ilość odparowanej wody Δq_{mw} jest uzależniona od wilgotności względnej powietrza w otoczeniu chłodni ϕ_a oraz, w mniejszym stopniu, od temperatury t_a . W analizowanych przypadkach strumień odparowanej wody wynosił około 75 oraz 85 kg/s odpowiednio dla przypadków 1 i 2. Zatem dobowe wartości odparowanego strumienia wody chłodzącej w pojedynczej chłodni kominowej $q_{v,cti}$ mogą wahać się, w zależności od warunków atmosferycznych, od 3400 do 9500 m³/dzień. Warto podkreślić, że uzyskany wynik jest zgodny z badaniami bilansowymi przeprowadzonymi dla gospodarki wodno-ściekowej zamkniętego układu chłodzenia omówionymi przeze mnie w podrozdziale Ad. 1.

Ponadto, pomiary we wnętrzu chłodni wykazały, że powyżej eliminatora unosu można przyjąć, że powietrze jest w stanie całkowitego nasycenia parą wodną (tzn. $\phi = 100\%$). Redukuje to liczbę parametrów termodynamicznych mierzonych wewnątrz chłodni do pomiaru temperatury t_t , ciśnienia p_t oraz prędkości przepływu powietrza v_a .

Pomiary bilansowe przeprowadzone wewnątrz chłodni kominowej były wstępem do wyznaczenia charakterystyki cieplno-przepływowej chłodni. Wyprowadzenie formuły opisującej zależność stopnia schłodzenia cyrkulującej wody $\Delta t_w = (t_{w2} - t_{w1})$ od obciążenia hydraulicznego chłodni q_{wm} bazuje na modelu Merkela, który jest uproszczeniem równań bilansowych (8) i (9) opisujących wymianę ciepła:

$$Q_{wc} = c_w(t_{w2}q_{mw} - t_{w1}(q_{mw} - \Delta q_{mw})) = \frac{1}{K} c_w q_{mw} (t_{w2} - t_{w1}) \quad (12)$$

$$Q_{ac} = q_{ma}(h_t(t_t, \varphi_t) - h_a(t_a, \varphi_a)) = \beta \cdot \Delta h_m \cdot V_o \quad (13)$$

gdzie: $K \cong 0.947$ – współczynnik korekcyjny; β – współczynnik przekazywania masy na powierzchni rozdziału powietrze – woda (na powierzchni zraszalnika), $[kg/(s \cdot m^3)]$; V_o – objętość zraszalnika, $[m^3]$.

Symbol Δh_m , $[kJ/kg]$ charakteryzuje średni przyrost entalpii przepływającego w przeciwnym kierunku powietrza, którego wartość wyznaczam ze wzoru:

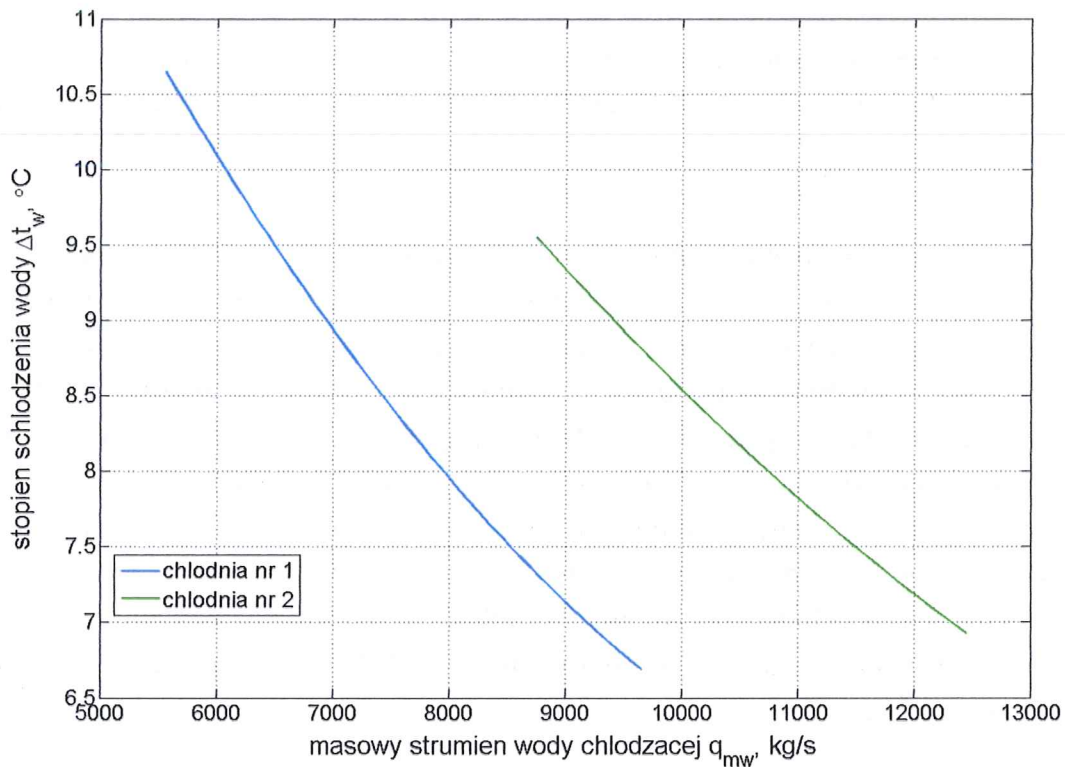
$$\Delta h_m = (t_{w2} - t_{w1}) / \int_{t_{w1}}^{t_{w2}} \frac{dt}{(h(t_w) - h(t_a))} \quad (14)$$

gdzie $h(t_w)$ jest entalpią parowania wody w lokalnej temperaturze wody; $h(t_a)$ jest lokalną entalpią wilgotnego powietrza przepływającego przez zraszalnik. Kombinacja równań (12) i (13) prowadzi do formuły pozwalającej wyznaczyć temperaturę wody chłodzącej w misie chłodni kominowej t_{w1} , przy zadanych warunkach termodynamicznych:

$$t_{w1} = t_{w2} - K \cdot \beta \cdot \Delta h_m \cdot V_o / (c_w \cdot q_{mw}) \quad (15)$$

Warto podkreślić, że równanie (15) jest nieliniowe ze względu na wyznaczaną wielkość t_{w1} , ponieważ wielkość Δh_m jest funkcją poszukiwanej zmiennej - $\Delta h_m(t_{w1})$. W związku z tym równanie (15) musi być rozwiązywane metodami iteracyjnymi np. metodą Newtona. Parametry β i V_o są obliczane indywidualnie dla badanej chłodni na podstawie badań przeprowadzonych na obiekcie i dokumentacji technicznej.

Wyznaczenie optymalnego, średniego stopnia schłodzenia wody Δt_w jest możliwe, jeżeli zamknięty układ chłodzenia jest zaprojektowany na bazie wspólnego kolektora, do którego podłączonych jest kilka skraplaczy bloków energetycznych oraz chłodni kominowych, jak przedstawiono to np. na rys. 5 dla szeregowo-równoległego układu chłodzenia obejmującego pięć chłodni kominowych oraz kondensatory sześciu bloków energetycznych. Pomimo, że całkowity strumień masy wody chłodzącej zasilający wspólny kolektor jest ustalony ($\sum_{i=1}^{12} q_{vzi} = \text{const.}$ po stronie kondensatorów) możliwy jest taki rozdział cyrkulującej wody na poszczególne chłodnie kominowe, aby średnia temperatura wody na wlocie do kondensatorów była najniższą możliwą do osiągnięcia w aktualnych warunkach pracy układu chłodzenia. Zagadnienie optymalizacyjne omówię najpierw na przykładzie zespołu dwóch chłodni kominowych o różnych charakterystykach przedstawionych na Rys. 7.



Rys. 7. Przykładowe charakterystyki dwóch chłodziń kominowych pracujących na wspólnym kolektorze zamkniętego układu chłodzenia.

Każda z przedstawionych na rys. 7 krzywych odpowiada indywidualnej charakterystyce chłodni kominowej. Na podstawie wykresów można określić, że całkowite obciążenie hydrauliczne układu chłodzenia mieści się w przedziale 13890 – 22220 kg/s. Przyjmijmy, że całkowity strumień wody chłodzącej q_{mwt} , podawany na obie chłodnie z bloków energetycznych, wynosi 16700 kg/s. Zagadnienie optymalizacyjne polega na takim doborze rozdziału wody chłodzącej pomiędzy obie chłodnie (1. i 2.), aby uśredniony stopień schłodzenia Δt_w , uzyskany na powrocie z chłodni kominowych, był jak największy. Sformułowanie matematyczne problemu ma postać:

$$\Delta t_w(q_{mw1}, q_{mw2}) = (q_{mw1} \cdot \Delta t_{w1}(q_{mw1}) + q_{mw2} \cdot \Delta t_{w2}(q_{mw2})) / q_{mwt} \quad (16)$$

gdzie: Δt_{wi} ($i = 1, 2$) – stopień schłodzenia uzyskiwany na i -tej chłodni, q_{mwi} ($i = 1, 2$) – obciążenie hydrauliczne i -tej chłodni. Przy warunku nałożonym na całkowity strumień masy:

$$q_{mwt} = q_{mw1} + q_{mw2} = \text{const.} \quad (17)$$

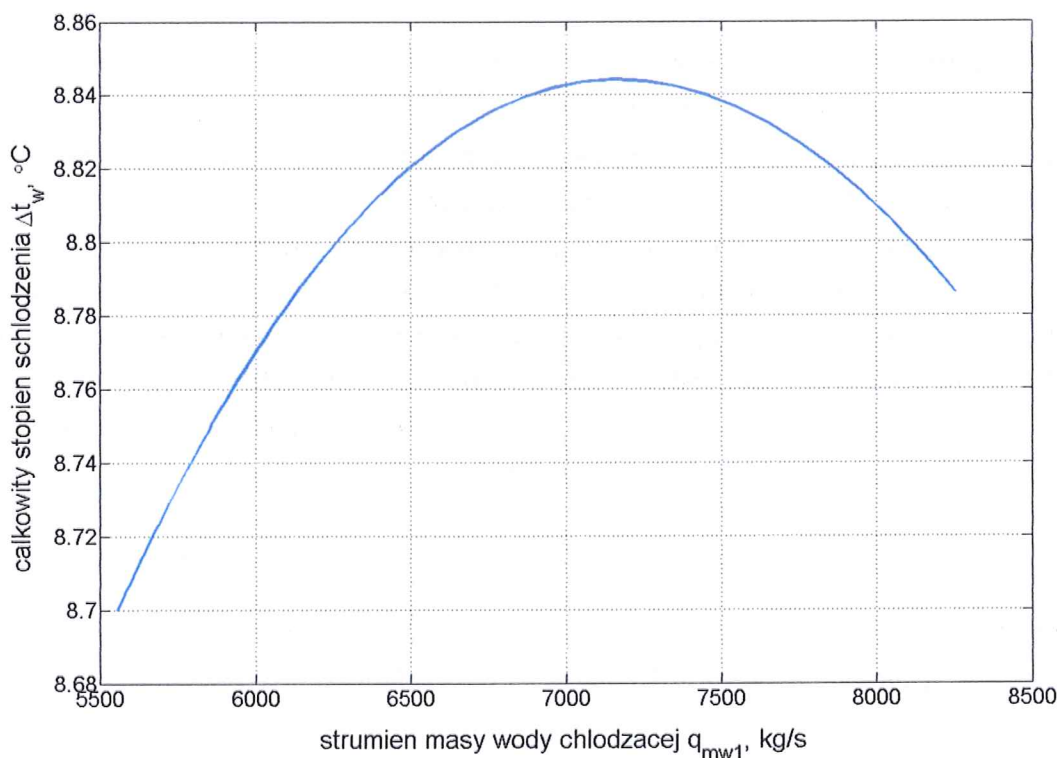
Wykorzystując warunek (17), funkcję (16) można sprowadzić do funkcji jednej zmiennej niezależnej $\Delta t_w(q_{mw1})$:

$$\Delta t_w(q_{mw1}) = (q_{mw1} \cdot \Delta t_{w1}(q_{mw1}) + (q_{mwt} - q_{mw1}) \cdot \Delta t_{w2}(q_{mw1})) / q_{mwt} \quad (18)$$

Charakterystyki przedstawione na rys. 7 można, z bardzo dobrą dokładnością, przybliżyć za pomocą wielomianów drugiego stopnia wyznaczając współczynniki $\{a, b, c\}$ indywidualnie dla każdej z chłodni kominowych z wykorzystaniem metody aproksymacji średniokwadratowej:

$$\Delta t_{wi}(q_{mwi}) = a_i \cdot q_{mwi}^2 + b_i \cdot q_{mwi} + c_i \quad (19)$$

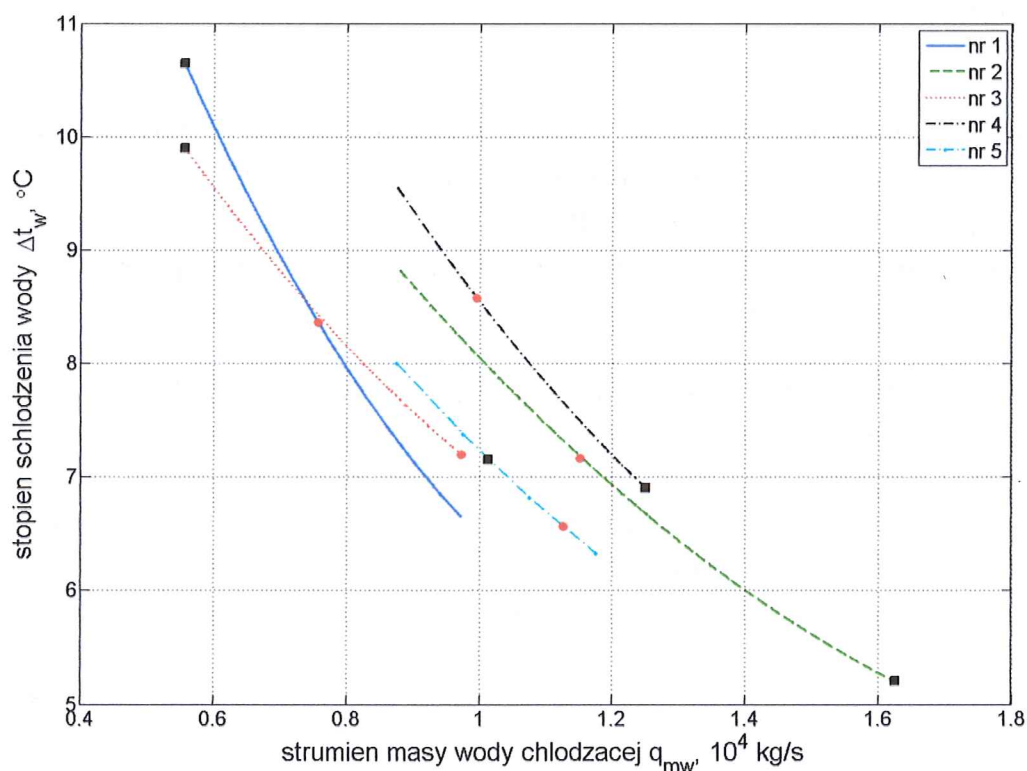
gdzie indeks i numeruje kolejne charakterystyki. Podstawiając wielomiany (19), wyznaczone oddzielnie dla obu charakterystyk z rys. 7, do wzoru (18) otrzymujemy wielomian trzeciego stopnia $\Delta t_w(q_{mw1})$ ze względu na zmienną niezależną q_{mw1} , który przedstawiono na rys. 8. Z analizy krzywej przedstawionej na rys. 8 wynika, że maksymalną wartość całkowitego stopnia schłodzenia Δt_w osiągamy dla chłodni nr 1 gdy $q_{mw1} = 7150$ kg/s uzyskując wówczas najwyższe możliwe średnie schłodzenie wody $\Delta t_w = 8.84$ °C. Pozostały strumień wody chłodzącej jest przekierowany do chłodni nr 2 - $q_{mw2} = 9550$ kg/s. Warto również zauważyć, że najbardziej niekorzystny rozdział wody chłodzącej jest właśnie w przypadku, gdy minimalnie obciążymy chłodnię nr 1 (tj. $q_{mw1} = 5555$ kg/s). Uzyskujemy bowiem w tej sytuacji najmniejszy całkowity spadek temperatury wody $\Delta t_w = 8.70$ °C, a więc jest to najbardziej niekorzystne rozwiązanie.



Rys. 8. Całkowity stopień schłodzenia wody Δt_w obliczony z formuły (18) dla charakterystyk przedstawionych na rysunku 7

Analizowany przypadek pokazuje, że prawidłowy rozdział wody chłodzącej pomiędzy pracujące w układzie chłodzenia chłodnie kominowe umożliwia uzyskanie najwyższego możliwego, w danych warunkach pracy, całkowitego spadku temperatury wody Δt_w .

Równanie (16) z warunkiem (17) można zastosować do dowolnej liczby chłodni kominowych. Na rys. 9 przedstawiłem charakterystyki pięciu chłodni kominowych z zaznaczeniem najkorzystniejszego oraz najgorszego rozdziału wody chłodzącej (odpowiednio czerwone koła oraz czarne kwadraty). W zagadnieniu optymalizacyjnym postawiłem warunek na całkowity strumień masy cyrkulującej wody chłodzącej $q_{mwt} = \sum_{i=1}^5 q_{mwi} = 50000 \text{ kg/s}$. Ze względu na stopień skomplikowania, zagadnienie nie ma rozwiązania analitycznego, ale można zastosować techniki numeryczne w celu wyznaczenia globalnego maksimum funkcji $\Delta t_w(q_{mwi})$ (ewentualnie globalnego minimum dla najgorszego rozdziału wody). W celu wyznaczenia globalnego maksimum (lub minimum) dla zagadnienia rozdziału wody do pięciu chłodni kominowych, których charakterystyki przedstawiono na rys. 9 posłużyłem się iteracyjną metodą Newtona. Wyniki obliczeń numerycznych zostały przedstawione w tabeli 6.



Rys. 9. Charakterystyki pięciu chłodni kominowych (dla schematu przedstawionego na Rys. 6) z zaznaczonym najkorzystniejszym i najgorszym rozdziałem wody chłodzącej (odpowiednio czerwone koła i czarne kwadraty).

Całkowity strumień masy cyrkulującej wody chłodzącej wynosi $q_{mwt} = 50,000 \text{ kg/s}$.

Z tabeli 6 wynika, że istnieje globalne maksimum Δt_w o wartości maksymalnej 7.50 °C (zaznaczone na charakterystykach chłodni jako czerwone koła). Interesującym jest fakt, że dla najkorzystniejszej konfiguracji rozdziału wody chłodzącej, czerwone markery są zlokalizowane w środku charakterystyk i tylko dla chłodni nr 3 otrzymałem skrajny (w tym przypadku maksymalny możliwy) strumień masy q_{mw3} . Odwrotnie jest w sytuacji najgorszego rozdziału wody, dla którego uzyskałem wartość $\Delta t_w = 7.15 \text{ } ^\circ\text{C}$. W tym przypadku aż cztery czarne kwadraty zlokalizowane są w skrajnych zakresach poszczególnych chłodni.

Tabela 6. Całkowity spadek temperatury wody Δt_w obliczony dla charakterystyk przedstawionych na rys. 9. W tabeli podano odpowiednio wartość maksimum i minimum globalnego wraz z odpowiadającymi im rozdzielami wody chłodzącej na pięć chłodni kominowych.

Δt_w , [°C]	Chłodnie kominowe									
	Nr 1		Nr 2		Nr 3		Nr 4		Nr 5	
	q_{mw1} , [kg/s]	Δt_{w1} , [°C]	q_{mw2} , [kg/s]	Δt_{w2} , [°C]	q_{mw3} , [kg/s]	Δt_{w3} , [°C]	q_{mw4} , [kg/s]	Δt_{w4} , [°C]	q_{mw5} , [kg/s]	Δt_{w5} , [°C]
7.50 maksimum (czerwone koła)	7562	8.37	11514	7.17	9722	7.20	9944	8.58	11258	6.57
7.15 minimum (czarne kwadraty)	5556	10.65	16250	5.20	5556	9.90	12500	6.90	10138	7.15

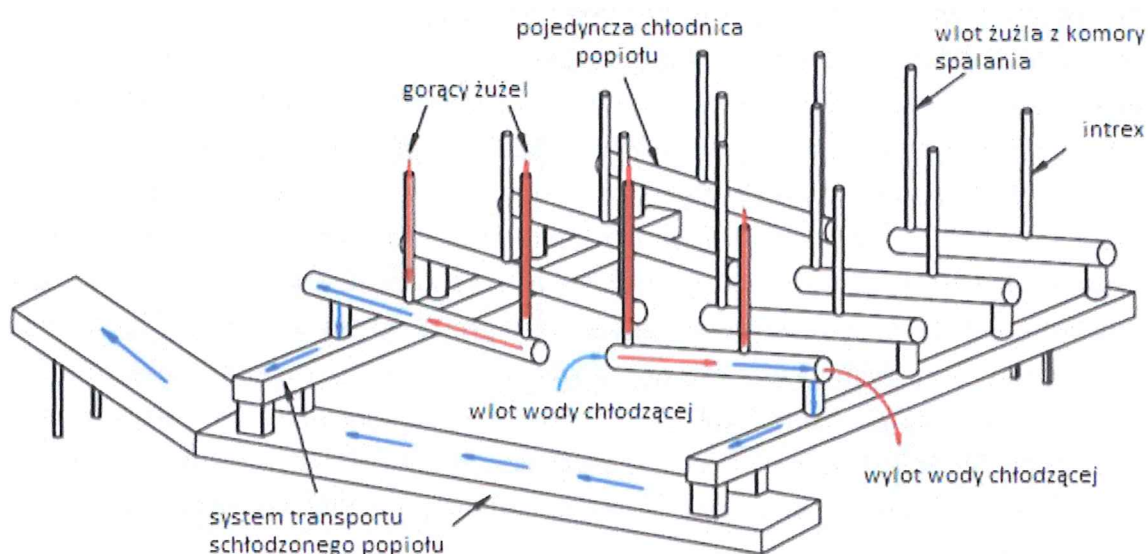
Uzyskane wyniki mogą być wskazówką przy zadawaniu początkowych wartości inicjujących obliczenia dla iteracyjnych metod numerycznych, ponieważ różnica pomiędzy maksimum a minimum globalnym Δt_w wynosi tylko 0.35 °C. Wskazuje to na potrzebę bardzo precyzyjnego rozdziału wody chłodzącej w układzie chłodzenia, aby uzyskać jak najniższą temperaturę wody na powrocie z układu chłodzenia.

Przedstawiony opis modelu matematycznego szeregowo-równoległej instalacji hydraulicznej oraz wyniki dotyczące modelowania zjawisko ciepło-przepływowych zachodzących w zamkniętym układzie chłodzenia kondensatory - chłodnie kominowe, w tym uzyskane rozwiązania analityczne oraz numeryczne symulacje szczegółowo opisałem w artykułach A2, A3 i A4 oraz zostały zaprezentowane na konferencji naukowej *International Conference on Advances in Energy Systems and Environmental Engineering (ASEE17)*, Wrocław, 2-5 lipca 2017.

Ad. 3 Badanie wymiany ciepła w chłodnicy popiołu dennego współpracującej z kotłem fluidalnym

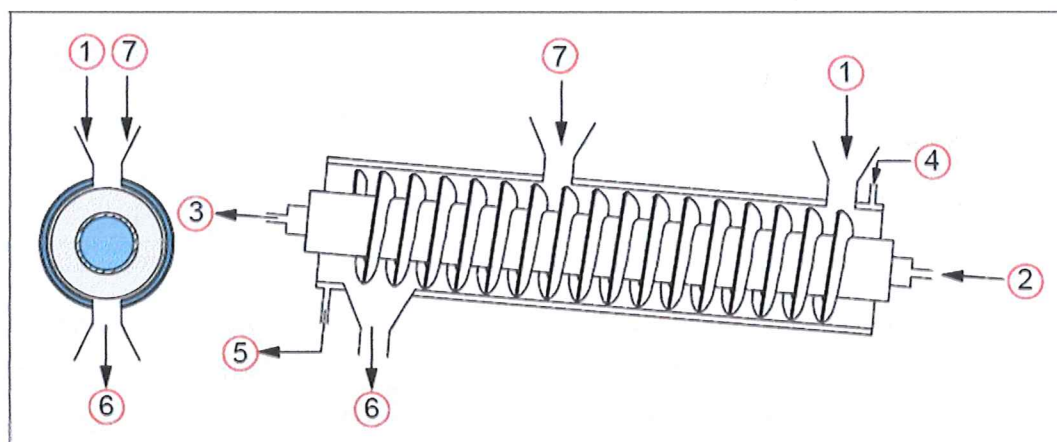
Zamknięty układ chłodzenia zasila w wodę chłodzącą nie tylko kondensatory bloków energetycznych, ale również szereg urządzeń pomocniczych kotła. Jednym najważniejszych wymienników ciepła w tej grupie, współpracującym z kotłem fluidalnym, jest denna chłodnica popiołu. Chłodnica ma za zadanie wstępne schłodzenie odprowadzanego z komory paleniskowej żużla, w celu jego dalszego bezpiecznego transportu taśmociągami do miejsca tymczasowego składowania. Ze względów technicznych żużel transportowany z kotła musi być schłodzony do temperatury około 100–150 °C. Budowa, liczba i umiejscowienie chłodnic popiołu są ściśle powiązane z typem kotła fluidalnego. W literaturze opisane są różne rozwiązania konstrukcyjne chłodnic popiołu wykorzystujące, jako czynnik odbierający ciepło odpadowe, powietrze lub wodę, albo kombinację obu tych mediów.

Moje zainteresowania skupiłem na chłodnicy z pojedynczą śrubą, która jest wykorzystywana na blokach nr 4-6 elektrowni Turów. Podjęcie przeze mnie badań nad procesem wymiany ciepła w tego typu chłodnicy było konsekwencją zapytania skierowanego przez kadrę techniczną elektrowni w zakresie potencjalnej możliwości zagospodarowania ciepła odpadowego, uzyskanego w procesie schładzania żużla, do innych procesów technologicznych. Odpowiedź na to pytanie wymagała przeprowadzenia szeregu pomiarów eksploatacyjnych na zainstalowanych w elektrowni chłodnicach popiołu dennego oraz opracowania modelu matematycznego opisującego wymianę ciepła wewnątrz chłodnicy. Na rys. 10 przedstawiłem schemat podłączenia ośmiu chłodnic popiołu dennego do kotła fluidalnego.



Rys. 10. Schemat ośmiu pojedynczych chłodnic popiołu połączonych z kotłem CFB

Badania eksploatacyjne chłodnic popiołu zostały przeprowadzone w latach 2016-17 przy współpracy z grupą pomiarową dr hab. inż. Artura Andruszkiewicza z Politechniki Wrocławskiej. Opracowany przeze mnie model matematyczny został wykorzystany w pracy doktorskiej Pani Barbary Janowskiej (2019), której byłem promotorem pomocniczym. Schemat dennej chłodnicy popioły z pojedynczą śrubą jest przedstawiony na rys. 11.



Rys. 11. Schemat dolnej chłodnicy popiołu z pojedynczą śrubą. Oznaczenia: 1, 7 – wloty gorącego popiołu (7 – INTREX); 6 – wylot schłodzonego popiołu; 2, 4 – wlot wody chłodzącej odpowiednio do śruby i obudowy chłodnicy; 3, 5 – wylot wody chłodzącej odpowiednio ze śruby i obudowy chłodnicy.

Punktem wyjścia do opracowanego przez mnie modelu matematycznego jest bilans cieplny chłodnicy:

$$q_{v\dot{z}} \cdot \rho_{\dot{z}} \cdot C_{p\dot{z}} \cdot (t_{\dot{z},i} - t_{\dot{z},o}) = \rho_w \cdot C_{pw} \cdot (q_{vw,\dot{s}} \cdot (t_{ws,o} - t_{ws,i}) + q_{vw,p} \cdot (t_{wp,o} - t_{wp,i})) \quad (20)$$

gdzie:

q_v – strumień objętości żużla/wody w śrubie/płaszczu [m^3/s];

ρ – gęstość żużla/wody [kg/m^3];

C_p – ciepło właściwe żużla/wody [$J/(kg \cdot K)$];

t_i – temperatura wejściowa wody/żużla w śrubie/płaszczu [$^{\circ}C$];

t_o – temperatura wyjściowa wody/żużla w śrubie/płaszczu [$^{\circ}C$].

Indeksy „w” i „ż” odnoszą się odpowiednio do wody i żużla, zaś „ś” i „p” do śruby i płaszcza.

Wartość ciepła właściwego żużla $C_{p\dot{z}}$ przyjąłem zgodnie z normą PN-72/M-34128¹⁵

$C_{p\dot{z}} = 1005 J/(kg \cdot K)$. Gęstość żużla $\rho_{\dot{z}}$ przyjąłem zgodnie z wartością stosowaną w elektrowni Turów ($\rho_{\dot{z}} = 1100 kg/m^3$). Wartości temperatur oraz strumienie objętości wody chłodzącej w śrubie i płaszczu chłodnicy pochodzą z pomiarów eksploatacyjnych modelowanego wymiennika. Równanie bilansowe (20) pozwoliło mi na obliczenie strumienia żużla $q_{v\dot{z}}$, który zależy od prędkości obrotowej śruby. Zakres zmian prędkości obrotowej badanej chłodnicy w elektrowni Turów przyjmuje wartości od 2 do 8 *obr/min* – jest to oznaczane jako 20% - 80% prędkości maksymalnej śruby (100% - odpowiada 10 *obr/min*). Strumień masowy transportowanego żużla jest liniową funkcją prędkości obrotowej śruby, co potwierdzają dane obliczeniowe przedstawione w Tabeli 7. Uzyskane dane pozwoliły na wyznaczenie stopnia wypełnienia chłodnicy żużlem ε zgodnie ze wzorem:

$$q_{m\dot{z}} = \varepsilon \cdot \rho_{\dot{z}} \cdot u_{\dot{z}} \cdot S \quad (21)$$

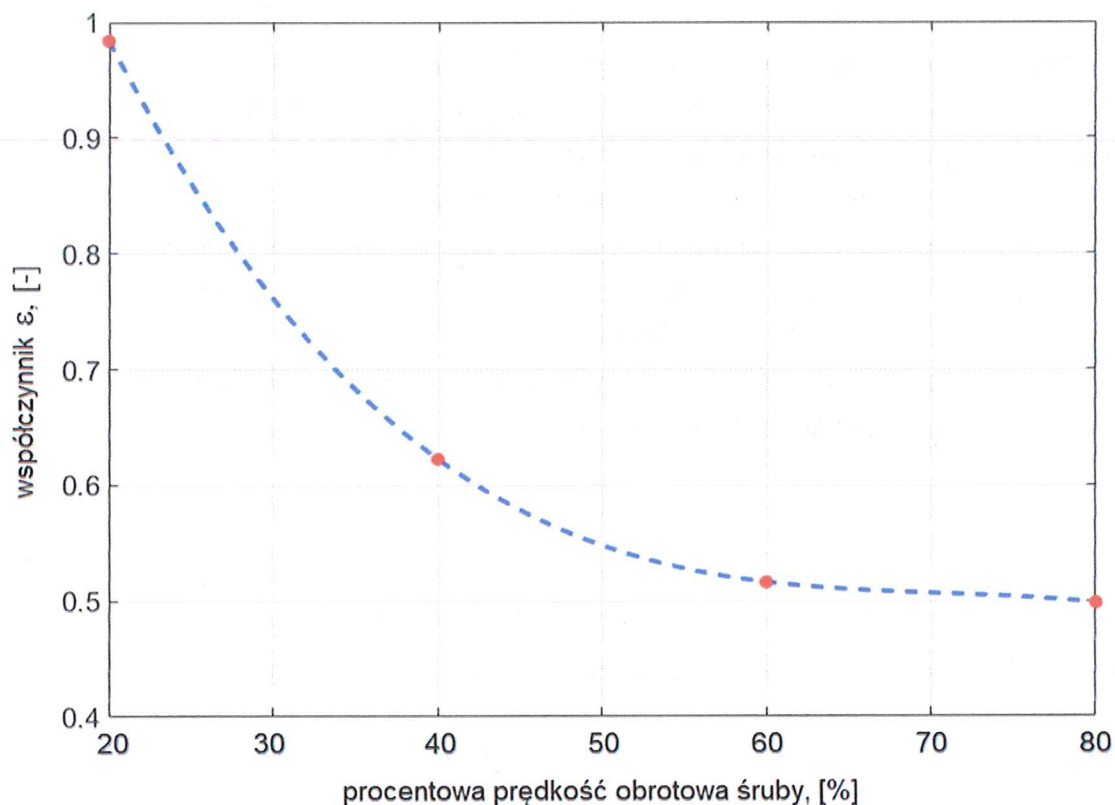
gdzie: $u_{\dot{z}}$ – liniowa prędkość transportu żużla, S – pole przekroju poprzecznego chłodnicy.

Tabela 7. Strumień masy transportowanego wewnątrz chłodnicy żużla $q_{m\dot{z}}$ w zależności od procentowej prędkości obrotowej śruby.

Procentowa prędkość obrotowa śruby chłodnicy, [%]	$q_{m\dot{z}}$, [kg/s]
20	1.01
40	1.25
60	1.56
80	2.02

Za podstawie danych pomiarowych, równania bilansowego (20) oraz dokumentacji technicznej chłodnicy uzyskałem zależność stopnia wypełnienia przekroju chłodnicy żużlem ε w zależności od procentowej prędkości obrotowej śruby, którą przedstawiłem na rys. 12.

¹⁵ PN-72/M-34128. Kotły parowe. Wymagania i badania odbiorcze.



Rys. 12. Stopień wypełnienia przekroju chłodnicy ε w zależności od procentowej prędkości obrotowej śruby

Wartość ε zmienia się w zakresie od 1 (co oznacza całkowite wypełnienie przekroju wymiennika żużlem, do wartości 0 (gdy wymiennik jest pusty). Na podstawie rys. 12 można stwierdzić, że przy prędkości obrotowej śruby 20%, chłodnica jest niemal całkowicie wypełniona żużlem, zaś dla prędkości obrotowej 80% tylko połowa przekroju wymiennika jest wypełniona popiołem. Jest to spowodowane faktem, że śruba szybciej transportuje żużel, niż ten osypuje się z komory paleniskowej. Taka regulacja zapewnia, w przybliżeniu, liniowy charakter zależności strumienia masy transportowanego żużla w funkcji obrotów śruby, co potwierdzają dane z Tabeli 7.

Opracowany model matematyczny wymiany ciepła w pojedynczej chłodnicy śrubowej bazuje na równaniach Fouriera. W celu wyznaczenia profili temperatury wody i żużla wzdłuż chłodnicy wymiennik podzieliłem na równe odcinki o długości Δx i wyznaczyłem lokalne strumienie ciepła, które są przekazywane przez powierzchnię kontrolną $S_i = \Delta x \cdot O_i$ z popiołu do wody:

$$\Delta Q_s(x) = \alpha_{z-s}(x) \cdot \Delta x \cdot O_s \cdot (t_z(x) - t_s(x)) \quad (22)$$

$$\Delta Q_p(x) = \alpha_{z-p}(x) \cdot \Delta x \cdot O_p \cdot (t_z(x) - t_p(x)) \quad (23)$$

gdzie:

$\Delta Q_s(x)$ – strumień ciepła przekazywany z popiołu do wody chłodzącej przepływającej w śrubie w danym położeniu wzdłuż chłodnicy [kW];

$\Delta Q_p(x)$ – strumień ciepła przekazywany z popiołu do wody chłodzącej przepływającej w płaszczu w danym położeniu wzdłuż chłodnicy [kW];

$t_z(x)$ – temperatura popiołu w danym położeniu wzdłuż chłodnicy [°C];

$t_s(x)$ – temperatura wody w śrubie w danym położeniu wzdłuż chłodnicy [°C];

$t_p(x)$ – temperatura wody w płaszczu w danym położeniu wzdłuż chłodnicy [°C];

O_s – obwód śruby chłodnicy będący w kontakcie z popiołem [m];

O_p – obwód płaszcza chłodnicy będący w kontakcie z popiołem [m].

Wartości O_s i O_p zostały wyznaczone na podstawie stopnia wypełnienia przekroju chłodnicy żużlem ε (rys. 12). Do obliczeń przyjęto stałą temperaturę popiołu oraz wody chłodzącej dla danego położenia x wzdłuż długości chłodnicy.

Ważnym elementem równań (22) i (23) są wartości współczynników wnikania ciepła dla śruby i płaszcza, które obliczono korzystając ze wzorów:

$$\frac{1}{\alpha_{z-s}} = \frac{1}{\alpha_z} + \frac{1}{\alpha_s} + \frac{1}{\alpha_{ws}} \quad (24)$$

$$\frac{1}{\alpha_{z-s}} = \frac{1}{\alpha_z} + \frac{1}{\alpha_s} + \frac{1}{\alpha_{ws}} \quad (25)$$

Wykorzystując wzory (22-25) wyznaczono temperaturę popiołu t_z oraz wody chłodzącej t_{ws} i t_{wp} w położeniu $(x + \Delta x)$:

$$t_z(x + dx) = t_z(x) - \frac{\Delta Q_p(x) + \Delta Q_s(x)}{q_{vz} \cdot \rho_z \cdot C_{pz}} \quad (26)$$

$$t_{ws}(x + dx) = t_{ws}(x) + \frac{\Delta Q_s(x)}{q_{vw,s} \cdot \rho_w \cdot C_{pw}} \quad (27)$$

$$t_{wp}(x + dx) = t_z(x) + \frac{\Delta Q_p(x)}{q_{vw,p} \cdot \rho_w \cdot C_{pw}} \quad (28)$$

gdzie:

q_{vz} – strumień objętości żużla dla określonej prędkości obrotowej śruby [m^3/s];

$q_{vw,s}$ – strumień objętości wody chłodzącej w śrubie [m^3/s];

$q_{vw,p}$ – strumień objętości wody chłodzącej w płaszczu [m^3/s].

Ciepło właściwe oraz gęstość wody określono dla bieżącego położenia, osobno dla temperatury wody znajdującej się w płaszczu jak i w śrubie.

Opracowany model matematyczny został walidowany w oparciu o dane eksploatacyjne uzyskane z chłodnic popiołu kotła fluidalnego. Szczegóły modelu matematycznego pojedynczej śrubowej chłodnicy popiołu przedstawiłem w artykule A1 opublikowanym w prestiżowym czasopiśmie Powder Technology (2022).

Wzory (25-26) wymagały wyznaczenia wartości współczynników wnikania ciepła dla wody α_w , stali α_s oraz popiołu α_z . Wartość współczynnika α_w wyznaczono w oparciu o liczbę Nusselta opisaną empiryczną korelacją Dittusa-Boeltera¹⁶, zaś współczynnik α_w wyznaczono ze wzoru dla cienkościennej rury cylindrycznej przyjmując wartość współczynnika przewodnictwa cieplnego stali $\lambda_s = 50 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$ – zgodnie z dokumentacją techniczną wymiennika.

¹⁶ D. Taler, J. Taler, *Simple heat transfer correlations for turbulent tube flow*, E3S Web of Conferences, vol. 13, 2017, DOI: 10.1051/e3sconf/20171302008

Wartość współczynnika wnikania ciepła dla popiołu α_z wyznaczyłem z modelu Schlündera¹⁷:

$$\alpha_z = 2 \sqrt{\frac{\rho_z \cdot C_{pz} \cdot \lambda_z}{\pi \cdot t_c}} \quad (29)$$

gdzie:

λ_z – współczynnik przewodnictwa cieplnego popiołu [$W/(m \cdot K)$];

t_c – stała czasowa zależna od prędkości obrotowej śruby [$1/s$].

Ważnym elementem wzoru (29) jest wartość współczynnika przewodnictwa cieplnego popiołu, który w literaturze przyjmuje różne wartości. Dla przykładu Wang et al.¹⁸ przyjmowali wartość $\lambda_z = 0.96 W/(m \cdot K)$ (w temperaturze 50 °C), zaś w temperaturze 1000°C już $\lambda_z = 1.08 W/(m \cdot K)$. W innej pracy, Singh et al.¹⁹ przyjmowali wartość współczynnika przewodzenia ciepła jako stałą w całym zakresie temperatur, wynoszącą $\lambda_z = 0.70 W/(m \cdot K)$.

Z powodu braku precyzyjnej informacji w literaturze dotyczącej zależności współczynnika przewodnictwa cieplnego popiołu od temperatury zaprojektowałem i wykonałem dwa stanowiska badawcze umożliwiające pomiar wartości λ_z dla zakresu temperatur 100-500°C.

Opis obu stanowisk badawczych przedstawiłem w punktach A7. i A8.

Metoda wyznaczenia wartości λ_z bazuje na wyznaczeniu rozkładu temperatury wewnątrz badanej próbki popiołu i porównaniu wyników z rozwiązaniem analitycznym równania ciepła:

$$\rho_z \cdot C_{pz} \cdot \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda_z \cdot \Delta T \quad (30)$$

W przypadku stanowiska badawczego A7. mierzony jest liniowy rozkład temperatury wzdłuż wysokości cylindra, a więc równanie (30) sprowadza się do zagadnienia jednowymiarowego (zmienna „z” we współrzędnych cylindrycznych). Asymptotycznym rozwiązaniem (30) dla warunku $t \rightarrow \infty$ (wówczas $\lim_{t \rightarrow \infty} \frac{\partial T(t)}{\partial t} = 0$) jest liniowy rozkład temperatury wzdłuż wysokości cylindra, czyli funkcja w postaci: $T(z) = a \cdot z + b$. Przykładowe rozkłady temperatury uzyskane z pomiarów na stanowisku A7. przedstawiłem na rys. 13.

W zależności od dostarczanego strumienia ciepła Q uzyskano różne współczynniki nachylenia prostych, co wskazuje na fakt, że współczynnik przewodnictwa cieplnego żużla λ_z jest funkcją temperatury.

Uzyskane liniowe rozkłady temperatur pozwoliły wyznaczyć wartości współczynnika przewodnictwa cieplnego żużla korzystając z równania Fouriera w postaci:

$$Q = \frac{\lambda_z}{H} \cdot S \cdot \Delta T \quad (31)$$

Q – strumień ciepła, mierzony watomierzem [W];

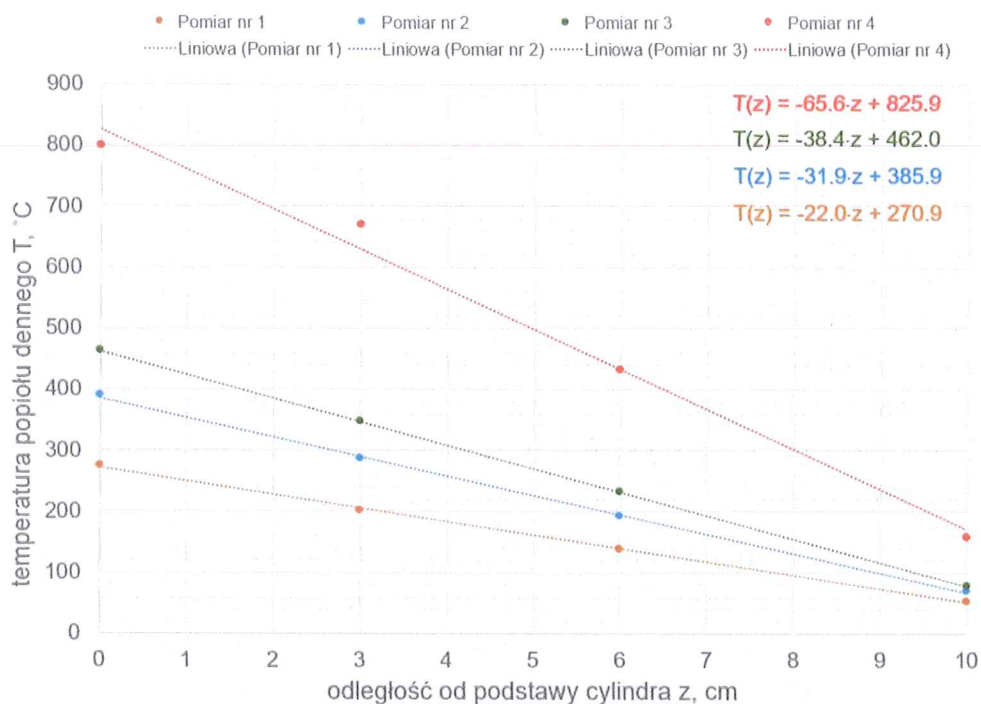
H – wysokość złoża popiołu w cylindrze pomiarowym, $H = 0.10 m$;

S – pole powierzchni przekroju cylindra, $S = 0.0314 m^2$.

¹⁷ E.V. Schlünder, *Particle heat transfer*, in Proceedings of the 7th International Heat Transfer Conference, Munich, Germany, 1982, str. 195-211

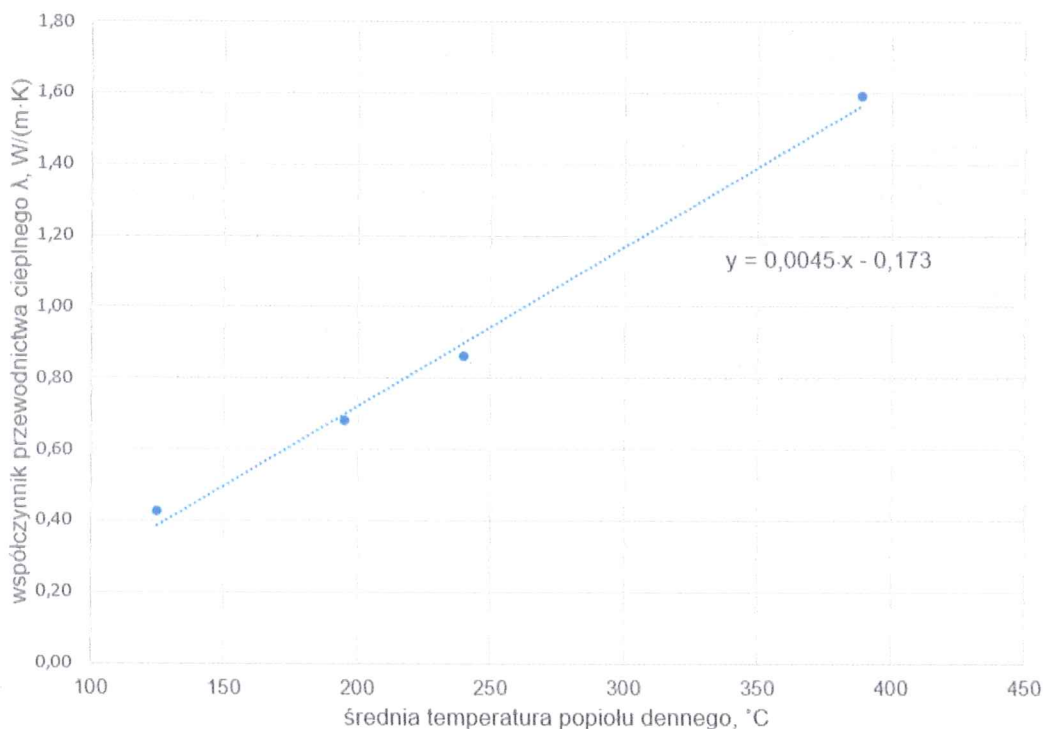
¹⁸ W. Wang, X. Si, H. Yang, H. Zhang, J. Lu, *Heat-Transfer Model of the Rotary Ash Cooler Used in Circulating Fluidized-Bed Boilers*, Energy Fuels, 24, 2010

¹⁹ R. Singh, K. Ghule, *Design, development, experimental and CFB analysis of a prototype fluidized bed stripper ash cooler*, Applied Thermal Engineering, 107, 2016



Rys. 13. Liniowe rozkłady temperatury żuźla wzdłuż wysokości cylindra pomiarowego z zaznaczeniem wartości odczytanymi z czterech termopar (kolorowe punkty) oraz liniami trendu wyznaczonymi z regresji liniowej.

Na rys. 14 przedstawiłem wartości λ_z obliczone na podstawie wzoru (31) z zaznaczeniem linii trendu wyznaczonej z regresji liniowej. Przedstawiona linia trendu bardzo dobrze dopasowuje się do uzyskanych wyników, co wskazuje na fakt, że wartość λ_z zmienia się z temperaturą żuźla. Ma to istotne znaczenie dla modelowania procesów cieplnych zachodzących wewnątrz chłodnicy popiołu.



Rys. 14. Wartości współczynnika przewodnictwa cieplnego λ_z obliczone na podstawie wzoru (32) z zaznaczeniem linii trendu wyznaczonej z regresji liniowej.

W celu weryfikacji uzyskanych wartości λ_z zaprojektowałem i wykonałem stanowisko badawcze nr 2, które opisałem w punkcie A8. Bazując na równaniu ciepła (30), tym razem pomiar rozkładu temperatury w złożu popiołu wykonałem wzdłuż promienia cylindra (a nie jak w poprzednio opisanym stanowisku – wzdłuż jego wysokości).

Profil temperatury wzdłuż promienia cylindra wyprowadziłem z równania ciepła w zmiennych cylindrycznych. Operator Δ (laplasjan) w zmiennych cylindrycznych na postać:

$$\Delta T = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \quad (32)$$

Ze względu na symetrię osiową układu funkcja T nie zależy od kąta θ oraz zmiennej z , a jedynie od promienia r tj. $T = T(r)$:

$$\Delta T(r) = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T(r)}{\partial r} \right) \quad (33)$$

Człon $\rho_z \cdot C_{p_z} \cdot \frac{\partial T}{\partial t}$ ma wymiar $[W/m^3]$ i określa zmianę temperatury jednostkowej objętości popiołu w czasie. Wyrażenie to można powiązać ze dostarczonym strumieniem ciepła Q :

$$\rho_z \cdot C_{p_z} \cdot \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{Q}{V} = \frac{Q}{\pi r^2 H} \quad (34)$$

gdzie:

Q – strumień ciepła dostarczany do popiołu przez grzałkę umieszczoną w osi cylindra $[W]$;

V – objętość, do której przekazywana jest energia cieplna $[m^3]$;

r – promień $[m]$;

H – wysokość warstwy popiołu w cylindrze $[m]$.

Uwzględniając powyższe założenia, równanie ciepła przyjmuje postać:

$$\frac{Q}{\pi H} \frac{1}{r^2} = \lambda_z \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad (35)$$

Całkując obustronnie (36) w granicach $[r_0, r]$ otrzymałem:

$$\frac{Q}{\lambda_z \pi H} \ln \left(\frac{r}{r_0} \right) = r \frac{\partial T}{\partial r} \quad (36)$$

Po uporządkowaniu członów otrzymałem równanie różniczkowe zwyczajne pierwszego rzędu:

$$\frac{\partial T}{\partial r} = \frac{Q}{\lambda_z \pi H} \frac{\ln(r) - \ln(r_0)}{r} \quad (37)$$

Całkując obustronnie (37) w granicach $[r_0, r]$ uzyskałem końcowy wzór na profil temperatury:

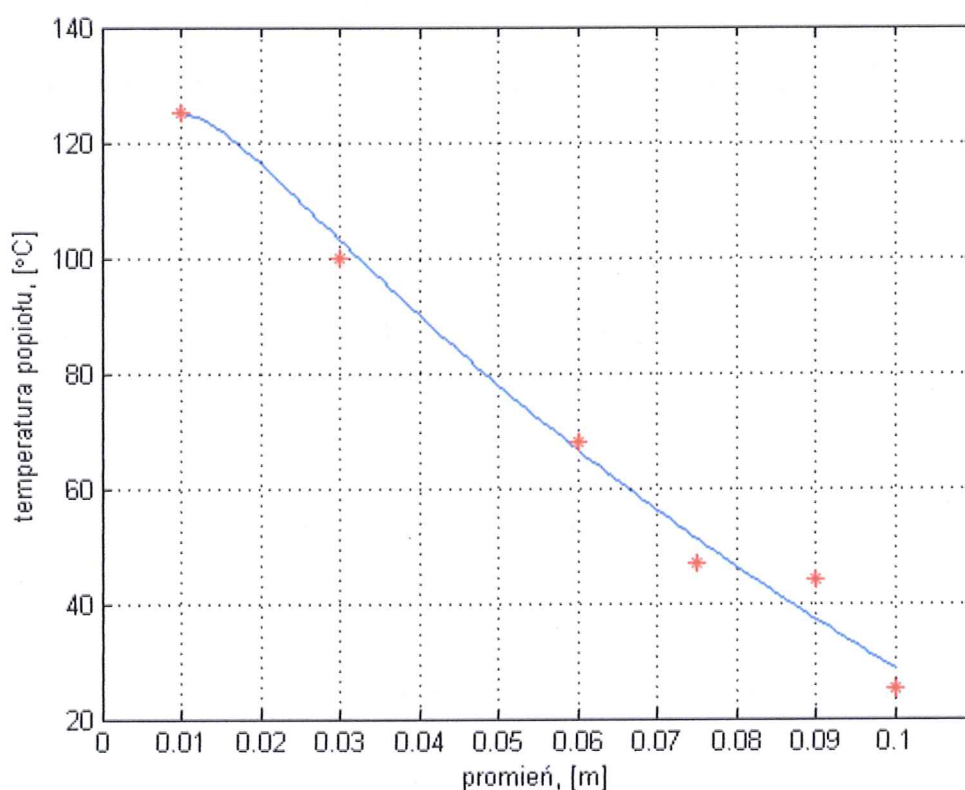
$$T(r) - T(r_0) = \frac{Q}{2\lambda_z \pi H} \left(\ln \left(\frac{r}{r_0} \right) \right)^2 \quad (38)$$

Równanie (38) opisuje rozkład temperatury wzdłuż promienia cylindra dla $r \in [r_0, R]$. Z oczywistych względów $r_0 \neq 0$, stąd pierwsza termopara umieszczona jest w odległości 1 cm od osi walca.

W przeprowadzonym doświadczeniu strumień ciepła Q mierzono watomierzem w [W], wysokość walca wynosiła $H = 0.2$ m, zaś promienia walca zmieniał się w zakresie $r \in [0.01, 0.10]$ m].

Pomiar temperatury rejestrowałem 6 termoparami w odległościach [m]: {0.01, 0.03, 0.06, 0.075, 0.09, 0.10}. Ostatni pomiar ($R = 0.10$ m) wykonano po zewnętrznej stronie ściany cylindra.

Przykładowe wyniki pomiarów przedstawiłem na rys. 15. Wartości temperatur uzyskałem po 7 godzinach wygrzewania złoża popiołu, a teoretyczny profil temperatury wyznaczyłem na podstawie wzoru (38).



Rys. 15. Wartości temperatur popiołu w kolejnych punktach pomiarowych (czerwone gwiazdy) wraz z naniesionym teoretycznym profilem (niebieska linia) – pierwsza seria pomiarowa

Wartość współczynnika przewodnictwa cieplnego popiołu λ_z wyznaczyłem stosując aproksymację średniokwadratową (regresję liniową) dla funkcji w postaci (gdzie λ jest wartością poszukiwaną):

$$Y = \lambda_z \cdot X \quad (39)$$

Postać wzoru (39) można otrzymać z rozwiązania (38) po prostych przekształceniach:

$$\left(\ln \left(\frac{r}{r_0} \right) \right)^2 = \lambda_z \left[\frac{2\pi H}{Q} (T(r) - T(r_0)) \right] \quad (40)$$

gdzie:

$$Y = \left(\ln \left(\frac{r}{r_0} \right) \right)^2; \quad X = \frac{2\pi H}{Q} (T(r) - T(r_0)) \quad (41)$$

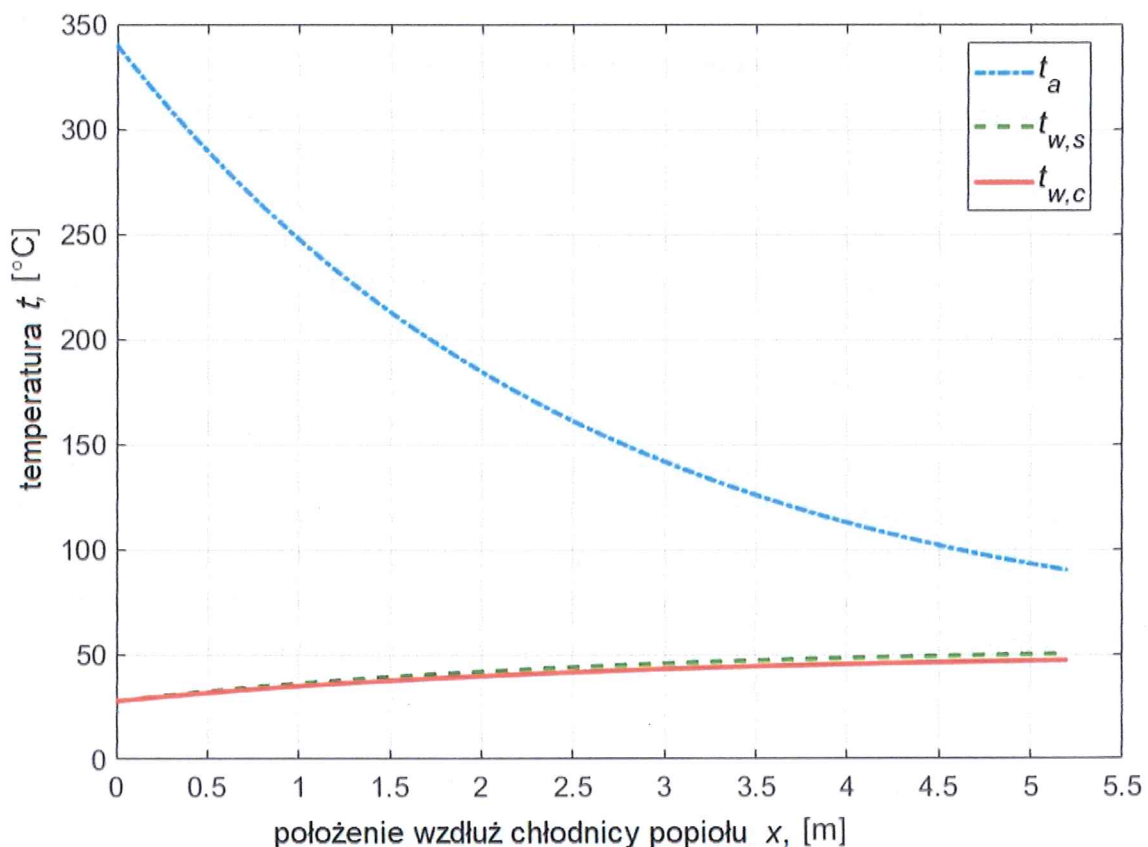
Stosując wzory aproksymacji średniokwadratowej otrzymałem formułę na λ :

$$\lambda_z = \frac{\sum_i Y_i \cdot X_i}{\sum_i X_i^2} \quad (42)$$

Stosując wzór (42) do uzyskanych danych pomiarowych otrzymałem wartość współczynnika przewodnictwa cieplnego żuźla $\lambda_z = 0.437 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$.

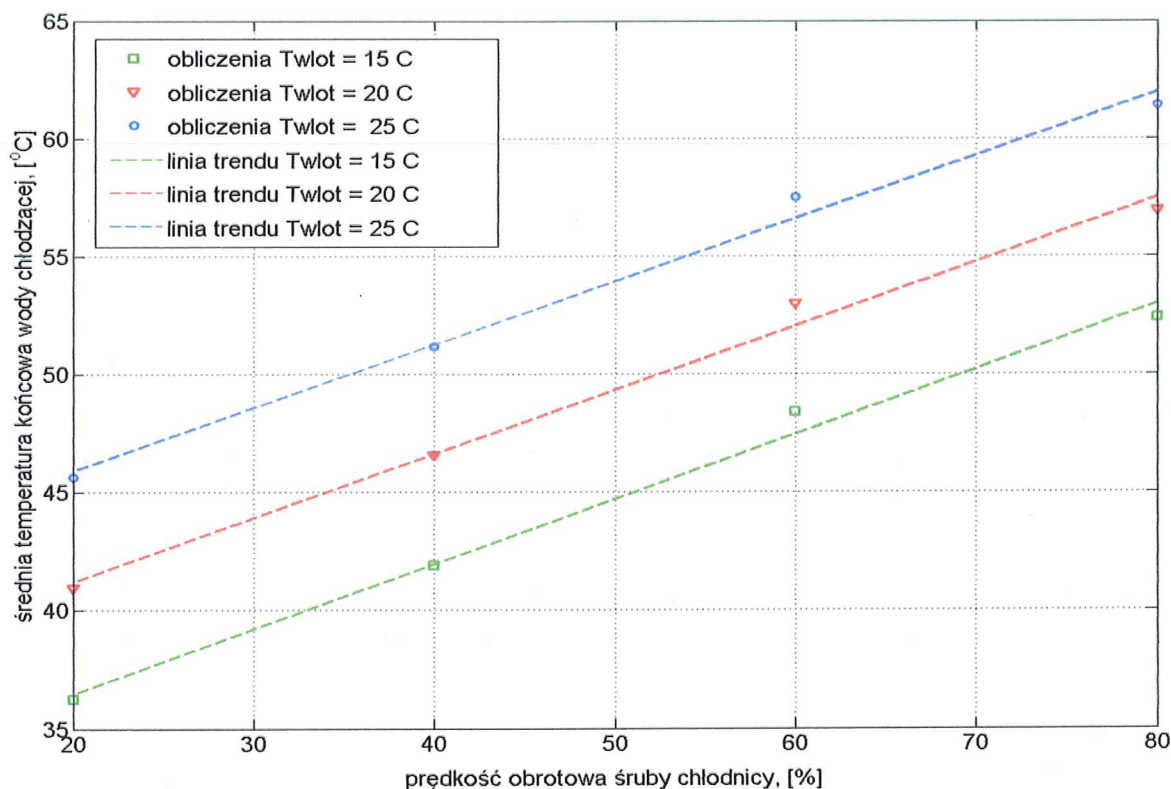
Otrzymane w obu doświadczeniach wartości współczynnika przewodnictwa cieplnego λ_z są w bardzo dobrej zgodności i zostały zaimplementowane do modelu matematycznego wymiennika.

Na rysunku 16 przedstawiłem przykładowe rozkłady temperatur wody chłodzącej w śrubie i płaszczu oraz żuźla wzdłuż chłodnicy popiołu otrzymane z opracowanego modelu matematycznego.



Rys. 16. Przykładowe rozkłady temperatur wody chłodzącej w śrubie $t_{w,s}$ (linia zielona) i płaszczu $t_{w,c}$ (linia czerwona) oraz żuźla t_a (linia niebieska) wzdłuż chłodnicy popiołu otrzymane z opracowanego modelu matematycznego dla prędkości obrotowej śruby = 20%

Opracowany model umożliwił wyznaczenie temperatur końcowych żuźla i wody w zależności od temperatury wody chłodzącej na wlocie do wymiennika. Graficzne zestawienie uzyskanych wyników przedstawiłem na rys. 17.



Rys. 17. Wykres ukazujący zależność średniej temperatury wody na wylocie z chłodnicy od prędkości obrotowej śruby parametryzowany temperaturą wody chłodzącej na wlocie do wymiennika

Na podstawie linii trendów przedstawionych na rys. 17 mogłem stwierdzić, czy woda chłodząca, po podgrzaniu w wymienniku, może być wykorzystywana w innych procesach technologicznych. Analizując krzywe trendu można zauważyć, że woda chłodząca może być wykorzystana do celów sanitarnych (50-65°C) jedynie, gdy prędkość obrotowa śruby jest w zakresie 70-80% oraz temperatura wlotowa wody chłodzącej jest powyżej 20°C. Osiągnięcie takich wartości temperatur wlotowych jest jednak możliwe tylko latem, ponieważ woda, wykorzystywana do chłodzenia popiołu, pobierana jest z zamkniętego układu chłodzenia skraplacze-chłodnie kominowe. Zimą temperatura wody wlotowej kształtuje się w okolicach 10°C i nie jest możliwe uzyskanie końcowej temperatury wody, która pozwoliłaby na późniejsze jej wykorzystanie (co obrazuje krzywa trendu dla temperatury wlotowej 15°C).

Na podstawie przedstawionych analiz teoretycznych i rozwiązań problemów technicznych związanych z eksploatacją zamkniętego układu chłodzenia bloku energetycznego uważam, że powyższe zagadnienia stanowią istotne obszary poznawcze, których badanie wpływa na pogłębienie wiedzy w zakresie zjawisk ciepło-przepływowych zachodzących w instalacjach przemysłowych. Moje badania wpisują się w światowe tendencje prac prowadzonych nad tymi zagadnieniami. Zaprezentowane przeze mnie rezultaty mogą stanowić uzupełnienie prac badawczych prowadzonych w innych placówkach naukowych dostarczając nowych narzędzi badawczych (modeli matematycznych) oraz danych eksperymentalnych (stanowiska badawcze).

5) Informacja o wykazywaniu się istotną aktywnością naukową albo artystyczną realizowaną w więcej niż jednej uczelni, instytucji naukowej lub instytucji kultury, w szczególności zagranicznej

Obok działalności naukowej związanej z prezentowanymi w niniejszym wniosku osiągnięciami naukowymi, będącymi przedmiotem przewodu habilitacyjnego, uczestniczę również w pracach badawczych polsko-czeskiej grupy naukowej nad problemami wychwytu i neutralizacji metali ciężkich (przede wszystkim rtęci) ze spalin. Współpraca badawcza w latach 2017-2020 pomiędzy Politechniką Wrocławską (Wydział Inżynierii Środowiska i Wydział Mechaniczno-Energetyczny) a ENET Center VSB Technical University of Ostrava oraz Czech Technical University in Prague zaowocowała czterem publikacjami w czasopismach z listy filadelfijskiej: *Waste Management*, *Fuel*, *Environment Protection Engineering* oraz *Rocznik Ochrona Środowiska*. Poniżej przedstawiam wykaz tych publikacji.

- C1.** Zbyszek Szeliga, Stanislav Honus, Zuzana Vávrová, Petr Jirsa, Vaclav Veselý, Milan Carsky, Milan Vujanovic, Paweł Regucki, Renata Krzyżyńska, *Effect of HCl on a sorption of mercury from gas evolved during incineration of hospital waste using entrained flow adsorbers*. *Waste Management* (Elmsford). 2022, vol. 140, s. 74-80. DOI:10.1016/j.wasman.2022.01.001
Punktacja MNiE 2019-2021: 200, IF (2020): 07.145
- C2.** Renata Krzyżyńska, Zbyszek Szeliga, Lukáš Pilar, Karel Borovec, Paweł Regucki, *High mercury emission (both forms: Hg^0 and Hg^{2+}) from the wet scrubber in a full-scale lignite-fired power plant*. *Fuel* (Guildford). 2020, vol. 270, art. 117491, s. 1-10. DOI:10.1016/j.fuel.2020.117491
Punktacja MNiSW 2019-2020: 140, IF (2018): 05.128
- C3.** Vaclav Veselý, Zbyszek Szeliga, Zuzana Vávrová, Bohumír Čech, Paweł Regucki, Renata Krzyżyńska, *Characteristic of mercury on the surface of ash originating from electrostatic precipitators of lignite and bituminous coal-fired power plants*. *Environment Protection Engineering*. 2019, vol. 45, nr 4, s. 45-59. DOI:10.5277/epe19040
Punktacja MNiSW 2019-2020: 70, IF (2018): 00.616
- C4.** Renata Krzyżyńska, Nick D. Hutson, Y. Zhao, Zbyszek Szeliga, Paweł Regucki, *Mercury removal and its fate in oxidant enhanced wet flue gas desulphurization slurry*. *Fuel* (Guildford). 2018, vol. 211, s. 876-882. DOI:10.1016/j.fuel.2017.10.004
Punktacja MNiSW 2013-2018: 40, IF (2018): 05.128
- C5.** Tomáš Blejchař, Jana Jablonska, Zbyszek Szeliga, Ondřej Zavila, Jaroslav Konvička, Paweł Regucki, Renata Krzyżyńska, *CFD model of SNCR with shifting effect of CO*. *Rocznik Ochrona Środowiska = Annual Set The Environment Protection*. 2018, T. 20, s. 109-122.
Punktacja MNiSW 2013-2018: 15, IF (2018): 00.563

W omawianym zakresie badań moje zainteresowania naukowe oscylują wokół następujących obszarów badawczych:

- a) badania wychwytu rtęci w elektrofiltrach i reemisji rtęci w mokrym absorberze realizowane na pełnoskalowych obiektach i jednostkach pilotażowych (C2., C3. i C4.);
- b) modelowanie matematyczne i numeryczne reakcji chemicznych z udziałem rtęci Hg^0 i Hg^{2+} oraz tlenków siarki i azotu (C5.);
- c) analiza wpływu różnego typu addytywów na skuteczność wychwytu i trwałego związania w mokrym absorberze rtęci i innych szkodliwych substancji zawartych w spalinach (C1., C2. i C4.).

Badania medyczne pokazują, że rtęć, emitowana do środowiska głównie podczas spalania węgla, jest bardzo silną neurotoksyną dla ludzi i środowiska²⁰. Z tych powodów emisja rtęci jest dokładnie kontrolowana²¹, a odpowiednie rozwiązania przyjmowane między innymi przez Unię Europejską prowadzą do systematycznego obniżania jej emisji (tzw. best available technologies - BAT-y).

Rtęć, obecna w węglu (brunatnym lub kamiennym) jest najpierw odparowywana w komorze paleniskowej, a następnie transportowana ze strumieniem spalin oraz cząstek popiołu lotnego do atmosfery. W trakcie transportu może być wiązana na powierzchni cząstek pyłów lotnych, co umożliwia jej późniejszy wychwyt w elektrofiltrze lub też może być wiązana chemicznie w różnego typu instalacjach oczyszczania spalin jak np. mokre absorbery.

W zakresie moich zainteresowań jest badanie stężenia rtęci w popiele lotnym pobranym z filtrów elektrostatycznych (ESP) zainstalowanych w elektrowniach na węgiel brunatny i kamienny. Uczestniczyłem w badaniach dotyczących wychwytu rtęci prowadzonych w latach 2017-2020 przez międzynarodową grupę z Politechniki Wrocławskiej (Wydział Inżynierii Środowiska i Wydział Mechaniczno-Energetyczny), ENET Center VSB Technical University of Ostrava oraz Czech Technical University in Prague.

Wyniki uzyskane w trakcie badań i zaprezentowane w C3. wykazały, że rtęć znajduje się na powierzchni cząstek popiołu lotnego wychwytywanych w elektrofiltrze, ale jej stężenie maleje wraz ze wzrostem wielkości tych cząstek. Cząstki popiołu o średnicach od 50 do 60 μm charakteryzują się maksymalną zdolnością do adsorpcji rtęci i jej związków. Testy wymywalności wykazały, że tylko mała część rtęci jest wymywana, co sugeruje, że występuje ona głównie na powierzchni cząstek w postaci nierozpuszczalnych związków, takich jak Hg , HgO , HgS i Hg_2Cl_2 . Ponadto wykonane badania sugerują, że metale takie jak miedź i ołów tworzą aktywne centra popiołu, które są następnie zajmowane przez cząsteczki zawierające atomy rtęci. Można więc spodziewać się, że duża zawartość tych pierwiastków w popiele miałyby znaczący wpływ na sorpcję rtęci z gazów spalinowych.

Alternatywą do technologii wykorzystującej wychwytywanie rtęci zlokalizowanej w gazach spalinowych w elektrofiltrze, jest absorpcja utlenionych form rtęci w instalacjach mokrego

²⁰ L. Pawłowski, *Effect of mercury and lead on the total environment*, Environ. Prot. Eng., 2011, 37 (1), 105

²¹ EPRI Technical Report. *An Assessment of Mercury Emissions from Coal-Fired Power Plants*. Palo Alto, CA: EPRI; 2000

oczyszczania spalin. Jednak ze względu na zróżnicowanie istniejących form rtęci i ich zachowanie w strumieniu spalin, rtęć nadal stanowi problematyczne zanieczyszczenie w siłowniach ciepłych opalanych węglem. Artykuły C2. i C4. są wynikiem wspólnie przeprowadzonych badań nad wychwytywaniem rtęci w symulowanych laboratoryjnie instalacjach mokrego odsiarczania spalin (WFGD) w zawiesinie z addytywami lub bez nich.

Badania przedstawione w artykule C4. potwierdziły, że utlenianie rtęci elementarnej zmienia jej rozpuszczalność, przez co jest łatwiejsza do usunięcia. Zatem rtęć może być usuwana w układach mokrego odsiarczania spalin wraz z innymi zanieczyszczeniami (SO_2 , NO_x), gdy zawiesina absorbera zostanie domieszkowana odpowiednio dobranymi addytywami. Ponadto stwierdziliśmy, że reemisja rtęci z mokrej zawiesiny wapiennej z dodatkiem chlorynu sodu była znikoma. Wychwycona rtęć może zostać zaabsorbowana w wodzie lub zostać zaadsorbowana na ciałach stałych. W zależności od charakteru ciał stałych, rozdział Hg w tych dwóch fazach może się diametralnie różnić. Przedstawione badania wykazały, że większość Hg zostaje zatrzymana w fazie ciekłej, co jest zgodne z charakterem związków: CaCO_3 , CaSO_3 i CaSO_4 , których struktura krystaliczna nie sprzyja adsorpcji Hg.

W artykule C2. opisano i omówiono wyniki badań niestandardowego zachowania rtęci, a zwłaszcza jej wysokiej emisji w dwóch formach: elementarnej (Hg^0) i utlenionej (Hg^{2+}), z mokrego układu odsiarczania spalin (WFGD) zarejestrowane w jednej z elektrowni konwencjonalnej na węgiel brunatny. Stwierdziliśmy, że 67–80 % całkowitego, wejściowego stężenia rtęci opuściło absorber WFGD. Ponadto główną formą emisji była forma utleniona rtęci (około 60–70% całkowitego wylotowego stężenia rtęci). Wyniki pokazały, że rtęć była w bardzo wysokim stężeniu ($10 \mu\text{g/g}$) w stałych produktach ubocznych odsiarczania, podczas gdy faza ciekła zawierała około $1 \mu\text{g/dm}^3$. Wskazaliśmy, że żelazo (Fe), które występuje w bardzo wysokich stężeniach w stałych próbkach WFGD (1.81 % wag. Fe) i węgla brunatnym (do 20 g/kg Fe) jest głównym czynnikiem odpowiedzialnym za zakłócanie absorpcji rtęci w absorberze oraz podział między fazy i sprzyja jej ponownej emisji. Ponadto uważamy również, że stosunkowo wysokie stężenie jodu (130 g/m^3) w zawieszynie wapiennej prowadzi do emisji rtęci w postaci utlenionej, głównie jako HgI_2 , charakteryzującej się bardzo wysoką lotnością. Ponadto pozostałe związki rozpuszczone w zawieszynie wapiennej, takie jak Mn, Al i Mg mogą dodatkowo komplikować mechanizmy chemiczne wiązania rtęci, przyczyniając się tym samym do jej zwiększonej reemisji.

6) Informacja o osiągnięciach dydaktycznych, organizacyjnych oraz popularyzujących naukę lub sztukę

Udział w komitetach organizacyjnych międzynarodowych i krajowych konferencji naukowych

1. *XXII Fluid Mechanics Conference*, 11-14.09.2016, Słok/Bełchatów, Polska.

Byłem członkiem komitetu organizacyjnego konferencji, w którym pełniłem funkcję kierownika (conference manager). Konferencja miała charakter międzynarodowy. Odpowiadałem za przygotowanie techniczne konferencji i byłem współautorem materiałów pokonferencyjnych:

Henryk Kudela [Red.], Paweł Regucki [Red.], Katarzyna Strzelecka [Red.], *XXII Fluid Mechanics Conference: proceedings, book of abstracts*. Wrocław: Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, 2016. ISBN 978-83-7493-961-4

2. *3rd Scientific Conference with International Participation ENERGY RESOURCES OF THE REGION – PRESENT AND FUTURE 2014*, 23 październik 2014, Trnava, Słowacja. Jednodniowa konferencja naukowa zorganizowana przez Faculty of Materials Science and Technology, Slovak University of Technology in Bratislava. Byłem członkiem komitetu naukowego tej konferencji oraz wygłosiłem prezentację: P. Regucki, A. Tatarek, W. Zacharczuk: „Polish program of nuclear power engineering development in the context of reduction of CO2 emission“.

3. *XVII Krajowa Konferencja Mechaniki Płynów*, 17-21.09.2006, Słok/Bełchatów, Polska.

Byłem członkiem komitetu organizacyjnego konferencji, w którym pełniłem funkcję sekretarza (conference secretary). Konferencja miała charakter krajowy. Odpowiadałem za przygotowanie techniczne konferencji oraz byłem współautorem materiałów pokonferencyjnych:

Henryk Kudela [Red.], Paweł Regucki [Red.], *XVII Krajowa Konferencja Mechaniki Płynów: Abstrakty*. Wrocław: Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, 2006. ISBN 83-7085-969-00

Otrzymane nagrody i wyróżnienia

Wyróżnienie z okazji 100-lecia Uczelni Technicznych we Wrocławiu, 15.11.2010, JM Rektor Politechniki Wrocławskiej, w uznaniu zasług na rzecz rozwoju Politechniki Wrocławskiej, przejawiających się w prowadzeniu prac naukowych na wysokim poziomie, rzetelnym kształceniu przyszłych absolwentów oraz rozsławianiu imienia Alma Mater.

Międzynarodowe i krajowe nagrody za działalność naukową albo artystyczną

Medal brązowy za długoletnią służbę wydany postanowieniem Prezydenta Rzeczypospolitej, leg. Nr 439-2011-212 z dnia 31 sierpnia 2011r.

Członkostwo w międzynarodowych i krajowych organizacjach oraz towarzystwach naukowych

W latach 2016 – 2018 byłem członkiem stowarzyszonym Sekcji Mechaniki Płynów Komitetu Mechaniki Polskiej Akademii Nauk

Osiągnięcia dydaktyczne i w zakresie popularyzacji nauki lub sztuki

1. Pierwsze miejsce w konkursie na najlepszego prowadzącego w roku akademickim 2006/07 na Wydziale Mechaniczno-Energetycznym Politechniki Wrocławskiej.
2. Pierwsze miejsce w konkursie na najlepszego prowadzącego w roku akademickim 2007/08 na Wydziale Mechaniczno-Energetycznym Politechniki Wrocławskiej.
3. Dyplom za opiekę promotorską pracy dyplomowej pt.: *„Analiza możliwości wykorzystania ciepła odpadowego z chłodnicy popiołu kotła fluidalnego”* wykonanej przez mgr inż. Julię Dembkowską w VII edycji Konkursu im. prof. Teodora Wróblewskiego na najlepszą pracę dyplomową z zakresu energetyki obronionej na Wydziale Mechaniczno-Energetycznym w roku akademickim 2018/19.
4. Udział w drugiej edycji Festiwalu Nauki w gminie Kąty Wrocławskie, objętej patronatem Dolnośląskiego Festiwalu Nauki, Kąty Wrocławskie, 22.09.2020, ogłoszenie prezentacji pt.: *„Jak rozpalić ogień – przemiany energetyczne wokół nas”*
5. Udział w pierwszej edycji Festiwalu Nauki w gminie Kąty Wrocławskie, objętej patronatem Dolnośląskiego Festiwalu Nauki, Kąty Wrocławskie, 19.09.2019, ogłoszenie prezentacji pt.: *„Krótka historia lotu balonem – labirynty techniki”*
6. Udział w Dolnośląskim Festiwalu Nauki na terenie Politechniki Wrocławskiej, wrzesień 2019, ogłoszenie dwóch prezentacjami pt.: *„Krótka historia lotu balonem – labirynty techniki”*, *„Co się dzieje, gdy w mieście wiatr wieje? – labirynty techniki”*

Opieka naukowa nad studentami

W trakcie pełnienia funkcji wydziałowego pełnomocnika ds. międzynarodowych programów edukacyjnych (od 2005 do chwili obecnej) sprawuję opiekę nad studentami zagranicznymi, którzy przyjeżdżają na Wydział Mechaniczno-Energetyczny w ramach międzynarodowej wymiany z zagranicznymi uczelniami. W ramach pełnionych obowiązków pomagam studentom w wyborze kursów anglojęzycznych oferowanych na Politechnice Wrocławskiej, nadzoruję ich pobyt na uczelni oraz przygotowuję dokumenty rozliczające ich wymianę (learning agreement, transcript of records).

Prowadzę zajęcia dydaktyczne, w tym wykłady i laboratoria w języku angielskim na specjalności Refrigeration and Cryogenics na II stopniu studiów. Jestem opiekunem kilkunastu prac inżynierskich i magisterskich w tym również w opracowanych w języku angielskim.



Opieka naukowa nad doktorantami w charakterze opiekuna naukowego lub promotora pomocniczego

Barbara Janowska (z domu Engler), 2014-2019, *Badania cieplno-przepływowe chłodnicy popiołu dennego kotła fluidalnego*, Politechnika Wrocławska, Wydział Mechaniczno-Energetyczny, Katedra Termodynamiki, Teorii Maszyn i Urządzeń Ciepłych, promotor pomocniczy

Inne osiągnięcia

1. 16.09.2005 – do chwili obecnej – funkcja wydziałowego pełnomocnika ds. międzynarodowych programów edukacyjnych (w tym: LLP/Erasmus, Erasmus+, Leonardo da Vinci, TIME, Exchange);
2. 01.01.2005 – 15.09.2005 - funkcja wydziałowego koordynatora programu Socrates/Erasmus na Wydziale Mechaniczno-Energetycznym PWr.;
3. Nagrody Dziekana Wydziału Mechaniczno-Energetycznego za całokształt działalności naukowo-dydaktycznej (2004, 2005, 2006, 2008)
4. Nagrody Rektora Politechniki Wrocławskiej w uznaniu wyróżniającego wkładu w działalność uczelni (2007, 2008, 2010, 2016, 2017, 2018, 2019)
5. Dziewięć publikacji popularno-naukowych w czasopiśmie *Energetyka Ciepła i Zawodowa*:
 - Henryk Kudela, **Paweł Regucki**, *Niższa temperatura, sprawniejszy blok*. Energetyka Ciepła i Zawodowa. 2015, nr 1, s. 52-56.
 - **Paweł Regucki**, Wiesław Wędrychowicz, Artur Andruszkiewicz, Barbara Janowska, *Przymierzyć się do wody*. Energetyka Ciepła i Zawodowa. 2015, nr 3, s. 106-110.
 - **Paweł Regucki**, Artur Andruszkiewicz, Wiesław Wędrychowicz, Barbara Janowska, Piotr Synowiec, *Bezawaryjna droga*. Energetyka Ciepła i Zawodowa. 2015, nr 4, s. 70-74.
 - **Paweł Regucki**, Artur Andruszkiewicz, Wiesław Wędrychowicz, Barbara Janowska, *Odzyskane z odsolin*. Energetyka Ciepła i Zawodowa. 2015, nr 5, s. 114-120.
 - **Paweł Regucki**, Barbara Janowska, *Woda limitowana. Gospodarka wodno-ściekowa w zamkniętym układzie chłodzenia bloku energetycznego*. Energetyka Ciepła i Zawodowa. 2015, nr 6, s. 30-34.
 - Henryk Kudela, **Paweł Regucki**, *Nowoczesna diagnostyka pracy kotła fluidalnego*. Energetyka Ciepła i Zawodowa. 2014, nr 1, s. 68-73.
 - Artur Andruszkiewicz, **Paweł Regucki**, Krzysztof Kubas, Wiesław Wędrychowicz, Barbara Janowska, *Wyliczyć alternatywę : modelowanie rozplywu wody chłodzącej do urządzeń pomocniczych kotła*. Energetyka Ciepła i Zawodowa. 2014, nr 6, s. 20-24.
 - Wiesław Wędrychowicz, Artur Andruszkiewicz, **Paweł Regucki**, *Instalacja w kolorach*. Energetyka Ciepła i Zawodowa. 2014, nr 7, s. 44-49.
 - Henryk Kudela, **Paweł Regucki**, *Numeryczny monitoring skraplacza*. Energetyka Ciepła i Zawodowa. 2013, nr 8, s. 34-41.

7) Oprócz kwestii wymienionych w pkt. 1-6, wnioskodawca może podać inne informacje, ważne z jego punktu widzenia, dotyczące jego kariery zawodowej

Na całokształt mojego dorobku naukowego składa się **62 prac publikowanych** (w tym **57 opublikowanych po uzyskaniu stopnia doktora**). Jestem również autorem/współautorem **26 prac niepublikowanych** stanowiących sprawozdania i raporty z przeprowadzonych badań i zleceń przemysłowych (w tym **23 opracowanych po uzyskaniu stopnia doktora**) oraz **1 patentu przyznany po uzyskaniu stopnia doktora**.

Sumaryczny impact factor (IF):

- Dorobek naukowy po uzyskaniu stopnia doktora: **34.435**
- Dorobek w obszarze osiągnięcia badawczego: **8.768**

(stan na dzień 24.02.2021)

Liczba prac udokumentowanych w basie Web of Science (WoS):

- Prace po uzyskaniu stopnia doktora: **20**

Liczba cytowań publikacji według bazy Web of Science (WoS):

- Cytowania po uzyskaniu stopnia doktora: **45**

Liczba prac udokumentowanych w basie Scopus:

- Prace po uzyskaniu stopnia doktora: **24**

Liczba cytowań publikacji według bazy Scopus:

- Cytowania po uzyskaniu stopnia doktora: **56**

Indeks Hirscha według bazy Web of Science : **4**

Indeks Hirscha według bazy Scopus : **4**

Informacja o liczbie punktów MNiSW

- Punkty MNiSW z publikacji wiodących: **270**
- Punkty MNiSW z publikacji wspomagających: **68**
- Punkty MNiSW z pozostałych publikacji: **652**

Łącznie punktów MNiSW: **990**

04.03.2022
Paweł Regucki