

Recenzja

Pracy doktorskiej mgr inż. Anny Marii Chomy nt.

***„Hybrydowa sprężarkowa pompa ciepła napełniona czynnikiem chłodniczym
R290”***

Recenzja została wykonana na zlecenie Przewodniczącego Rady Dyscypliny Inżynieria Mechaniczna prof. dr hab. inż. Marka Gaworskiego zgodnie z uchwałą RD Inżynieria Mechaniczna SGGW w Warszawie nr 13/IM-2025-2026 z dnia 10.02.2026 r.

Opiniowana praca odnosi się do zagadnień związanych z redukcją energochłonności obiektów budowlanych dzięki wykorzystaniu odzysku ciepła od powietrza wentylacyjnego i zastosowaniu pompy ciepła.

Praca dotyczyła analizy możliwości wykorzystania wtórnego strumienia powietrza wentylacyjnego jako dolnego źródła ciepła pompy ciepła powietrze-powietrze, służącej do ogrzewania mieszkania wyposażonego w system wentylacji mechanicznej z odzyskiem ciepła za pomocą rekuperatora. Zasadniczy cel pracy związany był z przedstawieniem prototypu kompaktowej pompy ciepła dostosowanej do współpracy z dolnym i górnym źródłem ciepła zlokalizowanym w kanałach wentylacji mechanicznej obiektu.

Istotne założenia dotyczące przyjętego rozwiązania obejmują:

- wykorzystanie powietrza wtórnego za rekuperatorem jako dolnego źródła ciepła pompy ciepła,
- pokrycie zapotrzebowania na c.o. obiektu ciepłem odzyskanym za rekuperatorem, w ustalonych warunkach pracy,
- redukcję napełnienia pompy ciepła czynnikiem klasy A3 poprzez ograniczenie pojemności parowacza i skraplacza pompy ciepła.

Znaczenie utylitarne podjętego tematu odnosi się do redukcji zużycia energii cieplnej w obiektach budowlanych poprzez ograniczenie wskaźnika zużycia energii pierwotnej, podniesienie wartości wskaźnika COP pompy ciepła przy redukcji wskaźnika ODP urządzenia chłodniczego i zachowaniu bezpieczeństwa oraz funkcjonalności działania pompy ciepła.

Podjęty temat jest aktualny, ma istotne znaczenie praktyczne i może stanowić temat rozprawy doktorskiej.

Przedłożona praca doktorska jest złożona, przedstawia pewne zagadnienia teoretyczne, zawiera wyniki obliczeń numerycznych i wyniki badań doświadczalnych.

Oprócz zagadnień ogólnych omówionych na 68 stronach, praca skonstruowana jest z kilku zasadniczych części obejmujących:

- Wykorzystanie środowiska Matlab i bibliotek Simulink oraz Thermolib do analizy cieplnej koncepcji pompy ciepła współpracującej z rekuperatorem, dla różnych temperatur zewnętrznych i strumieni powietrza wentylacyjnego, w kontekście uzyskiwanych wydajności cieplnych skraplacza, współczynnika COP oraz możliwej do uzyskania temperatury medium ogrzewanego (co i cwu) (str. 78-111;23).
- Analizę numeryczną możliwości wykorzystania różnych konstrukcji powietrznych wymienników ciepła jako skraplaczy i parowaczy pompy ciepła, w kontekście wpływu prędkości przepływu powietrza, strumienia masy czynnika chłodniczego, sposobu rozwinięcia powierzchni wymiany ciepła na uzyskiwane wydajności cieplne (str 112-145; 33)
- Opis i omówienie konstrukcji prototypu pompy ciepła (str. 145-150; 5)
- Prezentację wyników badań eksperymentalnych prototypu pompy ciepła oraz ich porównanie z wynikami uzyskanymi z obliczeń z wykorzystaniem oprogramowania Matlab, Simulink, Thermolib (str 150-170;20).

Przyjęty układ pracy odpowiada ewolucji badanego zagadnienia.

Pierwszy etap prac miał na celu wskazanie możliwych do uzyskania wydajności cieplnych parowacza i skraplacza pompy ciepła dla różnych warunków eksploatacyjnych. Na tym etapie prac analizowano dwa warianty pracy pompy ciepła determinowane przez różne temperatury skraplania, w których uwzględniono wpływ temperatury powietrza zewnętrznego, strumieni przepływu powietrza na uzyskiwane wydajności rekuperatora, wydajności PC oraz wartości współczynnika COP. W wariantcie pierwszym ($30 \leq T_k \leq 40^\circ\text{C}$) określono warunki zewnętrzne oraz strumień objętości powietrza wentylacyjnego ($90-150\text{m}^3/\text{h}$) zapewniające osiągnięcie przez powietrze pierwotne na wlocie do pomieszczenia temperatury co najmniej 20°C . Drugi rozważany wariant pracy PC dotyczył jej wykorzystania do ogrzewania i przygotowania cwu ($T_k=50^\circ\text{C}$). W tym przypadku wskazano, że maksymalne wydajności cieplne co i cwu uzyskiwane są dla najniższych temperatur powietrza zewnętrznego. Niskie strumienie przepływu powietrza wentylacyjnego ($75-90\text{m}^3/\text{h}$) preferowane są w przypadku maksymalizacji wydajności skraplacza dedykowanego do c.o.

Natomiast w przypadku maksymalizacji temperatury cwu preferowane są wysokie strumienie przepływu powietrza (105-150m³/h).

Drugi etap prac dotyczył wykorzystania programu Solidworks do analizy procesów wymiany ciepła w parowaczach i skraplaczach pompy ciepła. W pracy rozważono trzy typy konstrukcji tych wymienników: klasyczny lamelowany wymiennik płaszczowo-rurowy, wymiennik mikrokanałowy z różnymi kształtami przekrojów poprzecznych kanałów oraz spiralny wymiennik grzebieniowy. Dla tej części badań charakterystyczne są duże rozbieżności w założeniach dotyczących obliczeń (np. różnice temperatur pracy) oraz wynikające z nich różnice w uzyskiwanych wydajnościach cieplnych wymienników zmieniające się w zakresach 110-700W dla wymienników lamelowanych, 300-2500W dla lamelowanych wymienników mikrokanałowych, 250-900 W dla spiralnych wymienników grzebieniowych. Konstrukcja spiralnego grzebieniowego wymiennika ciepła stała się ostatecznym wyborem dla parowacza i skraplacza prototypu pompy ciepła.

W pracy zawarto lakoniczny opis konstrukcji rozważanej pompy ciepła oraz przedstawiono wyniki badań doświadczalnych: temperatur powietrza pierwotnego nawiewanego do pomieszczenia (20-25°C), wydajności cieplnych pompy ciepła (300-360W), współczynników COP (2.8-4.1) uzyskiwanych dla temperatury dolnego źródła ciepła (-10;0;10°C). Weryfikacja doświadczalna wyników obliczeń symulacyjnych uzyskanych w pierwszym etapie prac wskazała na 4-9%, 41-51%, 21-52% zgodność w zakresie uzyskiwanych temperatur, wydajności cieplnych i wskaźników COP.

Zakres przeprowadzonych prac obliczeniowych, analiz rozwiązań konstrukcyjnych parowaczy i skraplaczy PC oraz badania doświadczalne prototypu pompy ciepła pozwalają stwierdzić, że sformułowana w pracy główna teza dotycząca „możliwości opracowania konstrukcji hybrydowego urządzenia grzewczego bazującego na współpracy sprężarkowej pompy ciepła z centralą wentylacyjną” została potwierdzona.

Osiągnięcia Doktorantki

Za osiągnięcia doktorantki należy uznać:

- Przeprowadzenie analizy wpływu parametrów pracy układu grzewczego rekuperator-sprężarkowa pompa ciepła na wydajność pompy ciepła, współczynnik COP oraz możliwe do uzyskania temperatury powietrza nawiewanego i wody użytkowej.
- Przygotowanie konstrukcji, wykonanie prototypu PC i przeprowadzenie badań eksperymentalnych dokumentujących funkcjonalność i efektywność PC.

Inne uwagi dotyczące pracy doktorskiej

Lektura pracy doktorskiej Pani Anny Choma nasuwa następujące spostrzeżenia o charakterze dyskusyjnym:

1. W moim odczuciu przedstawiona praca doktorska ma zaburzone proporcje i jest napisana chaotycznie. Autorka wprowadza wiele wątków w pracy, które nie są właściwie podsumowane (np. rozdział 10). W pracy brakuje przejrzystości w prezentacji założeń do obliczeń, co w istotny sposób utrudnia interpretację uzyskiwanych wyników. Zatem :
 - Praca zawiera nazbyt rozbudowany 68 stronicowy wstęp, przy jednoczesnym pięciostronicowym opisie konstrukcji pompy ciepła, który stanowi podrozdział rozdziału 10, poświęconego obliczeniom cieplnym wymienników ciepła. W pracy brakuje szczegółowych założeń dotyczących doboru komponentów pompy ciepła : sprężarki, wymienników ciepła, elementów automatyki i armatury. Schemat P&ID działania pompy ciepła (rysunek 10.27) jest mało czytelny, szczególnie po stronie przewodów cieczowych. Schemat na rysunku 10.27 zawiera zawór czterodrogowy, zamontowane na przewodzie ssawnym separator i osuszacz – dlaczego skoro parowacz zasilany jest termostatycznym zaworem rozprężnym? Pod pozycją 22 oznaczony jest ekonomizer, który przedstawionym rozwiązaniu pełni ewentualnie rolę regeneracyjnego wymiennika ciepła. Schemat przedstawiony na rysunku 10.27 powinien być uzupełniony schematem procesów termodynamicznych na wykresie logp-i, realizowanych w zbudowanej PC.
 - W pracy brak jest klarownie zdefiniowanych założeń, dla których realizowane były obliczenia w rozdziałach 9 oraz 10. Pewne informacje podawane są aksjomatycznie. W rozdziale 9.2 brakuje zestawienia zależności pozwalających określać wzajemne relacje pomiędzy elementami pompy ciepła oraz pomiędzy pompą ciepła i rekuperatorem. Czytelnik odnosi wrażenie, że zestawione zależności są przypadkowe (np. zależności 9.4-9.5, w kontekście przepływu krzyżowego w rekuperatorze) i niekompletne. Jak modelowane były parowacz i skraplacz w programie Matlab+Simulink? Jak definiowana była funkcja opisująca rozprężanie w TZR? Autorka pisze o „funkcji właściwej przemianie izentropowej” przyporządkowanej do TZR (str 89). Jaka postać ma ta funkcja, dlaczego przemiana izentropowa skoro w TZR realizowane jest rozprężanie izentalpowe? Jaka funkcja opisywała proces sprężania, enigmatycznie opisany na stronie 86? W rozdziale 9 brakuje uporządkowania w prezentacji algorytmu obliczeń, a rysunki 9.1, 9.4 i 9.12 są nieczytelne. Na stronach 68 i 86 autorka sugeruje, że opracowany model PC „umożliwi dobór sprężarki oraz pozwoli określić wymagane pole powierzchni

parowacza i skraplacza. Wyniki obliczeń przedstawione w tym rozdziale nie zawierają tych informacji.

Podobnie w rozdziale 10 brakuje informacji dotyczących równań, na podstawie których analizowany był proces wymiany ciepła w wymiennikach będących skraplaczami i parowaczami. Jak modelowany były procesy przemian fazowych w rozważanych wymiennikach, dla których warunki, dla których realizowane były obliczenia dla każdego typu wymiennika są inne? Wymiennik lamelowy liczony jest jako parowacz, podczas gdy wymiennik mikrokanałowy jako skraplacz, któremu przyporządkowana jest „moc chłodnicza” (tabela 10.10). Natomiast wymiennik grzebieniowy liczony był jako parowacz lub skraplacz w warunkach zupełnie odmiennych od pozostałych wymienników.

2. Praca zwiera nieścisłości lub błędy interpretacyjne

- Na rysunku 9.3 temperatura czynnika chłodniczego za skraplaczem wynosi -10°C , jak to jest możliwe?
- W rozdziale 9 wskazywano temperaturę 20°C jako minimalną akceptowalną temperaturę powietrza nawiewanego do pomieszczenia. Proszę wyjaśnić, przy jakich stratach ciepła w pomieszczeniu można utrzymać temperaturę 20°C nawiewając powietrze o temperaturze 20°C . Dlaczego na rysunkach 9.6 i 9.18 nie naniesiono aktualnego zapotrzebowania na moc cieplną obiektu referencyjnego?
- Na stronie 92, Doktorantka sugeruje, że niski strumień przepływu powietrza wentylacyjnego może być przyczyną zalewania sprężarki i spadku jej wydajności chłodniczej. W przypadku właściwie dobranego TZR, ta sytuacja nie powinna mieć miejsca, gdyż TZR kontroluje przegrzanie.
- Na rysunku 9.11 wskazano, że czynnik chłodniczy dochładzany jest do temperatury niższej od temperatury wlotowej powietrza chłodzącego skraplacz. Podobnie powietrze wtórne dochładzane jest do temperatury niższej od temperatury parowania czynnika chłodniczego. Taka sytuacja nie jest możliwa.
- Dlaczego trendy na rysunkach 9.6 i 9.18 oraz 9.7 i 9.16 są odmiennie?
- Jak można wyjaśnić anomalię mocy skraplacza, dla temperatury powietrza zewnętrznego „ -5°C ” na rysunku 9.6?
- Rysunki 9.16-9.18 oraz 9.24 sugerują, że wraz ze spadkiem temperatury dolnego źródła ciepła rośnie wydajność ciepła tego źródła i wydajność cieplna PC, co przeczy dotychczasowej wiedzy.

- W pracy Doktorantka wprowadza oryginalne w polskim języku technicznym pojęcie współczynnika transferu ciepła, które nazywa również „całkowitą przewodnością cieplną”. Na stronie 108 bez udokumentowania Autorka stwierdza, że określiła wartości tej wielkości odpowiednio dla parownika, skraplaczy nisko- i wysokotemperaturowych. Skąd te wartości się wzięły? Czy są to wartości uniwersalne? Dla jakiej różnicy temperatur zostały określone? Dlaczego jest tak drastyczna różnica w wartościach podanych dla skraplacza niskotemperaturowego i pozostałych wymienników?
Jak modelowany był proces wymiany ciepła i masy po stronie powietrza w parowaczu PC oraz po stronie powietrza wtórnego w rekuperatorze (strona 79)?
- W rozdziałach 9 i 10 Doktorantka rozważa wykorzystanie analizowanej PC do ogrzewania c.o. referencyjnego obiektu mieszkalnego oraz do podgrzewania cwu. Dlaczego w pracy brakuje określenia zapotrzebowania na cwu obiektu? Dlaczego w badaniach eksperymentalnych nie zweryfikowano wydajności cieplnej skraplacza wysokotemperaturowego?
- Doktorantka nie zadbała o zachowanie spójności w założeniach do obliczeń. Dlaczego przedstawione w rozdziale 10 obliczenia cieplne wymienników zostały wykonane dla warunków innych niż w rozdziale 9 (w rozdziale 9 strumienie przepływu powietrza wynoszą 75-150m³/h, a w rozdziale 10, 3600-14400m³/h- tab. 10.2, 1m³/h- tab.10.8, 5-55m³/h- tab.10.9, $82 < V_p < 390$ m³/h- tab.10.12) oraz wzajemnie różnych dla poszczególnych konstrukcji wymienników? Podobnie odmienne warunki przyjęto dla temperatur wlotowych tabela 10.2 i 10.12 oraz 10.9 i 10.13.
- Do jakiej powierzchni odnoszone były wartości współczynników przenikania ciepła podane w tabeli 10.15?
- W przypadku oziębiaczy powietrza (oraz skraplaczy chłodzonych powietrzem) o współczynniku przenikania ciepła decydują warunki przejmowania ciepła po stronie powietrza. Jaki był stopień rozwinięcia powierzchni wymiany ciepła po stronie powietrza sprawiający, że trzykrotnemu wzrostowi strumienia przepływu czynnika chłodniczego towarzyszy trzykrotny wzrost wydajności cieplnej (dla $w_p=1.5$ m/s)? Dlaczego wraz z 4.5-krotnym wzrostem prędkości przepływu powietrza maleje wydajność cieplna wymiennika o 11% (rysunek 10.23, tabela 10.16)?
- W tabeli 10.11 i na stronie 137 podano identyczne parametry geometryczne parowacza i skraplacza grzebieniowego, natomiast w tabelach 10.12 i 10.13 parametry cieplno-przepływowe, dla których wykonano obliczenia. Proszę wyjaśnić jak to jest możliwe, że

przy wlotowych różnicach temperatur mediów $\Delta T=10K$ i $\Delta T=43K$ odpowiednio w parowaczu i skraplaczu i tych samych prędkościach przepływu powietrza $w_p=1.5m/s$, wydajność cieplna skraplacza jest 1.5-3.2 razy mniejsza niż wydajność parowacza (tabele 10.16-10.19)?

- Podsumowanie wyników obliczeń dotyczących np. skraplacza (strona 145) w kontekście wpływu strumienia masy czynnika chłodniczego na wydajność cieplną jest w mojej opinii nieprecyzyjne. Dla dużych strumieni masy czynnika chłodniczego ograniczeniem w procesie wymiany ciepła jest przede wszystkim pole powierzchni wymiany ciepła oraz warunki wymiany ciepła po stronie powietrza. Zgodnie z teorią Nusselta duże strumienie masy czynnika chłodniczego pogarszają warunki wymiany ciepła po stronie skraplającego się czynnika. W praktyce chłodniczej wydajność skraplacza najczęściej regulowana jest strumieniem przepływu powietrza. Skraplacz powinien mieć na tyle duże pole powierzchni wymiany ciepła, aby w każdych warunkach eksploatacyjnych mógł oddać wymagany strumień ciepła.
 - Często w pracy akcentowana jest konieczność ograniczenia napełnienia instalacji chłodniczej czynnikiem chłodniczym. W pracy nie znalazłam wzmianki o wielkości napełnienia instalacji PC czynnikiem. W jakim stopniu i odnosząc do jakiej konstrukcji wymienników ciepła zredukowano ilość czynnika R290 w PC, szczególnie dla wymienników grzebieniowych?
 - Autorka wskazuje, że innowacyjnym rozwiązaniem jest podzielenie skraplacza na część wysoko i niskotemperaturową (strona 145). Takie rozwiązania stosowane są w układach odzysku ciepła agregatów chłodniczych oraz w innych urządzeniach chłodniczych.
3. Sposób przedstawienia badań eksperymentalnych jest niekompletny
- W rozdziale 11 pominięto rachunek błędu.
 - Autorka nie podała sposobu określania wydajności cieplnej skraplacza PC.
 - Brakuje schematu pomiarowego z zaznaczonymi wielkościami mierzonymi.
 - Występują rozbieżności w wartościach podanych w tabeli 11.3 oraz na rysunku 9.6 (np. dla temperatury $10^{\circ}C$).
 - Wyniki na rys. 11.14 i w tekście na stronie 167 (powyżej rysunku 11.18) są niespójne.

Uwagi edytorskie: Praca ma wiele mankamentów edytorskich. Stosowana terminologia jest w wielu przypadkach błędna, nietypowa dla języka polskiego, co najmniej nieprecyzyjna. Praca zawiera błędy stylistyczne. Poniżej wskazuję wybrane przykłady:

- Na stronie 51 w dwóch ostatnich akapitach jest sprzeczność.
- Dziwne pojęcia: „najgórzystsze połączenie wymienników...(strona 51); duża prędkość przepływu środowiska chłodzonego, stałe warunki ciepła (strona 53); zdolność chłodnicza, pętla chłodnicza, tryby wymiennika (strona 54), różne wartości powietrza nawiewanego i wywiewanego (np. rys. 9.8-9.10), wilgotność pary mokrej czynnika chłodniczego (strona 97), współczynniki transferu ciepła (strona 98); „ścieżka chłodnicza” (strona 29).
- Strona 67, w przypadku PC używa się pojęcia współczynnika wydajności cieplnej COP, a nie sprawności PC.
- Strona 80, wzór 9.3 – autorka myli proces wymiany ciepła z wydajnością cieplną.
- Błędnie zapisywane są w tekście jednostki współczynników przenikania ciepła (wzór 9.7, jest W/m^2K , powinno być $W/(m^2K)$) i przewodzenia ciepła (rysunek 10.3). Na rysunku 10.3, do oznaczenia współczynnika przewodzenia użyto nietypowo współczynnika α , podczas gdy w wykazie oznaczeń jest standardowo λ , tylko z błędną jednostką $W/(mkg)$.
- Strona 86, zdanie „ Z punktu widzenia konstrukcyjnego ...”, jaki jest wpływ wielkości skraplacza na dobór sprężarki ? Jest raczej odwrotnie.
- Wzór 9.13-9.14, entalpia „h” jest entalpią właściwą. Co oznacza $h_{out,s}$? Autorka używa różnych oznaczeń dla określenia entalpii. Czasami jest to „h”, czasami „I”. Podobnie jest w przypadku współczynników przenikania ciepła wzory 9.7 i 9.9.
- Strona 66, wbrew informacji zawartej w pracy propan nie jest innowacyjnym czynnikiem chłodniczym.
- W przypadku zróżnicowania czeionki nagłówek tabel i rysunków oraz tytułów rozdziałów i podrozdziałów praca byłaby bardziej czytelna. Szczególnie podpisy pod rysunkami powinny zawierać pełniejsze informacje dotyczące założeń do obliczeń, do których się odnoszą.
- Jaki jest sens fizyczny podawania temperatury z dokładnością do 0.0001K (np. tabela 10.3), czy wydajności cieplnej do 0.01W (np. tabela 10.10)?
- Wykaz oznaczeń zawarty w pracy jest niekompletny. W pracy występuje kolizja oznaczeń np. dotycząca entalpii „h” i długości „h”. Należy zauważyć, że entalpia podawana w jednostkach $[J/kg]$ jest entalpią właściwą. Dlaczego jako jednostki temperatury powierzchni wymiennika oraz temperatury otoczenia używana jest jednostka $[K]$, skoro w tekście te temperatury podawane są w $[^{\circ}C]$ (rozdział 10, np. rysunek 10.11)?
- Na stronie 28 solanka utożsamiana jest z wodnym roztworem glikolu etylenowego. Jest to błąd, gdyż solanka jest wodnym roztworem soli, np. $NaCl$ i $CaCl_2$.
- Co oznacza „hermetyczna PC” (strona 29)?

- Autorka pisze: „Propan...Charakteryzuje się wysoką wartością ciepła właściwego, co umożliwia redukcję napełnienia instalacji w porównaniu z konwencjonalnymi czynnikami” (strona 43). O napełnieniu instalacji czynnikiem decyduje ciepło parowania, nie ciepło właściwe.

Podsumowanie

Reasumując opinię nt. rozprawy doktorskiej Pani mgr inż. Anny Marii Chomy stwierdzam, że podjęty temat jest interesujący a wykorzystanie przyjętej metodologii obliczeń obiecujące. Intrygująca jest obszerność podjętego tematu i różnorodność problemów, do rozwiązania.

Przedstawiona praca doktorska świadczy o poziomie wiedzy teoretycznej Kandydatki oraz jej umiejętnościach prowadzenia analiz cieplnych złożonych systemów, jakimi są układy grzewcze pompa ciepła-rekuperator oraz ich elementy składowe-wymienniki ciepła. Tematyka pracy, zastosowane narzędzia i metody badawcze należą do obszaru inżynierii mechanicznej.

Kandydatka ma świadomość wymagań stawianych pracom badawczym, badaniom eksperymentalnym oraz analizie uzyskiwanych wyników badań, co pozwala pozytywnie ocenić jej gotowość do samodzielnego prowadzenia badań naukowych w przyszłości.

Mgr inż. Anna Choma przedstawiła koncepcję rozwiązania konstrukcyjnego kompaktowej pompy ciepła c szczególnym zastosowaniu, wraz z analizą wpływu parametrów eksploatacyjnych i konstrukcyjnych wymienników ciepła na uzyskiwane wydajności urządzenia grzewczego, co może stanowić wkład w rozwój wiedzy z dyscypliny Inżynieria Mechaniczna i może spełnić wymagania formalne w sensie Art. 187. Ustawy z dnia 20 lipca 2018 o szkolnictwie wyższym i nauce (Dz.U. z 2024r. poz. 1571 z późn. zm).

Uważam, że Doktorantka powinna udzielić szczegółowych odpowiedzi na wskazane przez mnie uwagi. Stawiam wniosek o dopuszczenie pracy do publicznej obrony.

Beata Niezgoda-Zelasko

Prof. dr hab. inż. Beata Niezgoda-Zelasko

POLITECHNIKA KRAKOWSKA

ul. Paderewa, Koszuszki

WYDZIAŁ MECHANICZNY

Katedra Inżynierii Ciepłej i Procesowej

31-864 Kraków, Al. Jana Pawła II 37

tel: +48 12 628 35 50, fax +48 12 648 57 71

Ms 14-05 12026/03/00037

KANCELARIA GŁÓWNA SGGW

2026-04-01

WPLYNĘŁO DNIA -3-

OPŁATA POBRANA
TAXE PERÇUE-POLOGNE
Umowa z Poczta Polska S.A.
ID nr 594079/K

RPL/8754/2026 N
Data: 2026-04-01



Xini Room

Prof. dr hab. inż. Marek Gaworski

Przewodniczący Rady Dyscypliny

Inżynierii Mechanicznej SGGW w Olsztynie

Biuro Obsługi Nauki

ul. Nowoursynowska 166

02-484 Warszawa



00559007730359876174

PRIORYTET

NOT PRIORITY