

Załącznik nr 3 do postępowania habilitacyjnego (wersja polska)

Autoreferat

Przedstawiający opis dorobku i osiągnięć naukowo-badawczych, dydaktycznych oraz organizacyjnych w szczególności określonych w art. 219 ust. 1 pkt. ustawy z dnia 20 lipca 2018 r. Prawo o szkolnictwie wyższym i nauce (Dz. U. z 2020 r. poz. 85 z późn. zm.)



dr inż. Tomasz Zygmunt Kaczmarczyk

Instytut Maszyn Przepływowych Polskiej Akademii Nauk
Ośrodek Mechaniki Maszyn
Zakład Dynamiki i Diagnostyki Turbin
ul. Fiszer 14, 80-231 Gdańsk

29.08.2022 *Tomasz Kaczmarczyk*
Data i podpis

Gdańsk, 2022

Spis treści

1. Imię i nazwisko.....	3
2. Posiadane dyplomy, stopnie naukowe lub artystyczne - z podaniem podmiotu nadającego stopień, roku ich uzyskania oraz tytułu rozprawy doktorskiej.....	3
3. Informacja o dotychczasowym zatrudnieniu w jednostkach naukowych lub artystycznych.....	5
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 2020 r. poz. 85 z późn. zm.).....	6
a) Tytuł osiągnięcia naukowego.....	6
b) Wykaz prac wchodzących w skład osiągnięcia.....	6
c) Autorstwo zrealizowanego oryginalnego osiągnięcia projektowego, konstrukcyjnego lub technologicznego.....	8
d) Omówienie celu naukowego ww. prac i osiągniętych wyników wraz z omówieniem ich ewentualnego wykorzystania.....	10
4.1. Uzasadnienie wyboru obszaru badawczego.....	10
4.2. Cel naukowy przeprowadzonych prac badawczych.....	16
4.3. Podejście metodologiczne w realizowanych badaniach.....	20
4.4. Omówienie uzyskanych wyników badań.....	24
4.4.1. Badania pomp i agregatów pompowych.....	24
4.4.2. Badania mikrozespołów ekspansyjnych.....	32
Objęściowe zespoły ekspansyjne (typu spiralnego).....	32
Przepływowe zespoły ekspansyjne (mikroturbogeneratory).....	44
4.4.3. Badania mikroinstalacji kogeneracyjnych ORC.....	62
4.5. Możliwości aplikacyjne instalacji ORC w świetle wykonanych badań.....	66
4.6. Podsumowanie osiągnięcia naukowego.....	69
5. Informacja o wykazywaniu się aktywnością naukową albo artystyczną realizowaną w więcej niż jednej uczelni, instytucji naukowej lub instytucji kultury, w szczególności zagranicznej.....	70
6. Informacja o osiągnięciach dydaktycznych, organizacyjnych oraz popularyzujących naukę lub sztukę.....	71
7. Inne informacje, ważne z punktu widzenia wnioskodawcy, dotyczące jego kariery zawodowej.....	72

1. Imię i nazwisko.

Tomasz Zygmunt Kaczmarczyk

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

Poniżej zamieściłem chronologiczny wykaz dyplomów, stopni i tytułów naukowych oraz ukończonych kursach i zdobytych uprawnieniach zawodowych związanych z moją działalnością badawczo-dydaktyczną. Ukończone kursy i nabyte uprawnienia zawodowe umożliwiły mi m.in. bezpieczne i zgodne ze sztuką wykonywanie pomiarów (cieplno-przepływowych i elektroenergetycznych) oraz badań w warunkach laboratoryjnych i przemysłowych. Informacje o dodatkowych szkoleniach i ukończonych kursach zamieściłem w rozdziale siódmym niniejszego załącznika.

2019 **Świadectwo kwalifikacyjne typu D** (wydane przez Energetyczna Komisja Kwalifikacyjna przy ODK-SIMP w Bydgoszczy), uprawniające do zajmowania się eksploatacją urządzeń, instalacji i sieci na stanowisku **dozoru** w zakresie: obsługa, konserwacja, remonty, montaż, kontrolno-pomiarowym do 1 kV dla następujących urządzeń, instalacji i sieci:

Grupa 1. Urządzenia, instalacje i sieci elektroenergetyczne wytwarzające, przetwarzające, przesyłające i zużywające energię elektryczną:

2. Urządzenia, instalacje i sieci elektroenergetyczne o napięciu nie wyższym niż 1 kV,

3. Urządzenia, instalacje i sieci o napięciu znamionowym powyżej 1 kV,

4. Zespoły prądotwórcze o mocy powyżej 50 kW,

5. Urządzenia elektrotermiczne,

7. Sieci elektryczne oświetlenia ulicznego,

10. Aparatura kontrolno-pomiarowa oraz urządzenia i instalacje automatycznej regulacji; sterowania i zabezpieczeń urządzeń i instalacji wymienionych w pkt. j.w.

2019 **Świadectwo kwalifikacyjne typu E** (wydane przez Energetyczna Komisja Kwalifikacyjna przy ODK-SIMP w Bydgoszczy), uprawniające do zajmowania się eksploatacją urządzeń, instalacji i sieci na stanowisku **eksploatacji** w zakresie: obsługa, konserwacja, remonty, montaż, kontrolno-pomiarowym do 1 kV dla następujących urządzeń, instalacji i sieci:

Grupa 1. Urządzenia, instalacje i sieci elektroenergetyczne wytwarzające, przetwarzające, przesyłające i zużywające energię elektryczną:

2. Urządzenia, instalacje i sieci elektroenergetyczne o napięciu nie wyższym niż 1 kV,

3. Urządzenia, instalacje i sieci o napięciu znamionowym powyżej 1 kV,

4. Zespoły prądotwórcze o mocy powyżej 50 kW,

5. Urządzenia elektrotermiczne,

7. Sieci elektryczne oświetlenia ulicznego,

10. Aparatura kontrolno-pomiarowa oraz urządzenia i instalacje automatycznej regulacji; sterowania i zabezpieczeń urządzeń i instalacji wymienionych w pkt. j.w.

- 2012 **Stopień doktora nauk technicznych** w dyscyplinie budowa i eksploatacja maszyn (specjalność: wymiana ciepła i wymienniki). Politechnika Gdańska, Wydział Mechaniczny.
- Tytuł rozprawy doktorskiej: „Wrzenie nanocieczy na poziomych rurkach o zmodyfikowanej powierzchni”.
- Promotor pracy: prof. dr hab. inż. Janusz T. Cieśliński.
- Recenzenci: prof. dr hab. inż. Piotr Cyklis (Politechnika Krakowska);
dr hab. inż. Tomasz Wiśniewski, prof. nadzw. Politechniki Warszawskiej.
- 2009 **Dyplom i Puchar Ministra i Szkolnictwa Wyższego** za pracę dyplomową pt. „Budowa układu obciążenia ogniwa paliwowego wykonanego w technologii PEM” obronioną w roku 2007/2008 na Politechnice Gdańskiej na Wydziale Elektrotechniki i Automatyki, której opiekunem naukowym był dr inż. Józef Czucha.
- 2009 **Dyplom Prezesa SIMP** za zajęcie I miejsca w Ogólnopolskim Konkursie o Dyplom i Nagrodę Prezesa SIMP na najlepszą pracę dyplomową o profilu mechanicznym IX Edycja: rok akademicki 2007/2008.
- 2008 **Tytuł zawodowy magistra inżyniera (z wynikiem ponad dobrym)**. Studia dzienne 5-letnie na kierunku Automatyka i Robotyka (specjalność: automatyka). Politechnika Gdańska, Wydział Elektrotechniki i Automatyki.
- Tytuł pracy magisterskiej: „Budowa układu obciążenia ogniwa paliwowego wykonanego w technologii PEM”. Promotor pracy – dr inż. Józef Czucha.
- 2008 **Świadectwo kwalifikacyjne typu E** (wydane przez Stowarzyszenie Elektryków Polskich oddział Gdańsk), uprawniające do zajmowania się eksploatacją urządzeń, instalacji i sieci na stanowisku eksploatacji w zakresie: obsługi, konserwacji, remontów, montażu dla następujących urządzeń, instalacji i sieci:
- Grupa 1.** Urządzenia, instalacje i sieci elektroenergetyczne wytwarzające, przetwarzające, przesyłające i zużywające energię elektryczną:
2. Urządzenia, instalacje i sieci elektroenergetyczne o napięciu nie wyższym niż 1 kV,
 5. Urządzenia elektrotermiczne,
 6. Urządzenia do elektrolizy,
 7. Sieci elektryczne oświetlenia ulicznego,
 10. Aparatura kontrolno-pomiarowa oraz urządzenia i instalacje automatycznej regulacji; sterowania i zabezpieczeń urządzeń i instalacji wymienionych w pkt. 2, 5, 6, 7.
- 2006 **Dyplom ukończenia Kursu Pedagogicznego** przygotowującego do pracy dydaktycznej. Organizatorem szkolenia była Politechnika Gdańska, a instytucją przeprowadzającą szkolenie był Uniwersytet Gdański.
- 2005 **Tytuł zawodowy magistra inżyniera (z wynikiem bardzo dobry)**. Studia dzienne 5-letnie na kierunku Mechanika i Budowa Maszyn (specjalność: urządzenia przemysłu spożywczego i ochrony środowiska). Politechnika Gdańska, Wydział Mechaniczny.
- Tytuł pracy magisterskiej: „Badanie wrzenia mieszanin dwuskładnikowych”. Promotor pracy – prof. dr hab. inż. Janusz T. Cieśliński.

2000 **Tytuł technika mechanika (z wyróżnieniem)**, specjalność *Budowa i eksploatacja maszyn i urządzeń mechanicznych*. Technikum Mechaniczne w Pińczowie.

3. Informacja o dotychczasowym zatrudnieniu w jednostkach naukowych.

Poniższe zastawienie opracowałem w oparciu o zawarte umowy o pracę lub/i świadectwa pracy. Poniższe zestawianie nie obejmuje mojej współpracy z sektorem przemysłowym.

- od 2015 adiunkt w Zakładzie Dynamiki i Diagnostyki Turbin – Ośrodek Mechaniki Maszyn Instytutu Maszyn Przepływowych Polskiej Akademii Nauk w Gdańsku.
- 2013 – 2015 adiunkt w Zakładzie Termodynamiki – Ośrodek Termomechaniki Płynów Instytutu Maszyn Przepływowych Polskiej Akademii Nauk w Gdańsku.
- 2010 – 2014 starszy referent techniczny w Katedrze Ekoinżynierii i Silników Spalinowych na Wydziale Mechanicznym Politechniki Gdańskiej.
- 2008 – 2010 starszy referent techniczny w Katedrze Ekoinżynierii i Aparatury Procesowej na Wydziale Mechanicznym Politechniki Gdańskiej.

Pokrywanie się czasookresów pracy wynikało z zatrudnienia w niepełnym wymiarze czasu pracy w danych jednostkach.

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 2020 r. poz. 85 z późn. zm.).

a) Tytuł osiągnięcia naukowego

Jako osiągnięcie naukowe uzyskane po otrzymaniu stopnia doktora nauk technicznych, stanowiące znaczny wkład w rozwój dyscypliny inżynieria mechaniczna (w dziedzinie nauk inżynieryjno-technicznych), wskazuję cykl publikacji powiązanych tematycznie oraz trzy oryginalne osiągnięcia projektowo-konstrukcyjne związane z badaniami układów kogeneracyjnych wykonanych w technologii ORC (Organic Rankine Cycle) oraz ich podzespołów pod zbiorczym tytułem:

„Badania cieplno-przepływowe i elektroenergetyczne układów mikrokogeneracyjnych ORC oraz ich podzespołów”

Wykaz prac naukowych stanowiących moje osiągnięcie naukowe zamieściłem w tabeli 4.1. W skład tych prac wchodzi 1 monografia oraz 13 artykułów naukowych indeksowanych w bazie Web of Science (WoS). Wszystkie prace wchodzące w skład osiągnięcia naukowego były zrealizowane po uzyskaniu stopnia naukowego doktora nauk technicznych. W tabeli 4.1 zamieściłem dodatkowe informacje o czasopismach tj. wskaźniku Impact Factor (IF) oraz liczbie punktów wg MNiSW. Oświadczenia współautorów potwierdzające indywidualny wkład w powstanie artykułów i monografii zamieściłem w zał. nr. 5.

b) Wykaz prac wchodzących w skład osiągnięcia

Tabela 4.1. Wykaz prac naukowych wchodzących w skład osiągnięcia naukowego.

Lp.	Dane dot. artykułu lub monografii	IF (rok)	Punkty wg MNiSW
A1	<u>Kaczmarczyk T.Z.</u> , Żywica G.: Experimental research of a micropower volumetric expander for domestic applications at constant electrical load. Sustainable Energy Technologies and Assessments 2022; vol. 49, 101755. (WoS, JCR)	7.632 ²⁾ (2021)	140 ²⁾
A2	<u>Kaczmarczyk T.Z.</u> : Experimental research of a small biomass organic Rankine cycle plant with multiple scroll expanders intended for domestic use. Energy Conversion and Management 2021; vol. 244, 114437. (WoS, JCR)	11.533 ¹⁾ (2021)	200 ^{1,2)}
M1	<u>Kaczmarczyk T.Z.</u> , Żywica G., Ilnatowicz E.: Zastosowanie urządzeń ekspansyjnych w układach kogeneracyjnych ORC. Wydawnictwo Instytutu Maszyn Przepływowych PAN, Gdańsk 2015, 200 stron, ISBN 978-83-88237-64-5.	–	80 ^{1,2)}

A3	Kaczmarczyk T.Z. , Żywica G., Ihnatowicz E.: Experimental research on scroll expanders operating in parallel in an organic Rankine cycle system with a biomass boiler. Energy Conversion and Management 2020; vol. 224, 113390. (WoS, JCR)	9,709 ¹⁾ (2020) 11,533 ²⁾ (2021)	200 ^{1,2)}
A4	Mieloszyk M., Majewska K., Żywica G., Kaczmarczyk T.Z. , Jurek M., Ostachowicz W.: Fibre Bragg grating sensors as a measurement tool for an organic Rankine cycle micro-turbogenerator. Measurement 2020; vol. 157, 107666. (WoS, JCR)	3,927 ¹⁾ (2020) 5,131 ²⁾ (2021)	200 ^{1,2)}
A5	Żywica G., Kaczmarczyk T.Z. , Breńkacz Ł., Bogulicz M., Andrearczyk A., Bagiński P.: Investigation of dynamic properties of the microturbine with a maximum rotational speed of 120 krpm – predictions and experimental tests. Journal of Vibroengineering 2020; vol. 22, Issue 2, pp. 298-312. (WoS)	–	40 ^{1,2)}
A6	Kaczmarczyk T.Z. , Żywica G., Ihnatowicz E.: Experimental study of a low-temperature micro-scale organic Rankine cycle system with the multi-stage radial-flow turbine for domestic applications. Energy Conversion and Management 2019; vol. 199, 111941, pp. 1-15. (WoS, JCR)	8,208 ¹⁾ (2019) 11,533 ²⁾ (2021)	200 ^{1,2)}
A7	Kaczmarczyk T.Z. , Ihnatowicz E., Żywica G., Kaniecki M.: Experimental study of the prototype of a Roto-Jet pump for the domestic ORC power plant. Archives of Thermodynamics 2019; vol. 40, No. 3, pp. 83–108. (WoS)	–	40 ¹⁾ 70 ²⁾
A8	Żywica G., Kaczmarczyk T.Z. : Experimental evaluation of the dynamic properties of an energy microturbine with defects in the rotating system. Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability 2019; vol. 21, pp. 670-678. (WoS, JCR)	1,525 ¹⁾ (2019) 2,742 ²⁾ (2021)	100 ¹⁾ 140 ²⁾
A9	Kaczmarczyk T.Z. , Żywica G., Ihnatowicz E.: The impact of changes in the geometry of a radial microturbine stage on the efficiency of the micro CHP plant based on ORC. Energy 2017; vol. 137, pp. 530-543. (WoS, JCR)	4,968 ¹⁾ (2017) 8,857 ²⁾ (2021)	45 A ¹⁾ 200 ²⁾
A10	Żywica G., Kaczmarczyk T.Z. , Ihnatowicz E., Turzyński T.: Experimental investigation of the domestic CHP ORC system	–	5 ^{1,2)}

	in transient operating conditions. Energy Procedia 2017; vol. 129, pp. 637-643, ISBN: 978 1510 848 535. (WoS)		
A11	Zywica G., Kaczmarczyk T.Z. , Ihnatowicz E.: A review of expanders for power generation in small-scale organic Rankine cycle systems: Performance and operational aspects. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part A-Journal of Power and Energy 2016; vol. 230, Issue 7, pp. 669–684. (WoS, JCR)	0.939 ¹⁾ (2016) 1.616 ²⁾ (2021)	20 A ¹⁾ 70 ¹⁾
A12	Kaczmarczyk T.Z. , Żywica G., Ihnatowicz E.: Vibroacoustic diagnostics of a radial microturbine and a scroll expander operating in the organic Rankine cycle installation. Journal of Vibroengineering 2016; vol. 18 Issue 6, pp. 4130-4147. (WoS, JCR)	–	15 A ¹⁾ 40 ²⁾
A13	Kaczmarczyk T.Z. , Ihnatowicz E., Żywica G., Kiciński J.: Experimental investigation of the ORC system in a cogenerative domestic power plant with a scroll expanders. Open Engineering 2015, vol. 5, str. 411-420. (WoS, JCR)	–	11 B ¹⁾ 70 ²⁾

1) Dane zgodnie z rokiem opublikowania artykułu lub monografii.

2) Dane zgodnie ze stanem obecnym tj. na dzień 16.08.2022 r.

Monografia [M1] przedstawiona w wykazie prac [tab. 4.1] w roku akademickim 2019/2020 była w wykazie literatury nauczania przedmiotu „układy kogeneracyjne” prowadzonego przez prof. dr hab. inż. Antolij Pavlenko na Politechnice Świętokrzyskiej. Świadczy to o wciąż istniejącej luce literaturowej w zakresie mikrokogeneracji ORC, jaka niewątpliwie istnieje na rynku polskim¹.

Oprócz powyżej wymienionych prac naukowych byłem autorem lub współautorem 26 artykułów naukowych [zał. nr 4/tab. II.4-1], jednej monografii naukowej [zał. nr 4 - tab. II.1-1 poz. MD2] oraz 15 opublikowanych rozdziałów w monografiach naukowych [zał. nr 4 - tab. II.2-1 poz. RM1-15] związanych tematycznie z moim osiągnięciem naukowym w dyscyplinie „inżynieria mechaniczna”. Ponadto jestem autorem lub współautorem 32 referatów [zał. 4 - tab. II.7-1], które zostały wygłoszone na krajowych i międzynarodowych konferencjach naukowych.

c) Autorstwo zrealizowanego oryginalnego osiągnięcia projektowego, konstrukcyjnego lub technologicznego.

Poniżej przedstawiłem osiągnięcia o charakterze projektowo-konstrukcyjnym i technologicznym związane tematycznie z moim osiągnięciem i dorobkiem naukowym.

1. Opracowałem koncepcję i nową technologię chłodzenia prądnic maszyn energetycznych. Do chłodzenia stojanów prądnic zaproponowałem nowatorską konstrukcję płaszczykowego wymiennika ciepła typu rura w rurze z wewnętrzną ożebrowaną powierzchnią. Specjalne

¹ <https://wisgie.tu.kielce.pl/wp-content/uploads/2019/10/NSt-Sem-7-Uk%C5%82ady-kogeneracyjne.pdf>

uksztaltowanie żeber zapewniające intensyfikację wymiany ciepła przez rozwinięcie powierzchni wymiany ciepła oraz turbulizację przepływającego płynu chłodzącego przez minikanaly wymiennika ciepła. Rozwiązanie konstrukcyjne sposobu ukształtowania żeber tego wymiennika ciepła zgłosiłem w Urzędzie Patentowym RP (nr zgłoszenia P.437023). W konstrukcji chłodnicy zaproponowałem nowatorski sposób zasilania zapewniający równomierne rozprowadzenie chłodziwa w minikanalach wymiennika. Opracowany układ chłodzenia zapewnia zmniejszenie gabarytów i masy turbogeneratora oraz zapewnia większą funkcjonalność i zwięzłość konstrukcji turbogeneratora, co ma zasadnicze znaczenie w aplikacjach mobilnych. Opracowaną konstrukcję systemu zasilania wymiennika ciepła zgłosiłem w Urzędzie Patentowym RP (nr zgłoszenia P.437021). Rozwiązania konstrukcyjne tego wymiennika o których mowa powyżej zostały wykorzystane do budowy ultraszybkiego mikroturbogeneratora ORC o mocy 1 kW_e i maksymalnej prędkości obrotowej 120000 obr/min. Badania turbogeneratora przeprowadzone w laboratorium IMP PAN w Gdańsku, w których brałem udział, potwierdziły skuteczność działania tej chłodnicy.

2. Opracowałem koncepcję, konstrukcję oraz technologię wykonania sekcyjnego, modułowego układu chłodzenia prądnic maszyn energetycznych. Układ ma zastosowanie w maszynach energetycznych wyposażonych w długie stojany oraz łożyska gazowe. W bezolejowych turbogeneratorach ORC z łożyskami gazowymi zasilanymi parą czynnika niskowrzącego wymagane jest zapewnienie optymalnych temperatur zarówno po stronie stojana prądnicy oraz łożysk, co jest trudne do uzyskania w jednosekcyjnym wymienniku ciepła. Ponieważ nadmierne chłodzenie stojana prądnicy spowoduje wykoplenie czynnika roboczego w minikanalach łożysk gazowych, co w konsekwencji spowoduje uszkodzenie turbogeneratora. Z drugiej strony niedostateczne chłodzenie stojana prądnicy spowoduje przegrzanie uzwojenia, co będzie powadzić do przebicia elektrycznego oraz uszkodzenia prądnicy turbogeneratora. Zastosowanie modułowego układu chłodzenia umożliwia dobranie w każdej sekcji wymiennika ciepła optymalnej wartości mocy oraz zastosowanie zróżnicowanych płynów chłodzących. Konstrukcja wymiennika modułowego z sekcyjnym chłodzeniem elementów maszyn energetycznych jest kolejną generacją konstrukcji chłodnicy opisanej powyżej pkt. 1. Opracowany modułowy, sekcyjny wymiennik ciepła zapewnia zwartość konstrukcji turbogeneratora przy zapewnieniu równomiernego rozkładu pól temperatury i naprężeń w korpusie maszyny. Innowacyjność i oryginalność konstrukcji modułowego układu chłodzenia elementów maszyn energetycznych zgłosiłem w Urzędzie Patentowym RP (nr zgłoszenia P.437022).
3. Opracowałem, koncepcję, konstrukcję oraz technologię uszczelniania przewodów elektrycznych wyprowadzanych na zewnątrz maszyn elektrycznych. Zagadnienie hermetyczności konstrukcji nabiera szczególnego znaczenia w przypadku stosowania czynników palnych, wybuchowych, trujących, mutagennych i in. stosowanych w turbogeneratorach ORC, które dodatkowo mogą charakteryzować się bardzo wysokimi cenami. Stąd też ze względów ekonomicznych oraz bezpieczeństwa pracy urządzenia i obsługi wymagany jest wysoki poziom szczelności konstrukcji turbogeneratorów. Opracowany przeze mnie układ uszczelnień przewodów elektrycznych, zapewnia wysoki poziom szczelności połączeń podczas pracy maszyn elektrycznych w szerokim zakresie

ciśnien i temperatur mediów roboczych. Zespół uszczelniający przewody składa się, z co najmniej dwóch poziomów uszczelnień i jest wyposażony w system detekcji przecieków czynników roboczych. System detekcji przecieków zamontowany na pierwszym stopniu układu uszczelnień monitoruje w czasie rzeczywistym i przesyła informację o poziomie dehermetyzacji korpusu maszyny. W razie przekroczenia dopuszczalnego poziomu przecieków czynnika roboczego wewnątrz korpusu maszyny zostaje podniesiony stan alarmowy, co zapewnia obsłudze czas na podjęcie stosownych kroków. Opracowany układ uszczelnień zawiera liczne zabezpieczenia i może również pracować w strefach bezpośredniego zagrożenia wybuchem. Powyższe rozwiązanie konstrukcyjne zgłosiłem w Urzędzie Patentowym RP (nr zgłoszenia P.437024).

Uwaga odnośnie sposobu oznaczania odwołań do poszczególnych pozycji dorobku: Oznaczenia i odwołania zamieszczone w autoreferacie odnoszą się do prac wchodzących w skład moich osiągnięć naukowych i dorobku naukowego zamieszczonego w załączniku nr 4.

d) Omówienie celu naukowego ww. prac i osiągniętych wyników wraz z omówieniem ich ewentualnego wykorzystania

4.1. Uzasadnienie wyboru obszaru badawczego

Nieustanny wzrost zużycia energii na całym świecie wymusza coraz większą eksplorację istniejących i poszukiwania nowych złóż paliw kopalnianych oraz ich wydobywanie, które przyczynia się do degradacji środowiska naturalnego. Wzrost cen energii jest jedną z przyczyn nieustannego wzrostu ubóstwa energetycznego w Polsce. W 2016 roku 12,2% mieszkańców Polski było dotkniętych ubóstwem energetycznym², a w 2020 roku ok. 21,4%³. Ponadto wytwarzanie energii z paliw kopalnianych ma niekorzystny wpływ m.in. na zdrowie człowieka, wynikający z emisji szkodliwych gazów wytwarzanych podczas produkcji energii cieplnej i elektrycznej. Z danych GUS wynika, że w 2017 roku w Polsce emisja pyłów PM 2,5 przez gospodarstwa domowe stanowiła ok. 36% całkowitej rocznej emisji, a instalacje przemysłowe odpowiadają za ok 24% emisji [A1]. Według danych GUS z 2018 roku wynika, że w Polsce ok. 82% całkowitego zużycia energii w gospodarstwach domowych było wykorzystane na cele grzewcze i przygotowanie ciepłej wody użytkowej. Z czego ok. 61% gospodarstw domowych do celów grzewczych stosowała paliwa stałe tj. węgiel kamienny i drewno opałowe. W 2016 roku odnotowano, że ok. 65% „gospodarstw domowych mieszkujących w domach jednorodzinnych” było ubogich energetycznie².

Z powyższego wynika, że w celu ograniczenia emisji szkodliwych gazów nieuniknione jest wprowadzenie nowych, niskoemisyjnych technologii energetycznych umożliwiających zasilanie obiektów budowlanych np. z odnawialnych źródeł energii czy zwiększenie efektywności istniejących instalacji przez odzysk ciepła odpadowego. Należy zaznaczyć, że obecnie koszt wytwarzania energii elektrycznej ze zgazowania biomasy, geotermii, słońca czy wiatru jest

² Piotr Lewandowski P., Kiełczewska A., Ziolkowska K.: Zjawisko ubóstwa energetycznego w Polsce, w tym ze szczególnym uwzględnieniem zamieszkujących w domach jednorodzinnych. Instytut Badań Ekonomicznych - IBS Research report 02/2018, kwiecień 2018.

³ Ambroziak Ł., Dębkowska K., Klucznik M., Maj M., Świąciecki Ł., Trojanowska M., Ważniewski P., Wąsiński M.: Tygodnik Gospodarczy PIE 13 maja 2021 r. Polski Instytut Ekonomiczny 19/2021

znacznie większy niż energii elektrycznej wyprodukowanej w elektrowniach konwencjonalnych pracujących w skojarzeniu. Z drugiej strony ciągle rosnące ceny za emisję szkodliwych gazów do atmosfery powodują wzrost kosztów całkowitych wyprodukowanej energii w elektrowniach czy elektrociepłowniach. Ponadto elektrownie zawodowe na skutek przesyłu energii do odbiorców ponoszą znaczne straty, które w 2020 roku wynosiły ok 6,5% (tj. ok 10 TWh) energii wprowadzonej do sieci⁴. Zgodnie z nowym standardem unijnym „WT 2021” obowiązującym od 1 stycznia 2021 roku w nowobudowanych budynkach mieszkalnych jednorodzinnych zapotrzebowanie na energię pierwotną (EP) nie powinno przekraczać w budynkach energooszczędnych 70 kWh/(m² rok), a w niskocenergetycznych 30 kWh/m² na rok użytkowania⁵. Oznacza to, że straty wynikające z przesyłu energii elektrycznej odnotowane w 2020 roku są porównywalne z rocznym zapotrzebowaniem na energię przez ok. 142,5 milionów domów (o powierzchni użytkowej 100 m²) energooszczędnych i powyżej 333,3 milionów domów niskoenergetycznych o tej samej powierzchni użytkowej.

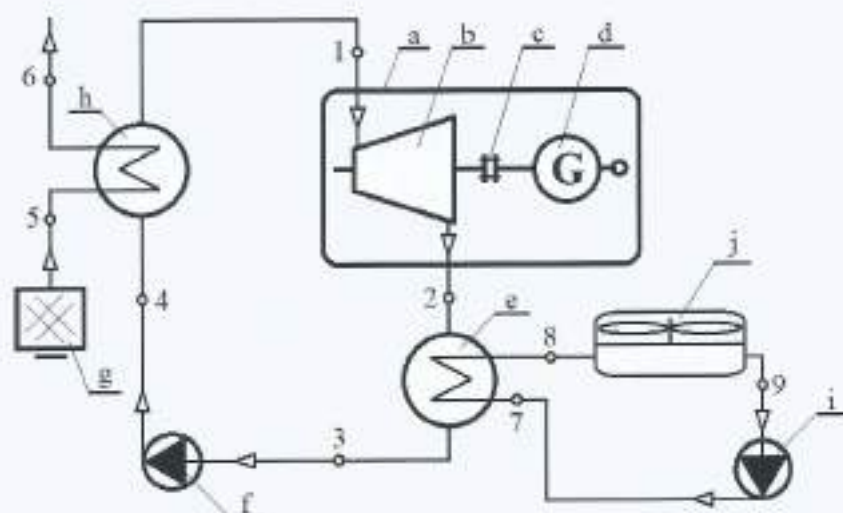
Z powyższego wynika, że zasadne jest budowanie małych układów energetycznych na obszarach położonych w znacznych odległościach od elektrowni zawodowych. Mikroinstalacje energetyczne umożliwią lokalne wykorzystanie dostępnych paliw i surowców energetycznych (np. biomasy) czy ciepła odpadowego do produkcji energii elektrycznej i bezpośrednie wykorzystanie lub magazynowanie bez konieczności przesyłania. Doposażenie istniejących układów energetycznych w mikroinstalacje przyczyni się do zwiększenia ich sprawności a tym samym zmniejszy się ich zapotrzebowanie na surowce energetyczne i ograniczy emisję szkodliwych gazów do atmosfery. Ponadto przyczyni się do zwiększenia decentralizacji energetyki, zwiększenia liczby prosumentów oraz zwiększenia bezpieczeństwa energetycznego w czasie nadchodzącego kryzysu energetycznego.

Jedną z technologii umożliwiającą wykorzystanie ciepła odpadowego lub OZE do produkcji m.in. energii elektrycznej są systemy kogeneracyjne CHP (Combined Heat and Power) w tym technologie ORC (Organic Rankine Cycle). Układy kogeneracyjne umożliwiają w pełni zasilanie budynków mieszkalnych w energię elektryczną i ciepłą lub chłód, a ich całkowita sprawność może wynosić 85–90% [A2]. Stąd też mikroinstalacje kogeneracyjne o mocy do 3 kWe są w stanie sprostać wymaganiom i standardom unijnym stawianym dla nowobudowanych budynków jednorodzinnych, o których mowa była powyżej.

Z termodynamicznego punktu widzenia układy ORC pracują w oparciu o różnicę potencjałów energii pomiędzy zastosowanymi dolnymi i górnymi źródłami ciepła. Stąd też najprostsze układu ORC (rys. 1.0) składają się z trzech obiegów grzewczego (źródła ciepła), czynnika roboczego (instalacja ORC) oraz chłodzącego (odbioru ciepła). Instalacja ORC (rys. 1.0) składa się z wymienników ciepła tj. parownika (h) i skraplacza (e), pompy obiegowej (f) oraz zespołu ekspansyjnego (a). Zasada działania układu ORC jest następująca. Pompa obiegowa (f) wymusza obieg czynnika roboczego, który jest podgrzewany i odparowany w parowniku (h). Po odparowaniu czynnik roboczy kierowany jest do zespołu ekspansyjnego (a) produkującego energię elektryczną, a następnie kierowany do skraplacza (e). Po skropleniu czynnik za pomocą agregatu pompowego kierowany jest do parownika i cykl się zamyka. Natomiast ciepło odpadowe z układu ORC ze skraplacza (e) kierowane jest do układu obioru ciepła (np. CO).

⁴ Polskie Towarzystwo Przesyłu i Rozdziału Energii Elektrycznej: „Energetyka Dystrybucja Przemysł” – Raport opracowany w oparciu o dane liczbowe z 2020 r. Poznań, sierpień 2021 r.

⁵ Dziennik Ustaw RP z dnia 13 sierpnia 2013 r. poz. 926



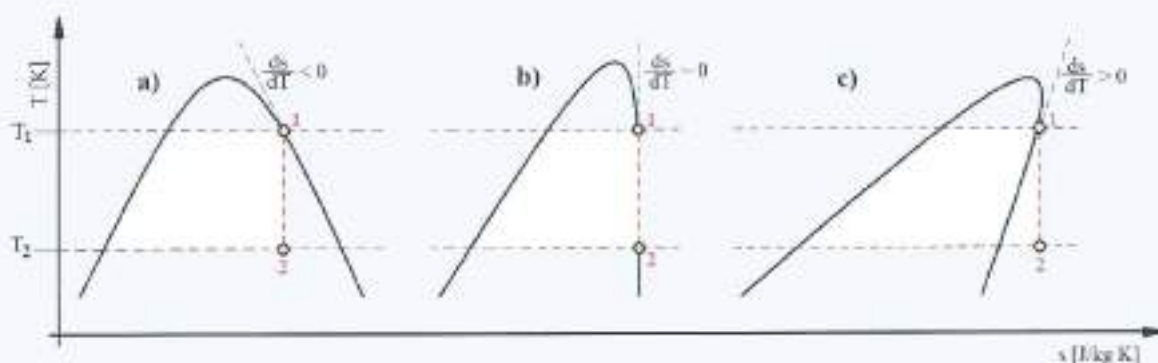
Rys. 1.0. Schemat układu ORC z bezpośrednim odparowaniem czynnika roboczego współpracujący z otwartym źródłem ciepła: a) zespół ekspansyjny, b) urządzenie ekspansyjne, c) sprzęgło, d) prądnica, e) skraplacz, f) pompa obiegowa czynnika roboczego, g) źródło ciepła, h) parownik (ekonomizer), i) pompa obiegu chłodzącego, j) odbiornik ciepła, 1-9) punkty charakterystyczne układu.

W klasycznych elektrowniach ciepłych czynnikiem roboczym jest para wodna, a w układach kogeneracyjnych ORC wykorzystuje się organiczne czynniki robocze. Organiczne czynniki robocze mogą być wysoko lub niskowrzące tzn. punkt wrzenia tych czynników jest odpowiednio wyższy lub niższy od temperatury punktu wrzenia dla wody przy tym samym ciśnieniu. Stąd też w przeciwieństwie do klasycznych parowych obiegu elektroenergetycznych instalacje ORC mogą być stosowane do układów z niskotemperaturowymi źródłami ciepła. Ponadto w odróżnieniu od pary wodnej, która jest czynnikiem mokrym (rys. 1.1a) w układach ORC mogą być również stosowane czynniki robocze izentropowe (rys. 1.1b) lub suche (rys. 1.1c).

Przeważnie w układach ORC z wysokoobrotowymi maszynami ekspansyjnymi używane są czynniki suche. Wynika to z faktu, że po ekspansji w urządzeniu rozprężającym czynnik roboczy jest w obszarze pary przegrzanej (punkt 2 na rys. 1.1c). Wyklucza to możliwość wykoplenia czynnika roboczego na łopatkach statora (kierownicy) i wirnika mikroturbin [A6]. W mikroturbinach najmniejsza odległość pomiędzy łopatkami (tzw. gardło) może wynosić nawet ok. 0,1 mm [RM1 – RM3]. W przypadku wykoplenia czynnika w układzie przepływowym mikroturbin powoduje brodenie łopatek wirnika oraz zmniejszenie czynnego przekroju kanałów międzyłopatkowych, co w efekcie skutkuje zmniejszeniem jej sprawności. Ponadto wysokie prędkości obrotowe wirników będą powodowały przyspieszony proces erozji łopatek mikroturbin, które mogą być wykonane ze stopów aluminium [RM4 – RM11] lub tworzyw sztucznych [AA4, AA9, AA11].

Zastosowanie czynników organicznych w układach ORC umożliwia wykorzystanie źródeł ciepła w szerokim zakresie temperatur. Stąd też, w zależności od poziomu temperatury źródła ciepła, układy ORC budowane są jako wysoko, średnio i niskotemperaturowe. W literaturze tematycznej przyjęto, że źródła ciepła o temperaturze do 230 °C nazywane są niskotemperaturowymi, a źródła ciepła o temperaturach w zakresie 230-650 °C nazywane są średniotemperaturowymi. Natomiast źródła ciepła o temperaturze powyżej temperatury 650 °C

nazywane są wysokotemperaturowymi [RM5]. Dlatego w zależności od poziomu temperatury źródła ciepła istnieje konieczność analizy i dobór optymalnego czynnika roboczego pod względem termodynamicznym, środowiskowym i zdrowotnym, bezpieczeństwa pracy, fizykochemicznym, ekonomicznym czy kompatybilności z elementami konstrukcyjnymi układu kogeneracyjnego ORC. Często powyższe wymagania są ze sobą sprzeczne i wówczas istnieje konieczność ustalenia priorytetów pracy i wymagań stawianym instalacji ORC [A1].



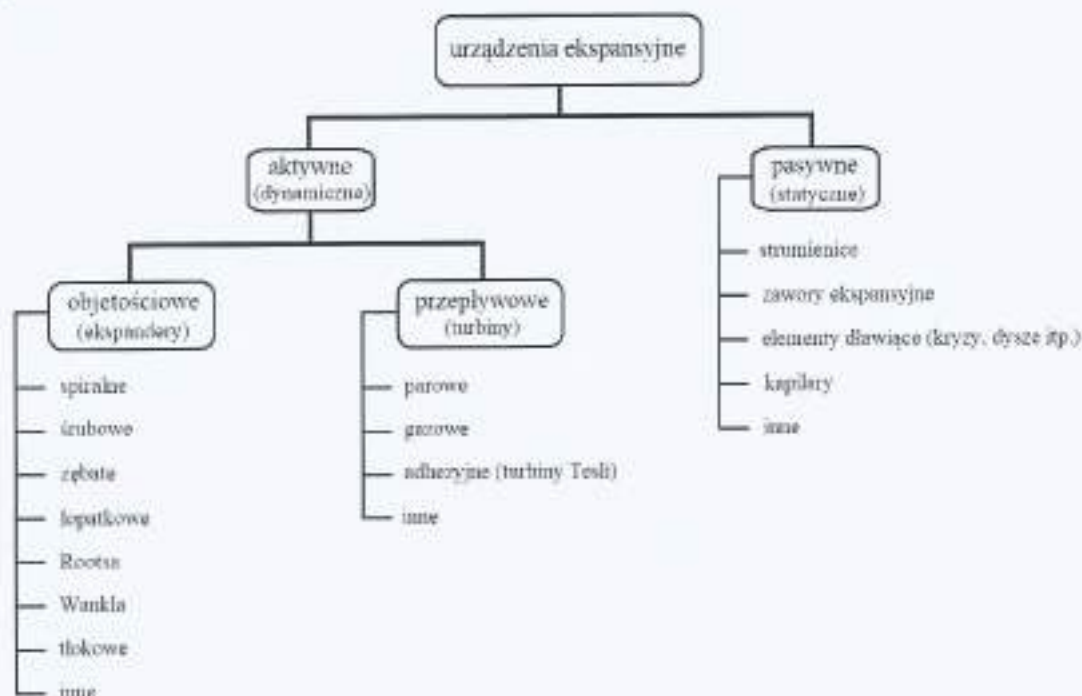
Rys. 1.1. Typy czynników stosowanych w systemach ORC w układzie T-s (temperatura-entropia):
a) czynnik mokry, b) czynnik izentropowy, c) czynnik suchy.

Należy zaznaczyć, że w chwili obecnej jest bardzo ograniczony dostęp na rynku komercyjnym do mikromaszyn i zespołów ekspansyjnych, a możliwy jest tylko zakup kompletnych układów kogeneracyjnych ORC o dużych mocach elektrycznych. Należy zaznaczyć, że takie układy kogeneracyjne mogą pracować w określonych warunkach klimatycznych oraz ściśle określonych parametrach termodynamicznych źródeł ciepła i chłodu. Bardzo ograniczony dostęp do mikroekspanderów spowodował, że prowadzone są badania nad adaptacją dostępnych komercyjnie maszyn do układów ORC, które po wprowadzeniu modyfikacji umożliwiają produkcję energii elektrycznej [A3].

Należy jednak wspomnieć, że oprócz docelowych aktywnych urządzeń ekspansyjnych montowanych w układach ORC często w początkowym etapie badań elementów i urządzeń instalacji kogeneracyjnej stosowane są pasywne urządzenia ekspansyjne (rys. 1.2). Statyczne urządzenia ekspansyjne nie zawierają elementów wykonujących ruch i podczas ekspansji czynnika roboczego nie wykonują pracy w przeciwieństwie do urządzeń aktywnych. Najczęściej pasywne urządzenia stosowane w mikroukładach ORC służą do symulacji pracy dynamicznych urządzeń ekspansyjnych. Ma to na celu sprawdzenie poprawności działania podzespołów układu ORC np. agregatów pompowych, wymienników ciepła oraz systemów regulacji i sterowania, układów pomiarowych i akwizycji danych pomiarowych [AA28]. Do grupy aktywnych urządzeń ekspansyjnych zaliczane są ekspandery objętościowe i przepływowe [A11], które są wyposażone w elektromechaniczne przetworniki energii⁶. Objętościowe i przepływowe urządzenia ekspansyjne wyposażone w elektromechaniczne przetworniki energii stanowią zespoły ekspansyjne [A2]. Do przepływowych urządzeń ekspansyjnych zaliczane są turbiny parowe, gazowe oraz urządzenia adhezyjne (tzw. turbiny Tesli) [A6]. O zastosowaniu danego typu urządzenia ekspansyjnego decyduje dostępny poziom temperatury czynnika roboczego w

⁶ Kopyłow J.P.: Elektromechaniczne przetworniki energii. Wydawnictwo PWN, Warszawa 1978.

układzie kogeneracyjnym. W układach wysokotemperaturowych (powyżej 650 °C) stosowane są turbiny gazowe, w których głównie stosuje się CO₂ jako czynnik roboczy. Natomiast w aplikacjach nisko i średniotemperaturowych stosowane turbiny parowe, adhezyjne oraz objętościowe urządzenia ekspansyjne [M1].



Rys. 1.2. Podział urządzeń ekspansyjnych stosowanych w mikroukładach ORC.

Ograniczona dostępność na rynku mikromaszyn objętościowych powoduje, że najczęściej na ekspandery adoptowane są komercyjnie dostępne na rynku sprężarki czy pompy [A1]. Wówczas adoptowane maszyny (np. sprężarki) na urządzenia ekspansyjne będą pracowały w cyklu odwrotnym (jako rozprężacze) w stosunku, do których zostały zaprojektowane [A11]. Stąd też nie są znane osiągi tych urządzeń pracujących w cyklu odwrotnym i istnieje konieczność wykonania badań eksperymentalnych celem ich określenia.

Z literatury [A6] wynika, że najczęściej projektowanymi maszynami ekspansyjnymi do układów ORC są turbiny, które charakteryzują się znacznie wyższymi wskaźnikami szybkobieżności niż maszyny objętościowe oraz znacznie niższym poziomem drgań i hałasu [A12]. Ze względu na różnorodność czynników roboczych stosowanych w układach ORC, do projektowania maszyn ekspansyjnych stosowane są specjalne kryteria i techniki obliczeniowe. Korelacje wykorzystywane do obliczeń maszyn ekspansyjnych bazują na właściwościach czystych czynników roboczych. Tymczasem większość maszyn adoptowanych na ekspandery ORC wymaga smarowania łożysk. Z danych [A1] wynika, że zanieczyszczenie czynników roboczych środkami smarnymi może wpływać na obniżenie wyprodukowanej mocy elektrycznej przez układ kogeneracyjny o ok. 7%. Ponadto olejowe urządzenia ekspansyjne muszą być zaopatrzone w dodatkowe instalacje smarowania powodujące, że układ ORC jest bardziej złożony pod względem budowy i sterowania oraz wymaga większych nakładów inwestycyjnych.

Stąd też, do układów kogeneracyjnych ORC powinny być montowane bezolejowe maszyny ekspansyjne, które do smarowania łożysk wykorzystują czynniki zastosowane w obiegu

roboczym [A5]. W gospodarstwach domowych mamy do czynienia głównie z odzyskiem ciepła niskotemperaturowego, co poniekąd wymusza zastosowania w obiegu ORC czynników niskowrzących. Przy stosowaniu czynników niskowrzących trzeba mieć na uwadze kwestię kawitacji, która może być przyczyną niskich sprawności (na poziomie 7-33%) pomp obiegowych w układach ORC [A1]. Stąd też przy projektowaniu układu ORC i jego elementów tj. zespołu ekspansyjnego bardzo ważną kwestią jest dobór lub projekt pompy obiegowej dla zadanego czynnika roboczego [A7]. Albowiem właściwości zastosowanego czynnika roboczego decydują zarówno o sprawności elementów instalacji jak również całego układu ORC.

Zważając na powyższe idealny układ kogeneracyjny ORC powinien cechować się niezawodnością, niską ceną, wysoką sprawnością, a zastosowane czynniki robocze powinny być ekologiczne. Ponadto powinien odznaczać się prostotą budową oraz łatwością obsługi. Stąd też przy projektowaniu układów ORC powinny być uwzględnione jednocześnie aspekty: termodynamiczne i techno-ekonomiczne, elektro-mechaniczne przy zachowaniu obecnych rygorów środowiskowych i zdrowotnych. Często powyższe kryteria są ze sobą sprzeczne. Przykładowo zastosowanie czynnika roboczego R113 w układzie ORC pod względem termodynamicznym zapewnia wysoką sprawność cieplną obiegu, jednak nie spełnia kryterium środowiskowego, ponieważ czynnik ten jest szkodliwy dla środowiska i został wycofany z użytkowania. Z drugiej strony zastosowanie nowej generacji czynników roboczych (np. R1233zd) o małych wskaźnikach ODP (Ozone Depletion Potential) i GWP (Global Warming Potential) generuje dodatkowe koszty związane z ich zakupem. Niekiedy czynniki robocze stosowane w układach ORC są palne, wybuchowe, mutagenne lub są agresywne chemicznie, co z kolei niekorzystnie wpływa na bezpieczeństwo pracy, zdrowie obsługi czy materiały konstrukcyjne i uszczelnienia maszyn (np. urządzeń ekspansyjnych, pomp itp.) [A7]. Duża różnorodność stosowanych do budowy układów ORC: maszyn ekspansyjnych (o odmiennej konstrukcji), czynników roboczych czy dostępnych źródeł chłodu i ciepła sprawia, że dotychczas opublikowane dane nie są kompletne [A1, M1].

Reasumując powyższe, mój wybór obszaru badawczego oraz kierunków prowadzonych prac w zakresie technologii ORC związany był praktycznie i merytorycznie z zagadnieniami, które mogą się przyczynić do:

- zwiększenia sprawności instalacji energetycznych a tym samym zmniejszenia zapotrzebowania na surowce energetyczne, co może przyczynić się do ograniczenia emisji szkodliwych gazów do atmosfery;
- zwiększenia efektywności pracy istniejących i nowobudowanych instalacji energetycznych oraz obiektów budowlanych;
- zmniejszenia postępującego ubóstwa energetycznego w Polsce;
- zwiększenia bezpieczeństwa energetycznego w czasie kryzysu energetycznego;
- zwiększenia decentralizacji energetycznej oraz liczby prosumentów;
- upowszechnienia wiedzy i wprowadzenia na rynek nowych urządzeń i zespołów ekspansyjnych dedykowanych do pracy w układach kogeneracyjnych wykonanych w technologii ORC;
- rozwinięcia metod obliczeniowych i pomiarowych stosowanych w układach ORC;
- wypełnienia luki literaturowej w zakresie badań eksperymentalnych elementów, urządzeń oraz układów ORC.

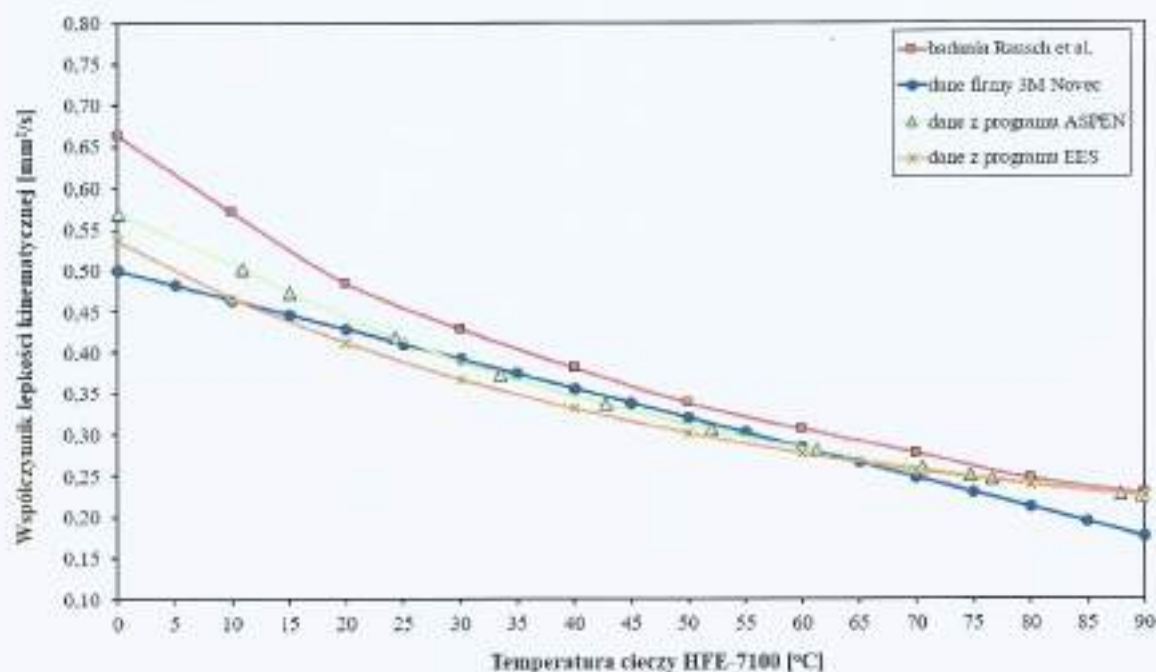
4.2. Cel naukowy przeprowadzonych prac badawczych

Jednym z celów prowadzonych prac badawczych było wyznaczenie charakterystyk pracy mikroinstalacji ORC oraz ich podzespołów [A1-A13, M1]. Wykonanie badań eksperymentalnych było niezbędne do weryfikacji i walidacji zastosowanych metod i modeli obliczeniowych, jakie były stosowane podczas projektowania układów ORC [A5, A9]. W oparciu o przeprowadzone badania eksperymentalne były opracowywane nowe modele do obliczeń podzespołów mikroturbogeneratorów ORC [AA2, AA6]. Kolejnym celem prac było ustalenie czy przyjęte kryteria i warunki brzegowe przyjęte przy projektowaniu lub doborze elementów instalacji ORC np. agregatów pompowych, wymienników ciepła itp. były zgodne w wynikami badan eksperymentalnych [A7].

Jak wcześniej wspomniałem w układach kogeneracyjnych ORC, jako czynniki robocze stosowane są czynniki organiczne. Natomiast wybór czynnika roboczego do układu ORC uzależniony jest od kilku aspektów wynikających z m.in. z rodzaju źródła ciepła oraz możliwego do zagospodarowania ich poziomu mocy i temperatury, uwarunkowań związanych z lokalizacją układu kogeneracyjnego, wymagań środowiskowych i bezpieczeństwa pracy, aspektów ekonomicznych związanych z przewidywanym okresem zwrotu inwestycji czy dostępności podzespołów instalacji ORC w tym maszyn ekspansyjnych. Stąd też na etapie wstępnego projektowania układów ORC stosowane są ogólnodostępne modele obliczeniowe powszechnie stosowane w obliczeniach klasycznych elektrowni parowych. Należy zaznaczyć, że właściwości fizykochemiczne nowych czynników organicznych mogą znacznie się różnić od właściwości wody czy pary wodnej. Dlatego stosowanie nowych i nie w pełni zbadanych czynników do układów ORC może wprowadzać niepewność związaną z ich właściwościami [M1, P9]. Ponadto z literatury tematycznej [AA18] wynika, że właściwości czynników zaimplementowane w komercyjnych programach obliczeniowych tj. Engineering Equation Solver (EES) czy Aspen Plus powszechnie stosowanych w obliczeniach inżynierskich mogą się znacznie różnić się od danych uzyskanych podczas badań eksperymentalnych. Przykładowo, dla czynnika roboczego o nazwie handlowej HFE-7100 maksymalna różnica lepkości kinematycznej (w temperaturze 0 °C) pomiędzy danymi eksperymentalnymi Rauscha (rys. 1.2), a danymi z programu EES wynosiły ok. 32%. Ponadto brak dedykowanych modeli obliczeniowych dla mikromaszyn przepływowych o skomplikowanej geometrii układów łopatkowych wymusza przyjęcie pewnych założeń i uproszczeń w obliczeniach. Zakładana jest wówczas m.in. stacjonarność, adiabatyczność czy przyjęcie, że czynnik roboczy jest nielepki i jest gazem doskonałym [A9]. Dlatego uproszczenia w modelach obliczeniowych przyjmowane na etapie projektowania układów ORC są kolejnym źródłem niepewności obok niepewności związanej z właściwościami czynników roboczych, które powodują, że uzyskane wyniki eksperymentalne mogą się różnić się od tych uzyskanych na drodze analitycznej [A9].

Należy zaznaczyć, że przy projektowaniu układu ORC oraz jego elementów główny nacisk obliczeniowy ukierunkowany jest na pracę w warunkach nominalnych w tzw. punkcie pracy. Dlatego na etapie projektowym nie są wyznaczane pełne i precyzyjne charakterystyki pracy układu kogeneracyjnego ORC. Wynika, to m.in. ze złożoności i wielowymiarowego oddziaływania współpracujących ze sobą obiegów (grzewczego, czynnika roboczego i odbioru ciepła). Ponadto zasadnicze znaczenie w tej kwestii mają również charakterystyki pracy zaprojektowanych lub dobranych elementów instalacji ORC tj. agregaty pompowe, prądnice,

wymienniki ciepła, układy kondycjonowania energii elektrycznej itd., Ze względu na zastosowanie nowych czynników roboczych, nowych warunków pracy tj. stan obciążenia charakterystyki pracy elementów instalacji ORC są trudne do określenia na drodze analitycznej i muszą być w większości przypadków wyznaczone na drodze eksperymentu [AA1]. Stąd też zaistniała konieczność weryfikacji i walidacji przyjętych modeli obliczeniowych oraz ściąganie charakterystyk pracy elementów, urządzeń oraz poszczególnych obiegów układu ORC podczas badań w warunkach laboratoryjnych [AA29]. Jednak układy ORC zbudowane w ramach realizowanych projektów [P3, P7 - P9], w których brałem czynny udział miały docelowe lokalizacje w różnych gałęziach przemysłu. Charakter pracy zakładowych linii technologicznych często bywa cykliczny i może powodować zaburzenia pracy układu odzysku źródeł ciepła, a tym samym powodować wystąpienie stanów przejściowych i nieustalonych podczas pracy układu ORC [A10]. Stąd też zaistniała konieczność sprawdzenia poprawności działania układu ORC podczas współpracy z rzeczywistymi obiektami przemysłowymi [P9].



Rys. 1.2. Zależność współczynnika lepkości kinematycznej HFE-7100 od temperatury wg [AA18].

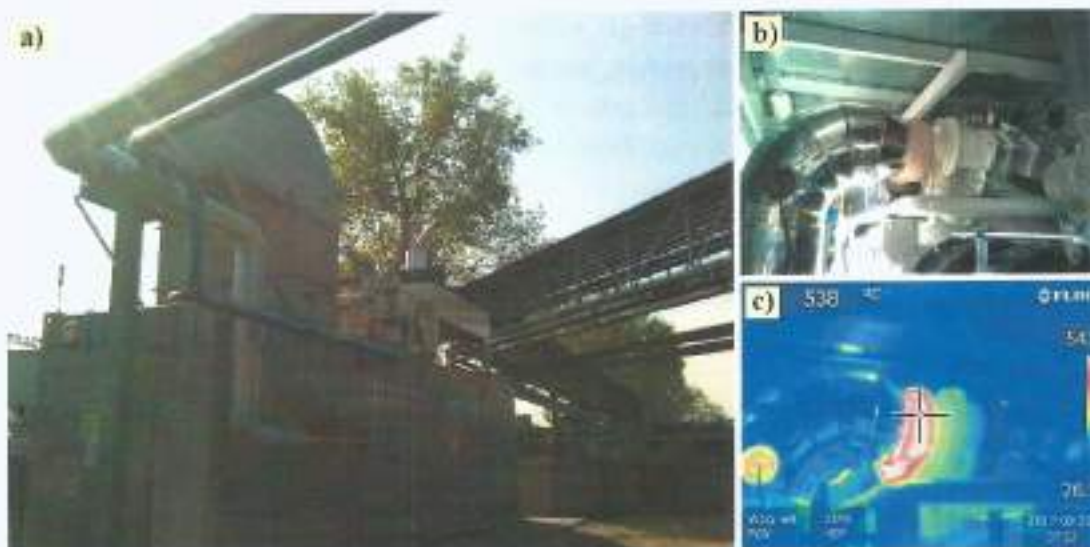
Kolejnym aspektem, jakim się kierowałem w swoich badaniach było określenie możliwości aplikacyjnych mikroukładów ORC w istniejących obiektach przemysłowych oraz zwiększenie ich sprawności przez odzysk ciepła odpadowego i produkcję energii elektrycznej. Stosowanie nowych czynników roboczych w układach ORC oraz specyficzne warunki pracy źródeł ciepła w instalacjach przemysłowych [P7-P9] wymusiło konieczność opracowania metodologii oraz zaprojektowania specjalnych układów pomiarowych umożliwiających wiarygodną ocenę ich potencjału energetycznego z tzw. „sztuką pomiarową”⁷.

Jednym z przykładów potencjalnego zastosowania układów ORC w gałęziach przemysłu może być kopalnia węgla kamiennego (KWK). Na rys. 1.3 przedstawiłem stację sprężarkową napędzaną silnikiem gazowym wykorzystywaną przez KWK do zaopatrzenia w powietrze podziemnych korytarzy podczas wydobywania węgla. Z wstępnych pomiarów jakie wykonałem

⁷ Turkowski M.: Metrologia przepływów. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2018.

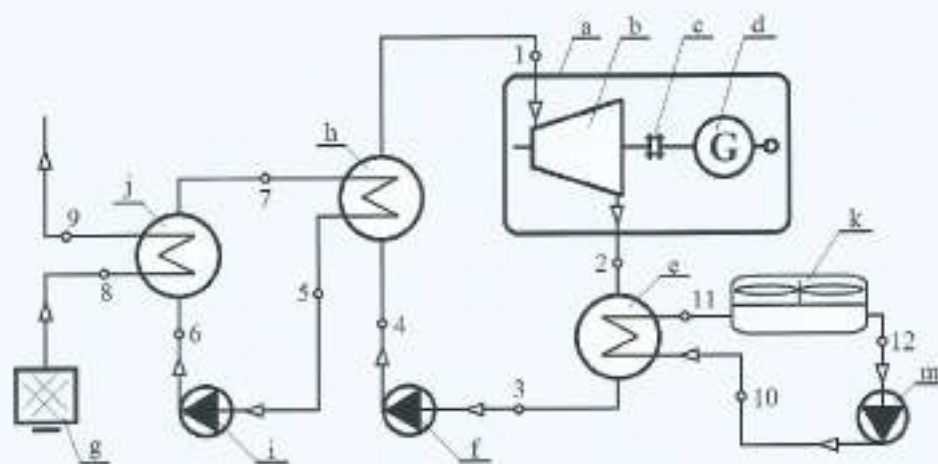
na obiekcie wynikało, że parametry spalin (tzw. otwarte źródło ciepła) umożliwiają zastosowanie układu kogeneracyjnego o mocy elektrycznej 30 kW_e [P7]. Z wykonanych analiz wynikało, że zastosowanie układu kogeneracyjnego ORC zwiększy sprawność instalacji sprężarkowej i przyczyni się to poprawy jej bezpieczeństwa pracy, a tym samym osób pracujących pod powierzchnią ziemi.

Z naukowego oraz praktycznego punktu widzenia, warte uwagi było ustalenie, który typ źródła energii, otwarte [P7] czy zamknięte [P8, P10], jest korzystniejsze w zastosowaniu do zasilania układów ORC pod względem efektywności pracy, stopnia skomplikowania układów sterowania i regulacji czy ekonomiki budowy.



Rys. 1.3. Zdjęcia obiektu badań: a) widok kontenera stacji sprężarkowej powietrza, b) kolektor wylotowy spalin (tzw. otwarte źródło ciepła), c) obraz termowizyjny kolektora spalin.

Otwarte źródła energii (np. spaliny odprowadzane kominem) charakteryzują się tym, że ich temperatura końcowa na wylocie układu odzysku ciepła (np. ekonomizera) nie ma wpływu na ich temperaturę początkową (rys. 1.4).

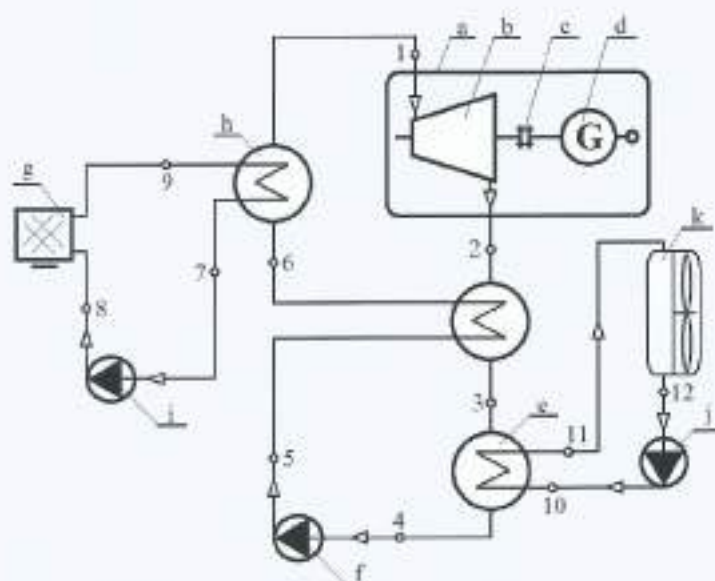


Rys. 1.4. Schemat układu ORC z pośrednim odparowaniem czynnika roboczego zasilanego z otwartego źródła ciepła: a) zespół ekspansyjny, b) urządzenie ekspansyjne, c) sprężarko, d) prądnica, e) skraplacz, f) pompa obiegowa czynnika roboczego, g) źródło ciepła, h) parownik, i) pompa obiegu pośredniego, j) wymiennik ciepła (ekonomizer), k) odbiornik ciepła, m) pompa obiegu chłodzenia, 1÷12) punkty charakterystyczne układu.

Z projektowego punktu widzenia w układach z otwartym źródłem ciepła tj. w przypadku spalin temperatura końcowa procesu odzysku ciepła powinna być wyższa od temperatury kwasowego punktu rosy celem zapewnienia bezpiecznej i długotrwałej pracy instalacji kominowej. Stąd też poziom odzysku energii cieplnej w układach spalinowych jest w pewien sposób ograniczony i powinien być kontrolowany [P7].

Z drugiej strony w przypadku zamkniętych źródeł nośnik energii krąży w obiegu zamkniętym i w odróżnieniu od otwartych źródeł energii wymaga montażu dodatkowej pompy obiegowej (rys. 1.5 - i). Wiąże to się z większym poborem energii elektrycznej na potrzeby własne układu ORC. Zastosowanie dodatkowych elementów w układach ORC tj. regeneracyjnych wymienników ciepła oraz układów automatyki i sterowania, systemów pomiarowych, armatury itp. zwiększa ilość zmiennych i stopień wielowymiarowości algorytmów sterowania i regulacji całą instalacją kogeneracyjną oraz zwiększa stopień komplikacji modeli obliczeniowych [P8].

Z wykonanych badań [P6-P9] wynika, że mikroinstalacje ORC z regeneracyjnym wymiennikiem ciepła charakteryzują się większą sprawnością cieplną obiegu oraz większymi stratami hydraulicznymi instalacji. Stąd też na etapie projektowym należy postawić pytanie, czy zysk energetyczny i ekonomiczny z tytułu stosowania dodatkowych elementów w mikroinstalacji ORC jest większy od nakładów finansowych i jak to wpłynie to na okres zwrotu inwestycji [A3].

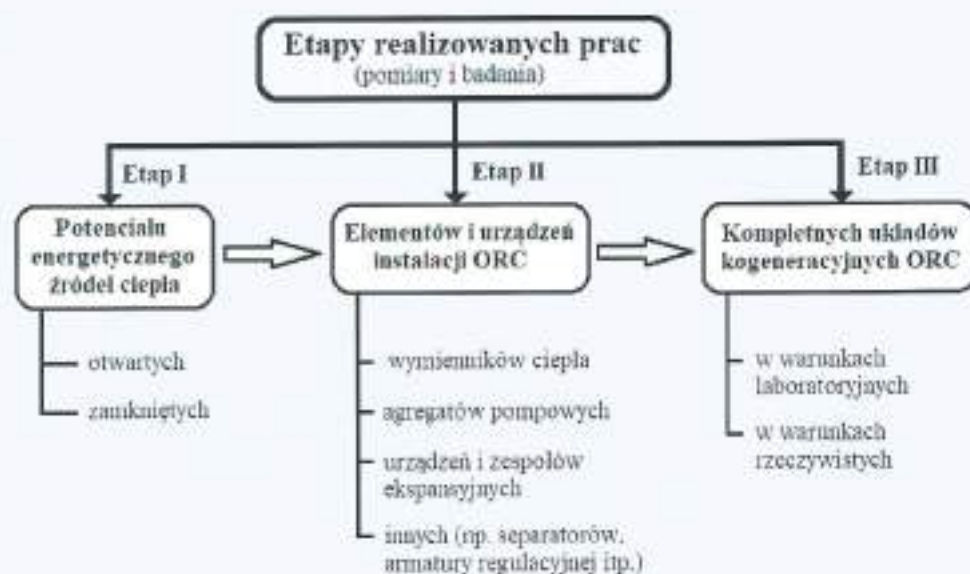


Rys. 1.5. Schemat układu ORC z pośrednim odparowaniem czynnika roboczego zasilanego z otwartego źródła ciepła: a) zespół ekspansyjny, b) urządzenie ekspansyjne, c) sprężarka, d) prądnica, e) skraplacz, f) pompa obiegowa czynnika roboczego, g) źródło ciepła, h) parownik, i) pompa obiegu pośredniego, j) pompa obiegu chłodzenia, k) odbiornik ciepła, 1-12) punkty charakterystyczne układu.

Stąd też dla każdego analizowanego obiektu konieczne jest wykonanie szczegółowych bilansów (egzergetycznych⁸, energetycznych⁹ czy ekonomicznych¹⁰) w oparciu o rzetelne informacje o źródle energii, które będzie wykorzystane do zasilania układu ORC.

4.3. Podejście metodologiczne w realizowanych badaniach

Metodologia badawcza, jaką stosowałem do systemów kogeneracyjnych, skupia się na trzech następujących po sobie głównych etapach prac, dla których były opracowywane indywidualne plany badawcze, metody i koncepcje układów pomiarowych (rys. 1.6). W etapie pierwszym na podstawie wykonanych badań były szacowane potencjały energetyczne źródeł ciepła odpadowego. Natomiast w dwóch kolejnych etapach prac prowadzone były odpowiednio badania elementów, urządzeń oraz kompletnych układów ORC.



Rys. 1.6. Schemat metodologii realizowanej podczas zrealizowanych prac badawczych.

Pierwszy etap prac związany był z określeniem potencjałów energetycznych dostępnych źródeł ciepła, od których uzależniona jest zasadność projektowania i budowy układów ORC. Możliwości aplikacyjne źródeł ciepła do celów kogeneracyjnych ORC w głównej mierze zależą od dostępnego poziomu mocy termicznej, zakresu temperatur oraz typu źródła. Często w instalacjach przemysłowych poziom odzysku ciepła ograniczony jest warunkami technicznymi pracy urządzeń w liniach technologicznych. Podobnie jest w przypadku zamkniętych źródeł ciepła tj. kotły [A2, A3] czy układy chłodzenia oleju stacji sprężarkowych [P7]. W tych układach w celu zapewnienia wymaganej sprawności, żywotności (trwałości) czy poziomu bezpieczeństwa pracy, urządzenia te mają ściśle określone zakresy pracy, temperatury mediów roboczych na zasilaniu i powrocie z układów rozpraszania ciepła (np. chłodnic). Wskutek czego dostępna moc i/lub temperatura nośników źródeł ciepła mogą być pod względem ekonomicznym i energetycznym niewystarczające do zasilania układów ORC [A3]. Dlatego zarówno parametry

⁸ Szargut J., Petela R.: Egzergetyka. Wydawnictwo NT, Warszawa 1965.

⁹ Praca zbiorowa pod redakcją M. Mieszkowskiego. Pomiar ciepła i energetyczne. Wydawnictwo NT, Warszawa 1981.

¹⁰ Szargut J.: Analiza termodynamiczna i ekonomiczna w energetyce przemysłowej. Wydawnictwo NT, Warszawa 1983.

jakościowe i ilościowe oraz typ źródeł energii decydują o ich możliwościach aplikacyjnych oraz mocy znamionowej układów kogeneracyjnych [P6-P9].

Z powyższego wynika, że dokładność oszacowania potencjału energetycznego źródła ciepła ma zasadniczy wpływ na zasadność budowy i rentowność układu kogeneracyjnego ORC. Dlatego proces pomiarowy powinien być dokładnie zaplanowany i powinien uwzględniać indywidualne cechy badanych źródeł ciepła [PD16-PD19]. Wiązało to się często z opracowaniem metod¹¹ i projektem układu pomiarowego¹², który w dużej mierze zależy od typu źródła energii (otwarte czy zamknięte), zaleceń producentów urządzeń zamontowanych w liniach technologicznych czy wytycznych zakładowych dotyczących warunków granicznych odzysku ciepła. Należy nadmienić, że w większości zakładów przemysłowych z otwartymi źródłami ciepła, parametry ciepła odpadowego nie są mierzone [P8, P9]. Stąd też, w celu precyzyjnego określenia potencjału energetycznego źródła ciepła zaistniała konieczność wykonania kompletnych pomiarów. Podczas takich pomiarów, jak to miało miejsce w zakładzie produkcyjnym żywności (rys. 1.7) mierzony był m.in.: skład chemiczny, wilgotność, temperatura, ciśnienie oraz natężenie przepływu gazów odlotowych.



Rys. 1.7. Linia dopalania odpadów organicznych cząstek stałych w zakładzie produkującym żywność: a) przygotowania do pomiarów parametrów ciepła odpadowego b) pomiar temperatury spalin, c) obraz termowizyjny powierzchni komina [P9 – pkt. 25].

Ponadto, w większości zakładów przemysłowych dominuje cykliczny charakter pracy urządzeń w liniach technologicznych⁴, co w znacznym stopniu wpływa na stopień trudności wykonania

¹¹ Praca zbiorowa pod redakcją J. Piotrowskiego.: *Pomiary – czujniki i metody pomiarowe wybranych wielkości fizycznych i składu chemicznego*. Wydawnictwo NT, Warszawa 2009.

¹² Praca zbiorowa pod redakcją P. Gila.: *Termodynamika-Pomiary*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów 2018.

rzetelnych i wiarygodnych pomiarów^{13,14,15,16,17}. Dodatkowymi utrudnieniami w pomiarach są ograniczenia dotyczące możliwości ingerencji urządzeń pomiarowych w instalację przemysłową, rygory dotyczące ograniczonych spadków ciśnień i temperatur mediów roboczych podczas realizacji procesów produkcyjnych. Ogranicza te mogą powodować, że niemożliwe jest zachowanie zalecanych przez producenta czujników wymaganych odległości przed i za aparaturą pomiarową^{18,19,20} podczas pomiarów. Wymuszało to konieczność opracowywania nowych procedur badawczych oraz układów pomiarowych, które wykonywałem indywidualnie dla każdego z badanych źródeł energii. W oparciu o praktykę, doświadczenia, jakie zdobyłem podczas współrealizacji projektów [P1-P10] oraz [PD3-PD7, PD16-PD19] opracowałem własne algorytmy i metodologię postępowania przy szacowaniu potencjału energetycznych źródeł ciepła. Pomiary parametrów źródeł ciepła realizowałem w dwóch etapach. Pierwszy etap dotyczył pomiarów wstępnych, z których wyniki analiz wykorzystywałem do opracowania szczegółowych planów badawczych oraz dopracowania metod i układów pomiarowych niezbędnych do wykonania pomiarów właściwych realizowanych w etapie drugim. Brałem również udział w badaniach potencjałów energetycznych komercyjnych [PD3] i prototypowych kotłów [A1, A2] oraz prototypowych elektrycznych urządzeń grzewczych [A10]. Chciałem nadmienić, że wyniki z pomiarów potencjałów energetycznych przemysłowych źródeł ciepła na chwilę obecną nie były publikowane. Wynikało to m.in. z zastrzeżeń zakładów produkcyjnych czy prywatnych firm, dla których wykonane były badania. Stąd też w dalszej części będą omawiane tylko wyniki badań źródeł ciepła zastosowanych na stanowiskach laboratoryjnych.

Drugi etap prac związany był z badaniami elementów i urządzeń wykorzystanych do budowy instalacji ORC. Zasadność tych badań podyktowana była niepewnością wynikającą z zastosowania ogólnych i uproszczonych modeli obliczeniowych oraz brakiem kompletnej wiedzy na temat nowych czynników roboczych stosowanych w układach ORC. Stąd też, po pierwsze, konieczna była walidacja modeli obliczeniowych. Po drugie, ustalenie oddziaływania czynników organicznych na elementy i urządzenia w instalacji ORC, których właściwości fizyko-chemiczne różnią się od właściwości wody [AA26]. Przykładowo czynnik niskowrzący HFE-7100 w temperaturze 20 °C ma ponad 1,5 razy większą gęstość od wody i ponad dwukrotnie mniejszy współczynnik lepkości kinematycznej [AA18]. Ponadto, nieustanny rozwój technologii ORC powoduje stosowanie nowych czynników roboczych w tym nanociecz²¹, których właściwości fizyko-chemiczne w znaczący sposób odbiegają od cieczy bazowych [AA39, AA40] i nie są do końca zbadane. Natomiast większość urządzeń dostępnych na rynku posiada charakterystyki i parametry techniczne, które były wyznaczone dla wody lub pary wodnej, jako czynnika roboczego. Wówczas jedyną racjonalną drogą do uzyskania rzeczywistych właściwości

¹³ Ewaluacja danych pomiarowych. Przewodnik wyrażania niepewności pomiaru. GUM, JCGM 100:2008.

¹⁴ Górecka R.: Teoria i technika eksperymentu. Pomoc dydaktyczna. Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków 1996.

¹⁵ Janiczek R.: Metody oceny niepewności pomiarów. Wydawnictwo Pracowni Komputerowej Jacka Skalmierskiego, Katowice-Gliwice 2008.

¹⁶ Taylor J.R.: Wstęp do analizy błędów pomiarowych. Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 1999.

¹⁷ Piotrowski J., Kostyrko K.: Wzorcowanie aparatury pomiarowej. Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 2012.

¹⁸ Kuratow T.: Pomiary przepływów cieczy, par i gazów. Wydawnictwo Śląsk, Katowice 1977.

¹⁹ Pospolita J.: Pomiary strumieni płynów. Wydawnictwo Politechniki Opolskiej, Opole 2004.

²⁰ Gondek A.: Przepływomierze śpiętrzające przepływ. Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków 2009.

²¹ Loni R., Najafi G., Asli-Ardeh E.A., Ghobadian B., Le Roux W.G., Yusaf T.: Performance Investigation of Solar ORC Using Different Nanofluids. Applied Sciences 2019, 9(15), 3048. <https://doi.org/10.3390/app9153048>.

czynników roboczych oraz walidacji przyjętych modeli obliczeniowych jest eksperyment [AA22, AA27]. Zrealizowanie powyższych celów wiązało się m.in. z koniecznością zaprojektowania i zbudowania specjalistycznych stanowisk [AA24, AA25], oraz opracowania metod i procedur stosowanych podczas badań mikroukładów ORC i jego elementów tj. agregatów pompowych, zespołów ekspansyjnych i in. [AA7].

Trzeci etap prac poświęcony była badaniom kompletnych układów ORC, które były wykonywane w warunkach laboratoryjnych oraz w docelowych miejscach pracy [P9]. Ten etap prac był realizowany po ukończonych badaniach elementów instalacji ORC i ich ostatecznych modyfikacjach wykonanych w etapie drugim. Realizacja etapu trzeciego wymagała indywidualnego podejścia do każdej jednostki kogeneracyjnej ORC i opracowania metod i procedur badawczych w zależności od:

- zakresów mocy (termicznej i elektrycznej) układu,
- rodzaju źródła ciepła (otwarte lub pracujące w cyklu zamkniętym);
- charakteru pracy źródła ciepła (ciągła lub okresowa, która wynika np. z cyklu produkcyjnego zakładów itd.);
- temperatur mediów roboczych,
- typu instalacji ORC (bez lub z regeneracją, z grzaniem pośrednim lub bezpośrednim czynnika roboczego);
- typu maszyn ekspansyjnych (objętościowych, przepływowych);
- prędkości obrotowych zespołów ekspansyjnych;
- rodzaju i właściwości czynnika roboczego (palność, wybuchowość itp.);
- rodzaju prowadzonych badań (np. wstępnych/rozruchowych [AA29], trwałościowych, parametrycznych itp.).

Chciałem nadmienić, że wyniki badań układu kogeneracyjnego ORC wykonane podczas współpracy z obiektami przemysłowymi [P9], w których brałem udział, na dzień dzisiejszy nie zostały jeszcze opublikowane. Stąd też główny nacisk przy opisie zrealizowanych prac badawczych ukierunkowałem na badania wykonane w warunkach laboratoryjnych [AA23-AA26].

4.4. Omówienie uzyskanych wyników badań

Zrealizowane badania miały na celu m.in. walidację i weryfikację modeli obliczeniowych zastosowanych w procesie projektowania elementów instalacji ORC [A6, A7, A9, AA2], wyznaczenie charakterystyk pracy elementów, urządzeń oraz układów ORC [AA1, A1]. Badania wykonano z czynnikiem niskowrzącym o nazwie handlowej HFE-7100 firmy 3MTM NovecTM. Czynnik ten charakteryzuje się zerowym wskaźnikiem ODP (Ozone Depletion Potential), jest nietoksyczny, niepalny i niewybuchowy. Jest to istotna informacja albowiem czynnik roboczy oprócz dobrych właściwości pod względem termodynamicznym czy energetycznym powinien być bezpieczny w użytkowaniu oraz powinien być przyjazny dla środowiska naturalnego. Właściwości fizyko-chemiczne, toksykologiczne oraz informacje o oddziaływaniu HFE-7100 na środowisko można znaleźć w publikacji [A1]. Nowość prezentowanych prac badawczych oraz luki literaturowe, jakie one wypełniają będą na bieżąco omawiane wraz w prezentowanymi wynikami w kolejnych podrozdziałach.

4.4.1 Badania pomp i agregatów pompowych

Praca agregatów pompowych w mikroukładach kogeneracyjnych ORC odznacza się specyficznymi warunkami, ze względu na wymagane wysokie ciśnienie i małe natężenie przepływu czynnika roboczego w obiegu [AA19-AA21]. Przykładowo dla jednostki ORC o mocy 2,5 kWe wymagane jest nominalne ciśnienie ok. 1100 kPa przy natężeniu przepływu czynnika HFE-7100 ok. 0.17 kg/s [A9]. Utrudnia to w znacznym stopniu dobór odpowiednich pomp na rynku komercyjnym. Ponadto producenci agregatów pompowych nie zawsze posiadają charakterystyki pracy dla nowych czynników roboczych stosowanych w układach ORC oraz informacji o ich trwałości i kompatybilności z tymi czynnikami. Z drugiej strony koszt zakupu komercyjnego agregatu pompowego jest kilkakrotnie mniejszy od ceny, jaką należy zapłacić za indywidualnie zaprojektowanie i zbudowanie prototypowego agregatu pompowego [A7]. Zatem ekonomicznie uzasadnione jest prowadzenie badań ogólnodostępnych agregatów pompowych, które w znacznym stopniu mogą zredukować całkowity koszt wykonania układu mikrokogeneracyjnego ORC. Należy przy tym zaznaczyć, że w literaturze tematycznej niewiele jest publikacji i istnieje luka w zakresie badań eksperymentalnych agregatów pompowych w mikroinstalacjach ORC z organicznymi czynnikami niskowrzącymi. Ponadto, interesujące jest pod względem merytorycznym oraz badawczym ustalenie czy i w jakim zakresie komercyjne agregaty pompowe mogą pracować z cieczami niskowrzącymi w instalacjach ORC oraz jakie są ich charakterystyki pracy?

Chciałem zaznaczyć, że w anglojęzycznej literaturze tematycznej²² powszechnie używany jest termin „pompa”, który w mojej opinii nie jest adekwatny do stanu rzeczywistego. Podobnie na rynku producenci podają sprawność pompy a nie agregatu pompowego. Należy zaznaczyć, że pompy muszą być wyposażone w napęd (np. elektryczny, hydrauliczny, pneumatyczny itp.) oraz mogą zawierać dodatkowe elementy takie jak sprzęgła, które razem stanowią agregat pompowy (*ang. pumping engine*) [A1]. Stąd też przy obliczaniu sprawności agregatu pompowego powinny

²² Minea V. Power generation with ORC machines using low-grade waste heat or renewable energy. Applied Thermal Engineering 2014, 69 (12), pp. 143-154. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.04.054>.

być uwzględnione wszystkie zasadnicze elementy wykorzystane do jego budowy zgodnie z poniższym równaniem (1):

$$\eta_{AP} = \eta_P \cdot \eta_S \cdot \eta_N \quad (1)$$

gdzie: η_{AP} – sprawność agregatu pompowego, η_P – sprawność pompy, η_S – sprawność sprzęgła, η_N – sprawność napędu (np. elektrycznego).

Na podstawie powyższego można postawić pytania. Jakie są konsekwencje podawania tylko sprawności pompy, a nie sprawności kompletnego agregatu pompowego? Jak to wpływa na wartość wskaźnika BWR (ang. back work ratio) i sprawność mikroinstalacji ORC? Odpowiedzi na te pytania są tym bardziej ciekawe i interesujące, że badane agregaty pompowe będą pracowały z czynnikiem niskowrzącym a nie z wodą, dla której przeważnie są projektowane.

W nawiązaniu do powyższego chciałem zaznaczyć, że w ramach zrealizowanych systematycznych badań wykonywane były również testy trwałości oraz kompatybilności czynnika HFE-7100 z materiałami konstrukcyjnymi elementów instalacji ORC. Na rys. 1.8a przedstawiłem stanowisko podczas badań komercyjnego agregatu z pompą membranową typu D/G-03 firmy HYDRA-CELL™ PUMP (rys. 1.8b). Należy wspomnieć, że na etapie zakupu kompatybilność materiałów konstrukcyjnych zastosowanych do budowy agregatu pompowego z czynnikiem HFE-7100 była deklarowana zarówno przez producenta czynnika roboczego oraz agregatu pompowego. Natomiast z badań wynika, że po ok. 5 godzinach pracy agregatu, membrany pompy zostały uszkodzone (rys. 1.8c). Stąd też warto mieć na uwadze, że stosowanie nowych, do końca nieprzebadanych czynników wnosi wiele niewiadomych zarówno na etapie projektowania jak i badań eksperymentalnych elementów układu ORC. Należy wówczas przyjąć, że czynnik roboczy może być jedną z przyczyn uszkodzenia uszczelnień maszyn oraz powodować wzrost wewnętrznych przecieków w tych urządzeniach [A7, AA18], co w konsekwencji może prowadzić do obniżenia ich funkcjonalności oraz sprawności.



Rys. 1.8. Zdjęcie a) stanowiska badawczego ORC, b) zdemontowany badany membranowy agregat pompowy, c) uszkodzone membrany pompy: 1 – membranowy agregat pompowy, 2 – zawór ekspansyjny, 3 – regenerator (wymienник ciepła typu JAD), 4 – parownik (płytkowy wymiennik ciepła).

Badania [AA18] komercyjnego agregatu z pompą wirową typu PK70 firmy Pedrollo z czynnikiem niskowrzącym HFE-7100 wykonano w układzie ORC z i bez regeneratora. Ustalono, że maksymalne użyteczne wysokości podnoszenia pompy w obiegu z i bez regeneracji wynosiły odpowiednio 66% i 63% wartości nominalnej pompy deklarowanej przez producenta. Różnice

między danymi producenta a wynikami badań eksperymentalnych wynikały z dwóch zasadniczych przyczyn. Po pierwsze, większego ciężaru właściwego cieczy roboczej, który powodował spadek użytecznej wysokości podnoszenia H_u (2). A po drugie z dwukrotnie mniejszego współczynnika lepkości cieczy HFE-7100, który był przyczyną większych przecieków wewnętrznych w pompie.

$$H_u = \frac{u_t^2 - u_s^2}{2g} + \frac{p_t - p_s}{\gamma} + h \quad (2)$$

gdzie: H_u – użyteczna wysokość podnoszenia pompy [m], u_t i u_s – są odpowiednio średnimi prędkościami przepływu cieczy roboczej po stronie tłocznej i ssawnej pompy [m/s^2], p_t i p_s – są odpowiednio średnimi ciśnieniami cieczy roboczej po stronie tłocznej i ssawnej pompy [Pa], γ – ciężar właściwy cieczy [N/m^3], h – różnica poziomów pomiędzy króćcem ssawnym i tłocznym pompy [m].

Obniżenie wysokości podnoszenia pompy H_u skutkowało jednoczesnym spadkiem ciśnienia tłoczenia N_u (3) i mocy netto pompy P_u (4), których maksymalne wartości odpowiednio wynosiły 610 kPa i 88 W dla układu ORC z regeneracyjnym wymiennikiem ciepła. Natomiast w obiegu ORC bez regeneracji odnotowano odpowiednio 590 kPa i 70 W.

$$N_u = \rho g H_u \quad (3)$$

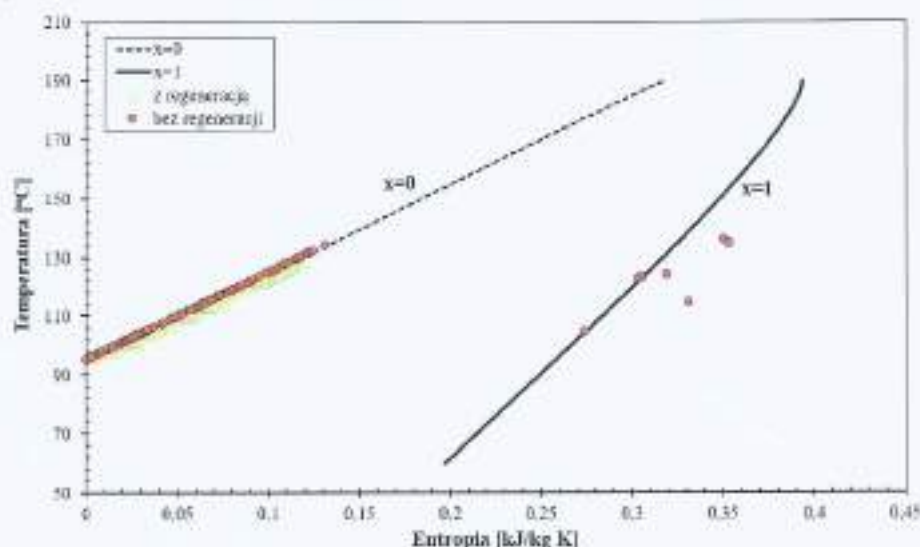
$$P_u = \rho g q_v H_u \quad (4)$$

gdzie: N_u – ciśnienie tłoczenia pompy [Pa], P_u – moc netto pompy [W], ρ – gęstość cieczy roboczej [kg/m^3], q_v – objętościowe natężenie przepływu czynnika roboczego [m^3/s], g – przyspieszenie ziemskie [m/s^2].

Z powyższych badań [AA3] wynika, że skutek strat wewnętrznych pompy ok. 600 W ciepła było przekazywane do czynnika roboczego, co stanowiło 10% nominalnej mocy napędu agregatu. Stąd też, maksymalne sprawność pompy wirowej PK70 pracującej w obiegu ORC z i bez regeneracji odpowiednio wynosiły 11.7% i 14.7%. Na podstawie analizy wyników badań ustalono, że przyrost ciśnienia tłoczenia pompy w stosunku do natężenia przepływu czynnika HFE-7100 był zbyt mały. Oznaczało to, że przy wymaganym nominalnym ciśnieniu pary na zasilaniu zaworu ekspansyjnego wartość natężenia przepływu czynnika roboczego byłaby kilka razy większa od wartości nominalnej. Stąd też, w mikroinstalacji ORC z kotłem biomasowy o mocy 25 kWt [P3] nie można było wytworzyć pary o wymaganych parametrach nominalnych. Z wykresu T-s (rys. 1.9) wynika, że w obiegu z regeneracyjnym wymiennikiem ciepła tylko w kilku punktach uzyskano przegrzanie czynnika roboczego. Natomiast w układzie ORC z regeneratorem nie można było wytworzyć pary na zasilaniu zaworu rozprężnego. Zasilanie zespołu ekspansyjnego parą moką lub cieczą czynnika roboczego może spowodować jego awarię. Stąd też zasadne było prowadzenie badań elementów układu ORC z pasywnym urządzeniem ekspansyjnym symulującym pracę aktywnego zespołu ekspansyjnego.

Zapewnienie odpowiedniego ciśnienia, natężenia przepływu oraz stopnia przegrzania czynnika roboczego na zasilaniu maszyn ekspansyjnych jest niezbędne dla prawidłowej ich pracy i układów ORC [A6]. Dlatego też w Instytucie Maszyn Przepływowych PAN w Gdańsku w ramach zrealizowanego projektu [P3] podjęto próbę zaprojektowania i zbudowania

prototypowego agregatu z pompą czerpakową (ang. *Roto-Jet pump*) [A7]. Zdjęcie agregatu pompowego przedstawiłem na rys. 2.0.



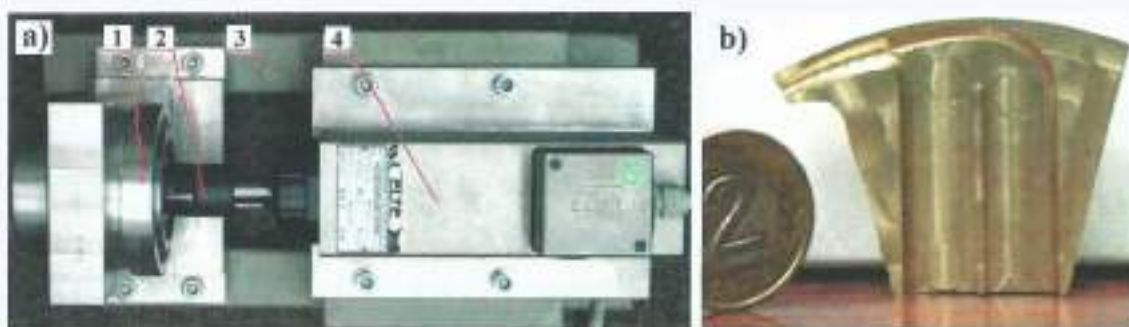
Rys. 1.9. Parametry czynnika niskowrzącego HFE-7100 na wykresie T-s zmierzone na zasilaniu zaworu ekspansyjnego dla pompy wirowej PK70 pracującej w układzie ORC z i bez regeneracyjnego wymiennika ciepła.

W nominalnym, projektowym punkcie pracy agregat pompowy miał następujące parametry: wysokość podnoszenia 107,5 m, natężenie przepływu HFE-7100 równe 0,3 m³/h oraz nominalną prędkość obrotową równą 8000 obr/min, przy której kinematyczny wyróżnik szybkobieżności n_s (5) wynosił 2,19.

$$n_s = \frac{n q_v^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (5)$$

gdzie: q_v – objętościowe natężenie przepływu czynnika roboczego [m³/s], H – wysokość podnoszenia pompy [m], n – prędkość obrotowa pompy [obr/min].

Badania agregatu pompowego wykonano z czynnikiem HFE-7100 w układzie ORC z i bez regeneracyjnego wymiennika ciepła. Jako urządzenie ekspansyjne w układzie zastosowano zawór ekspansyjny.

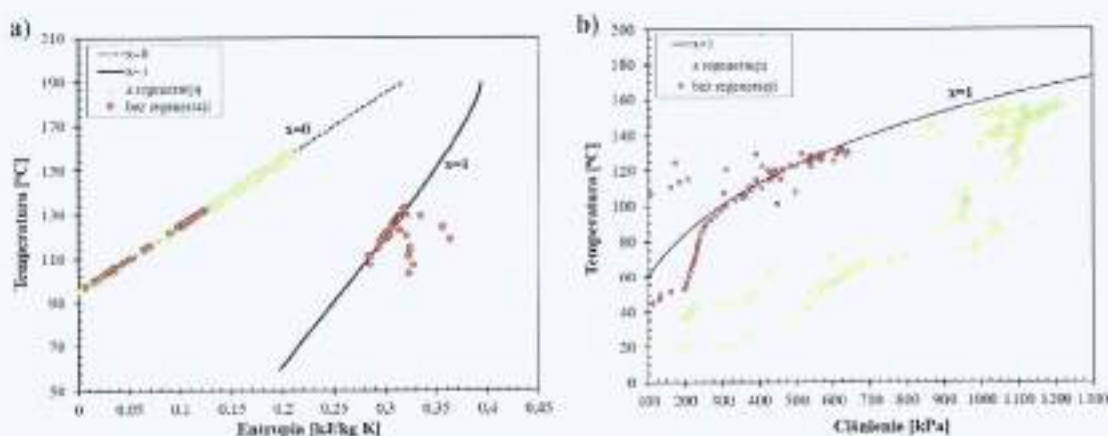


Rys. 2.0. Zdjęcie a) agregatu z pompą czerpakową, b) część czerpaka: 1 – pompa czerpakowa, 2 – sprzęgło, 3 – rama, 4 – wysokoobrotowy napęd elektryczny pompy.

Z badań wynika, że w obiegu bez i z regeneracyjnym wymiennikiem ciepła maksymalne wysokości podnoszenia pompy odpowiednio wynosiły 45 m oraz 85 m. Natomiast maksymalne ciśnienia czynnika zmierzone na wylocie z pompy odpowiednio wynosiły ok. 650 kPa oraz 1220 kPa, co pokazałem na rys. 2.1a. Przegrzanie czynnika roboczego przed zaworem

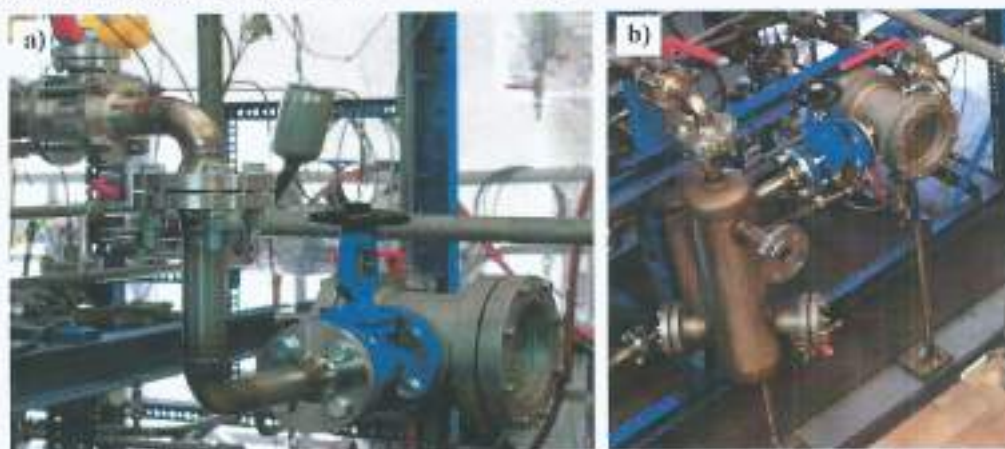
ekspansyjnym uzyskano tylko w kilku punktach w układzie ORC bez regeneracji, a w układzie z regeneracją czynnik HFE-7100 był w obszarze pary mokrej.

Wynika z tego, że obliczenia wykonane w oparciu o klasyczne modele obliczeniowe i nowoczesne techniki numeryczne 3D w znacznym stopniu odbiegały od założeń projektowych [A7] i wyników eksperymentalnych. Potwierdza to wcześniej postawioną tezę, że zastosowanie klasycznych modeli obliczeniowych opracowanych dla wody lub pary wodnej do obliczeń urządzeń zasilanych nowymi czynnikami roboczymi stosowanymi w układach ORC wprowadza znaczny błąd obliczeniowy.



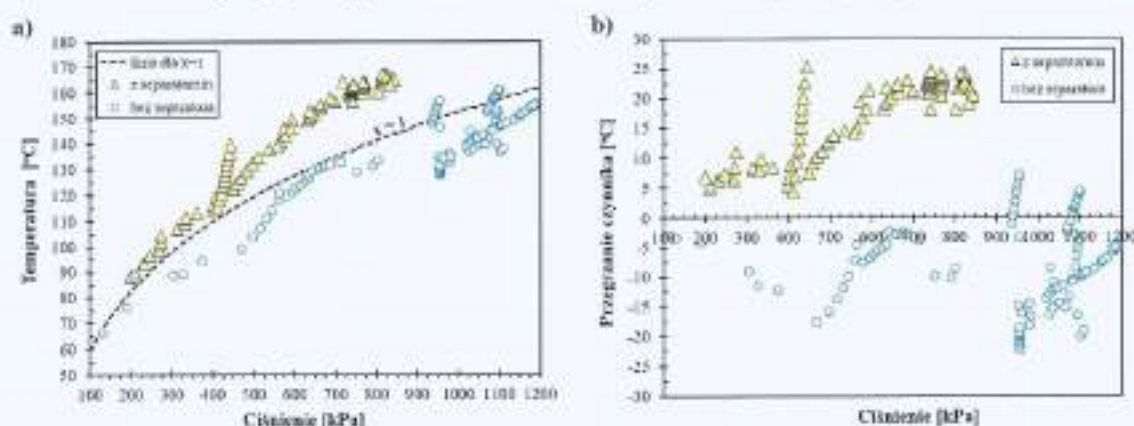
Rys. 2.1. Parametry czynnika HFE-7100 zmierzone przed zaworem ekspansyjnym przedstawione w układzie: a) temperatura – entropia (T-s), b) temperatura – ciśnienie (T-p).

Należy podkreślić, że wykonane badania wyznaczyły kierunki dalszych prac nad udoskonaleniem agregatu pompowego. Stwierdzono m.in. konieczność wycelowania sprzęgła, które było jedną z przyczyn wysokiego poziomu hałasu i drgań. Ustalono też, że uzasadniona jest potrzeba wykonania modernizacji układu przepływowego pompy w tym kanałów ssawnych i tłocznych oraz tarczy czepaka. Powyższe badania pokazały również, że istotnym problemem w mikroukładach ORC jest zapewnienie odpowiedniego przegrzania czynnika na zasilaniu zespołu ekspansyjnego. Przegrzanie czynnika roboczego zapobiega przed erozją i brodzeniem wirników i jest kluczowe dla zapewnienia prawidłowej pracy, w szczególności, przepływowych zespołów ekspansyjnych.



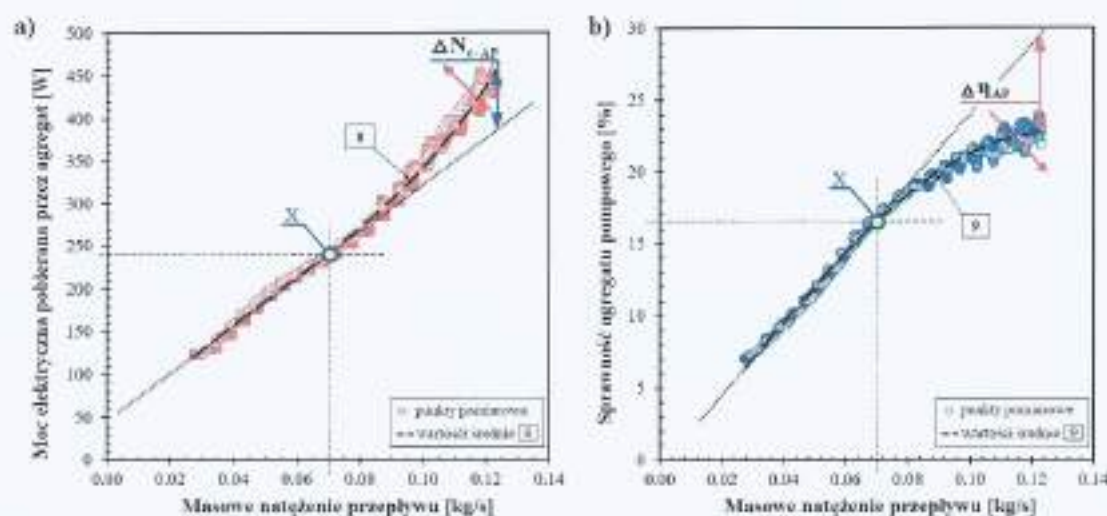
Rys. 2.2. Widok stanowiska badawczego: a) bez separatora oraz z b) zamontowanym separatorem kropel z par czynnika niskowrzącego HFE-7100 [AA7].

Stąd też podjąłem próbę opracowania koncepcji i projektu separatora kropel z par czynnika HFE-7100. Wiązało to się z koniecznością rozwinięcia klasycznych metod stosowanych w obliczeniach aparatów ciśnieniowych. Na rys. 2.2b przedstawiłem widok zbudowanego separatora zamontowanego na stanowisku podczas przygotowań do badań mających na celu określenie wpływu jego stosowania na pracę obiegu ORC. Z badań [AA7] wynika, że w układzie ORC z separatorem wszystkie punkty pomiarowe były powyżej linii nasycenia ($x=1$) czynnika HFE-7100 (rys. 2.3a), a przegrzanie czynnika na zasilaniu mikroturbogeneratora było w zakresie od 2,8 °C do 25,1 °C (rys. 2.3b). Natomiast w układzie ORC bez separatora nie można było zapewnić odpowiedniego przegrzania czynnika roboczego i tylko niektóre punkty pomiarowe były w obszarze pary przegrzanej (rys. 2.3a). Należy zaznaczyć, że separator pełnił dodatkową funkcję akumulatora energii cieplnej zapewniając tym samym wymagane przegrzanie czynnika roboczego w stanach przejściowych układu ORC. Wynikało to z faktu, że separator miał o cztery rzędy wielkości większą objętościową pojemność cieplną w stosunku do czynnika roboczego. Stąd też w stanach przejściowych w układzie ORC zapewniał wymagane przegrzanie czynnika.



Rys. 2.3. Stan czynnika HFE-7100 dla układu ORC z i bez separatora na wykresie: a) temperatura-ciśnienie oraz b) przegrzanie czynnika HFE-7100 w zależności od ciśnienia.

Kolejny badany [A1] agregat składał się z pompy zębatej typu 4030 firmy Scherzinger, sprzęgła magnetycznego oraz napędu elektrycznego.

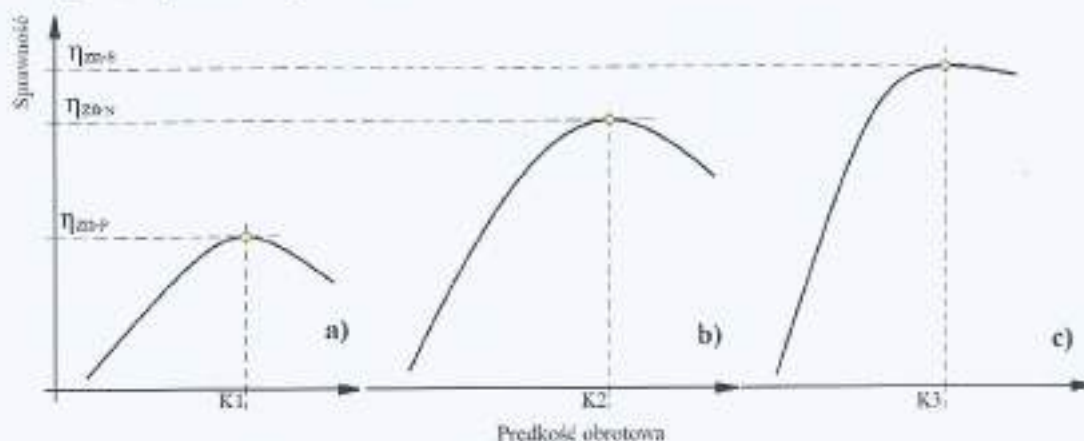


Rys. 2.4. Charakterystyki agregatu z pompą zębatą przedstawiające: a) zależność mocy pobieranej przez agregat, b) sprawność agregatu pompowego od masowego natężenia przepływu HFE-7100 [A1].

Z badań wynika, że w pewnym zakresie (do punktu X - rys. 2.4a) moc elektryczna pobierana przez agregat pompowy oraz jego sprawność jest wprost proporcjonalna do masowego natężenia przepływu. Natomiast po przekroczeniu punktu „X”, wraz ze wzrostem natężenia przepływu HFE-7100 rośnie przyrost mocy (ΔN_{e-AP}) pobieranej przez agregat. Punkt „X” wyznacza również granicę liniowego przyrostu sprawności agregatu (rys. 2.4b) w stosunku do masowego natężenia przepływu czynnika roboczego. Przekroczenie punktu „X” powoduje zmniejszenie przyrostu (ΔN_{AP}) sprawności agregatu w stosunku do masowego natężenia przepływu czynnika roboczego. Oznacza to, że po przekroczeniu punktu „X” następuje jednoczesny przyrost mocy elektrycznej pobieranej przez agregat pompowy przy jednoczesnym spadku jego sprawności. Stąd też punkt „X” wyznacza optymalną wartość masowego natężenia przepływu czynnika HFE-7100, przy której sprawność i moc pobierana przez agregat pompowy były największe. Ustalono, że optymalna wartość natężenia przepływu czynnika roboczego wynosiła ok. 0.07 kg/s, przy której sprawność i moc elektryczna pobierana przez agregat z pompą zębatą odpowiednio wynosiły 16,5% oraz 240 We. Należy jednak podkreślić, że sprawność tego agregatu pompowego była w zakresie od 7,1% do 22,8% (rys. 2.4b). Z przeglądu literatury tematycznej przedstawionej w pracy [A1] wynika, że sprawność agregatów pompowych pracujących w mikroinstalacjach ORC są niewielkie i mieszczą się w zakresie od 7% do 33%.

W oparciu o powyższe wyniki badań nasuwa się kolejne pytanie, co jest główną przyczyną tak niskich sprawności agregatów pompowych pracujących w mikroinstalacjach ORC? Dlaczego sprawności małych agregatów pompowych są ponad dwukrotnie mniejsze do tych, które pracują w dużych jednostkach kogeneracyjnych ORC²³?

Zgodnie z równaniem (1) całkowita sprawność agregatu pompowego zależy od sprawności każdego z podzespołów wykorzystanych do jego budowy oraz zależy m.in. od indywidualnych ich osiągnięć, czy aktualnego stanu obciążenia (rys. 2.5).



Rys. 2.5. Przykładowe charakterystyki sprawności: a) pompy, b) napędu, c) sprzęgła w zależności od prędkości obrotowych: η_{zn-s} – znamionowa sprawność sprzęgła, η_{zn-s} – znamionowa sprawność napędu, η_{ap-p} – znamionowa sprawność pompy, $K1-K3$ – nominalne prędkości obrotowe.

²³ Quoilin S., Van Den Broek M., Declaye S., Dewallef P., Lemort V.: Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems. Renewable and Sustainable Energy Reviews 2013, 22, pp. 168-186. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.01.028>.

Przykładowo sprawność silników elektrycznych zależy od ich konstrukcji (np. ilości par biegunów) i typu prądnicy (np. synchroniczna, asynchroniczna itd.), mocy znamionowej czy ich klasy sprawności (IE1 + IE4) [A9]. Ponadto sprawność silników elektrycznych tego samego typu rośnie wraz z ich mocą nominalną. W badanym agregacie pompowym [A1] zastosowany był napęd elektryczny o mocy 0,75 kW klasy IE2, którego sprawność znamionowa wynosi 77,4%. Natomiast silnik elektryczny wykonany w tej samej klasie IE2 o mocy 100 kW wg. normy IEC 60034-30-1 ma sprawność nominalną na poziomie 95%. Podobnie sytuacja wygląda w przypadku sprzęgieł, których sprawność (η_s) jest uzależniona od typu i konstrukcji, mocy czy przenoszonego momentu. Ogólnie można stwierdzić, że wraz ze wzrostem mocy i przenoszonego momentu obrotowego rośnie sprawność sprzęgieł. Podobnie jak w przypadku napędów i sprzęgieł duże pompy odznaczają się większymi sprawnościami w stosunku do małych pomp, co wynika m.in. z ograniczonych możliwości technologicznych. W małych pompach stosunek wymaganych luzów do wymiaru charakterystycznego elementu wykonawczego pompy (np. średnicy wirnika) jest większy niż w dużych pompach. Stąd też małe pompy stosowane w mikroinstalacjach ORC odznaczają się większymi przeciekami wewnętrznymi niż duże pompy. Dodatkowo praca elementów agregatu pompowego poniżej nominalnych punktów pracy generuje straty i obniża ich aktualną sprawność, a zatem i całego agregatu pompowego. Stąd też w celu uzyskania wysokiej sprawności agregatu pompowego należy spełnić jednocześnie dwa warunki. A mianowicie, sprawności znamionowe elementów agregatu powinny być jak najwyższe. Drugim warunkiem jest odpowiedni dobór czy zaprojektowanie podzespołów agregatu aby był spełniony warunek $K1 \cong K2 \cong K3$ (rys. 2.5). Należy jednak zaznaczyć, że zakup wysokosprawnych podzespołów czy indywidualne ich zaprojektowanie wiąże to się z większymi nakładami finansowymi oraz wydłużeniem okresu zwrotu inwestycji.

4.4.2 Badania mikro zespołów ekspansyjnych

W nawiązaniu do tytułu niniejszego podrozdziału chciałem nadmienić, że w anglojęzycznej literaturze tematycznej powszechnie używany jest termin ekspandera (*ang. expander*), który jest niewspółmierny z rzeczywistą jednostką ekspansyjną. Stąd też w publikacjach [A1-A3] zaproponowałem używanie pojęcia „zespołu ekspansyjnego”, który oznacza maszynę energetyczną składającą się z aktywnego urządzenia ekspansyjnego (rys. 1.2), prądnicy, a niekiedy i sprzęgła. Taki zespół ekspansyjny stanowi „kompletną maszynę” umożliwiającą produkcję energii elektrycznej przy zapewnieniu odpowiednich termodynamicznych i elektroenergetycznych warunków pracy. Oznacza to, że musi być jednocześnie zapewnione odpowiednie obciążenie elektryczne oraz parametry czynnika roboczego na zasilaniu i wylocie z tego zespołu ekspansyjnego.

Jak wcześniej wspominałem różnicowanie stosowanych nowych typów urządzeń ekspansyjnych i ich konstrukcji [A11], czynników roboczych oraz szeroki zakres temperatur i mocy stosowanych źródeł ciepła powoduje, że tematyka układów ORC nie jest w pełni wyczerpana. Dlatego nieustannie prowadzone są badania zarówno teoretyczne jak i eksperymentalne w zakresie mikrokogeneracji ORC. Szczególnie duży nacisk badawczy położony jest na poszukiwanie nowych, wysokosprawnych zespołów ekspansyjnych. Jednak w większości opublikowanych prac badania eksperymentalne tylko rozprężaczy (ekspanderów) powiększają i tak już istniejącą lukę w zakresie badań kompletnych jednostek ekspansyjnych. Brak jest również kompletnych charakterystyk zespołów ekspansyjnych wyznaczonych podczas pracy w układzie ORC. Stąd też wynikał jeden z postawionych celów badawczych oraz motywacja podczas realizowanych prac, z których wyniki przedstawiłem poniżej.

➤ *Objętościowe zespoły ekspansyjne (typu spiralnego)*

Należy zaznaczyć, że obecnie tylko na rynku zagranicznym (USA) dostępny jest jeden objętościowy i bezolejowy kompletny mikro zespół ekspansyjny. Zespół ekspansyjny składa się z ekspandera spiralnego (model E15H22N4.24), który za pomocą sprzęgła magnetycznego jest połączony z jednofazową prądnicą prądu przemiennego o mocy znamionowej 2,4 kWe. Dane techniczne ekspandera spiralnego podane przez producenta zamieściłem na rys. 2.4.



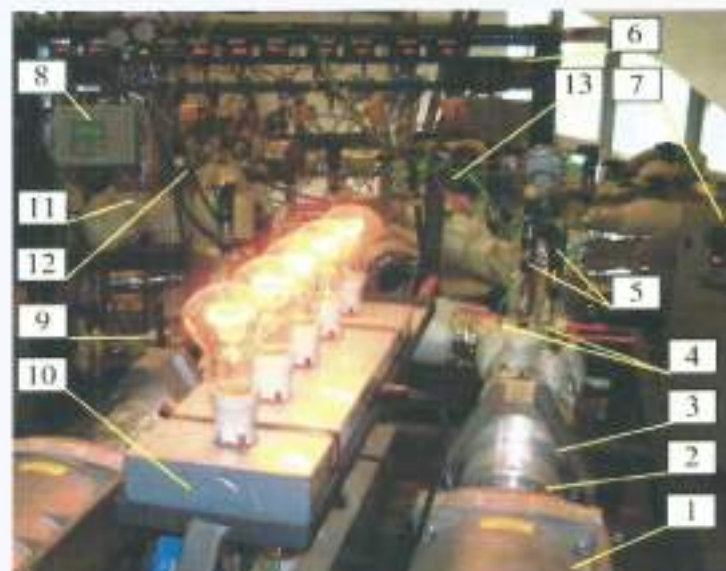
Model	E15H22N4.25
Moc nominalna	1 kW _e
Maksymalne ciśnienie	13,8 bar
Maksymalna prędkość obrotowa	3600 obr./min
Maksymalna temperatura pracy	175 °C
Maksymalny przepływ	12 cm ³ /obrot
Współczynnik ekspansji	3,5
Ciecz robocza	czynniki niskowrzące
Poziom hałasu	55 dB(A)
Masa	9,07 kg

Rys. 2.4. Zdjęcie i parametry techniczne ekspandera spiralnego firmy Air Squared [M1].

Cena tego komercyjnego produktu jest kilkakrotnie mniejsza od ceny, jaką należy zapłacić za indywidualne zaprojektowanie i zbudowanie zespołu ekspansyjnego o tej samej mocy nominalnej. Dlatego wydawało się racjonalne pod względem ekonomicznym zastosowanie

takowego zespołu w układzie mikrokogeneracyjnym ORC, co w znacznym stopniu powinno zredukować jego całkowity koszt wykonania.

Badania eksperymentalne zespołu ekspansyjnego wykonano w układzie ORC z czynnikiem HFE-7100 na stanowisku (rys. 2.5), które specjalnie zaprojektowałem do tego celu. Stanowisko badawcze miało charakter uniwersalny i umożliwiało wykonanie badań zespołów ekspansyjnych w pięciu różnych trybach pracy [A13]. W pierwszym trybie by-pasowym (bez ekspanderów) był wykorzystywany przy rozruchu i pracy układu ORC do czasu zapewnienia odpowiednich parametrów czynnika roboczego (tj. ciśnienie, temperatura czy stopień przegrzania dla zadanego natężenia przepływu) kierowanego na zasilanie tych zespołów ekspansyjnych. Kolejne dwa tryby umożliwiały indywidualne zbadanie zespołów ekspansyjnych. W tych trybach wyznaczone były charakterystyki pracy każdego z osobna zespołu ekspansyjnego. Kolejne dwa tryby umożliwiały pracę zespołów ekspansyjnych w układzie równoległym lub szeregowym. Szczegółowe dane techniczne m.in. dokumentacja techniczna stanowiska badawczego oraz wyniki wzorcowania aparatury pomiarowej dostępne są w monografii [M1].



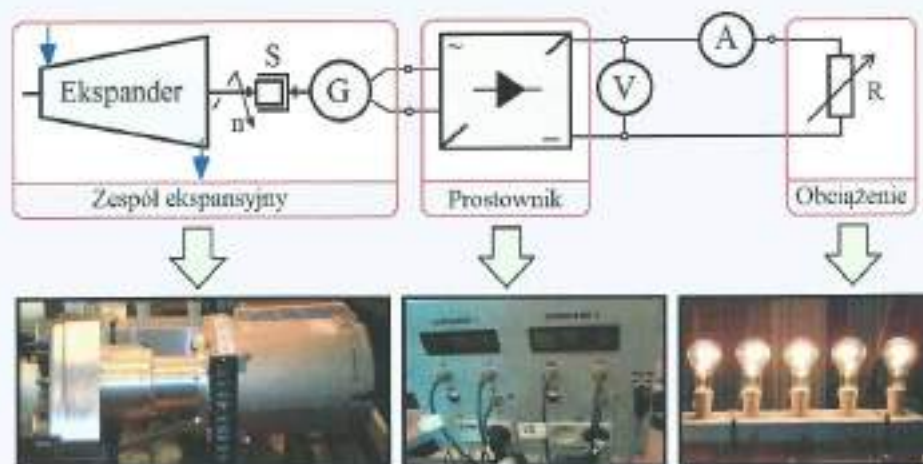
Rys. 2.5. Stanowisko do badania mikro zespołów ekspansyjnych z ekspanderem spiralnym: 1 – prądnica, 2 – sprzęgło magnetyczne, 3 – ekspander spiralny, 4 – termoelementy, 5 – przetworniki ciśnienia, 6 – przepływomierz cieczy chłodzącej (glikolu etylenowego), 7 – źródło ciepła (podgrzewacz elektryczny), 8 – przepływomierz cieczy grzewczej (oleju termalnego), 9 – przepływomierz cieczy roboczej (HFE-7100), 10 – układ obciążenia elektrycznego prądnicy, 11 – regeneratory, 12 – parownik, 13 – skraplacz [A1].

Badania wykonano w warunkach stałego obciążenia elektrycznego prądnicy zespołu ekspansyjnego, za pomocą specjalnie do tego celu zaprojektowanym układem obciążenia (rys. 2.6). Jako obciążenia prądnicy zastosowano zestaw pięciu żarówek typu DC o sumarycznej mocy znamionowej równej 1000 W. Prądnica była podłączona do prototypowego prostownika, do którego podłączony był układ obciążenia. Moc elektryczna wyprodukowana przez zespół ekspansyjny (z ekspanderem spiralnym) była mierzona za prototypowym układem kondycjonowania energii elektrycznej (typu AC/DC). Stąd też przy obliczaniu sprawności elektrycznej układu ORC (η_{e-ORC}) uwzględniono sprawność układu kondycjonowania energii elektrycznej, co zapisałem równaniem (6):

$$\eta_{e-ORC} = \eta_{ZE} \cdot \eta_{UK} \quad (6)$$

$$\eta_{ZE} = \eta_E \cdot \eta_S \cdot \eta_P \quad (7)$$

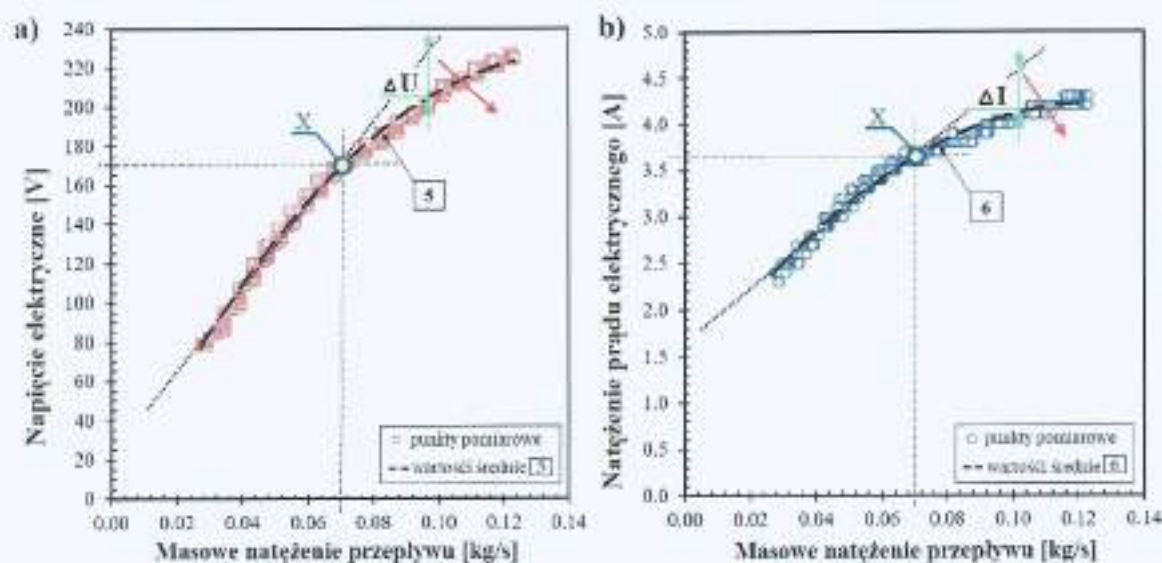
gdzie: η_{ZE} – sprawność zespołu ekspansyjnego, η_{UK} – sprawność układu kondycjonowania energii elektrycznej, η_S – sprawność sprzęgła, η_P – sprawność prądnicy (generatora), η_E – sprawność ekspandera.



Rys. 2.6. Schemat sposobu obciążenia zespołu ekspansyjnego z ekspanderem spiralnym: n – czujnik do pomiaru prędkości obrotowej, S – sprzęgło magnetyczne, G – prądnica (generator), A – amperomierz, V – woltomierz, R – obciążenie typu R (rezystancyjne).

Sprawność układów kondycjonowania (η_{UK}) zależy m.in. od ich mocy znamionowej i częstotliwości napięcia na wyjściu prądnicy, a tym samym od ilości koniecznych poziomów przekształcania energii elektrycznej, klasy wykonania i typu zastosowanych łączników energoelektronicznych. Ilość poziomów przekształcania energii elektrycznej na wyjściu układu ORC rośnie wraz ze wzrostem prędkości obrotowej prądnicy [A1]. Należy zaznaczyć, że wraz z ze wzrostem klasy dokładności i typem zastosowanej energoelektroniki rośnie koszt wykonania. W układach o małych mocach elektrycznych ze względów ekonomicznych stosowane są elementy o mniejszych klasach i mniejszej sprawności. W układach ORC z zespołami ekspansyjnymi z prądnicami wolnoobrotowymi typu AC do uzyskania wymaganych parametrów w sieci zawodowej (50 Hz, 230/400 V_{AC}) stosowane są przeważnie przekształtniki dwupoziomowe (typu AC/DC/AC) składające się z prostownika oraz przeziennika częstotliwości. W maszynach wysokoobrotowych ze względu na wysokie częstotliwości napięcia prądnic konieczne jest zastosowanie, co najmniej trzypoziomowych przekształtników (np. typu AC/DC/DC/AC). Należy zaznaczyć, że sprawność dużych mocy komercyjnych dwupoziomowych przekształtników energoelektronicznych w nominalnych warunkach pracy jest w zakresie od ok. 95% do 98% [A1 - A3].

Z badań [A1] wynika, że w zakresie do punktu „X” przyrost napięcia (ΔU – rys. 2.7a) oraz natężenia prądu elektrycznego (ΔI – rys. 2.7b) zmierzonych za prostownikiem były wprost proporcjonalne do masowego natężenia przepływu czynnika roboczego. Natomiast po przekroczeniu tego punktu oba przyrosty (ΔU oraz ΔI) malały wraz ze wzrostem natężenia przepływu HFE-7100. Skutkiem tego przyrost mocy elektrycznej (ΔN_{e-ORC}) na wyjściu układu ORC również malał wraz ze wzrostem masowego natężenia przepływu czynnika (rys. 2.8a).

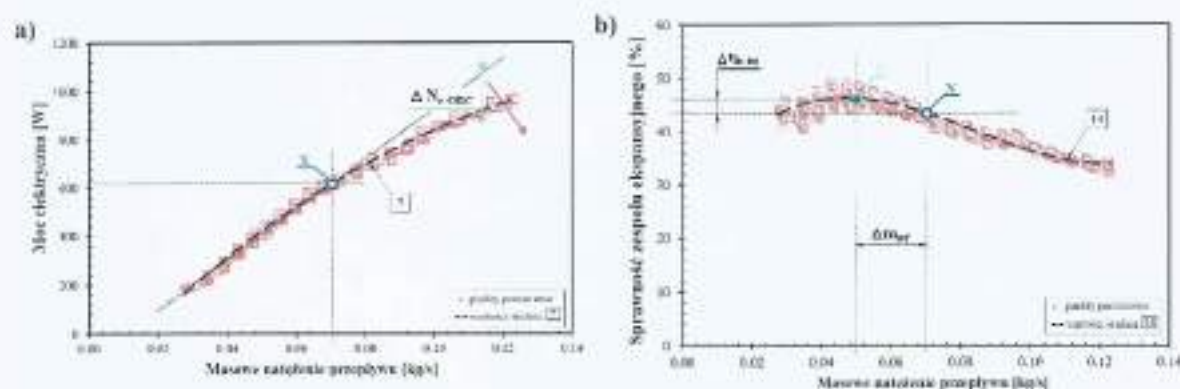


Rys. 2.7. Charakterystyka a) prądowa i b) napięciowa zespołu ekspansyjnego z ekspanderem spiralnym w zależności od masowego natężenia przepływu czynnika HFE-7100 [A1].

Maksymalna sprawność izentropowa zespołu ekspansyjnego (η_{is-ZE}) wynosiła ok. 46% (punkt „Y” – rys. 2.8b) i była o ok. 2% większa niż w punkcie „X”. Przesunięcie maksymalnej sprawności w lewo ku mniejszym natężeniom przepływu. Może to świadczyć o przekroczeniu przepustowości ekspandera spiralnego. Niska sprawność tego zespołu ekspansyjnego wynika również z mniejszej sprawności jego elementów spowodowana pracą poniżej warunków nominalnych. Z analizy wymiarowej [A1] wynika, że prądnica pracowała poniżej 50% mocy znamionowej i w znacznym stopniu wpłynęła na obniżenie sprawności zespołu ekspansyjnego.

$$\eta_{is-ZE} = \frac{N_{e-ORC}}{m(h_1 - h_{2s})} \quad (8)$$

gdzie: N_{e-ORC} – moc elektryczna zmierzona na wyjściu układu ORC [W], m – masowe natężenie przepływu czynnika roboczego [kg/s], h_1 – entalpia czynnika na zasilaniu ekspandera spiralnego [J/kg], h_{2s} – entalpia czynnika na wylocie z ekspandera przy ekspansji izentropowej [J/kg].



Rys. 2.8. Zależność mocy elektrycznej układu ORC od masowego natężenia przepływu HFE-7100 [A1].

Ponadto w ekspanderze spiralnym występowały przecieki wewnętrzne, co potwierdziła wartość wskaźnika wypełnienia FF (*ang. filling factor*), która była powyżej jedności. Wskaźnik FF był

obliczany, jako iloraz zmierzonej wartości natężania przepływu do teoretycznej wartości natężania przepływu czynnika roboczego, co można zapisać:

$$FF = m / (\rho V \omega) \quad (9)$$

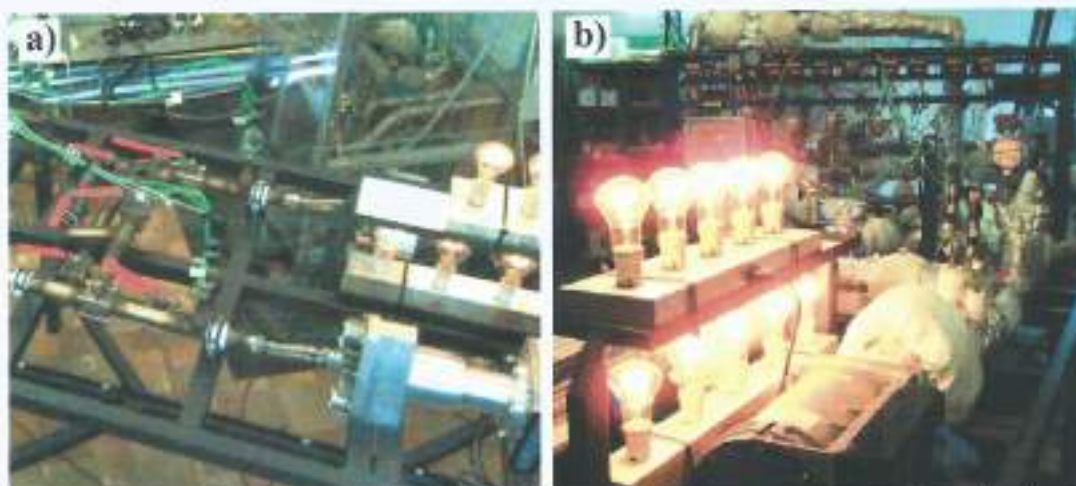
gdzie: m – masowe natężenie przepływu czynnika [kg/s], ρ – gęstość czynnika [kg/m³],
 V – objętość skokowa ekspandera [m³], ω – częstotliwość obrotów ekspandera [Hz].

Wartość wskaźnika FF poniżej jedności świadczy o tym, że komora robocza ekspandera nie była w całości wypełniona czynnikiem roboczym.

Należy zaznaczyć, że w literaturze tematycznej istnieje luka w zakresie badań zespołów ekspansyjnych pracujących w trybie szeregowym lub równoległym. Można by też zadać pytanie, dla jakiej konfiguracji, szeregowej czy równoległej zespołów ekspansyjnych ich sprawność oraz obiegu ORC będą maksymalne? Interesujące pod względem merytorycznym oraz badawczym było ustalenie czy komercyjny zespół jest optymalny pod względem mechanicznym i energetycznym? Czy ciepło odpadowe ze skraplacza układu ORC z tymi zespołami ekspansyjnymi może być wykorzystane do celów socjalnych w gospodarstwach domowych? Stąd też wynikała potrzeba wykonania badań celem udzielenia odpowiedzi na powyższe pytania.

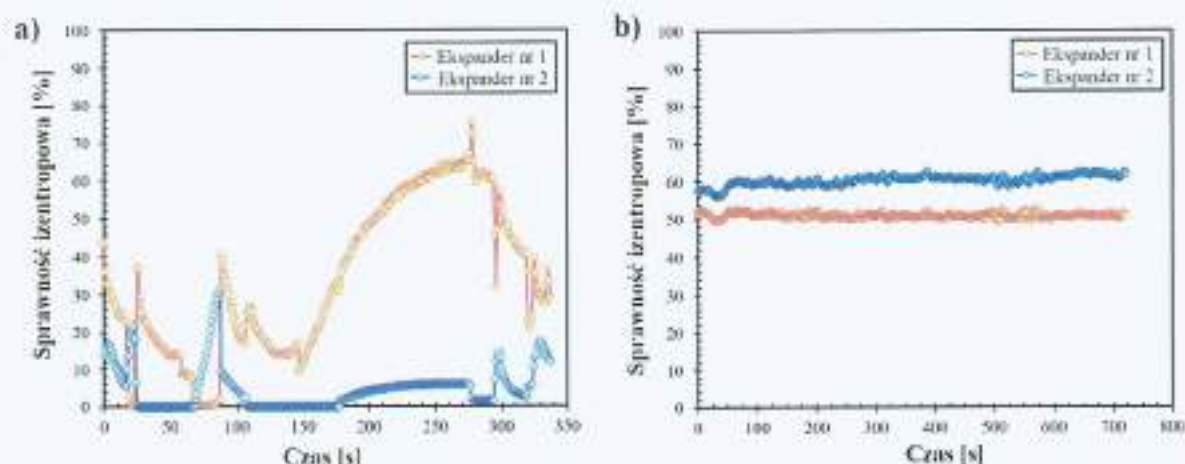
Z wstępnych badań [A13] wynikało, że praca dwóch jednakowych zespołów ekspansyjnych z ekspanderami spiralnym (rys. 2.4) w układzie równoległym charakteryzowała się stabilną i równomierną pracą w przeciwieństwie do pracy trybie szeregowym. Jednak pomimo cyklicznej pracy zespołów ekspansyjnych w trybie szeregowym układ ORC odznaczał się większą mocą elektryczną niż podczas pracy równoległej, co było inspiracją do kontynuacji dalszych badań.

Dodatkowe badania [A2] zespołów ekspansyjnych pracujących w trybach szeregowym oraz równoległym wykonano w układzie ORC z czynnikiem HFE-7100, z prototypowym kotłem biomasowym o mocy znamionowej 30 kWt. Badania ekspanderów dla tych dwóch trybów wykonano na specjalnym stanowisku (rys. 2.9) przy takich samych parametrach pracy układu ORC. Nastawa trybu szeregowej lub równoległej pracy zespołów ekspansyjnych była realizowana przez odpowiednią nastawę zaworów [A13].



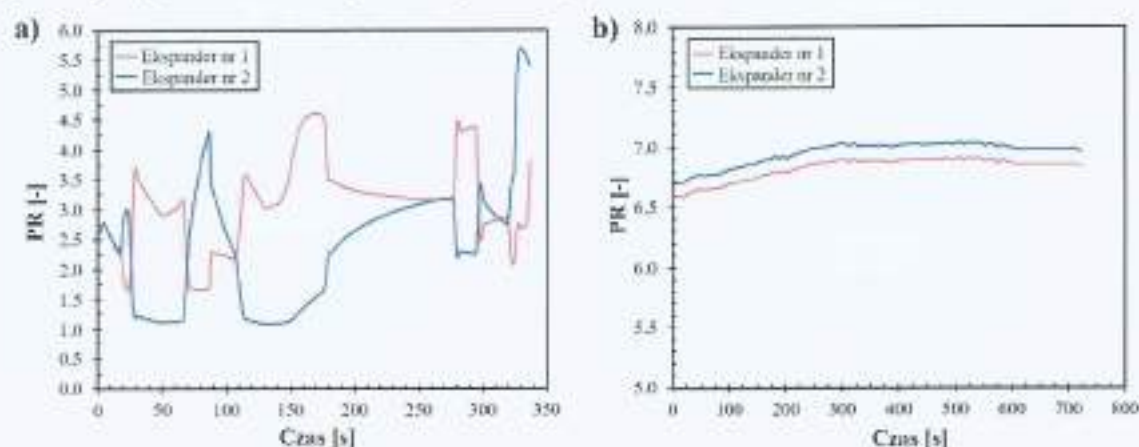
Rys. 2.9. Zdjęcie stanowiska badawczego z zespołami ekspansyjnymi: a) bez izolacji termicznej, b) podczas prowadzenia badań eksperymentalnych [A2].

W trybie szeregowym pracy (rys. 3.0a) ekspander zasilany w pierwszej kolejności czynnikiem roboczym (nr 1) miał sprawność izentropową w zakresie od 0% do 76%, a drugi ekspander (nr 2) w przedziale 0 + 30,4%. Było to spowodowane cykliczną i naprzemienną pracą ekspanderów, co potwierdzają wartości wskaźników ciśnień PR (*ang. pressure ratio*) obu ekspanderów (rys. 3.1a). Wartość PR obliczona była, jako stosunek ciśnień pary czynnika roboczego zmierzonych na zasilaniu i wylocie z ekspandera.



Rys. 3.0. Sprawności izentropowe ekspanderów pracujących w trybie: a) szeregowym, b) równoległym [A2].

W trakcie pracy równoległej ekspandery charakteryzowały się równomiernym biegiem i stabilną pracą. Z badań wynika, że pierwszy zasilany ekspander uzyskał sprawność izentropową w zakresie od 49,6% do 53,1%, a drugi 56,3 – 61,7% (rys. 3.0b). W ekspanderze nr 2 uzyskano o ok. 0,1 większą wartość PR niż w ekspanderze nr 1, co wynikało z różnic konstrukcyjnych i oporów przepływu w instalacji rurowej obu ekspanderów [A2].

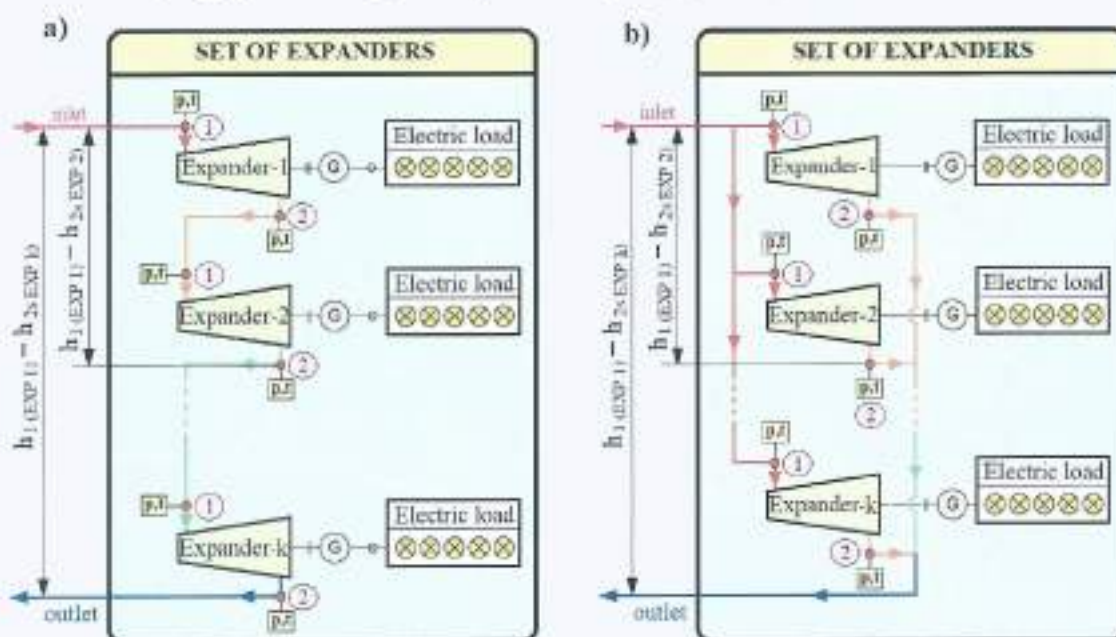


Rys. 3.1. Wartości PR ekspanderów pracujących w trybie: a) szeregowym, b) równoległym [A2].

Z badań wynika, że prędkości obrotowe ekspanderów były wprost proporcjonalne do wartości wskaźników PR. Ustalono, że podczas pracy szeregowej i równoległej ekspanderów maksymalne wartości wskaźnika FF odpowiednio wynosiły ok. 18 oraz 1,3 [A2]. Wysokie wartości wskaźnika FF podczas pracy w trybie szeregowym wynikały z cyklicznej i naprzemiennej pracy zespołów ekspansyjnych oraz konstrukcji zespołu ekspansyjnego. Sprzęgło magnetyczne zamontowane na wale ekspandera spiralnego dopiero po przekroczeniu prędkości obrotowej ok 1400 obr/min przenosiło moment obrotowy na prądnicę. Oznacza to, że poniżej tej

prędkości ekspandery nie były obciążone, a przepływający przez ekspandery czynnik roboczy nie wykonywał pracy. Dlatego poniżej tej prędkości zespoły ekspansyjne nie produkowały energii elektrycznej. Zastosowana prądnica w tym zespole ekspansyjnym miała kilkukrotnie większy moment bezwładności do ekspandera spiralnego. Takie rozwiązanie zastosowane przez producenta miało prawdopodobnie zapewnić równomierny bieg tego zespołu ekspansyjnego. Z drugiej strony przewymiarowanie prądnicy wymusiło konieczność zastosowania sprzęgła o większym zakresie pracy, a zatem większych minimalnych i maksymalnych momentach obrotowych. Skutkowało to zawężeniem obszaru pracy ekspandera i zespołu ekspansyjnego, co potwierdziły wykonane badania [A1-A3].

Powyżej zostały przedstawione indywidualne osiągi zespołów ekspansyjnych pracujących w trybie szeregowym oraz równoległym. Jednak przy analizie mikroinstalacji ORC konieczne jest operowanie parametrami globalnymi odnoszącymi się do całego układu. Stąd też zaistniała konieczność opracowania metody wyznaczenia charakterystyk zespołów ekspansyjnych, które będą uwzględniały konfigurację (szeregową lub równoległą) oraz liczebność zespołów ekspansyjnych tworząc tzw. moduł ekspansyjny. Na rys. 3.2 przedstawiłem sposób określania stanów czynnika roboczego, jaki wykorzystałem do obliczania sprawności izentropowej modułów ekspansyjnych skonfigurowanych szeregowo (rys. 3.2a) oraz równolegle (rys. 3.2b).



Rys. 3.2. Metody określania parametrów stanu czynnika dla modułów ekspansyjnych pracujących w układzie ORC w trybie a) szeregowym, b) równoległym [A2].

Stąd też sprawność izentropowa modułu ekspansyjnego (η_{ME}) składającego się dwóch zespołów ekspansyjnych będzie równa:

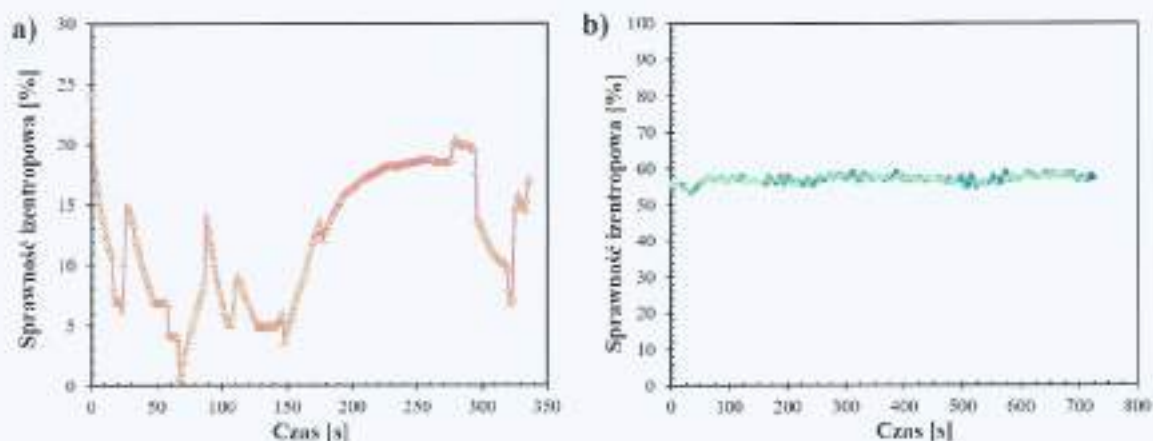
$$\eta_{is-ME} = N_{m-C} / [m \cdot (h_{1(Exp1)} - h_{2s(Exp2)})] \quad (10)$$

$$N_{m-C} = N_{m(Exp1)} + N_{m(Exp2)} \quad (11)$$

Gdzie: η_{is-ME} – sprawność modułu ekspansyjnego, N_{m-C} – sumaryczna moc mechaniczna ekspanderów, m_{exp} – masowe natężenie przepływu czynnika roboczego, $h_{1(Exp1)}$ – entalpia

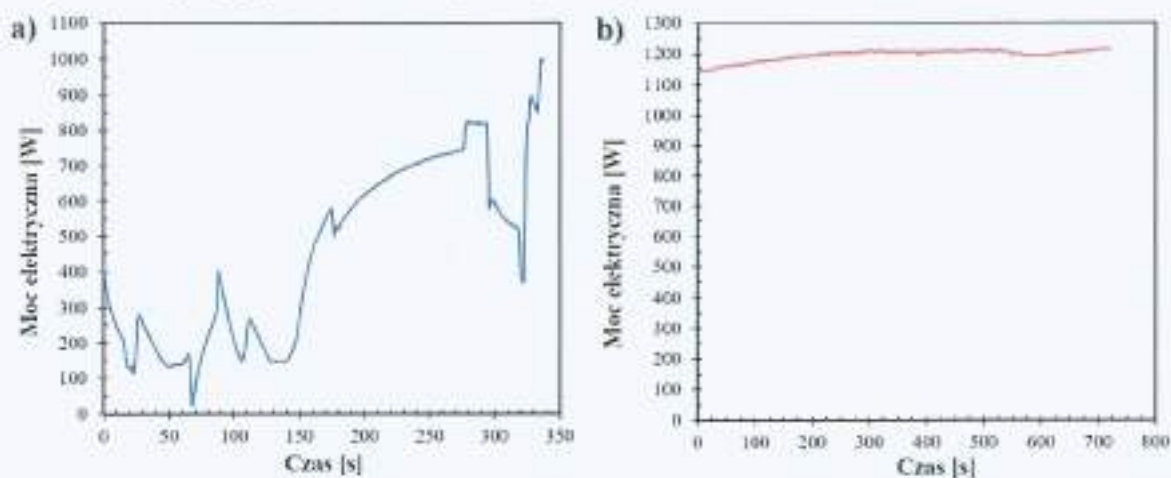
czynnika roboczego na zasilaniu pierwszego ekspandera, $h_{2s}(\text{Exp2})$ – entalpia czynnika roboczego na wylocie z drugiego ekspandera przy izentropowej ekspansji czynnika roboczego, $N_{m(\text{Exp1})}$ oraz $N_{m(\text{Exp2})}$ oznaczają odpowiednio moc mechaniczną ekspandera nr 1 i ekspandera nr 2 (rys. 3.2).

Z rys. 3.3a wynika, że sprawność modułu ekspansyjnego z dwoma zespołami ekspansyjnymi pracującymi w trybie szeregowym była w zakresie od 0 do 24%, a średnia wartość sprawności w analizowanym przedziale czasowym wynosiła ok. 7%. Natomiast sprawność izentropowa modułu ekspansyjnego skonfigurowanego do pracy w trybie równoległym była w przedziale od ok. 53.9% do 58.8%, a średnia wartość sprawności w analizowanym przedziale czasowym wyniosła ok. 56%.



Rys. 3.3. Sprawności izentropowe modułów ekspansyjnych pracujących w układzie ORC z dwoma zespołami ekspansyjnymi skonfigurowanymi do pracy w trybie: a) szeregowym, b) równoległym [A2].

Moc elektryczna na wyjściu układu ORC była wprost proporcjonalna do sprawności modułów ekspansyjnych, co można zaobserwować porównując rysunki 3.3 i 3.4. W przypadku szeregowej konfiguracji zespołów ekspansyjnych w module moc elektryczna na wyjściu układu ORC była w zakresie od 27 W do 993 W (rys. 3.4a). Natomiast w module z równoległą konfiguracją zespołów ekspansyjnych moc elektryczna była w przedziale 1143 ÷ 1206 W (rys. 3.4b).



Rys. 3.4. Moc modułów ekspansyjnych z dwoma zespołami ekspansyjnymi pracującymi w układzie ORC w trybie a) szeregowym, b) równoległym [A2].

Warto zwrócić uwagę, że w takim samym przedziale czasu moduł ekspansyjny z równoległą konfiguracją wyprodukował prawie 2,5 razy więcej energii elektrycznej od modułu z szeregową konfiguracją zespołów ekspansyjnych.

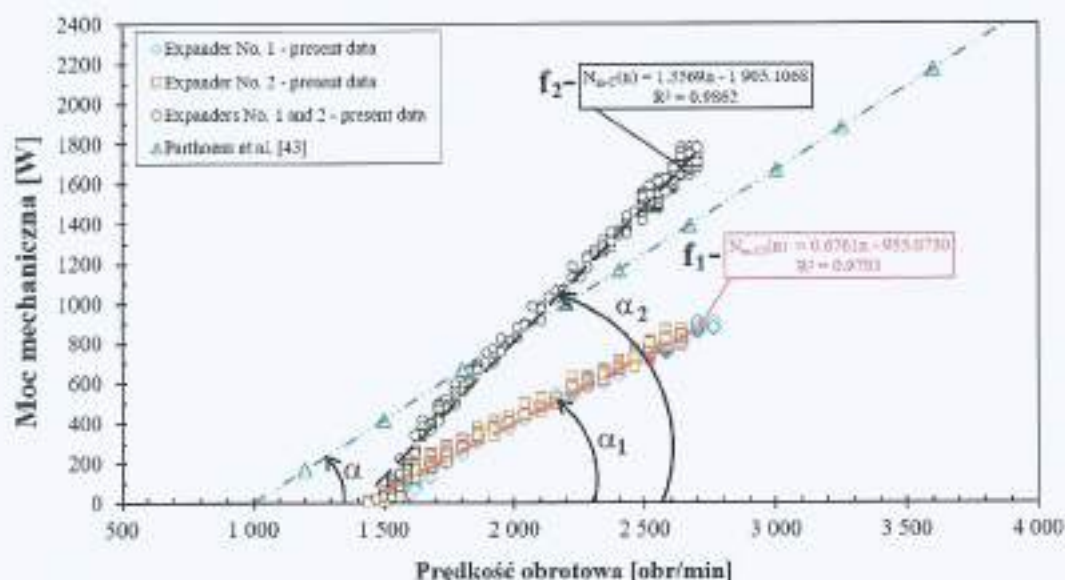
Z powyższego wynika, że pod względem termodynamicznym i elektroenergetycznym mikroukłady ORC z modułami ekspansyjnymi skonfigurowanymi równolegle uzyskały znacznie lepsze wyniki od modułów z zespołami ekspansyjnymi pracującymi w trybie szeregowym [A2]. Stąd też można wysnuć wniosek, że zespoły ekspansyjne o takich samych współczynnikach ekspansji (*ang. expansion ratio*) powinny w mikroinstalacjach ORC pracować w modułach z konfiguracją równoległą.

Powyższe wyniki badań skłaniają do refleksji i pojawienia się nowych pytań. Jeżeli w module ekspansyjnym zalecana jest równoległa konfiguracja zespołów ekspansyjnych to, jaka powinna być liczba zespołów ekspansyjnych w module przy zadanej mocy źródła ciepła? Z drugiej strony wzrost liczby zespołów ekspansyjnych w module powoduje wzrost kosztów inwestycyjnych. Stąd też zasadne jest pytanie, czy pod kątem ekonomicznym i okresu zwrotu inwestycji lepiej stosować w układach ORC pojedyncze zespoły ekspansyjne czy w wersji modułowej? Jaki będzie przyrost mocy na wyjściu układu ORC wraz ze wzrostem liczby zespołów ekspansyjnych w module?

W tym celu wykonano badania [A3] modułu ekspansyjnego z dwoma ($k=2$) zespołami ekspansyjnymi pracującymi w trybie równoległym w układzie ORC z czynnikiem HFE-7100. Z wykonanych badań wynika, że wraz ze wzrostem liczby (k) zespołów ekspansyjnych w module malała prędkość obrotowa ekspanderów (rys. 3.5), co można zapisać:

$$n_{k=1} > n_{k=2} > n_{k=3} \dots > \dots n_{k=r} \quad (12)$$

Spadek prędkości obrotowej wynikał, m.in. ze zmniejszenia się wartości PR, natężenia przepływu czynnika roboczego na zasilaniu kolejnych zespołów ekspansyjnych oraz strat (hydraulicznych, cieplnych) w instalacji zasilającej zespoły ekspansyjne.



Rys. 3.5. Zależność mocy mechanicznej modułów ekspansyjnych od prędkości obrotowej ekspanderów [A3].

W konsekwencji, moc mechaniczna kolejnych (N_m) zespołów ekspansyjnych malała, przy jednoczesnym wzroście sumarycznej mocy na wyjściu układu ORC (N_{m-c}), co można zapisać w postaci:

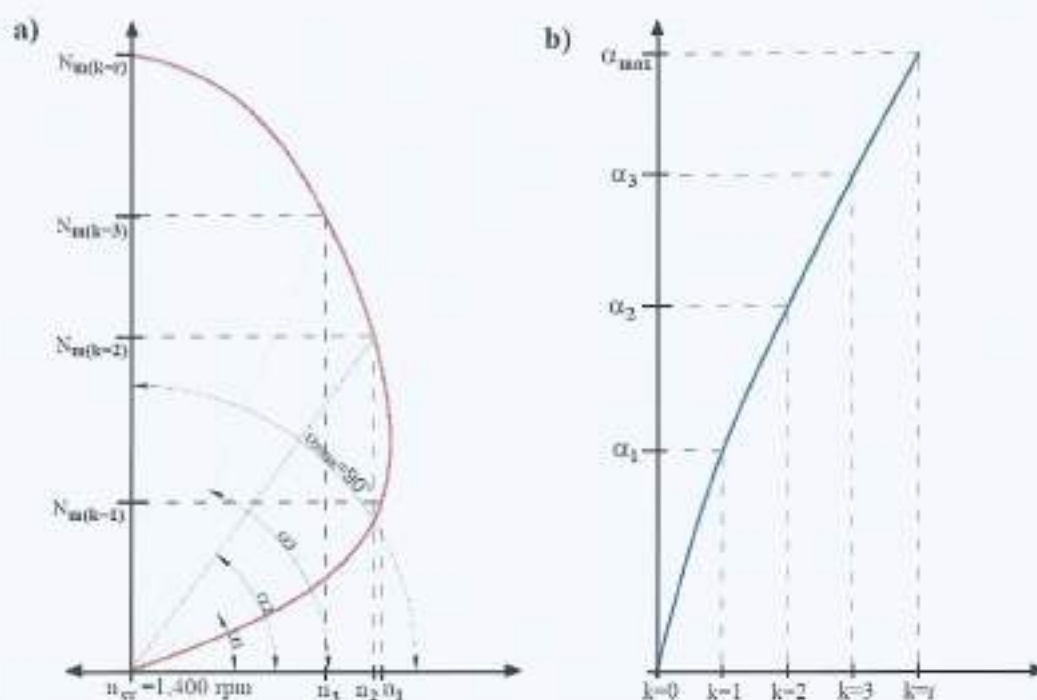
$$N_{m(Exp\ 1)|k=1} > N_{m(Exp\ 2)|k=2} > N_{m(Exp\ 3)|k=3} \cdots > \cdots N_{m(Exp\ r)|k=r} \quad (13)$$

$$N_{m-c|k=1} < N_{m-c|k=2} < N_{m-c|k=3} \cdots < \cdots N_{m-c|k=r} \quad (14)$$

Z rys. 3.5 wynika, że wartość kąta α zależy nie tylko od liczby zespołów ekspansyjnych, ale również od typu ekspandera. Wzrost sumarycznej mocy na wyjściu układu ORC powodował wzrost współczynników kierunkowych funkcji przedstawiającej moc mechaniczną w zależności od średniej wartości prędkości obrotowej zespołów ekspansyjnych (rys. 3.6b). Ustalono, że wraz ze wzrostem liczby zespołów ekspansyjnych w module rośnie wartość współczynnika kierunkowego mocy mechanicznej (α) modułu ekspansyjnego.

$$\alpha_{k=1} < \alpha_{k=2} < \alpha_{k=3} \cdots < \cdots \alpha_{k=r} \leq \frac{\pi}{2} \quad (15)$$

W przypadku pojedynczego zespołu ekspansyjnego ($k=1$) wartość kąta nachylenia mocy w zależności od prędkości obrotowej wynosiła $\alpha_1 = 34^\circ$, a dla dwóch zespołów ekspansyjnych ($k=2$) wynosiła $\alpha_2 = 54^\circ$ (rys. 3.5).



Rys. 3.6. Przewidywane przebiegi a) mocy mechanicznej w funkcji prędkości obrotowej zespołów ekspansyjnych, b) kąta nachylenia mocy mechanicznej w zależności od liczby zespołów ekspansyjnych w module [A3].

Z rys. 3.6. wynika, że istnieje określona liczba ($k=r$) zespołów ekspansyjnych w module, przy której moc na wyjściu układu ORC będzie maksymalna ($N_{m(k=r)}$). Natomiast optymalna wartość liczby zespołów ekspansyjnych a tym samym kąta α będzie w zakresie do $\pi/2$, a po jej przekroczeniu zarówno średnie prędkości obrotowe i moc zespołów ekspansyjnych będzie równa zero, co można zapisać warunkiem brzegowym:

$$\text{jeśli } \alpha_{k=r} > \frac{\pi}{2} \text{ wtedy } n_{k=r} = 0, N_{m(Exp\ r)}|_{k=r} = 0 \quad (16)$$

gdzie: r – jest maksymalną liczbą zespołów ekspansyjnych w module.

Dodatkowym warunkiem brzegowym jest uwzględnienie minimalnej prędkości (n_{cr}), przy której zespół ekspansyjny będzie produkował energię elektryczną. Jak wcześniej wspominałem dla analizowanego zespołu ekspansyjnego minimalna prędkość obrotowa wynosiła 1400 obr/min. Z rys. 3.6a wynika jeszcze jedna ważna uwaga, że wraz ze wzrostem liczby zespołów ekspansyjnych maleje sprawność modułu ekspansyjnego.

Tymczasem z analizy ekonomicznej [A3] wynika, że wraz ze wzrostem liczby zespołów ekspansyjnych w module pracującym w trybie równoległym w układzie ORC maleje okres zwrotu inwestycji PP (*ang. payback period*):

$$PP = \frac{(NE - COM)}{(NE - COM - I_{C_{tot}})} / \ln(1 + i) \quad (17)$$

$$NE = b_e (N_{e-Exp} - N_{AP}) t_{op} \quad (18)$$

gdzie: NE – zysk netto (*ang. net earning*), COM – koszty utrzymania (*ang. cost of maintenance*), i – roczna stopa procentowa, C_{tot} – całkowity koszt układu ORC, b_e – cena energii elektrycznej, N_{e-Exp} – ilość wyprodukowanej energii elektrycznej przez zespół ekspansyjny, N_{AP} – ilość energii elektrycznej pobieranej przez agregat pompowy, t_{op} – czas pracy instalacji.

Przy założeniach, że cena energii elektrycznej wynosi 0,70 zł/kWh oraz czasu pracy instalacji ORC t równym 5760 h w roku okres zwrotu układu ORC z jednym zespołem ekspansyjnym wynosił 30,66 lat, a z dwoma zespołami ekspansyjnymi wynosił 16,47 lat [A3]. Zatem z powyższego wynika, że wraz ze wzrostem liczby zespołów ekspansyjnych w module maleje sprawność układu ORC przy jednoczesnym skróceniu okresu zwrotu inwestycji.

Należy zaznaczyć, że objętościowe zespoły ekspansyjne są wolnoobrotowe i charakteryzują się większymi gabarytami oraz większą masą jednostkową przypadającą na kilowat mocy elektrycznej w stosunku do przepływowych zespołów ekspansyjnych (tj. turbogeneratorów) [AA20, AA21]. Przykładowo badany zespół ekspansyjny z ekspanderem spiralnym o mocy 1 kW_e [A1-A3, A12, A13] charakteryzował się wysokim wskaźnikiem masy jednostkowej ok. 28 kg/kW_e przy kubaturze ok. 0,04 m³. Stąd też te zespoły ekspansyjne mają znikome możliwości aplikacyjne w układach mobilnych, w których wymagana jest mała kubatura i mała masa jednostkowa urządzenia. Dlatego też te zespoły ekspansyjne powinny być stosowane w stacjonarnych układach ORC. Znacznie szersze możliwości aplikacyjne zapewniają mikroturbogeneratory, które charakteryzują się znacznie wyższymi prędkościami obrotowymi i wyróżnikami szybkobieżności. Przykładowo mikroturbogenerator o mocy nominalnej 1 kW_e [AA1] mają mniejszą masę jednostkową ok. 3,5 razy oraz ponad 25 razy mniejszą objętość od zespołu ekspansyjnego z ekspanderem spiralnym o tej samej mocy znamionowej [A1]. Większość konstrukcji wysokoobrotowych mikroturbogeneratorów nie zawiera sprzęgieł, co zapewnia im zwartą budowę. Dodatkowo zgodnie z równaniem (7) brak sprzęgła w zespole ekspansyjnym może skutkować wzrostem ich sprawności i niezawodności, co jest niewątpliwie zaletą. Należy zaznaczyć, że układy mikrokogeneracyjne ORC dedykowane dla gospodarstw domowych dodatkowo powinny zapewniać odpowiedni komfort użytkownikowi. Stąd też oprócz

wymaganej możliwie jak największej sprawności, niezawodności i bezpieczeństwa pracy układy ORC powinny charakteryzować się niskim kosztem oraz poziomem drgań i hałasu [A5]. Tymczasem w literaturze tematycznej brak jest informacji w zakresie badań wibroakustycznych zespołów ekspansyjnych. Stąd też celem wypełnienia istniejącej niewątpliwie luki literaturowej wykonano pod tym kątem badania eksperymentalne [A12] objętościowego i przepływowego zespołu ekspansyjnego. Badania wykonano w układzie ORC z czynnikiem niskowrzącym HFE-7100. Testowano zespół z ekspanderem spiralnym o mocy 1 kWe oraz mikroturbogenerator promieniowo-osiowy o mocy 2,5 kWe. Z karty katalogowej ekspandera spiralnego (rys. 2.4) wynika, że deklarowany przez producenta poziom hałasu wynosił 55 dB(A). Natomiast z wykonanych badań [A12] wynikało, że średnie wartości amplitudy drgań i ciśnienia akustycznego, przy generowaniu mocy ok. 1 kWe przez ten zespół ekspansyjny odpowiednio wynosiły 6,5 mm/s i 81 dB(A). Oznacza to, że zarówno poziom drgań i hałasu emitowanego przez ten zespół ekspansyjny w znacznym stopniu przekracza dopuszczalne wartości podyktowane normami przedmiotowymi (PN-EN ISO 10052:2005(U), PN-EN ISO 16032:2006). Stąd też docelowa konstrukcja układu kogeneracyjnego ORC z tym zespołem ekspansyjnym powinna być wyposażona w specjalną konstrukcję redukującą poziom drgań i hałasu, zapewniając wymagany komfort użytkowania. W przypadku mikroturbogeneratora przy produkcji mocy elektrycznej ok. 1,7 kWe poziom maksymalnych wartości amplitudy drgań wynosił 0,576 mm/s, a ciśnienia akustycznego był równy poziomowi tła akustycznego i wynosił ok. 63 dB(A).

Z poważnego wynika, że przepływowe zespoły ekspansyjne wykazują wiele zalet w stosunku do objętościowych zespołów ekspansyjnych. Stąd też w Instytucie Maszyn Przepływowych PAN w Gdańsku w ramach realizacji projektu kluczowego nr POIG.01.01.02-00-016/08, którego byłem współwykonawcą [P3] podjęto próbę zaprojektowania i budowy mikroinstalacji ORC z mikroturbogeneratorem o mocy 2,5 kWe. W ramach prowadzonych prac rozwijane były różne konstrukcje mikroturbin o: osiowym, promieniowo-osiowym oraz promieniowym przepływie czynnika roboczego, których wyniki badań omówiłem w kolejnym podrozdziale.

➤ **Przepływowe zespoły ekspansyjne (mikroturbogeneratory)**

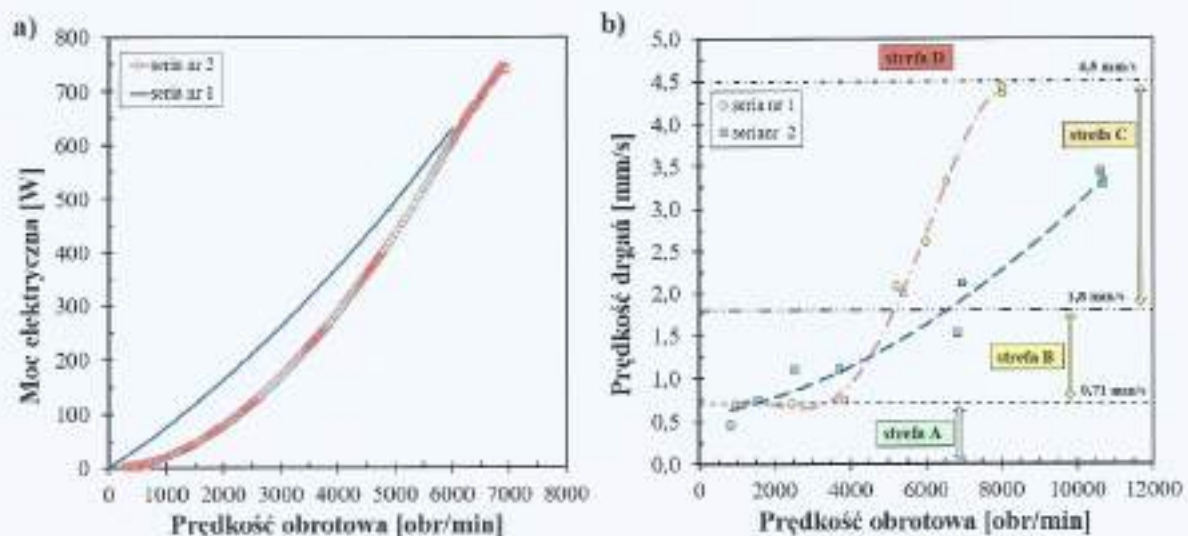
Na rys. 3.7 przedstawiłem zdjęcia z badań pięciostopniowego mikroturbogeneratora osiowego. Nominalne projektowe parametry pracy tego mikroturbogeneratora były następujące: masowe natężenie przepływu HFE-7100 wynosiło 0,17 kg/s, ciśnienie i temperatura czynnika roboczego na zasilaniu odpowiednio wynosiły 12 bar i 162 °C, a moc elektryczna przy prędkości obrotowej 12000 obr/min wynosiła 3 kW_e. Konstrukcja mikroturbogeneratora była hermetyczna, przez co w jednym korpusie zamontowane były wszystkie elementy mikroturbogeneratora (rys. 3.7a). Na wspólnym wale osadzona była wysokoobrotowa prądnica z magnesami trwałymi oraz tarcze wirnikowe (rys. 3.7b). Do łożyskowania wału mikroturbogeneratora zastosowano ceramiczne łożyska kulkowe [AA16].



Rys. 3.7. Zdjęcia a) z badań mikroturbogeneratora osiowego oraz jej b) podstawowych elementów [AA16].

Z rys. 3.8a wynika, że podczas pierwszej serii pomiarowej maksymalna moc elektryczna mikroturbogeneratora wynosiła ok. 615 W_e, którą uzyskano przy prędkości obrotowej ok. 6090 obr/min. W drugiej serii pomiarowej maksymalną moc ok. 750 W_e uzyskano przy prędkości obrotowej 6950 obr/min. Niska moc elektryczna mikroturbogeneratora wynikała z kilku przyczyn. Pierwsza spowodowana była specyficznymi warunkami pracy układu ORC tj. wymaganego wysokiego ciśnienia przy jednoczesnym małym natężeniu przepływu czynnika roboczego. Wymusiło to zaprojektowanie i zbudowanie mikroturbogeneratora z tzw. częściowym zasilaniem (*ang. partial admission*), który charakteryzuje się niższą sprawnością od konstrukcji z pełnym zasilaniem. Po drugie, uszczelnienia międzystopniowe tzw. bandaże wykonane z PTFE przechodziły proces docierania i stanowiły dodatkowy opór podczas pracy mikroturbiny. Trzecią i zasadniczą przyczyną była nieprawidłowa praca łożysk, co pokazano na rys. 3.8b. Badania [AA16] wykazały, że w czasie pierwszej serii pomiarowej (rys. 3.8b) do prędkości obrotowej mikroturbogeneratora 5200 obr/min prędkość drgań nie przekraczała 1,8 mm/s, co wg. normy ISO 10816-1 oznacza dobre warunki pracy. Natomiast przy prędkości ok. 8000 obr/min maksymalny poziom drgań wynosił 4,43 mm/s i mieścił się w strefie C, który wg normy powyżej cytowanej, przedmiotowej nie jest akceptowalny do długotrwałej eksploatacji mikroturbogeneratora. W drugiej serii pomiarowej odnotowano wzrost poziomu mocy elektrycznej przy jednoczesnym obniżeniu poziomu drgań, co świadczy o zmniejszeniu oporów wynikających m.in. z dotarcia uszczelnień. Przy maksymalnej prędkości mikroturbogeneratora ok. 10600 obr/min prędkość drgań wynosiła 3,27 mm/s i tym samym była sklasyfikowana w strefie C. Nieprawidłowa praca łożysk objawiającą się wysokim poziomem drgań wynikała m.in. z właściwości czynnika HFE-7100, który praktycznie nie posiada żadnych

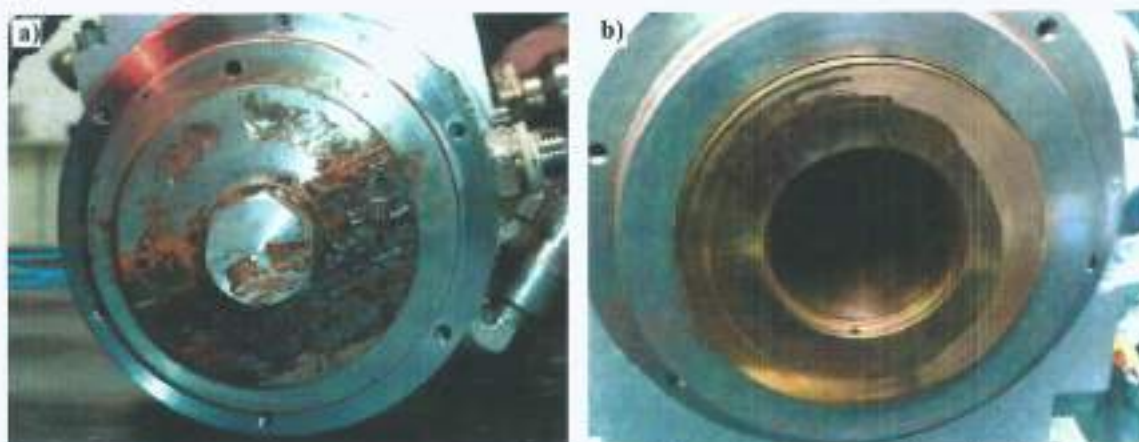
właściwości smarnych i jest rozpuszczalnikiem m.in. stosowanym w przemyśle do odfłuszczenia powierzchni maszyn. Powodowało to uszkodzenie osłon łożysk wykonanych z tworzyw sztucznych i wypłukiwanie z nich smaru.



Rys. 3.8. Przebiegi a) mocy elektrycznej, oraz b) prędkości drgań w zależności od prędkości obrotowej mikroturbogeneratora [AA16].

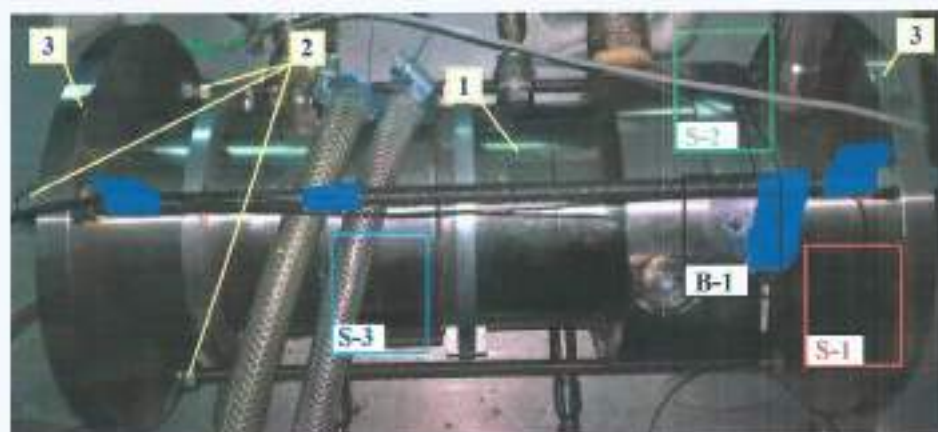
Jak wynika z powyższych badań poziom drgań jest istotnym parametrem przy diagnozowaniu stanu technicznego zespołów ekspansyjnych. Zagadnienie to nabiera szczególnej wagi w przypadku wysokoobrotowych zespołów ekspansyjnych, jakimi są niewątpliwie mikroturbogeneratory [A5]. Stąd też w celu zapewnienia bezpiecznych warunków pracy istnieje konieczność na etapie projektowym wyznaczenia charakterystyk drganiowych oraz określenia prędkości rezonansowych maszyny. Wówczas wyznaczone charakterystyki stanowią stany referencyjne do diagnostyki mikroturbogeneratora podczas pracy w warunkach rzeczywistych, laboratoryjnych oraz detekcji nieprawidłowej pracy układu wirującego. Przykładowo czterostopniowy mikroturbogenerator promieniowo-osiowy o mocy 2,5 kW w stanie referencyjnym przy prędkości obrotowej 21060 obr/min miał prędkość drgań 0,52 mm/s. Tymczasem podczas realizacji kolejnych badań [A8] mikroturbogenerators wykryto, że poziom prędkości drgań przy prędkości obrotowej mikroturbogenerators 21000 obr/min wynosił 0,87 mm/s. Oznaczało to, że amplituda prędkości drgań wzrosła o ok. 67% w stosunku do poziomu referencyjnego. Stąd też podjęto decyzję o odstawieniu maszyny i jej demontażu celem ustalenia przyczyn defektu. Po demontażu pokrywy tylnej mikroturbogenerators ustalono obecność cząstek stałych i oleju na tarczy oporowej łożyska (rys. 3.9a). Należy zaznaczyć, że w oparciu o wcześniejsze doświadczenia [AA16] w tej konstrukcji mikroturbogenerators zastosowano łożyska gazowe, które były zasilane parą czynnika niskowrzącego HFE-7100. Osad na tarczy oporowej (rys. 3.9a) powstał przez kilka tygodni, czyli czasu ostatnich badań mikroturbogenerators. Świadczy to o wadliwej konstrukcji drenażu mikroturbiny oraz korozyjnym oddziaływaniem czynnika HFE-7100 na elementy ferromagnetyczne prądnicy. Natomiast obecność oleju w obiegu ORC wynikała, że zniszczenia membran agregatu pompowego (rys. 1.8), o której wspominałem wcześniej. Mieszanina czynnika roboczego i oleju z cząstkami stałymi spowodowała zatkanie trzech z dziesięciu otworów łożyska oporowego (rys. 3.9b), co w konsekwencji skutkowało podwyższonym poziomem drgań. Średnice otworów

w zastosowanych łożyskach gazowych wynosiły 0,4 mm, co do prawidłowej pracy mikroturbogeneratora wymagało utrzymania wysokiej czystości zarówno instalacji ORC jak i płynów roboczych.



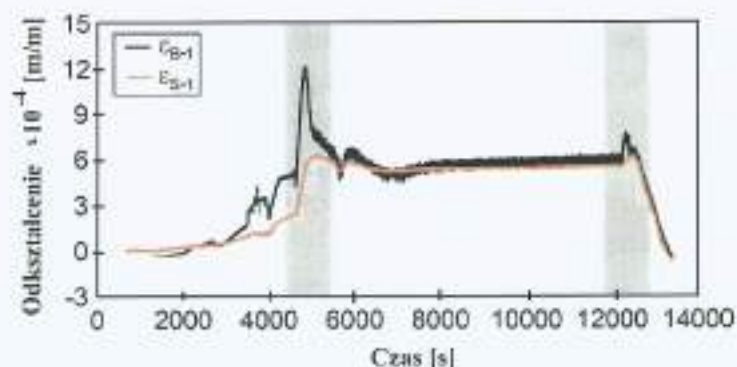
Rys. 3.9. Widok defektów na: a) tarczy oporowej oraz b) łożysku oporowym mikroturbiny [A8].

Należy wspomnieć, że prowadzono również badania w zakresie opracowania metod detekcji szczelności korpusu mikroturbogeneratora o mocy 2,5 kW [A4]. Wynikało to z konieczności zapewnienia bezpieczeństwa pracy układu ORC oraz czynników ekonomiczno-środowiskowych, o których wspomniałem wcześniej. Konstrukcja korpusu mikroturbogeneratora wykonana była z kilku tulei, które były uszczelnione za pomocą oringów wykonanych z tworzyw sztucznych. Stąd też powierzchnie styku tulei wytypowano, jako potencjalne miejsce przecieków pary czynnika roboczego. Do detekcji dehermetyzacji zastosowano system monitorowania stanu konstrukcji (*ang. structural health monitoring*) bazujący na czujnikach światłowodowych Bragga oraz termoelementach zamontowanych na korpusie mikroturbogeneratora (rys. 3.10).



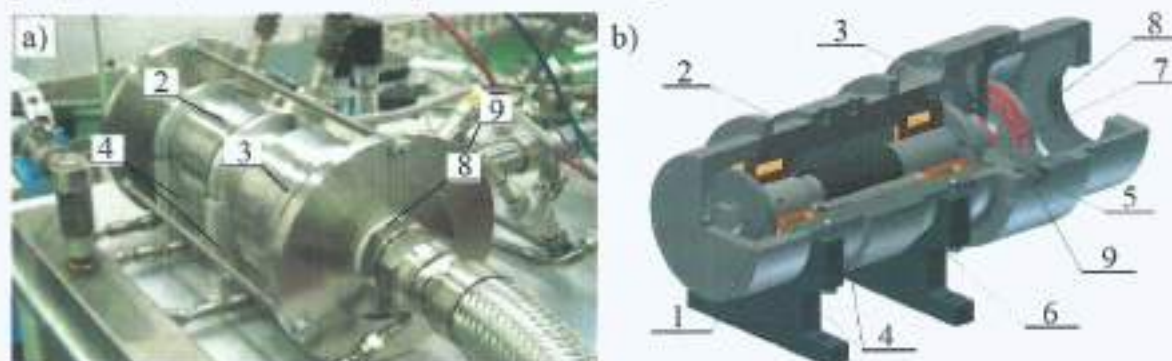
Rys. 3.10. Rozmieszczenie czujników pomiarowych na korpusie mikroturbogeneratora [A4]: 1- korpus mikroturbogeneratora, 2 – śruby mocujące, 3 – tarcze korpusu, B – czujnik Bragga, S – termoelement.

Podczas badań [A4] dehermetyzację korpusu mikroturbogeneratora(1) wytworzono sztucznie przez zmniejszenie stanu napięcia trzech śrub mocujących (2) tarcze korpusu (3). Badania jednoznacznie wskazały stan rozszczelnienia korpusu (obszary zacieniowane na rys. 3.11), co objawiało się wzrostem poziomu temperatur (ϵ_{S-1}) oraz odkształceń (ϵ_{B-1}) zarejestrowanych za pomocą czujnika Bragga [A4].



Rys. 3.11. Przebiegi odkształcenia i temperatury zarejestrowane za pomocą czujnika Bragga [A4].

Należy zaznaczyć, że mikroturbogenerator o mocy nominalnej 2,5 kW był wielokrotnie badany i modernizowany zanim uzyskał nominalne projektowe parametry pracy. Nominalne parametry pracy tego mikroturbogeneratora określone na etapie projektowym były następujące: prędkość obrotowa 24000 obr/min, natężenie przepływu czynnika HFE-7100 wynosiło 0,17 kg/s, ciśnienie na zasilaniu i wylocie z układu łopatkowego odpowiednio wynosiło 12 bar i 1,2 bar. Zdjęcie i model 3D czterostopniowej mikroturbiny z zasilaniem częściowym i dośrodkowym przepływie czynnika roboczego przedstawiłem na rys. 3.12.



Rys. 3.12. Widok mikroturbogeneratora MTG-2,5 kW; a) na stanowisku badawczym [A12], b) modelu izometrycznego [A4]: 1 – czop łożyska gazowego, 2 – cieczowy wymiennik ciepła chłodzący stator prądnicy, 3 – korpus, 4 – podpory, 5 – wał mikroturbiny, 6 – wirnik z magnesami trwałymi prądnicy wysokoobrotowej, 7 – tarcza łopatkowa, 8 – kanał wylotowy, 9 – kanał zasilający układ łopatkowy.

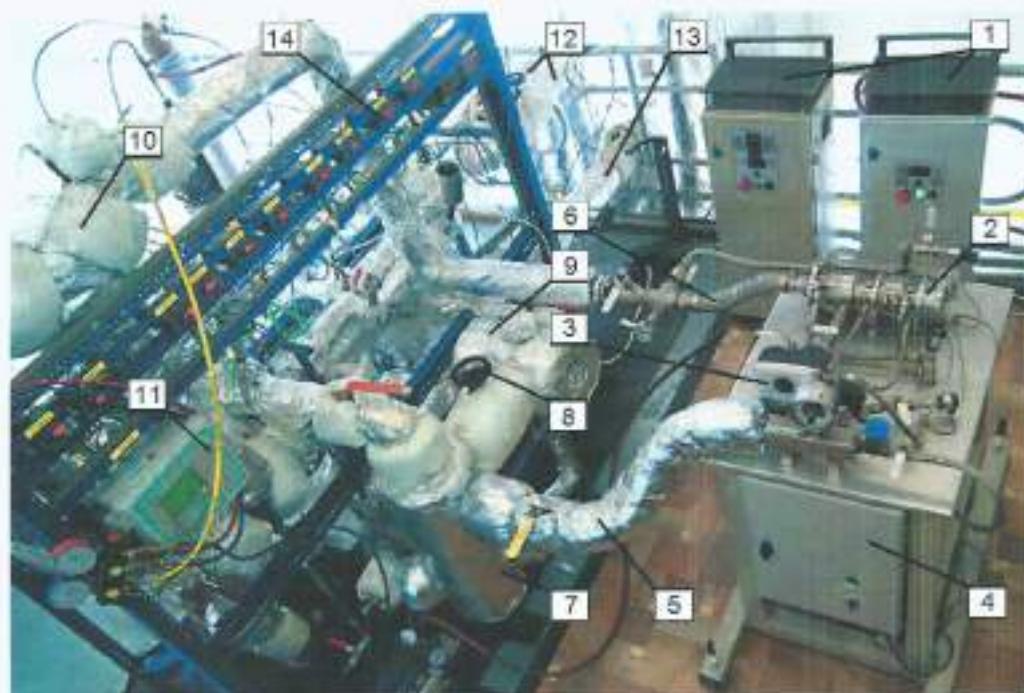
Badania mikroturbogeneratora wykonano na specjalnie zaprojektowanym i zbudowanym do tego celu stanowisku (rys. 3.13), którego byłem współautorem. Na podstawie wstępnych badań [AA29] mikroturbogeneratora ustalono, że sprawność izentropowa mikroturbiny (η_{iz-MT}) była prawie trzykrotnie mniejsza od teoretycznej wartości projektowej [P3] wynoszącej 72%²⁴.

$$\eta_{iz-MT} = (h_1 - h_2)/(h_1 - h_{2s}) \quad (19)$$

gdzie: η_{is-ME} – sprawność mikroturbiny, h_1 (Exp1) i h_{2s} (Exp2) – entalpie czynnika roboczego zmierzone odpowiednio na zasilaniu i wylocie z mikroturbiny, h_{2s} (Exp2) – entalpia czynnika roboczego na wylocie z mikroturbiny przy izentropowej ekspansji czynnika roboczego.

²⁴ Klonowicz P.: Optization of turbines operating in low-temperature ORC (organic Rankine cycle) cycles. Ph.D. Thesis. Lodz, Poland: Lodz University of Technology, 2012.

Tym samym badania potwierdziły powyżej postawioną hipotezę mówiącą, że zaimplementowanie klasycznych modeli obliczeniowych stosowanych do dużych turbin parowych (moc rzędu MW) do obliczeń mikroturbogeneratorów ORC mogą powodować duże błędy. Na tak duży błąd obliczeniowy wpłynęło kilka zasadniczych różnic pomiędzy tymi maszynami przepływowymi, a mianowicie: skala mocy i konstrukcji, prędkości obrotowych maszyn, odmienne właściwości czynników roboczych, kierunek przepływu czynnika roboczego czy sposób zasilania układu wirującego.

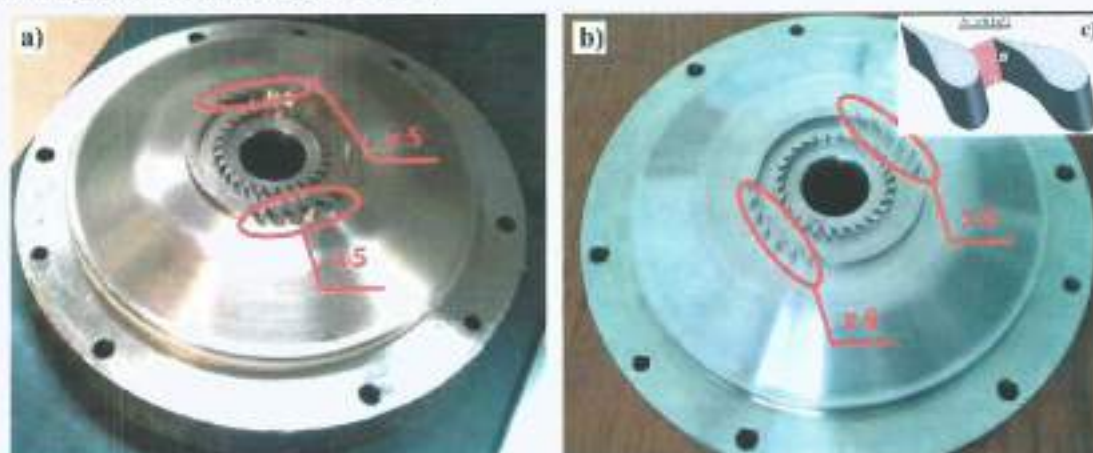


Rys. 3.13. Stanowisko do badania zespołów ekspansyjnych ORC: 1 – prototypowy elektryczny podgrzewacz oleju termalnego (pierwsze źródło ciepła), 2 – mikroturbogenerator o mocy 2,5 kW, 3 – układ regulacji natężenia przepływu pary na zasilaniu mikroturbogenerators, 4 – układ sterowania i regulacji układu ORC, 5 – wylot z separatora kropel czynnika roboczego, 6 – rurociąg odprowadzający parę po ekspansji, 7 – separator kropel z par czynnika roboczego, 8 – zawór ekspansyjny, 9 – przeziernik, 10 – regeneracyjny wymiennik ciepła, 11 – przepływomierz ultradźwiękowy obiegu grzewczego, 12 – rurociągi drugiego źródła ciepła (kocioł biomasowy), 13 – rurociągi obiegu chłodzenia, 14 – elementy układu pomiarowego [A9].

W dużych turbinach zawodowych moc znamionowa jest kilka rzędów (10^4 - 10^6) większa od nominalnej mocy mikroturbin ORC. Duże turbiny są maszynami wolnoobrotowymi (zazwyczaj ok. 3000 obr/min) a ich prędkość obrotowa jest od kilku do kilkunastu razy mniejsza od mikroturbin. Stąd też w tych maszynach mamy do czynienia z odmiennym charakterem i rodzajem przepływu czynnika roboczego oraz wielkościami strat występujących w układzie przepływowym. Kolejną różnicą jest to, że do obliczeń dużych turbin stosowane były klasyczne modele opracowane dla pary wodnej. Tymczasem do zasilania mikroturbiny zastosowano nowy niskowrzący czynnik roboczy, którego właściwości fizyko-chemiczne znacznie różnią się od pary wodnej. W mikroturbine przepływ czynnika był dośrodkowy, a klasyczne modele obliczeniowe bazowały na przepływie promieniowo-osłowym lub osłowym. Ponadto mikroturbina była z częściowym zasilaniem, a modele obliczeniowe dużych turbin energetycznych były opracowane dla układów z pełnym zasilaniem. Dodatkowo w mikroturbine ze względu na skomplikowaną geometrię układu przepływowego w obliczeniach zastosowano

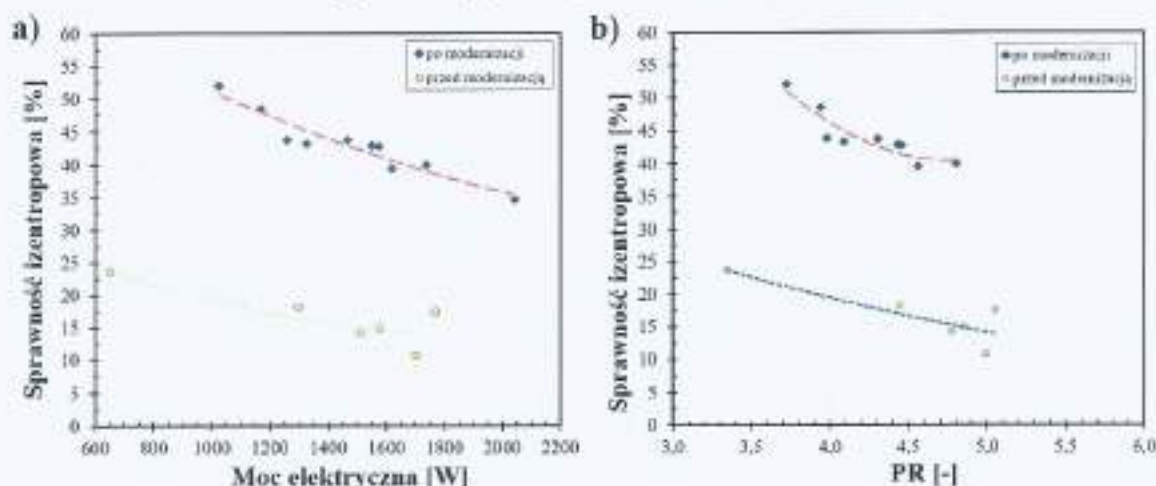
uproszczenia polegające na założeniu, że czynnik roboczy jest gazem doskonałym itp., o których wspominałem powyżej.

Stąd też zaistniała konieczność modernizacji zastosowanych modeli obliczeniowych [AA2], które wykonano w oparciu o badania eksperymentalne mikroturbogeneratora [AA29]. Z badań wynikało, że zasadniczym czynnikiem obniżającym sprawność mikroturbiny była za mała przepływność. Zwiększenie przepływności mikroturbiny wymagało modernizacji konstrukcji kierownicy, która polegała na wykonaniu dodatkowego kanału na łuku zasilającym układ łopatkowy mikroturbiny (rys. 3.14b-c).



Rys. 3.14. Kierownica mikroturbogeneratora o mocy 2,5 kW: a) przed i b) po modernizacji [A9].

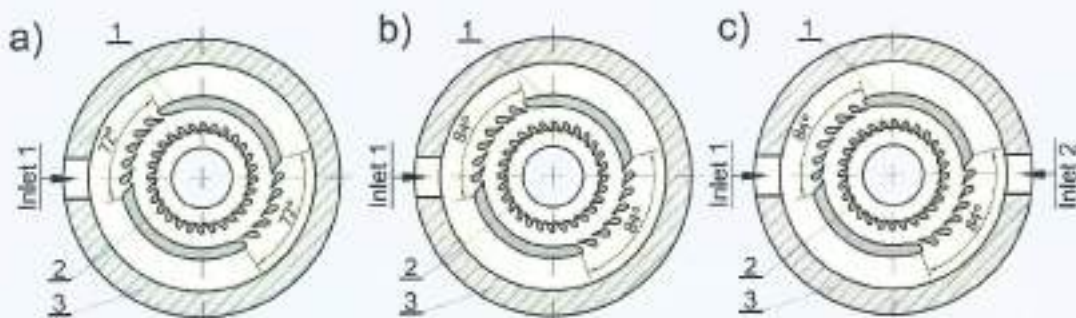
Wskutek wykonanej modernizacji kierownicy całkowita powierzchnia przekroju kanałów zasilających układ łopatkowy mikroturbiny wzrosła o ok. 20%. Natomiast łuk zasilający układ łopatkowy zwiększył się z 72° do 84° , co przedstawiłem na rys. 3.16. Wykonanie modernizacji skutkowało wzrostem mocy elektrycznej na wyjściu z układu o ok. 17% (rys. 3.15a) i ponad dwukrotnym wzrostem maksymalnej sprawności izentropowej tj. do wartości ok. 52% w odniesieniu do konstrukcji pierwszej generacji mikroturbiny (rys. 3.15b).



Rys. 3.15. Przebiegi sprawności izentropowej w zależności od: a) mocy elektrycznej, b) stosunku ciśnień dla mikroturbiny przed i po modernizacji [A9].

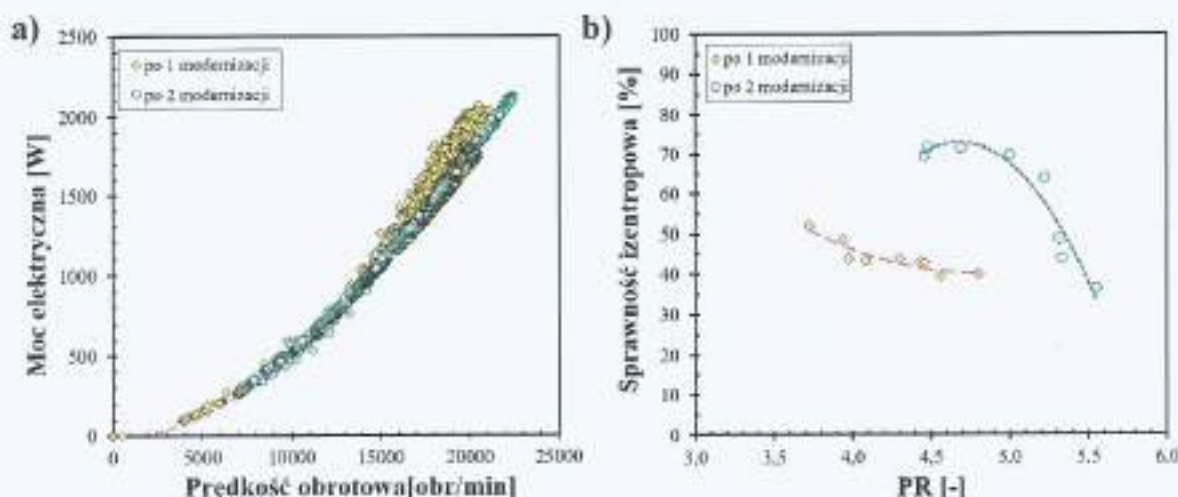
Badania mikroturbiny wykazały również problemy z dystrybucją świeżej pary czynnika roboczego kierowanej do układu łopatkowego. Było to spowodowane zbyt małym polem przekroju

kanałów zasilających maszynę, co wymagało wprowadzenia kolejnej modernizacji mikroturbiny polegającej na wykonaniu dodatkowego kanału zasilającego (rys. 3.16c).



Rys. 3.16. Etapy modernizacji mikroturbogeneratora o mocy 2,5 kWe; a) wersja projektowa, b) po pierwszej modernizacji, c) po drugiej modernizacji; 1 – pierwszy stopień kierownicy mikroturbiny, 2 – drugi stopień kierownicy, 3 – korpus z kanałami zasilającymi parą mikroturbogenerator [A6].

Wyniki kolejnych badań [A6] mikroturbogeneratora wykonanych po drugiej modyfikacji przedstawiłem na rys. 3.17. Zwiększenie pola przekroju kanałów zasilających skutkowało wzrostem mocy elektrycznej o 5% w stosunku do mikroturbiny drugiej generacji.



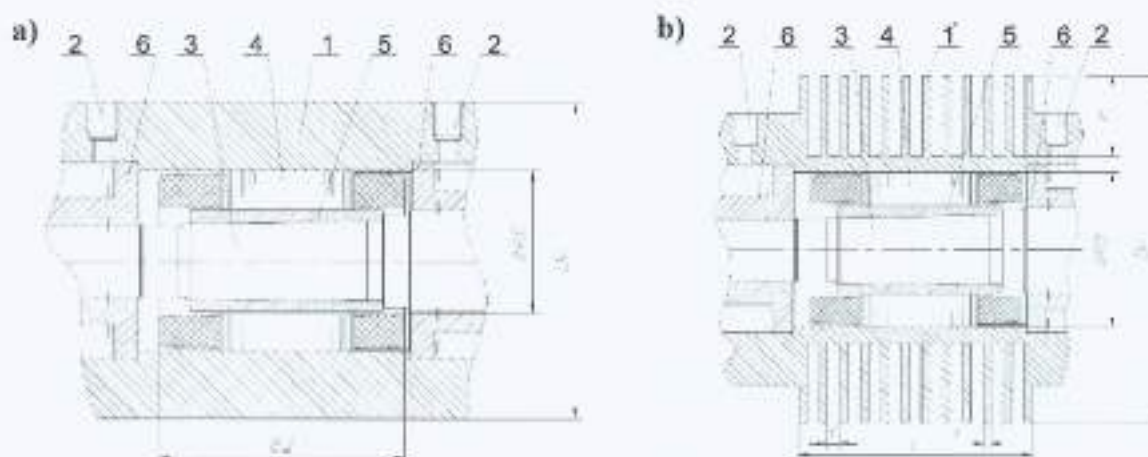
Rys. 3.17. Przebiegi a) mocy elektrycznej oraz b) sprawności izentropowej dla mikroturbiny po pierwszej i drugiej modernizacji [A6].

Wówczas maksymalną moc elektryczną na wyjściu układu ORC ok. 2,2 kWe uzyskano przy prędkości obrotowej 22450 obr/min (rys. 3.17a). Stwierdzono, że maksymalna sprawność izentropowa mikroturbiny wzrosła do ok. 71% (rys. 3.17b) i była o 1% mniejsza od sprawności obliczonej w fazie projektowej [P3].

Konieczność modernizacji układu przepływowego, eliminacji nadmiernego poziomu drgań i hałasu czy opracowanie układu dehermetyzacji korpusu nie były jedynymi problemami, jakie należało rozwiązać podczas budowy mikroturbogeneratora o mocy 2,5 kWe. Konieczność zachowania hermetyczności mikroturbogeneratora wymusiła, aby w jednym korpusie była zamontowana prądnica i łożyska gazowe zasilane parą czynnika niskowrzącego. Wówczas para czynnika roboczego kierowanego do układu łożyskowego powinna być przegrzana, a stojan i wirnik prądnicy musi być chłodzony przed nadmiernym wzrostem temperatury. Nadmierne chłodzenie prądnicy z jednej strony wpływa korzystnie na jej parametry pracy, a z drugiej może

spowodować wykroplenie czynnika roboczego w mikro kanałach łożysk gazowych [A8] i doprowadzić do awarii mikroturbogeneratora. Natomiast niedostateczne chłodzenie stojana prądnicy może spowodować przegrzanie uzwojenia i uszkodzenie izolacji, co również będzie skutkowało uszkodzeniem maszyny [AA6]. Wysoki poziom temperatury wewnątrz korpusu mikroturbiny, powyżej temperatury Curie będzie skutkował rozmagnesowaniem wirnika prądnicy [AA14].

Wymusiło to opracowanie specjalnej konstrukcji układu chłodzenia prądnicy mikroturbogeneratora o mocy 2,5 kW. W mikroturbogeneratorsze zastosowana była trójfazowa prądnicą synchroniczna z magnesami trwałymi o maksymalnej prędkości obrotowej i mocy odpowiednio równych 80000 obr/min i 8,3 kWe. Stojan prądnicy miał klasę izolacji E i umożliwiał pracę ciągłą do temperatury 120 °C. W ramach opracowania koncepcji i projektu układu chłodzenia rozważałem różne konstrukcje wymienników ciepła [AA6]. Przykłady analizowanych rozwiązań konstrukcyjnych pasywnych układów chłodzenia prądnicy przedstawiłem na rys. 3.18.



Rys. 3.18. Koncepcje pasywnych układów chłodzenia prądnicy mikroturbogeneratora: a) z powierzchnią gładką b) z powierzchnią ożebrowaną, [AA6]: 1- wymiennik ciepła, 2 – kanały zasilające łożyska gazowe mikroturbogeneratora, 3 – wał, 4 – stojan prądnicy, 5 – wirnik prądnicy z magnesami trwałymi, 6 – łożysko gazowe; L – długość wymiennika ciepła, t – odległość pomiędzy żebrami, r – grubość żebra, n – wysokość żebra, D_o – zewnętrzna średnica wymiennika ciepła [AA6].

Na etapie projektowym układu chłodzenia opracowałem algorytmy postępowania i modele obliczeniowe, które zamieściłem poniżej. Do obliczenia wymaganej mocy układu chłodzenia prądnicy mikroturbogeneratora (P_{MT}) zastosowałem równanie (20):

$$P_{MT} = P_I + P_{MT} + P_{LG} - (P_R + P_H) \quad (20)$$

gdzie: P_{MT} – moc układu chłodzenia prądnicy mikroturbogeneratora, P_I – moc cieplna wydzielana na uzwojeniu prądnicy, P_{MT} – moc cieplna przekazywana od czynnika roboczego zasilającego układ łopatkowy mikroturbiny, P_{LG} – moc cieplna przekazywana przez czynnik roboczy zasilający łożyska gazowe, P_R – moc cieplna odprowadzana z korpusu mikroturbiny przez radiację, P_H – moc cieplna odprowadzana z korpusu mikroturbogeneratora przez konwekcję.

Moc cieplna wydzielona w uzwojeniu prądnicy była obliczona z równania (21):

$$P_I = z I^2 R_T \quad (21)$$

gdzie: z – liczba faz w prądnic, I – natężenie prądu elektrycznego, R_T – wartość rezystancji uzwojenia stojana po uwzględnieniu temperatury uzwojenia była obliczana z zależności:

$$R_T = R_0 (1 + \beta \Delta T) \quad (22)$$

gdzie: R_0 – rezystancja uzwojenia w temperaturze otoczenia, β – temperaturowy współczynnik rezystancji (dla miedzi w temperaturze 20 °C wynosi $3,9 \cdot 10^{-3}$ [1/K]), ΔT – różnica temperatury uzwojenia i temperatury otoczenia.

Moc cieplna dostarczana do korpusu przez czynnik roboczy kierowany do układu łopatkowego mikroturbogeneratora obliczony był z zależności (23):

$$P_{MT} = m \Delta h_{MT} (1 - \eta_{is-MT}) \quad (23)$$

gdzie: m – masowe natężenie przepływu czynnika roboczego kierowanego do układu łopatkowego, Δh_{MT} – różnica entalpii czynnika roboczego między wlotem a wylotem z mikroturbiny, η_{is-MT} – sprawność izentropowa mikroturbiny.

Moc cieplna dostarczana do korpusu przez czynnik roboczy kierowany do układu łożyskowego mikroturbogeneratora obliczona była z równania (24):

$$P_{LG} = m_{LG} \Delta h_{LG} \quad (24)$$

gdzie: m_{LG} – masowe natężenie przepływu czynnika roboczego kierowanego do układu łożyskowego, Δh_{MT} – różnica entalpii czynnika roboczego między wlotem a wylotem z układu łożyskowego mikroturbiny.

Moc cieplna odprowadzana z korpusu mikroturbogeneratora na skutek radiacyjnej i konwekcyjnej wymiany ciepła pasywnych wymienników ciepła obliczona była odpowiednio z zależności (25) i (26):

$$P_R = \varepsilon A \sigma (T_K^4 - T_o^4) \quad (25)$$

$$P_H = \alpha A (T_K - T_o) \quad (26)$$

gdzie: ε – współczynnik emisyjności powierzchni, A – powierzchnia wymiany ciepła wymiennika, σ – stała Stefana-Boltzmana ($5,67 \cdot 10^{-8}$ [W/m²K⁴]), T_K i T_o są odpowiednio temperaturami powierzchni wymiennika ciepła i otoczenia, α – współczynnik wnikania ciepła obliczony z równania (27):

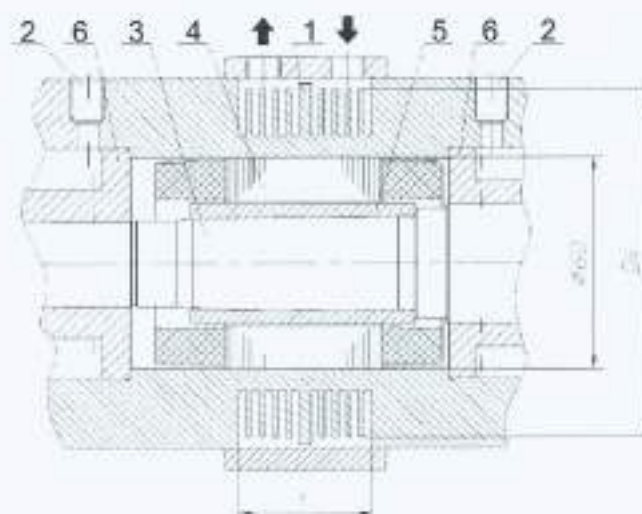
$$\alpha = Nu k / L \quad (27)$$

gdzie: k – współczynnik przewodzenia ciepła, L – wymiar charakterystyczny wymiennika ciepła, Nu – liczba Nusselta obliczona była z zależności (28):

$$Nu = C (Gr Pr)^n \quad (28)$$

Wartości współczynnika C oraz wykładnika n zależą od iloczynu liczby Grashofa (Gr) oraz liczby Prandtla (Pr), a tym samym od rodzaju przepływu medium chłodzącego. Dla ruchu laminarnego $Pr Gr < 10^{-3}$ wartość liczby Nusselta jest stała i wynosi 0,45 (zatem $C=0,45$, $n=0$).

Analizy konstrukcji pasywnych układów chłodzenia wykazały, że mała wartość liczby Nusselta oraz ograniczenia geometryczne (wymiary prądnicy tj. długość i średnica) uniemożliwiły efektywne odprowadzanie wymaganego strumienia ciepła z prądnicy w całym zakresie pracy mikroturbogeneratora. Stąd też, zaistniała konieczność opracowania aktywnego układu chłodzenia prądnicy. Opracowaną konstrukcję kompaktowego układu chłodzenia prądnicy z minikanalowym wymiennikiem ciepła przedstawiłem na rys. 3.19.



Rys. 3.19. Koncepcja aktywnego układów chłodzenia prądnicy mikroturbogeneratora: 1- minikanalowy wymiennik ciepła, 2 – kanały zasilające łożyska gazowe mikroturbogeneratora, 3 – wał, 4 – stojan prądnicy, 5 – wirnik prądnicy z magnesami trwałymi, 6 – łożysko gazowe; L – długość wymiennika ciepła, D_s – zewnętrzna średnica żebrowania wymiennika ciepła [AA6].

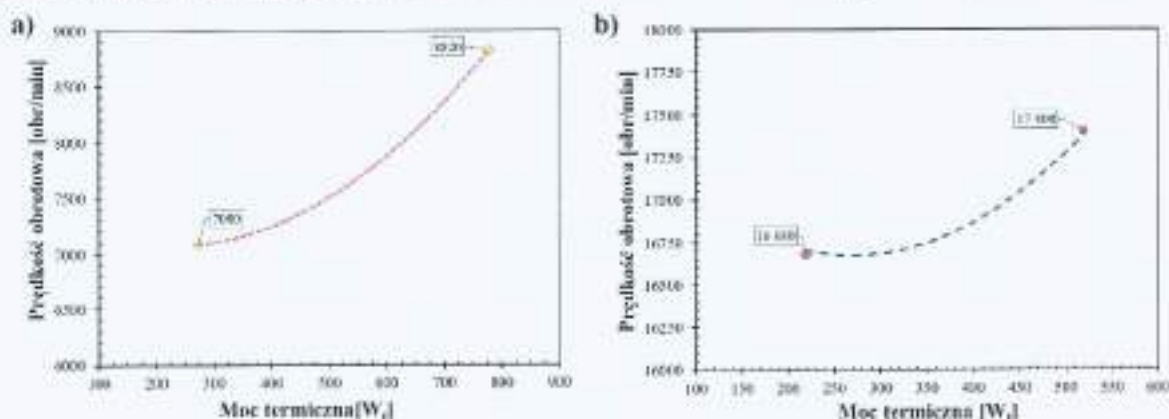
Badania [AA6] minikanalowego wymiennika ciepła (rys. 3.19) wykonano dla wody, jako cieczy chłodzącej. Moc cieplną odprowadzaną przez wymiennik ciepła obliczano z zależności (29):

$$P_W = m_{ch} c_{p-ch} \Delta T_{ch} \quad (29)$$

gdzie: m_{ch} – masowe natężenie przepływu wody chłodzącej, c_p – średnie ciepło właściwe wody chłodzącej, ΔT_{ch} – różnica temperatur wody chłodzącej w wymienniku ciepła.

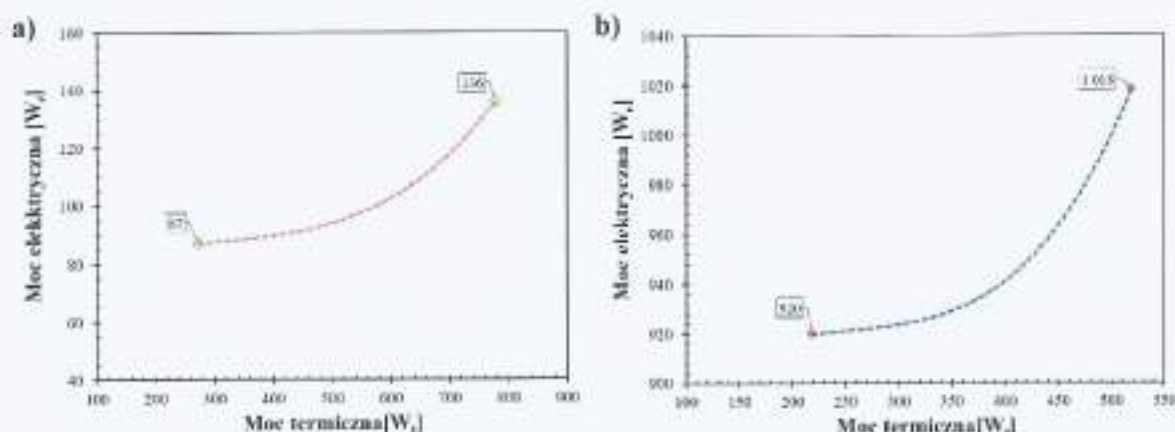
Badania układu chłodzenia (rys. 3.19) wykonano dla dwóch stałych poziomów mocy elektrycznej mikroturbogeneratora równych 87 We i 920 We. Moc układu chłodzenia prądnicy regulowana była przez zmianę natężenia przepływu sieciowej wody chłodzącej za pomocą zaworu. Z badań (rys. 3.20a) wynika, że przy stałym obciążeniu prądnicy równym 87 We oraz zwiększeniu mocy układu chłodzenia z 272 Wt do 780 Wt wzrosła prędkość obrotowa mikroturbogeneratora o ok. 25% tj. z 7080 obr/min do 8820 obr/min (rys. 3.20a). Wzrost prędkości obrotowej mikroturbogeneratora spowodowany był zmniejszeniem rezystancji uzwojenia wynikający ze zmniejszenia jego temperatury na skutek wzrostu mocy odbieranej

przez układ chłodzenia prądnicy. W przypadku obciążenia prądnicy równego 920 W_e i zwiększeniu mocy układu chłodzenia z 220 W_t do 520 W_t wzrosła prędkość obrotowa mikroturbogeneratora z poziomu 16680 obr/min do 17400 obr/min (rys. 3.20b).



Rys. 3.20. Zależność prędkości obrotowej mikroturbogeneratora od mocy termicznej układu chłodzenia dla stałego obciążenia prądnicy równego a) 87 W_e , b) 920 W_e .

Z badań wynika, że niezależnie od wartości obciążenia prądnicy (rys. 3.21) wzrost mocy odbieranej przez układu chłodzenia powodował wzrost mocy elektrycznej produkowanej przez mikroturbogenerator.

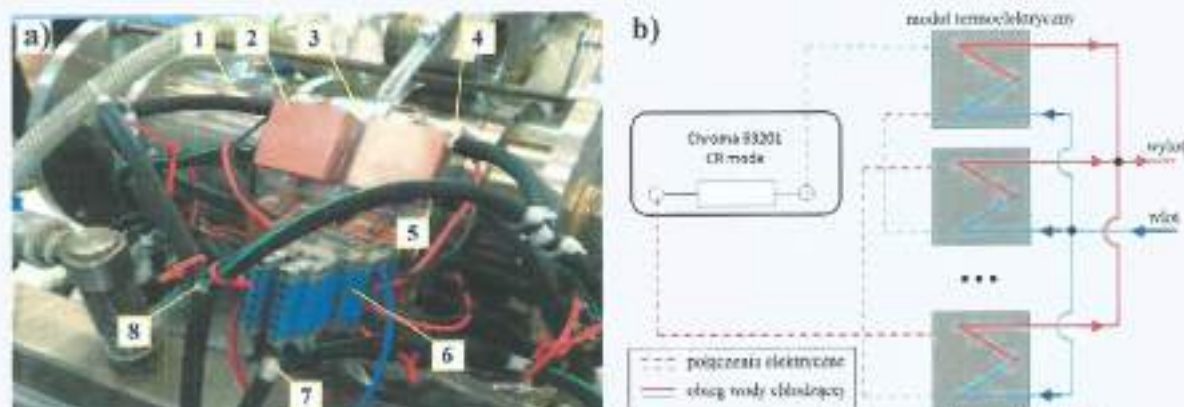


Rys. 3.21. Zależność mocy elektrycznej mikroturbogeneratora od mocy termicznej układu chłodzenia dla stałego obciążenia prądnicy równego a) 87 W_e , b) 920 W_e .

Przy pierwszym poziomie obciążenia mikroturbogeneratora (rys. 3.21a) moc elektryczna wzrosła o 56% tj. z poziomu 87 W_e do 136 W_e . Natomiast przy drugim poziomie obciążenia moc mikroturbogeneratora wzrosła o 11% tj. z poziomu 920 W_e do 1018 W_e (rys. 3.21b).

Z powyższego wynika, że przez odpowiednią regulację temperatury prądnicy można zwiększyć sprawność elektryczną mikroturbogeneratora. Stąd też, prowadzone były badania [AA15] mające na celu zwiększenie efektywności pracy mikroturbogeneratora przez zastosowanie w układzie chłodzenia prądnicy termogeneratora (rys. 3.22). Termoelektryczny generator (TEG) składał się z sześciu połączonych szeregowo ogniw Peltiera TEC-12710, które były przytwierdzone do specjalnych układów chłodzenia WBA-1.62-0.55-CU-01. Do zewnętrznej powierzchni korpusu chłodnicy prądnicy mikroturbogeneratora, chłodnice ogniw Peltiera były przymocowane za pomocą specjalnego adaptera wykonanego ze stopu aluminium

(rys. 3.22a), który stanowił tzw. stronę ciepłą ogniwa. Strona zimna ogniw Peltiera była chłodzona wodą sieciową. Sposób połączenia modułów Peltiera oraz połączenia przewodów w układzie chłodzenia TEG przedstawiłem na rys. 3.22b. Jako obciążenie elektryczne układu TEG zastosowano system Chroma 63201.

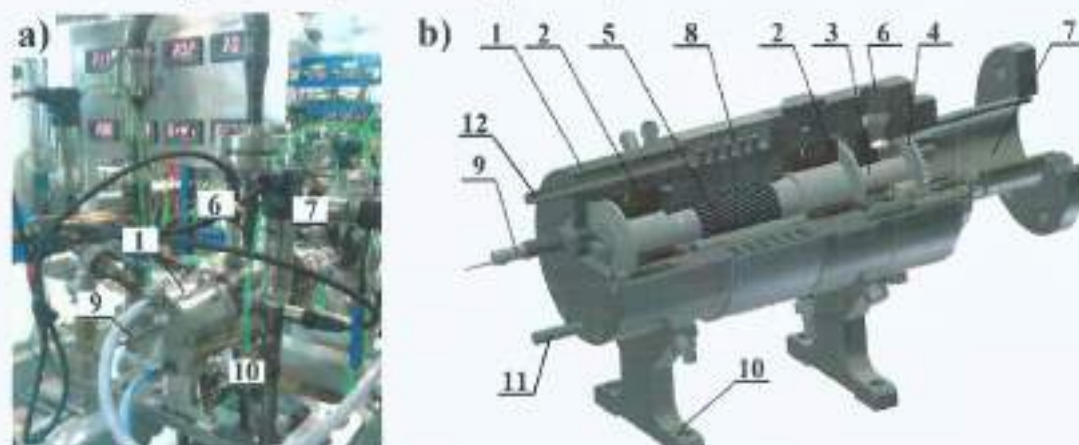


Rys. 3.22. a) Mikroturbogenerator o mocy 2,5 kW z termogeneratorem, b) schemat połączenia układu termoelektrycznego (TEG): 1 – korpus mikroturbogeneratora, 2 – ogniwo Peltiera z chłodnicą, 3 – adapter, 4 – przewód zasilający układ chłodzenia ogniwa wodą, 5 – przewód odprowadzający wodę z układu chłodzenia, 6 – kostka z przyłączeniami elektrycznymi modułów Peltiera, 7 – kolektor wody zasilającej, 8 – kolektor wody na wylocie z układu TEG [AA15].

Z badań [AA15] wynika, że przy średniej mocy elektrycznej ok. 900 W_e produkowanej przez mikroturbogenerator i różnicy temperatur pomiędzy stroną zimną i ciepłą równej 45 K moc elektryczna na wyjściu z układu TEG wynosiła ok. 5 W_e. Niewielka moc układu TEG spowodowana była dużymi stratami ciepła w obrębie adaptera i korpusu mikroturbogeneratora. Ponadto powierzchnia badanego układu TEG stanowiła ok. 1/6 możliwej do adaptacji powierzchni mikroturbogeneratora. Oznacza to, że przy całkowitym wykorzystaniu dostępnej powierzchni korpusu i przy tych samych warunkach pracy mikroturbogeneratora możliwe jest uzyskanie mocy 30 W_e na wyjściu układu TEG. Źródła energii o takiej mocy mogą być wykorzystane do zasilania czujników pomiarowych zamontowanych w systemach odpowiedzialnych za bezpieczeństwo pracy mikroturbogeneratorów [AA15]. Stąd też powstały nowe koncepcje i kierunki rozwoju technologii EH (*ang. energy harvesting*) oraz przyszłych badań nad rozbudową i zastosowaniem układów TEG do zasilania systemów bezpieczeństwa w mikroturbogeneratorach.

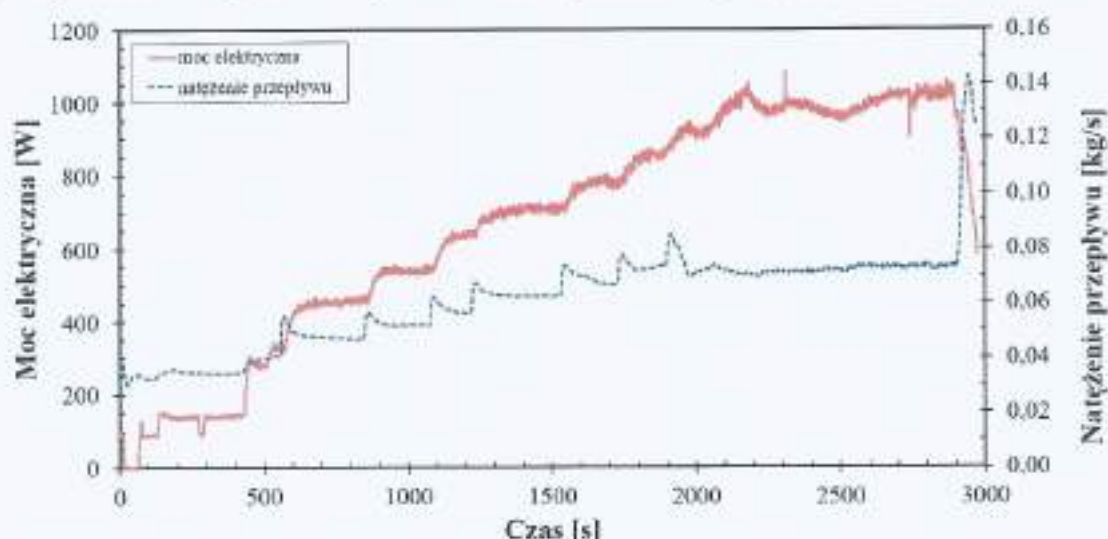
Jak wcześniej wspominałem wraz ze wzrostem prędkości obrotowej mikroturbogeneratorów można znacznie zmniejszyć ich gabaryty i masę, które mogą mieć zastosowanie nie tylko w aplikacjach stacjonarnych, ale również w mobilnych. Stąd też w realizacji projektu [P6] IMP PAN w Gdańsku we współpracy z firmą SARK zaprojektowano i zbudowano bezolejowy mikroturbogenerator ORC o mocy 1 kWe i maksymalnej prędkości obrotowej 120000 obr/min. Mikroturbina była wykonana w wersji z częściowym zasilaniem wynoszącym 29%. Średnica zewnętrzna i długość korpusu mikroturbogenerators odpowiednio wynosiły 90 mm i 190 mm [AA1]. Zmniejszenie gabarytów podzespołów mikroturbogenerators wiązało się z koniecznością opracowania nowych rozwiązań konstrukcyjnych m.in. układu chłodzenia prądnicy, gdzie miałem swój udział konstrukcyjny i wkład merytoryczny. Byłem pomysłodawcą i wnioskodawcą trzech złożonych wniosków patentów [ZP2, ZP3, ZP4] dotyczących rozwiązań konstrukcyjnych układów chłodzenia prądnicy maszyn elektrycznych. Jedno z rozwiązań konstrukcyjnych

[ZP4 – nr zgłoszenia P.437021] opracowanego układu chłodzenia prądnicy zostało zastosowane do budowy wysokoobrotowego mikroturbogeneratora o mocy 1 kW (rys. 3.23b). W celu weryfikacji przyjętych modeli obliczeniowych oraz sprawdzenia poprawności działania podzespołów mikroturbogeneratora wykonano badania eksperymentalne. Badania wstępne [AA3] mikroturbogeneratora wykonano na specjalnie zaprojektowanym do tego celu stanowisku, którego byłem współautorem (rys. 3.23a).



Rys. 3.23. Widok mikroturbogeneratora o mocy 1 kW; a) zamontowanego na stanowisku badawczym, b) modelu izometrycznego: 1 – korpus, 2 – łożysko gazowe, 3 – wał, 4 – tarcza łopatkowa, 5 – wirnik prądnicy z magnesami trwałymi, 6 – kanał parowy zasilający układ łopatkowy, 7 – kanał wylotowy mikroturbiny, 8 – minikanalowy wymiennik ciepła, 9 – czujnik pomiaru prędkości obrotowej, 10 – wspornik korpusu, 11 – króciec zasilający układ chłodzenia, 12 – króciec wylotowy układu chłodzenia [AA1].

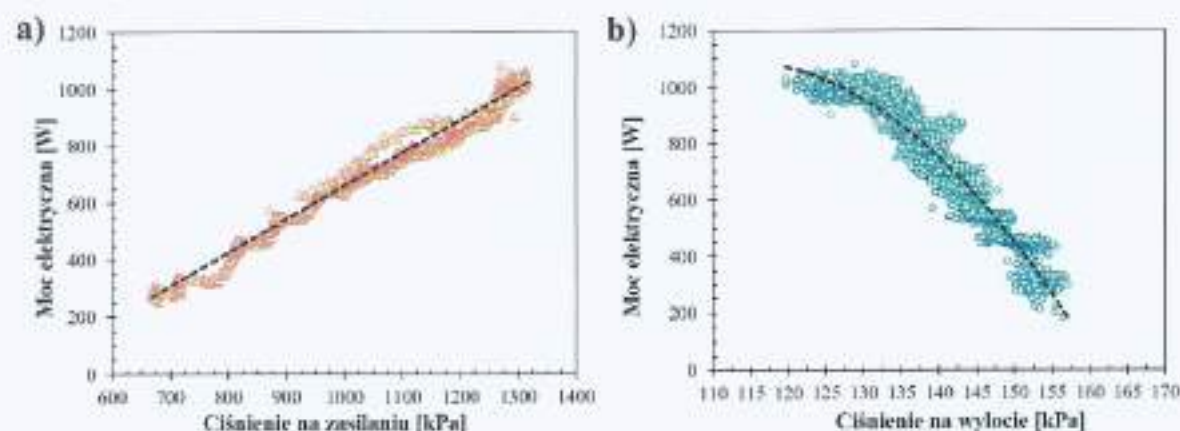
Stanowisko badawcze mikroturbogeneratora podłączone było do układu ORC z czynnikiem HFE-7100. Badania mikroturbogeneratora wykonano przy stałym rezystancyjnym obciążeniu prądnicy. Z rys. 3.24 wynika, że przy natężeniu przepływu czynnika HFE-7100 wynoszącym ok. 0,07 kg/s mikroturbogenerator uzyskał nominalną moc elektryczną równą 1 kW_e.



Rys. 3.24. Przebiegi czasowe natężenia przepływu czynnika HFE-7100 oraz mocy elektrycznej produkowanej przez mikroturbogenerator [AA3].

Nominalną moc 1 kW_e uzyskano przy średnich wartościach temperatur czynnika roboczego zmierzonych na zasilaniu i wylocie z mikroturbogeneratora odpowiednio równych 175 °C

i 148 °C oraz mocy źródła ciepła wynoszącej ok. 25 kW_t. Natomiast średnie wartości ciśnień pary HFE-7100 na zasilaniu układu łopatkowego i wylocie z mikroturbogeneratora odpowiednio wynosiły 1260 kPa (rys. 3.25a) oraz 125 kPa (rys. 3.25b).



Rys. 3.25. Zależność mocy elektrycznej od ciśnienia czynnika roboczego HFE-7100 zmierzono na: a) zasilaniu układu łopatkowego, b) wylocie z mikroturbogeneratora [AA3].

Badania wibrodiagnostyczne [AA3] wykazały, że przy prędkości mikroturbogeneratora wynoszącej 37620 obr/min wystąpiła maksymalna amplituda prędkości drgań równa 0,138 mm/s. Zgodnie z normą ISO 10816-1 taki poziom drgań jest akceptowalny do długotrwałej eksploatacji mikroturbogeneratora.

Należy zaznaczyć, że jednym z założeń projektu [P6] było opracowanie mikroturbogeneratora umożliwiającego pracę w układach kogeneracyjnych ORC o potencjalnym zastosowaniu w indywidualnych gospodarstwach domowych. Stąd też oprócz zapewnienia bezpieczeństwa i komfortu użytkowania, o których wspomniałem wcześniej mikroturbogenerators powinien wykazywać się pełną dyspozycyjnością pracy w zmiennych warunkach pracy. Oznacza to, że układ ORC a tym samym mikroturbogenerators powinien być dyspozycyjny przy zmiennym obciążeniu elektrycznym prądnicy oraz w jak największym zakresie modulacji mocy źródła ciepła.

Tymczasem w literaturze tematycznej istnieje luka w zakresie badań eksperymentalnych wysokoobrotowych mikroturbogeneratorów w układach ORC przy tak małych mocach nominalnych. Brak jest również badań eksperymentalnych określających wpływ modulacji źródła ciepła przy zmiennym obciążeniu elektrycznym prądnicy na parametry pracy wysokoobrotowych mikroturbogeneratorów.

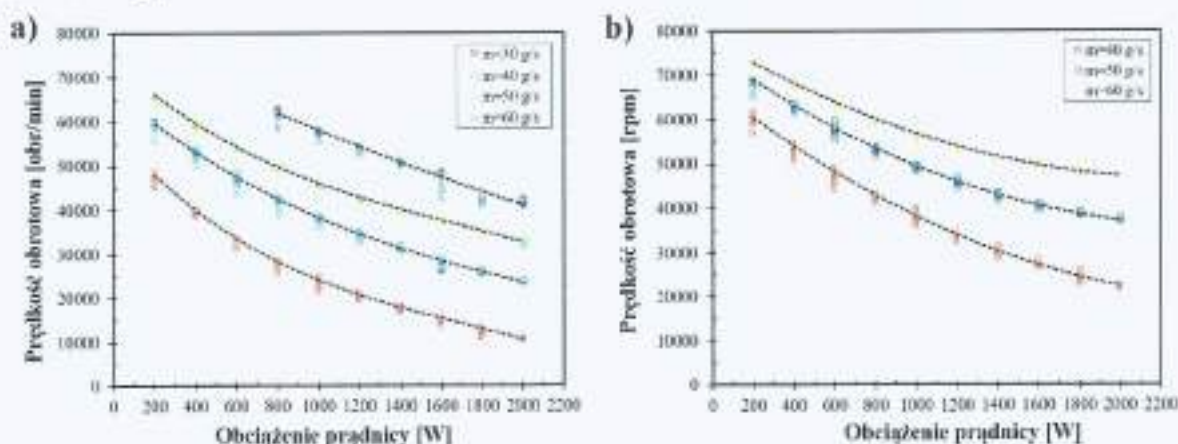
Stąd też wychodząc naprzeciw powyższemu wykonano badania [AA1] mające na celu określenie wpływu mocy źródła ciepła i stanu obciążenia prądnicy na charakterystyki pracy wysokoobrotowego mikroturbogenerators ORC o mocy 1 kWe. Badania wykonano przy stałych natężeniach przepływu czynnika HFE-710 dla dwóch stałych poziomów mocy źródła ciepła równych 14 kW i 20 kW_t, co odpowiednio stanowiło 56% i 80% mocy znamionowej [AA3]. Jako obciążenie prądnicy zastosowano układ rezystancyjny składający się z dziesięciu równolegle połączonych żarówek o mocy znamionowej 200 W każda. Zmianę obciążenia prądnicy zrealizowano przez odłączanie z obwodu poszczególnych żarówek za pomocą wyłączników. Umożliwiało to regulacja obciążenia prądnicy w zakresie od 200 W do 2000 W oraz zmianę rezystancji zastępczej w zakresie od 2,1 Ω do 18,2 Ω (rys. 3.26). Należy zaznaczyć,

że znamionowa wartość rezystancji uzwojenia pojedynczej fazy uzwojenia prądnicy synchronicznej wykorzystanej do budowy mikroturbogeneratora zmierzona w warunkach standardowych wynosiła $1,17\Omega$. Stąd też w niektórych seriach pomiarowych rezystancje zastępcze obwodu prądnicy były zbliżone do rezystancji zastępczej układu obciążenia prądnicy.

LŻ	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
N_L [W]	2000	1800	1600	1400	1200	1000	800	600	400	200
R_e [Ω]	2,1	2,3	2,5	2,9	3,4	4,0	4,9	6,4	9,3	18,2

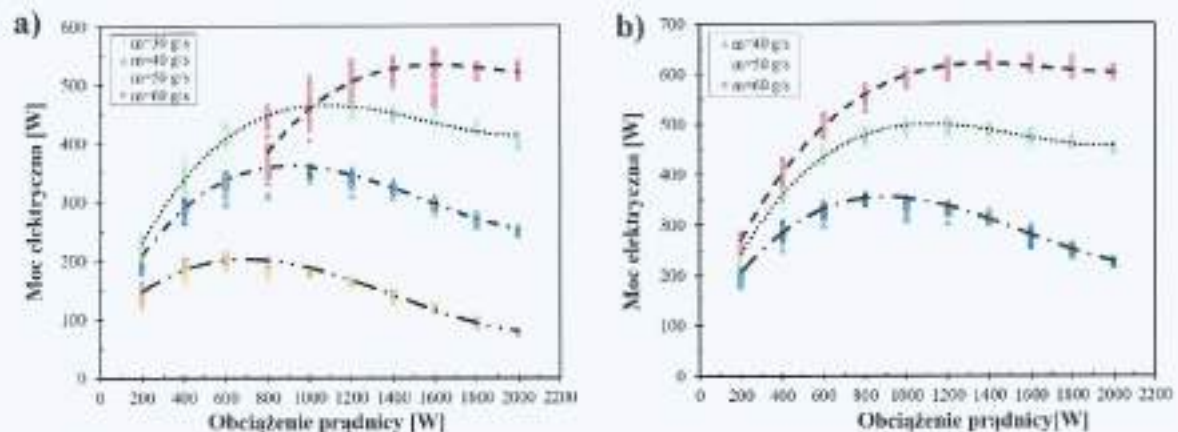
Rys. 3.26. Poziomy obciążenia prądnicy mikroturbogeneratora: LŻ – liczba żarówek podłączonych do układu obciążenia, N_L – sumaryczna moc znamionowa żarówek podłączonych w układzie obciążenia, R_e – rezystancja podłączonych żarówek [AA1].

Z rys. 3.27 wynika, że niezależnie od mocy źródła ciepła wraz ze wzrostem natężenia przepływu czynnika roboczego przy zmniejszaniu obciążenia prądnicy rosła prędkość obrotowa mikroturbogeneratora.



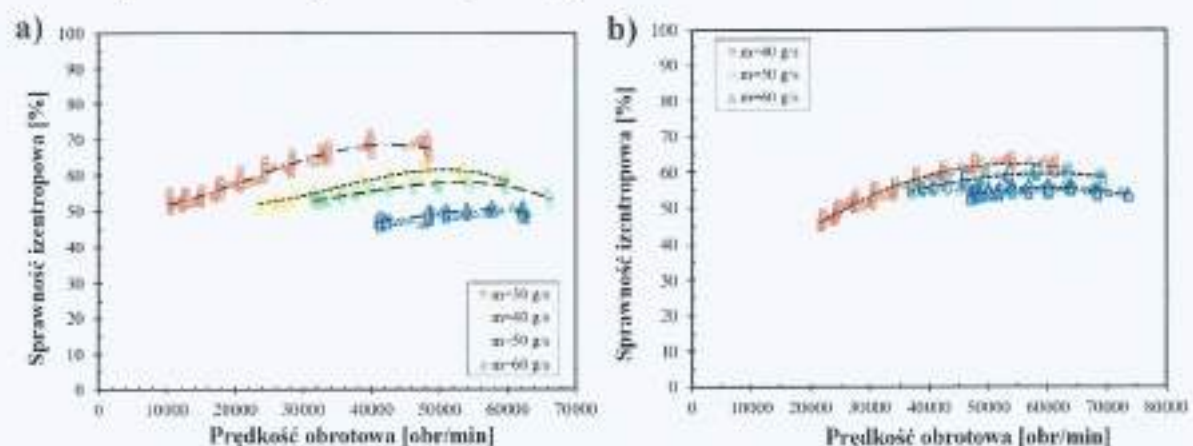
Rys. 3.27. Zależność prędkości obrotowej mikroturbogeneratora od obciążenia prądnicy dla źródła ciepła o mocy równiej: a) 14 kW, b) 20 kW [AA1].

Ustalono, że dla każdego poziomu mocy źródła ciepła wraz ze wzrostem wartości natężenia przepływu czynnika roboczego maksymalna moc funkcji obciążenia przesuwają się w prawo (rys. 3.28). Oznacza to, że dla każdego poziomu mocy źródła ciepła i zadanego natężenia przepływu czynnika roboczego istnieje optymalna wartość obciążenia prądnicy, przy której moc elektryczna produkowana przez mikroturbogenerators będzie największa. Przykładowo, przy mocy źródła ciepła 14 kW (rys. 3.28a) oraz natężeniu przepływu czynnika HFE-7100 równym 30 g/s maksymalna moc elektryczna ok. 200 W_e produkowana przez mikroturbogenerators została odnotowana przy obciążeniu prądnicy odbiornikami o mocy 620 W_e. Natomiast dla tej samej mocy źródła ciepła i natężenia przepływu 50 g/s maksymalna moc elektryczną ok. 470 W_e na wyjściu z mikroturbogenerators uzyskano przy obciążeniu żarówkami o mocy znamionowej ok. 1000 W. Z rys. 3.28 wynika, że wraz ze wzrostem mocy źródła ciepła przy stałej wartości natężenia przepływu czynnika roboczego rośnie moc elektryczna produkowana przez mikroturbinę. Przykładowo dla natężenia przepływu 60 g/s oraz mocach źródła ciepła równych 14 kW i 20 kW średnia moc na wyjściu układu ORC odpowiednio wynosiła 545 W oraz 640 W, które uzyskano odpowiednio przy nominalnych mocach układu obciążenia równych 1500 W i 1400 W.



Rys. 3.28. Zależność mocy elektrycznej produkowanej przez mikroturbogeneratory od obciążenia prądnicy dla źródła ciepła o mocy: a) 14 kW, b) 20 kW [AA1].

Podobnie jak w przypadku mocy elektrycznej na wyjściu układu ORC, wraz ze wzrostem mocy źródła ciepła i stałej wartości natężenia przepływu czynnika roboczego rosła sprawność izentropowa mikroturbiny (rys. 3.29). Przykładowo przy natężeniu przepływu HFE-7100 równym 60 g/s oraz mocach źródła ciepła wynoszących 14 kW i 20 kW, sprawności izentropowe mikroturbiny odpowiednio wynosiły ok. 51% i 56%, które uzyskano przy prędkościach obrotowych mikroturbogeneratora wynoszących 59000 obr/min oraz 63500 obr/min.



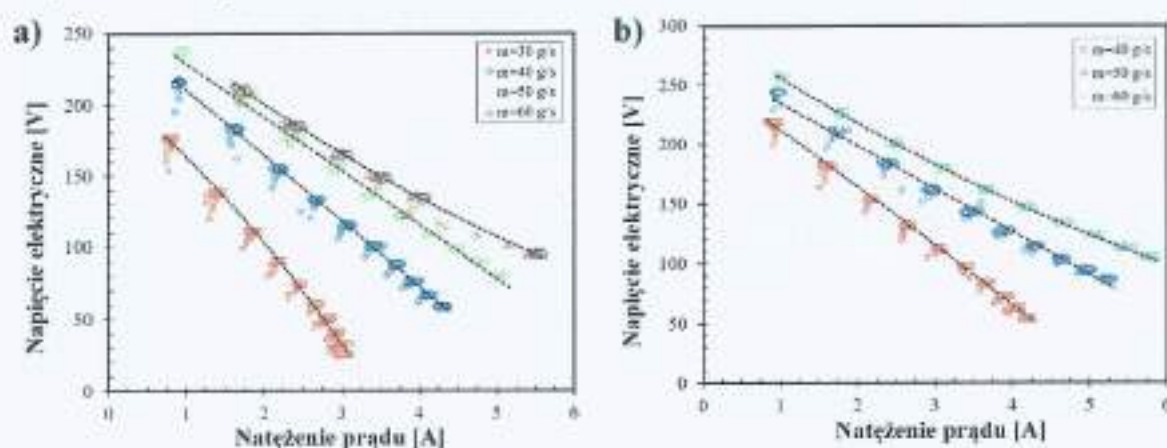
Rys. 3.29. Zależność sprawności izentropowej mikroturbiny od prędkości obrotowej mikroturbogeneratora dla mocy źródła ciepła równego: a) 14 kW, b) 20 kW [AA1].

Ustalono, że niezależnie od mocy źródła ciepła wraz ze wzrostem natężenia przepływu czynnika roboczego maleje sprawność izentropowa mikroturbiny przy jednoczesnym wzroście prędkości obrotowej. Przy mocy źródła ciepła 14 kW (rys. 3.29a) i natężeniach przepływu wynoszących 30 g/s i 60 g/s maksymalne średnie wartości sprawności izentropowej mikroturbiny odpowiednio wynosiły 70% i 51%, które uzyskano odpowiednio przy prędkościach obrotowych mikroturbogeneratora 42000 obr/min oraz 59000 obr/min.

Badania [AA1] wykazały również, że dla zadanej mocy źródła ciepła istnieje optymalna wartość natężenia przepływu czynnika roboczego. Ponieważ zbyt mała wartość natężenia przepływu czynnika skutkowałą uzyskaniem wysokich gradientów temperatur i ciśnień na zasilaniu układu łopatkowego mikroturbogeneratora. Przykładowo przy mocy źródła 20 kW i natężeniu przepływu równym 40 g/s przyrost gradientu temperatury i ciśnienia odpowiednio

wynosiły ok. 72 °C/h i 118 kPa/h. Wynikiem tego temperatura czynnika zmierzona na zasilaniu wynosiła ok. 220 °C i była o ok. 25 K powyżej temperatury krytycznej. Nadmierna temperatura czynnika roboczego może skutkować przekroczeniem dopuszczalnej temperatury pracy prądnicy. Z drugiej strony zbyt małe natężenie przepływu czynnika w stosunku do mocy termicznej źródła skutkowało ujemnym gradientem temperatury czynnika na zasilaniu mikroturbogeneratora. Przykładowo dla mocy źródła ciepła 14 kW_i i natężenia przepływu HFE-7100 wynoszącego 60 g/s spadki gradientów temperatury i ciśnienia na zasilaniu mikroturbogeneratora odpowiednio wynosiły -34 °C/h i -87 kPa/h [AA1]. Wskutek czego nie uzyskano przegrzania czynnika roboczego na zasilaniu mikroturbogeneratora i jej pracę w obszarze pary mokrej świadczył m.in. podwyższony poziom drgań maszyny.

Parametry stanu czynnika roboczego oraz wartość obciążenia elektrycznego mają zasadniczy wpływ na przebieg charakterystyk zewnętrznych mikroturbogeneratora. Z rys. 3.30 wynika, że niezależnie od mocy źródła ciepła wraz ze wzrostem przyrostu temperatury czynnika roboczego na zasilaniu mikroturbogeneratora maszyna synchroniczna była niedokompensowana (krzywe wklęsłe). Natomiast przy ujemnej wartości przyrostu temperatury na zasilaniu maszyna synchroniczna była prze kompensowana (krzywe wypukłe). Przykładowo prze kompensowanie maszyny wystąpiło przy natężeniu przepływu czynnika 60 g/s niezależnie od mocy źródła ciepła, co pokazano na rys. 3.30.

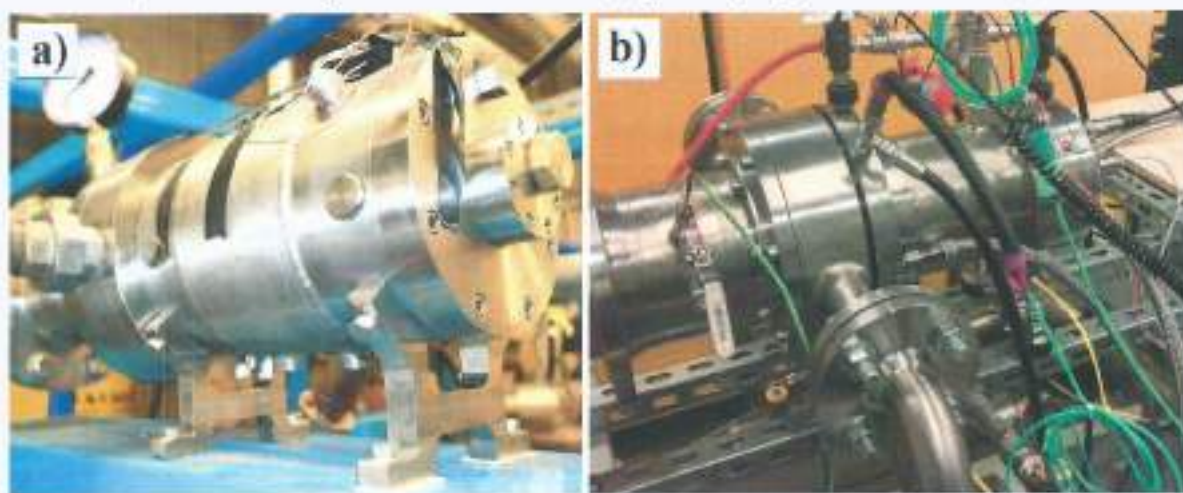


Rys. 3.30. Charakterystyki zewnętrzne mikroturbogeneratora wyznaczone dla źródła ciepła o mocy równej: a) 14 kW, b) 20 kW [AA1].

Należy zaznaczyć, że w trakcie prowadzonych badań mikroturbogeneratora przy małym obciążeniu elektrycznym wystąpiło prze kompensowanie i samoczynne do wzbudzenie prądnicy, co prowadziło do rozbiegu mikroturbogeneratora i ostatecznie jego uszkodzenia. Przy prędkościach obrotowych powyżej 50000 obr/min i masie wirnika prądnicy ok. 0,5 kg rozbieg i zatrzymanie mikroturbogeneratora trwał kilkadziesiąt milisekund. Stąd też prądnice synchroniczne przy zmiennym obciążeniu elektrycznym powinny być idealnie skompensowane (linia prosta), co praktycznie uzyskano tylko w przypadku natężenia przepływu czynnika 50 g/s (rys. 3.30a i 3.30b). Powyższe wyniki badań sugerują, że docelowa komercyjna mikroinstalacja ORC powinna być wyposażona w system sterowania i regulacji, który w oparciu o aktualną moc źródła ciepła i obciążenia elektrycznego prądnicy mikroturbogeneratora powinien dobierać optymalną wartość natężenia przepływu czynnika roboczego, przy której sprawność i moc układu będą największe. Zagadnienie nabiera dużego znaczenia w przypadku prosumentów,

których mikroukłady kogeneracyjne ORC będą pracowały w instalacji wyspowej bez możliwości magazynowania energii.

W podsumowaniu tego podrozdziału chciałem zaznaczyć, że w ramach współrealizacji projektów [P6, P7, P9] zajmowałem się zagadnieniami związanymi z analizowaniem i projektowaniem układów pomiarowych dedykowanych do mikroturbogeneratorów oraz mikrośilowni ORC o mocach elektrycznych w zakresie od 1 kW_e do 30 kW_e. Zajmowałem się również analizami elektroenergetycznymi^{25,26} obiektów mikroturbina – prądnica, których celem był optymalny pod względem sprawności i niezawodności pracy dobór wysokoobrotowych prądnic do prototypowych konstrukcji mikroturbogeneratorów ORC. Przykładowe konstrukcje zbudowanych mikroturbogeneratorów w ramach projektu [P7] przedstawiłem na rys. 3.31.



Rys. 3.31. Zdjęcia jednostopniowych, osiowych mikroturbogeneratorów ORC na stanowiskach badawczych o nominalnych parametrach pracy: a) moc 10 kW_e, prędkość obrotowa 24000 obr/min, czynnik R1233zd b) moc 30 kW_e, prędkość obrotowa 40000 obr/min, czynnik toluen [E. Ilnatowicz]

Jak wcześniej wspomniałem, w układach ORC stosowane są czynniki organiczne, które mogą być łatwopalne, wybuchowe, trujące lub/i charakteryzują się wysoką ceną. Przykładem może być układ ORC o mocy 10 kW_e w którym zastosowano toluen jako czynnik roboczy [P7]. Czynnik ten jest toksyczny oraz jest cieczą łatwopalną i wybuchową. Stąd też w celu zapewnienia bezpiecznej pracy obsłudze oraz instalacji ORC wszystkie jej podzespoły w tym mikroturbogenerator powinny odznaczać się wysoką klasą szczelności. Doświadczenie zdobyte w ramach współrealizacji projektów [P3-P10] pokazało, że najczęściej problemy z hermetycznością konstrukcji mikroturbogeneratora występowały w obrębie wyprowadzenia przewodów elektrycznych prądnicy z korpusu maszyny. Wychodząc naprzeciw temu zagadnieniu opracowałem rozwiązanie konstrukcyjne systemu uszczelnień przewodów maszyn elektrycznych umożliwiające bezpieczną pracę w środowiskach wybuchowych przy wysokich ciśnieniach i temperaturach mediów roboczych. Innowacyjność i nowość tego rozwiązania konstrukcyjnego zgłosiłem do Urzędu Patentowego RP, a szczegółowy opis zamieściłem w załączniku nr 4 [ZP1-nr zgłoszenia P.437024].

²⁵ Hagel R.: Miernictwo dynamiczne. Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa 1975.

²⁶ Latek W.: Turbogeneratory. Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa 1973.

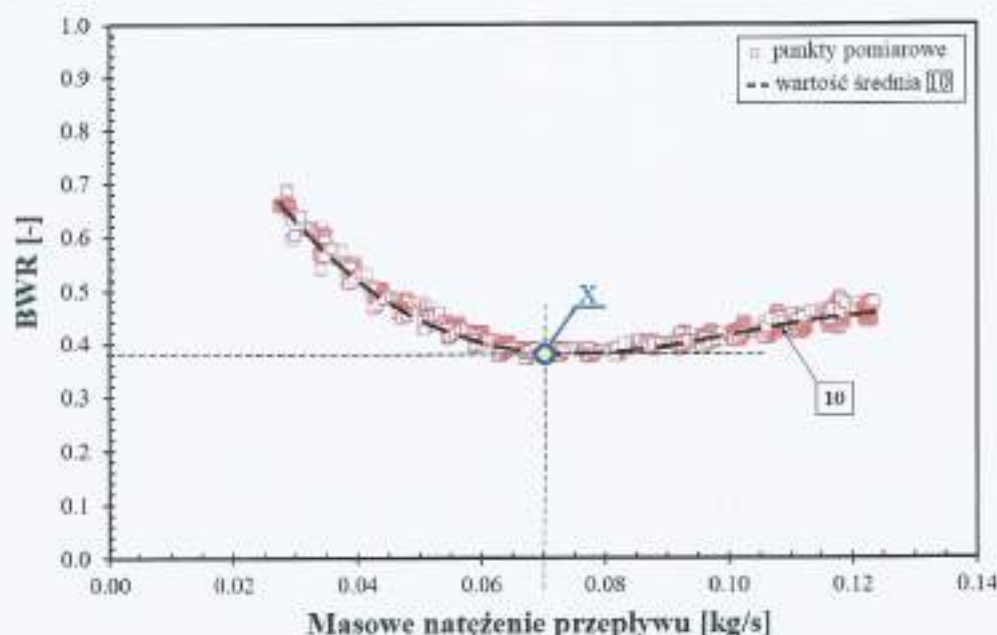
4.4.3 Badania mikroinstalacji kogeneracyjnych ORC

Kolejnym etapem (rys. 1.6) prac, jakie zrealizowałem były badania eksperymentalne kompletnych mikroinstalacji kogeneracyjnych ORC. Jak wcześniej wspomniałem moc elektryczna pobierana przez agregat pompowy ma zasadniczy wpływ na wartość wskaźnika BWR (*ang. Back work ratio*), a tym samym moc netto i sprawność układu ORC. Wskaźnik BWR zgodnie z równaniem (30) jest równy ilorazowi mocy elektrycznej pobieranej przez agregat pompowy oraz mocy elektrycznej wyprodukowanej przez zespoły ekspansyjne pracujące w układzie ORC.

$$BWR = N_{e-AP} / N_{e-ORC} \quad (30)$$

Gdzie: N_{e-AP} – moc elektryczna pobierana przez agregat pompowy, N_{e-ORC} – moc elektryczna zmierzona na wyjściu układu ORC.

Badania [A1] układu ORC z pojedynczym spiralnym zespołem ekspansyjnym wykazały, że istnieje optymalna wartość natężenia przepływu czynnika roboczego, przy której wartość wskaźnika BWR osiąga minimum. Z rys. 3.32 wynika, że wskaźnik BWR był w zakresie od 0,38 do 0,68. Najmniejszą wartość BWR ok. 0,38 uzyskano w punkcie „X” przy natężeniu przepływu czynnika roboczego ok. 0,07 kg/s.



Rys. 3.32. Zależność wskaźnika BWR od masowego natężenia przepływu czynnika HFE-7100 [A1].

Oznacza to, że poza optymalną wartością natężenia przepływu ok. 0,07 kg/s moc elektryczna pobierana przez agregat pompowy stanowiła więcej niż 38% mocy elektrycznej wyprodukowanej przez układ ORC.

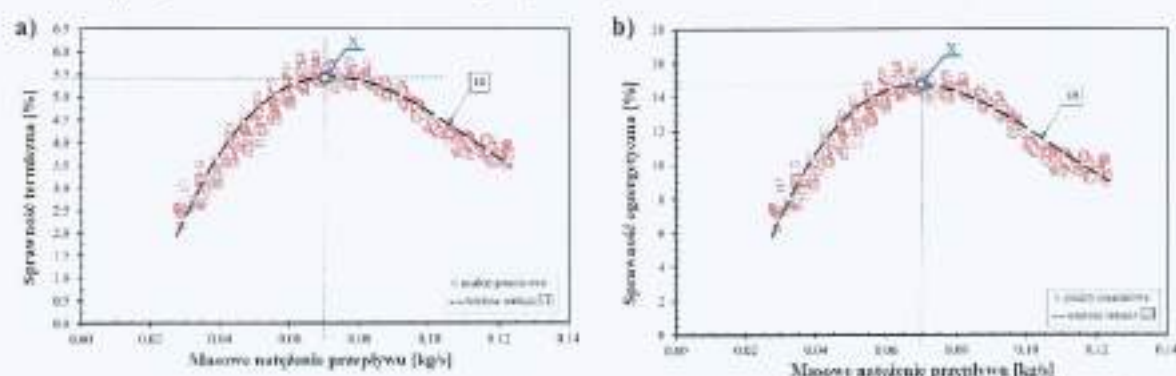
Stąd też widać, że agregaty pompowe są jednym z kluczowych komponentów w mikroukładach ORC. Ponieważ od mocy pobieranej przez agregat pompowy zależy moc elektryczna netto układu ORC, a tym samym sprawność termiczna (η_t) i egzergetyczna (η_{egz}) obiegu. Z rys. 3.33 wynika, że sprawności termiczna i egzergetyczna obiegu ORC z pojedynczym zespołem ekspansyjnym były odpowiednio w zakresach 2,1÷5,4% oraz 6,2÷14,7%. Warto zwrócić uwagę,

że w punkcie „X” wartości sprawności termicznej (rys. 3.33a) i egzergy (rys. 3.33b) układu ORC były maksymalne i odpowiednio wynosiły ok. 5,4% oraz 14,7%.

$$\eta_t = (N_{e-ORC} - N_{e-AP}) / N_{t-par} \quad (31)$$

$$\eta_{egz} = \eta_t / \eta_{Car} \quad (32)$$

gdzie: N_{e-ORC} – moc elektryczna zmierzona na wyjściu układu ORC, N_{e-AP} – moc elektryczna pobierana przez agregat pompowy, N_{t-par} – moc termiczna zmierzona w parowniku, η_t – sprawność termiczna obiegu, η_{Car} – sprawność Carnota.



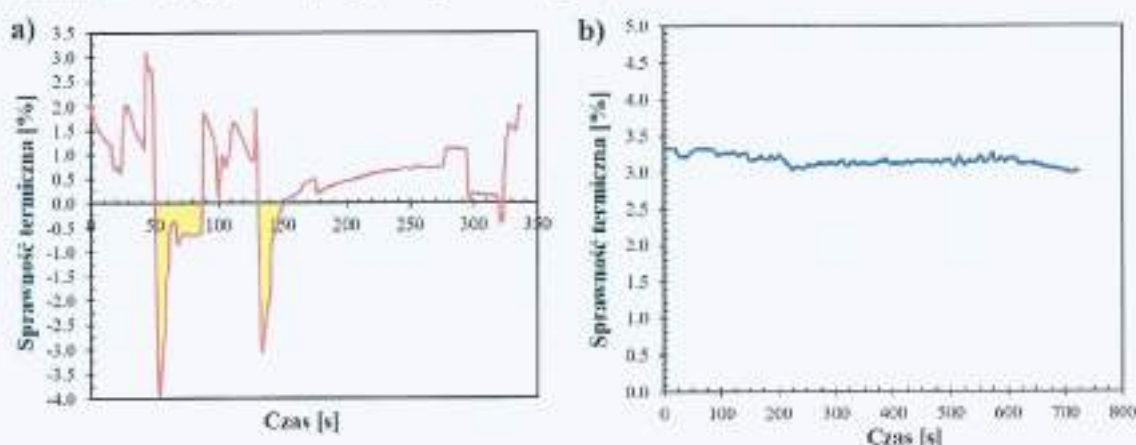
Rys. 3.33. Sprawność a) termiczna, b) egzergy obiegu ORC w zależności od masowego natężenia przepływu czynnika roboczego HFE-7100 [A1].

Na podstawie powyższych wyników badań można postawić pytania. Jakie sprawności będzie miał układ ORC z modułami ekspansyjnymi? Czy sprawność układu ORC z modułami ekspansyjnymi będzie większa od sprawności uzyskanych dla pojedynczego zespołu ekspansyjnego? Przy jakiej konfiguracji równoległej czy szeregowej zespołów ekspansyjnych układu ORC będzie miał wyższą sprawność?

Z badań [A2] wynika, że sprawność układu ORC z modulem ekspansyjnym składającym się z dwóch zespołów z rozprężaczami spiralnymi pracującymi w konfiguracji szeregowej była w zakresie od -3,9% do 3,1%, a średnia wartość w analizowanym przedziale czasowym wynosiła ok. 0,4% (rys. 3.34a). Oznacza to, że podczas pracy układu ORC z modulem ekspansyjnym skonfigurowanym w trybie szeregowym praktycznie średnio cała wyprodukowana energia elektryczna była zużywana przez agregat pompowy. Natomiast podczas pracy zespołów ekspansyjnych w trybie równoległym (rys. 3.34b) sprawność obiegu była w przedziale 3,0÷3,3%, a średnia wartość w analizowanym przedziale czasowym wynosiła ok. 3,2%.

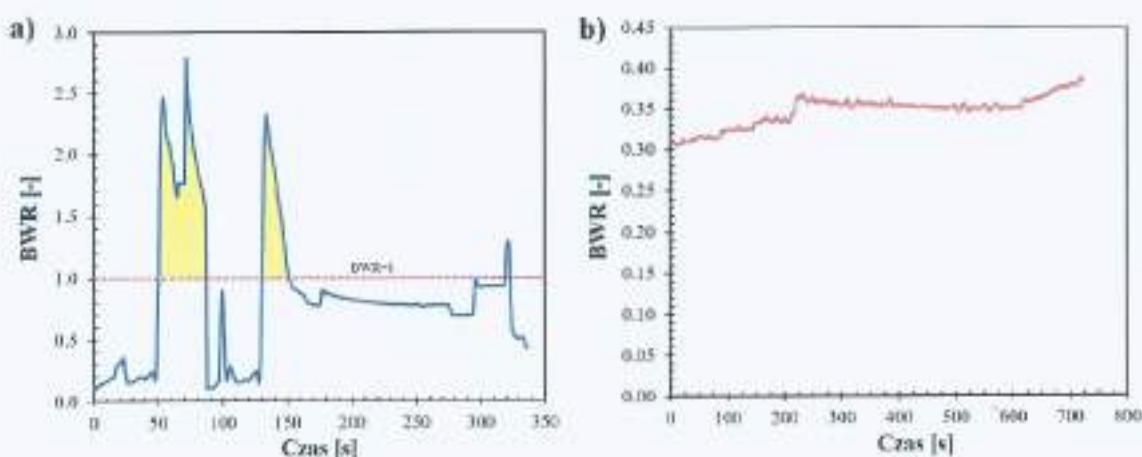
Niska sprawność obiegu ORC podczas pracy w trybie szeregowym wynikała między innymi z małej sprawności zespołów ekspansyjnych (rys. 3.3a) oraz dużego poboru mocy elektrycznej przez agregat pompowy, co potwierdziły wysokie wartości wskaźników BWR. Wartość wskaźnika BWR w przypadku pracy szeregowej i równoległej zespołów ekspansyjnych była odpowiednio w zakresie od 0,11 do 2,76 (rys. 3.35a) oraz od 0,31 do 0,38 (rys. 3.35b). Oznacza to, że podczas pracy w trybie szeregowym i równoległym średni pobór mocy elektrycznej przez agregat pompowy czynnika roboczego w analizowanym przedziale czasowym wynosił odpowiednio ok. 79% i 33% całkowitej energii elektrycznej wyprodukowanej przez układ ORC.

Z powyższego wynika, że w analizowanym przedziale czasowym sprawność termiczna obiegu ORC z modulem ekspansyjnym pracującym w trybie równoległym była 8-krotnie większa niż w przypadku pracy w trybie szeregowym.



Rys. 3.34. Przebiegi sprawności termicznej obiegu ORC z modulem ekspansyjnym pracującym w trybie, a) szeregowym, b) równoległym [A2].

Natomiast maksymalna sprawność obiegu ORC z jednym zespołem ekspansyjnym (rys. 3.33a) była o ok. 1,6 razy większa niż w przypadku układu ORC z modulem ekspansyjnym pracującym w trybie równoległym (rys. 3.34b).

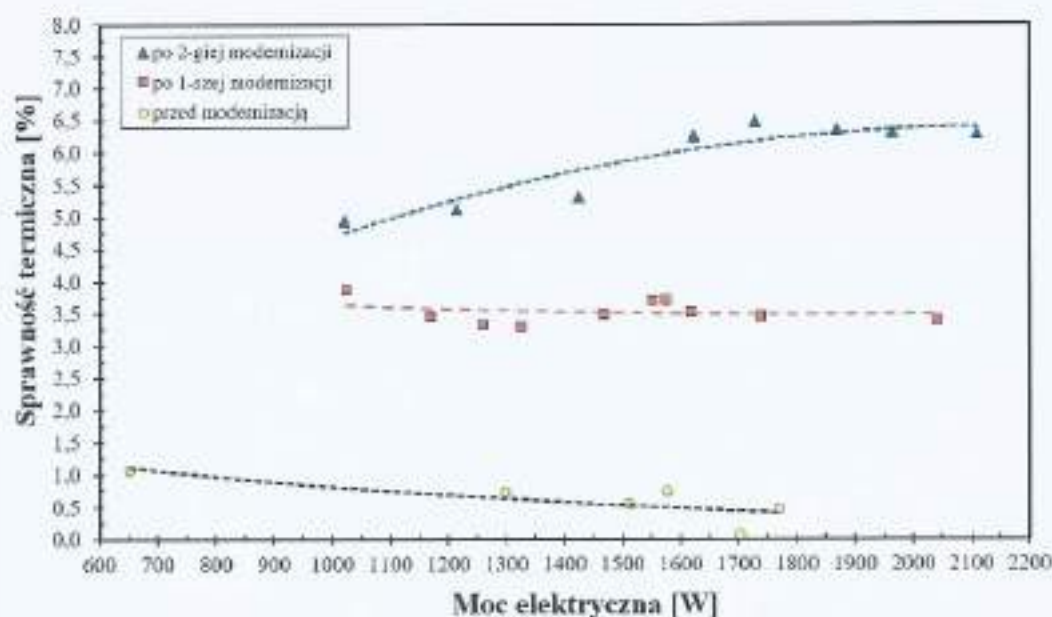


Rys. 3.35. Wartość wskaźnika BWR układu ORC z modulem ekspansyjnym pracującym w trybie, a) szeregowym, b) równoległym [A2].

Sugeruje to, aby w mikroinstalacjach ORC stosowane były pojedyncze zespoły ekspansyjne. Stąd też nasuwa się pytanie. Jaki typ zespołów ekspansyjnych objętościowe czy przepływowe powinny być stosowane w mikroinstalacjach ORC celem zapewnienia większej sprawności?

Nawiązując do wcześniej zaprezentowanych wyników badań [A6, A9], na rys. 3.36 przedstawiłem sprawność obiegu ORC w poszczególnych etapach modernizacji mikroturbogeneratora o mocy 2,5 kW. Sprawność termiczna obiegu ORC przed modernizacją mikroturbogeneratora (rys. 3.16a) była w zakresie od 0,5% do 1,1%. Po pierwszym modernizacji układu przepływowego mikroturbogeneratora (rys. 3.16b) sprawność termiczna była w przedziale od 3,5% do 3,6%. Natomiast po drugiej modernizacji mikroturbogeneratora (rys. 3.16c) sprawność obiegu była w zakresie od 5% do 6,5%. Oznacza to, że maksymalna

sprawność obiegu ORC z mikroturbogeneratorem była o 20% większa niż w układzie ORC z pojedynczym, objętościowym zespołem ekspansyjnym. Wynikało, to m.in. z różnic sprawności zespołów ekspansyjnych. Sprawność mikroturbogeneratora była o ok. 9% większa niż zespołu z ekspanderem spiralnym. Natomiast pozostałe 11% w objętościowym zespole ekspansyjnym zgodnie z równaniem (6) było rozpraszane w pozostałych jego elementach tj. w sprzęgle oraz prądnicy. Stąd też przy zbliżonej wartości mocy źródła ciepła oraz wartości wskaźników BWR w układzie ORC z mikroturbogeneratorem uzyskano większą moc netto i sprawność obiegu.



Rys. 3.36. Sprawności termiczne obiegu ORC w zależności od mocy elektrycznej produkowanej przez mikroturbogeneratorkę [A6, A9].

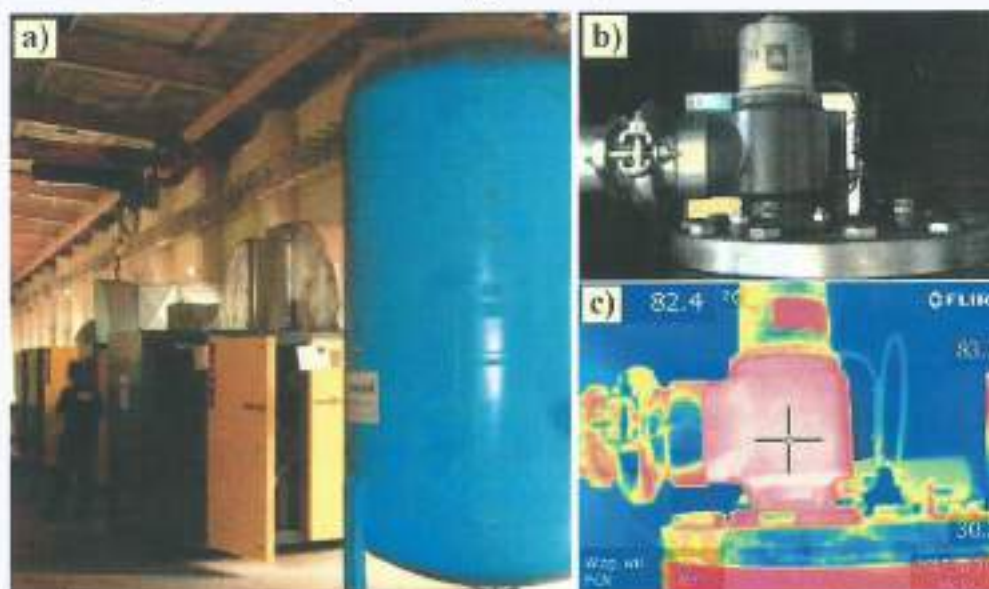
Z powyżej zaprezentowanych wyników badań eksperymentalnych wynika, że w mikroinstalacjach ORC o sprawności obiegu decydują dwa kluczowe elementy, a mianowicie zespoły ekspansyjne i agregaty pompowe. Powyższe badania podkreślają jak duże znaczenie ma problem energochłonności agregatów pompowych stosowanych w mikroinstalacjach ORC, który w znacznie mniejszej skali obserwowany jest w dużych układach ORC. Przykładowo w układzie ORC o mocy 100 kW wartość wskaźnika BWR nie przekracza 5,5%²⁷. Stąd też w literaturze tematycznej zagadnienia związane z badaniami eksperymentalnymi agregatów pompowych zeszły na dalszy plan i są praktycznie niedostępne. Natomiast moim zadaniem zagadnienia związane z projektowaniem, budową oraz badaniami agregatów pompowych pracujących w mikroinstalacjach ORC powinny być na równi traktowane z zespołami ekspansyjnymi. Spowoduje to nie tylko rozwój modeli obliczeniowych i metod projektowania agregatów pompowych, ale również wypełnieni lukę literaturową, jaka w tym zakresie tematycznym niewątpliwie istnieje. Tym samym takie postępowanie w przyszłości przyczyni się do zwiększenia sprawności mikroukładów kogeneracyjnych ORC oraz zwiększy ich możliwości aplikacyjne w gospodarce.

²⁷ Klimaszewski P., Kłonowicz P., Lampart P., Witanowski L., Zaniwski D., Jędrzejewski L., Suchocki T.: Design and performance analysis of orc centrifugal pumps. Archives of Thermodynamics 2020, 41(4), pp. 203–222. DOI: 10.24425/ather.2020.135860.

4.5 Możliwości aplikacyjne instalacji ORC w świetle wykonanych badań

Jak wcześniej wspomniałem energia cieplna do zasilania mikroukładów ORC może być pozyskiwana zarówno z OZE jak również z ciepła odpadowego (np. spalin, pary z upustów technologicznych itp.). Stąd też zastosowanie układów ORC ma potencjalne możliwości zarówno w obiektach mobilnych (np. w transporcie wodnym, lądowym itd.) jak i stacjonarnych (np. gospodarstwach domowych, zakładach przemysłowych itd.). Jednak decydującym czynnikiem o zasadności budowy układu ORC oraz jego mocy jest możliwy do zagospodarowania potencjał energetyczny źródła ciepła o odpowiednich parametrach jakościowych i ilościowych [P7-P9].

Praktyka pokazuje, że olej wykorzystywany do chłodzenia stacji sprężarkowych powietrza posadowionych w hucie stali (rys. 3.37) może być wykorzystany do zasilania układu ORC. Olej o temperaturze ok. 80 °C podgrzewał czynnik niskowrzący R1233zd, który po odparowaniu zasiliał mikroturbogenerator o mocy 10 kW_e (rys. 3.31a).



Rys. 3.37. Źródło energii odpadowej na terenie huty stali: a) stacje sprężarkowe b) kolektor oleju chłodzącego sprężarkę powietrza, c) obraz termowizyjny kolektora oleju chłodzącego.

Opracowane analizy wykazały, że podczas pracy instalacji ORC a tym samym odzysk ciepła z oleju umożliwi zastosowanie układów chłodzenia o mniejszej mocy. Natomiast energia elektryczna wyprodukowana przez układ ORC będzie wykorzystywana do zasilania stacji sprężarkowych zmniejszając ich pobór energii z sieci zawodowej. Stąd też w ogólnym rozrachunku zmniejszą się zarówno koszty eksploatacji stacji sprężarkowych przy jednoczesnym wzroście ich sprawności. Układ ORC o mocy 10 kW_e, o którym była mowa powyżej został zbudowany w ramach realizowanego projektu [P7], w którym brałem udział.

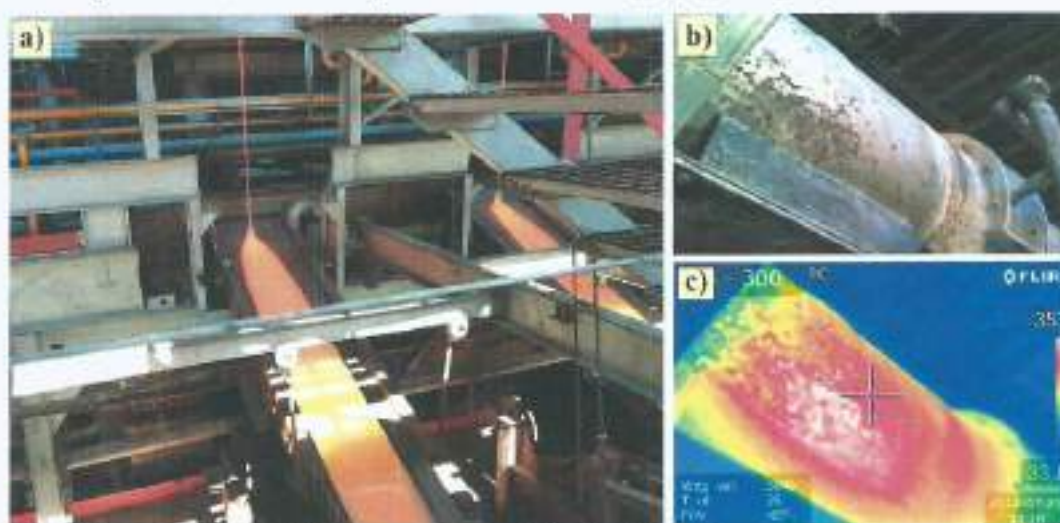
Mikroukłady ORC mogą być stosowane w obiektach budowlanych, w których do celów grzewczych i przygotowania ciepłej wody użytkowej wykorzystywane są kotły. Z wykonanych badań [A6, A10] zrealizowanych w ramach projektu [P3] wynika, że mikrośilownia kogeneracyjna ORC o mocy 2,5 kW_e (rys. 3.38) może być zastosowana w obiektach budowlanych wyposażonych w kotły o mocy 25 kW_t. Wówczas wyprodukowana energia elektryczna przez układ ORC może być wykorzystana na potrzeby zasilania budynku. Natomiast

ciepło odpadowe ze skraplacza mikrośilowni (o średniej temperaturze 65°C) może być wykorzystywane zarówno do przygotowania CWU oraz zasilania układów CO o zapotrzebowaniu na moc ok. 20 kW_t .



Rys. 3.38. Zdjęcie prototypowej mikrośilowni kogeneracyjnej ORC o mocy $2,5\text{ kWe}$ (1) podczas współpracy z kotłem wielopaliwowym (2) o mocy 25 kWt [A10].

Układy ORC mogą mieć zastosowanie w przemyśle ciężkim np. w hucie szkła. Należy zaznaczyć, że nadrzędnym warunkiem stawianym przez zakłady przemysłowe jest, aby odzysk ciepła odpadowego w żaden sposób nie zakłócał i negatywnie wpływał na proces produkcyjny niezależnie od tego czy układ ORC będzie pracował czy będzie odstawiony. Na podstawie badań na obiekcie [P8 - pkt. 1, 2] różnych źródeł ciepła odpadowego ustalono, że potencjał energetyczny spalin może być wykorzystany do zasilania układu ORC o mocy 300 kW_e (rys. 3.39). Należy zaznaczyć, że w zakładzie były możliwości odzysku ciepła o wyższych potencjałach energetycznych (rys. 3.39a). Jednak koszty związane z modernizacją, postojami linii technologicznych nie były w żaden sposób uzasadnione ekonomicznie. Obecnie instalacja ORC o mocy 300 kW_e budowana jest w ramach realizacji projektu [P8].



Rys. 3.39. Huta szkła: a) widok linii z wannami surowki szkła b) rurociąg odprowadzający spaliny, c) obraz termowizyjny rurociągu spalin.

Kolejnym przykładem praktycznego zastosowania układów ORC jest przemysł spożywczy. Gdzie w odróżnieniu od innych zakładów przemysłowych wyznaczone są dodatkowe restrykcje i rygory związane z bezpieczeństwem i higieną pracy tych układów kogeneracyjnych. Przykładowo zastrzeżenia dotyczą m.in. typów czynników roboczych, które powinny być nietoksyczne, niepalne i niewybuchowe oraz w wyniku awarii instalacji ORC nie powinny mieć kontaktu z produktami spożywczymi. Stąd też w oparciu o wytyczne zakładowe zaprojektowano układ ORC z pośrednim grzaniem spalinami czynnika roboczego HFE-7100 [A1]. Na podstawie badań [P9 – pkt. 5] ustalono, że potencjał energetyczny spalin o temperaturze 280 °C umożliwia zasilanie układu ORC o mocy 10 kW_e. Ze względów logistycznych i transportowych oraz bezpieczeństwa pracy układ ORC zamontowano w specjalnie do tego celu zaprojektowanym kontenerze (rys. 3.40).



Rys. 3.40. Zdjęcie a) układu kogeneracyjnego ORC posadowionego na dachu firmy Grana, b) wnętrze kontenera z układem ORC: 1 – kontener z instalacją ORC, 2 – podest, 3 – źródło ciepła odpadowego, 4 – wymiennik ciepła (ekonomizer), 5 – układ odbioru ciepła ze skraplacza, 6 – mikroturbogenerator o mocy 10 kW_e.

Ciepło ze spalin odzyskiwane było w wymienniku ciepła (4) podłączony do kontenera ORC (1). Natomiast ciepło odpadowe ze skraplacza ORC obecnie rozpraszanie jest w chłodni wentylatorowej (5). Należy zaznaczyć, że ciepło ze skraplacza może zostać dodatkowo wykorzystane do celów socjalnych w zakładzie (tj. ogrzewania hali produkcyjnych lub/i przygotowania CWU). Układ ORC 10 kW_e przeszedł pomyślnie wstępne testy rozruchowe i obecnie prowadzone są prace nad zdalnym sterowaniem tym układem [P9 – pkt. 22 - 26].

Z powyższego wynika, że w ramach realizowanych projektów badawczych [P3, P6-P9], których byłem współwykonawcą zbudowano kilku układów ORC. Układy ORC w głównej mierze były zasilane ciepłem odpadowym o temperaturach w zakresie od ok. 80 °C do 530 °C. Natomiast moce elektryczne tych układów kogeneracyjnych były w zakresie od 1 kW_e do 300 kW_e i znalazły potencjalne zastosowanie w m.in. w hucie stali i szkła, kopalni węgla, przemyśle spożywczym czy gospodarstwach domowych.

4.6 Podsumowanie osiągnięcia naukowego

Uzyskane wyniki badań, przedstawione w monografii [M1] oraz cyklu publikacji [A1-A13] będących przedmiotem mojego osiągnięcia naukowego stanowią wkład w prace rozwojowe mikroukładów kogeneracyjnych ORC i ich elementów. Realizowane prace w szczególności prowadzone były w zakresie badań różnych konstrukcji agregatów pompowych [A7] i zespołów ekspansyjnych [A11]. Związane to było z koniecznością opracowania metodologii i metod pomiarowych i badawczych [AA1] oraz budowy specjalistycznych stanowisk badawczych, które niewątpliwie przyczyniły się do rozbudowy infrastruktury badawczej Instytutu Maszyn Przepływowych PAN w Gdańsku. Zrealizowane prace dotyczyły badań i analiz zarówno komercyjnych [A1 - A3] jak i prototypowych elementów [A10] i urządzeń [AA7] wykorzystywanych do budowy instalacji ORC. Wykonane badania wykazały, że stosowanie nowych czynników roboczych w układach ORC stwarza nowe wyzwania inżynierskie i problemy z opisem i modelowaniem zjawisk występujących w wysokoobrotowych mikroturbogeneratorach. Z badań [A6] wynikało, że wyniki obliczeń mikroturbin z klasycznych modeli powszechnie stosowanych do obliczeń dużych turbin parowych w znacznym stopniu odbiegały od wyników uzyskanych na drodze eksperymentalnej. Stąd też wyniki badań eksperymentalnych [A9] były podstawą do opracowania nowych modeli obliczeniowych mikroturbogeneratorów ORC z częściowym zasilaniem [AA2]. Wniesiony wkład w rozwój inżynierskich metod obliczeniowych pozwala na lepsze zrozumienie pracy układów kogeneracyjnych ORC z mikro zespołami ekspansyjnymi oraz wytycza dalsze kierunki ich rozwoju i optymalizacji. Działania te przyczyniły się również do udoskonalenia i ewolucji konstrukcji wysokoobrotowych mikroturbogeneratorów oraz zwiększenia ich sprawności oraz mikrosiłowni ORC. Ponadto w ramach wykonanych prac badawczo-rozwojowych opracowano skuteczne metody i sposoby pomiaru dehermetyzacji mikroturbozespołów pracujących w mikrosiłowni kogeneracyjnej ORC [A4] z czynnikiem niskowrzącym. Zagadnienia te są związane z bezpieczeństwem i komfortem użytkowania, jaki powinny wykazać zespoły ekspansyjne pracujące w domowych mikrosiłowniach ORC [A12]. Stąd też prowadzone były badania [A5, A8] wibroakustyczne mające na celu diagnostykę stanu technicznego zespołów ekspansyjnych oraz określenie bezpiecznego dopuszczalnego zakresu ich pracy. Natomiast wyniki uzyskanych badań jakościowych i ilościowych mają zastosowanie teoretyczne i praktyczne w dziedzinie wibroakustyki mikromaszyn i zespołów ekspansyjnych.

Stąd też opublikowane prace [A1-A13] przyczyniły się do wypełnienia luki literaturowej, jaka niewątpliwie istnieje w zakresie badań mikrosiłowni ORC. Efektem prac badawczych było również powstanie kilku innowacyjnych i oryginalnych rozwiązań konstrukcyjno-technologicznych elementów stosowanych do budowy mikroturbogeneratorów ORC, które zgłosiłem w Urzędzie Patentowym RP [ZWP1-ZWP4]. Opracowane rozwiązania konstrukcyjne związane były ze sposobem i konstrukcją chłodzenia prądnic oraz systemem uszczelnień przewodów elektrycznych wyprowadzanych z korpusu maszyn elektrycznych. Natomiast ze względu na ich uniwersalność istnieją szerokie możliwości aplikacyjne tych konstrukcji [ZWP1-ZWP4] w energetyce zawodowej z turbinami parowymi, w turbinach wiatrowych czy nowo rozwijanych technologiach turbogeneratorów wodorowych albowiem umożliwiają bezpieczną pracę w środowiskach wybuchowych i wysokich temperaturach.

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

Poniżej zamieściłem informacje związane z moją działalnością naukową realizowaną na uczelniach oraz jednostkach i instytucjach naukowych i kultury.

1. Od roku 2021 jestem członkiem rzeczywistym Stowarzyszenia Inżynierów i Mechaników Polskich (SIMP). W roku 2022 zostałem członkiem zarządu oddziału SIMP w Gdańsku oraz członkiem zarządu „koła SIMP nr 1 przy Politechnice Gdańskiej”.
2. W okresie od 2009 roku do 2010 w *Instytut Maszyn Przepływowych PAN w Gdańsku* odbywałem staż o charakterze przed doktorskim. Od roku 2010 do chwili obecnej byłem zatrudniony odpowiednio na stanowiskach specjalisty i adiunkta. Oprócz działalności naukowo-badawczej, która przedstawiłem powyżej zajmowałem się kształceniem młodej kadry naukowej IMP PAN w Gdańsku oraz stażystów będących w tym okresie na praktykach zawodowych. Wynikało to ze wspólnej realizacji projektów i badań zleconych szczegółowo przedstawionych w załączniku nr 4. Przekazana przeze mnie wiedza merytoryczna i praktyczna związana była z projektowaniem, budową oraz pomiarami i badaniami elementów, urządzeń i układów mikrokogeneracyjnych ORC.
3. W latach 2014-2015 współpracowałem z *Wydziałem Fizyki i Matematyki Stosowanej Politechniki Gdańskiej*. Współpraca związana była z realizacją zajęć dydaktycznych w laboratorium fizyki, które omówiłem w rozdziale 6 niniejszego załącznika.
4. W okresie od 2005 do 2017 roku na *Wydziale Mechanicznym Politechniki Gdańskiej* odbywałem staże o charakterze przed i podoktorskim, a od 2008 roku byłem zatrudniony na stanowisku starszego referenta technicznego. Na tej uczelni zajmowałem się pracami naukowo-badawczymi oraz opiekowałem się studentami wykonującymi prace dyplomowe.
5. W latach 2008 – 2010 odbywałem staż naukowy na niemieckiej uczelni Hochschule Bremen na wydziale „Fakultät Natur und Technik” w zakładzie „Abteilung Maschinenbau Laboratorium für Energetik (MLN)”. Staż łącznie trwał 15 tygodni i miał charakter cykliczny, który bezpośrednio wynikał z prac, jakie wykonywałem podczas współrealizacji projektu badawczego [zał. 4, tabela II.9-1 – poz. P2]. List referencyjny z tego stażu naukowego zamieściłem w załączniku nr 7.

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

Wykaz osiągnięć dydaktycznych, organizacyjnych oraz popularyzujących naukę w dotychczasowym okresie mojej kariery naukowej przedstawiłem poniżej.

1. W semestrze studenckim 2018/2019 prowadziłem wykład pt. „Zastosowania techniczne nanocieczy” dla studentów Politechniki Gdańskiej, Wydziału Fizyki Technicznej i Matematyki Stosowanej, na kierunku „Nanotechnologia”. Byłem odpowiedzialny za przedmiot w ramach, którego zrealizowano wykład i laboratorium.
2. W roku 2016 na zaproszenie burmistrza miasta Miastko wygłosiłem referat pt. „Zastosowanie innowacyjnych technologii w gminie”, na konferencji pt. „Odnawialne Źródła Energii szansą rozwoju regionalnego”.
3. W roku 2015 brałem udział w organizacji stoiska pt. „Domowa Mikrosiłownia Kogeneracyjna ORC”, które było prezentowane wówczas na targach „Technikon Innowacje 2015 - 11 Targi Techniki Przemysłowej, Nauki i Innowacji”. Zaprezentowana mikrosiłownia zdobyła w tym konkursie srebrny medal.
6. W latach 2014-2015 na zlecenie Wydziału Fizyki i Matematyki Stosowanej Politechniki Gdańskiej współprowadziłem zajęcia dydaktyczne i praktyczne z przedmiotu „Laboratorium z fizyki”, które były realizowane w „Galerii Ruchu w Centrum Hewelianum” w Gdańsku. W zajęciach uczestniczyło ponad pół tysiąca studentów z różnych wydziałów Politechniki Gdańskiej.
4. W latach 2008-2009 na wydziale Mechanicznym Politechniki Gdańskiej prowadziłem zajęcia dydaktyczne z przedmiotu „Laboratorium z inżynierii ochrony środowiska”.
5. W roku 2008 roku na zaproszenie władz SIMP oraz NOT-u w Gdańsku wygłosiłem wykład plenarny pt. „Zastosowanie ogniw paliwowych wykonanych w technologii PEM” w domu technika NOT w Gdańsku.
6. W semestrze studenckim 2007/2008 prowadziłem zajęcia dydaktyczne na Wydziale Mechanicznym Politechniki Gdańskiej z:
 - Laboratorium z przedmiotu „Termicznej utylizacji odpadów”,
 - Laboratorium z przedmiotu „Inżynieria ochrony środowiska”,
 - Laboratorium z przedmiotu „Niekonwencjonalne urządzenia i systemy konwersji energii”,
 - Laboratorium z przedmiotu „Neutralizacja i odpylanie spalin”,
 - Laboratorium z przedmiotu „Energetyczne wykorzystanie odpadów”,
 - Laboratorium z przedmiotu „Wymiana ciepła”.
7. W semestrze studenckim 2006/2007 prowadziłem zajęcia dydaktyczne na Wydziale Mechanicznym Politechniki Gdańskiej:
 - Ćwiczenia z przedmiotu „Termiczna utylizacja odpadów”,
 - Laboratorium z przedmiotu „Inżynieria ochrony środowiska”.

8. W semestrze studenckim 2006/2007 prowadziłem zajęcia dydaktyczne na Wydziale Mechanicznym Politechniki Gdańskiej:

- Laboratorium z przedmiotu „Odpylanie gazów”,
- Laboratorium z przedmiotu „Inżynieria ochrony środowiska”,
- Ćwiczenia z przedmiotu „Termiczna utylizacja odpadów”.

9. Wygłoszone referaty naukowe w tym na zaproszenie instytucji nauki i kultury oraz działania mające na celu popularyzację wiedzy i nauki opisałem w moim dorobku naukowym w załączniku nr 4. Natomiast uzyskane dyplomy, nagrody i wyróżnienia za moje osiągnięcia naukowe i kulturalne zamieściłem w pkt. 2 niniejszego autoreferatu oraz w punkcie 7 niniejszego załącznika.

7. Inne informacje, ważne z punktu widzenia wnioskodawcy, dotyczące jego kariery zawodowej

Kolejnym wątkiem mojego naukowego zainteresowania jest współpraca z sektorem przemysłowym w zakresie projektowania, budowy i technologii wykonania konstrukcji stalowych. W ramach wieloletniej współpracy z sektorem przemysłowym, o której mowa w załączniku nr 4 (pkt. 5) zaprojektowałem 32 konstrukcje, które zostały zbudowane i wdrożone w różnych gałęziach gospodarki [załącznik nr 6]. W ramach powierzonych mi obowiązków zajmowałem się projektowaniem, konstruowaniem i technologią wykonania urządzeń: ciśnieniowych, pracujących w strefach zagrożonych wybuchem czy Urządzeń Transportu Bliskiego (UTB). Zaprojektowane przeze mnie konstrukcje, które uzyskały akredytację UDT oraz certyfikat zgodności CE zgodnie z obowiązującymi dyrektywami UE. Niejednokrotnie brałem udział w odbiorach konstrukcji przez odpowiednie organy UDT (z oddziału: Gdańsk, Bydgoszcz, Kraków), które zaprojektowałem, obliczałem czy dokonywałem ich ekspertyz. Zdobyta wiedza merytoryczna i praktyczna oraz zdobyte uprawnienia umożliwiły mi również wykonywanie projektorów w zakresie układów zasilania elektrycznego czy sterowania i regulacji obiektów przemysłowych. Projekty, zlecenia badawcze czy ekspertyzy techniczne, których byłem autorem lub współautorem wykonane zostały dla różnych sektorów przemysłowych (np. papierniczego i gospodarki wodno-ściekowej [zał. 4 – pkt.5, PD2], chłodniczego [PD13, PD15], chemicznego [PD8, PD11], paliwowego [PD10] itp. Swoją wiedzę również wykorzystałem w zakresie określania resursów UTB przeznaczonych dla celów rekreacyjno-rozrywkowych [zał. 4 – poz. PD20-PD23] czy określania stateczności i wytrzymałości takich konstrukcji [zał. 4 – poz. PD14]. Zdobyte doświadczenie w zakresie projektowania konstrukcji stalowych wykorzystałem przy budowie kilku stanowisk badawczych i dydaktycznych dla Wydziału Mechanicznego Politechniki Gdańskiej oraz IMP PAN w Gdańsku, które szczegółowo opisałem o moim dorobku projektowo-technologicznym w załączniku nr 4.

Wykaz dodatkowych dyplomów oraz ukończonych kursów i szkoleń, podnoszących moje kwalifikacje zawodowe, które nie zostały wymienione w rozdziale I pkt. 2 niniejszego załącznika zamieściłem poniżej.

- 2019 **Świadectwo kwalifikacyjne do konserwacji Urządzeń Transportu Bliskiego** (wydane przez Urząd Dozoru Technicznego oddział terenowy w Bydgoszczy), uprawniające do konserwacji UTB w kategorii POT (Przenośniki Osobowe i Towarowe). Przenośniki dla celów rekreacyjno-rozrywkowych).
- 2018 **Dyplom Dyrektora Instytutu Maszyn Przepływowych** im. Roberta Szewalskiego Polskiej Akademii Nauk za „najlepsze publikacje naukowe w wysoko punktowanych czasopismach światowych za rok 2017”.
- 2015 **Certyfikat z zakresu udzielania pierwszej pomocy przedmedycznej**. Celem szkolenia było: nabycie wiedzy i umiejętności skutecznego udzielania pierwszej pomocy przedmedycznej w razie wypadku. Program szkolenia opracowany został zgodnie z aktualnymi wytycznymi Europejskiej Rady Resuscytacji. Organizatorem szkolenia była firma BHP ppoż. INVESTOR Szkolenia-Doradztwo-Uslugi z Elbląga.
- 2013 **Zaświadczenie potwierdzające zdobycie szkolenia z dziedziny Bezpieczeństwa i Higieny Pracy** zorganizowanym przez Okręgowy Inspektorat Pracy w Gdańsku pt. „Charakterystyka stosownych nanomateriałów i zagrożenia dla zdrowia”.
- 2012 **Certyfikat ukończenia kursu** p.t.: „Podstawy termografii, metodyka badań termowizyjnych w budownictwie i innych zastosowaniach”. Polska Szkoła Termograficzna, IR CAMS.
- 2009 **Dyplom Zarządu Głównego SIMP** za zajęcie I miejsca w Ogólnopolskim Konkursie o Dyplom i Nagrodę Prezesa SIMP na najlepszą pracę dyplomową o profilu mechanicznym IX Edycja; rok akademicki 2007/2008.
- 2008 **Stypendysta „InnoDoktorant”** – stypendia dla doktorantów. I edycja. Nagrody i wyróżnienia krajowe za działalność naukową dla 60 najlepszych doktorantów z województwa Pomorskiego w roku akademickim 2007/2008. Przyznane przez: Urząd Marszałkowski Województwa Pomorskiego, Gdańsk 2008.
- 2006 **Dyplom Dziekana Wydziału Mechanicznego Politechniki Gdańskiej**, za znalezienie się w gronie 5% najlepszych absolwentów Politechniki Gdańskiej w roku akademickim 2004/2005.
- 1998 **Książeczka spawacza** uprawniająca do spawania konstrukcji stalowych klasy 3, elektrodami otulonymi, spawania gazowego oraz metodą MAG. Książeczka wydana przez Instytut Spawalnictwa w Gliwicach

Wiedza merytoryczna i praktyczna zdobyta z dodatkowych kursów i szkoleń umożliwiła mi nie tylko bezpieczną i fachową realizację zleconych mi prac, ale pozwoliła mi zaspokoić moje pasje i hobby zawodowe.

Gdańsk 29.08.2022, Tomasz Kaczmarczyk

Miejsce, data i podpis