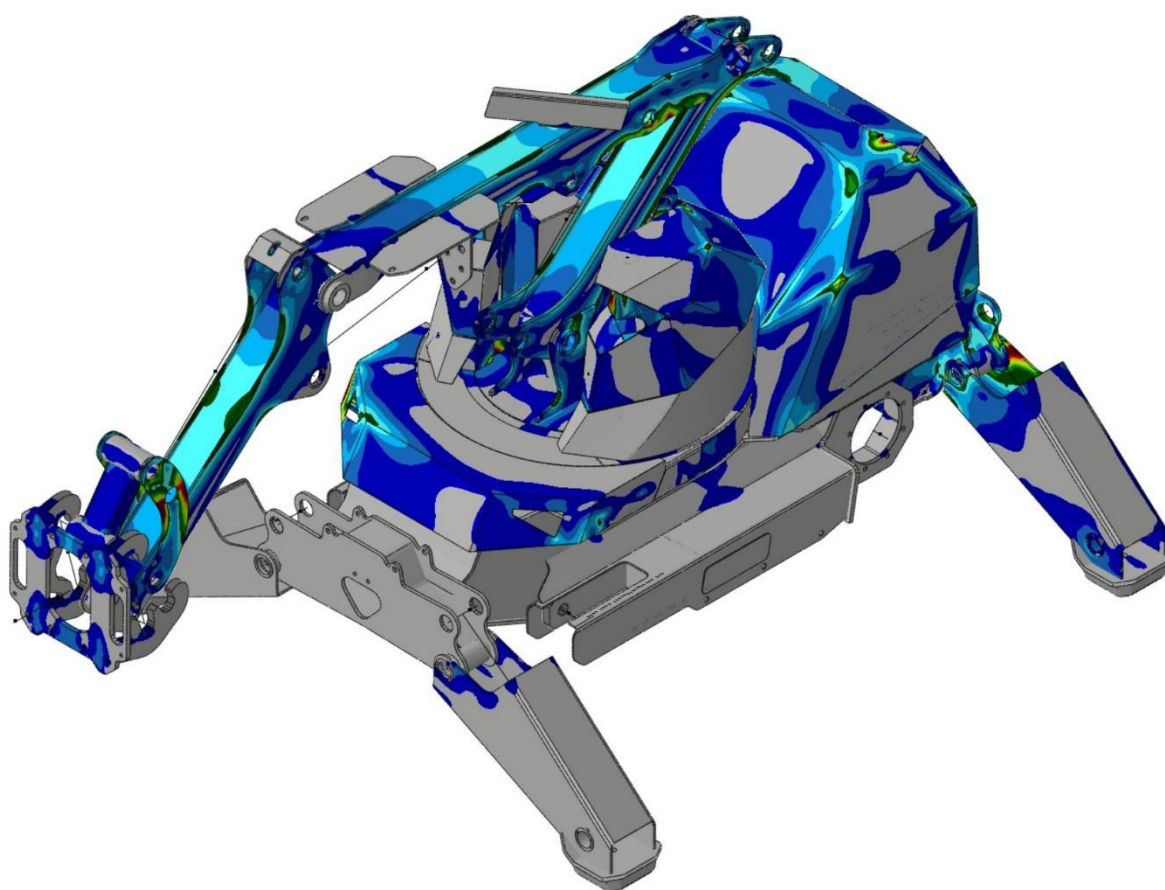




Nauka i Przemysł

Problemy Badawcze w Inżynierii Mechanicznej



Nauka i Przemysł

Problemy Badawcze w Inżynierii Mechanicznej



Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej
Wrocław 2025

Recenzenci

Jerzy CZMOCHOWSKI, Damian DERLUKIEWICZ, Artur GÓRSKI, Artur ILUK,
Jacek KARLIŃSKI, Tadeusz ŁAGODA, Paweł MAŚLAK, Marek MYSIOR,
Mariusz PTAK, Tadeusz SMOLNICKI, Mariusz STAŃCO

Redakcja monografii

Tadeusz ŁAGODA, Paweł MAŚLAK, Tadeusz SMOLNICKI

Opracowanie redakcyjne i korekta

Paweł MAŚLAK, Anna WACH

Projekt okładki

Tadeusz SMOLNICKI

Opublikowano na podstawie dostarczonych materiałów

Wszelkie prawa zastrzeżone. Niniejsza książka, zarówno w całości, jak i we fragmentach, nie może być reprodukowana w sposób elektroniczny, fotograficzny i inny bez zgody wydawcy i właścicieli praw autorskich.

© Copyright by Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2025

OFICYNA WYDAWNICZA POLITECHNIKI WROCŁAWSKIEJ

Wybrzeże Wyspiańskiego 27, 50-370 Wrocław

<http://www.oficyna.pwr.edu.pl>

e-mail: oficwyd@pwr.edu.pl

zamawianie.ksiazek@pwr.edu.pl

ISBN-978-83-8134-018-2

https://doi.org/10.37190/Nauka_i_Przemysl_2025

SPIS TREŚCI

ANDRUSZKO Jakub, KOWALCZYK Marcin, STAŃCO Mariusz, CZMOCHOWSKI Jerzy: Analizy numeryczne MES i badania eksperymentalne prototypu przyczepy centralnoosiowej do przewozu ładunków ponadnormatywnych	5
BIERNACKI Krzysztof: Nowa koncepcja przesyłania napędu do hydraulicznych maszyn gerotorowych	13
BODEK Bartosz, SIERZPUTOWSKI Gustaw: Hybrydowe zawieszenie jako sposób na poprawę komfortu drganiowego lekkiego pojazdu terenowego do zadań specjalnych ..	22
CZMOCHOWSKI Jerzy, KOWALCZYK Marcin, MAŚLAK Paweł, OLEJNIK Maciej, STAŃCO Mariusz: Numeryczno-eksperymentalna analiza wytrzymałościowa dyszla wysuwnej przyczepy centralnoosiowej	28
DERLUKIEWICZ Damian, ANDRUSZKO Jakub: Numeryczno-eksperymentalna analiza wytrzymałościowa konstrukcji nośnych robotów wyburzeniowych sterowanych zdalnie w aspekcie ich trwałości eksploatacyjnej	34
DUDA Szymon, SMOLNICKI Michał, ZIELONKA Paweł, LESIUK Grzegorz: Numeryczna analiza wpływu koncentratora naprężeń na wytrzymałość materiału CFRP	42
GÓRSKI Artur, KUCZKO Mariusz: Monitorowanie i identyfikacja stanu technicznego struktur energetycznych – możliwość czy konieczność?	47
GÓRSKI Artur, KUCZKO Mariusz: Wybrane aspekty techniczne przyczyn awarii obrotowego podgrzewacza powietrza	55
HARNATKIEWICZ Paweł, BIERNAT Jakub, KUŁAK Jarosław, LUBECKI Marek, MUSIK Leszek, NARBUTOWICZ Karol: Numeryczne i eksperymentalne badania konstrukcji masztu semafora dla kolei dużych prędkości	62
HEBDA Aleksander, PRAŻMOWSKI Mariusz, MAŁECKA Joanna: Wpływ temperatury na elementy wykonane z aluminium tytanu	70
ILUK Artur, STANCLIK Michał: Analiza przeciążeń działających na moduł kriogeniczny podczas transportu	76
JÓZEFOWICZ Łukasz, JANICKA Anna, ZAWIŚLAK Maciej, BOŁOZ Sylwia: Metoda zateżniania materiału biologicznego w recyrkulacyjnych systemach akwakulturowych z wykorzystaniem polipropylenowych membran mechanicznych	83
KARLIŃSKI Jacek, STAŃCO Mariusz, ANDRUSZKO Jakub: Pomiar i analiza naprężeń własnych w aspekcie symulacyjnych badań numerycznych wybranych ustrojów nośnych maszyn i urządzeń	91
KOSOBUDZKI Mariusz, STEFANOW Damian: Projekt układu monitorowania przeciążeń ustroju nośnego pojazdu terenowego wysokiej mobilności	100
MELNYK Stanislav, TRZASKOWSKI Filip, MYSIOR Marek, KOZIOŁEK Sebastian: Badanie problemów rozwoju maszyn i urządzeń zasilania awaryjnego z wykorzystaniem inżynierii wynalazczości	106

MICHONSKI Adrian, CZMOCHOWSKI Jerzy: Rozpoznawanie spoin laserowych w modelach numerycznych	116
MOCZKO Przemysław, WIĘCKOWSKI Jędrzej, KONARZEWSKI Marcin, LIES Carsten, LÖPITZ David, MĄDRY Mateusz, OSIECKI Tomasz, PANOWICZ Robert, PASZTETNIK Marek, SBRIGLIO Claudia, SEIDLITZ Holger SZCZUPAK Bogusław: Cele i wyzwania integracji czujników światłowodowych w procesie pultruzji – projekt I-FOSENS	122
MYSIOR Marek, LEŚNIEWSKA Maja, SANDAK Maciej: Generatywna sztuczna inteligencja w projektowaniu i konstruowaniu	129
OLALEYE Kayode, JAMROZIAK Krzysztof, BOCIAN Mirosław: Computational study of fiber reinforced polymer impacted by steel core projectiles with different nose shapes	137
PASAK Benjamin, LUBECKI Marek: Aplikacja samo-nadzorowanych sieci neuronowych do detekcji uszkodzeń silników w oparciu o sygnały dźwiękowe	141
POLKOWSKI Jakub, KONARZEWSKI Marcin: Aspekty projektowe i eksperymentalne na przykładzie urządzenia do rejestracji rozkładu nacisków stopy podczas chodu	150
PRAŻNOWSKI Krzysztof, WORWĄG Przemysław, KONIECZNY Łukasz, GRABA Mariusz: Wykorzystanie sygnałów diagnostycznych do oceny stanu podrozdźdźniczki kolejowej	158
PYTLIK Beata, SMYKOWSKI Daniel, TIETZE Tomasz, SZULC Piotr: Impact of the length-to-diameter ratio of capsules in a low temperature pcm heat storage unit	167
PYTLIK Beata, SMYKOWSKI Daniel, TIETZE Tomasz, SZULC Piotr: Optimization of the position of the inlet and outlet nozzles in a low temperature heat storage unit with tubular pcm capsules	176
RUTKOWSKA Julia, ZEMLIK Martyna: Ocena odpuszczalności trudnościeralnej stali Hardox Extreme	184
SADOWSKI Łukasz, ABDOLPOUR Hassan, MARUT Maciej: Parametric design approach for strategic marine infrastructure	190
SMOLAREK Igor, ZELWOWIEC Sławomir: Ocena właściwości akustycznych wagonów osobowych	197
SMOLNICKI Tadeusz, PRZYBYŁEK Grzegorz: Verification of the geometric form of new versions of drive tumblers with replaceable drive cams in an excavator crawler using FEM	204
SMOLNICKI Tadeusz, STAŃCO Mariusz: Application of superelements of the track-ball-track system to determine the causes of failure of a four-point slewing bearing	212
SZEFER Hubert, MAŁYS Sławomir, KUREK Marta, KRYSIŃSKI Paweł: Ocena trwałości eksploatacyjnej drzwi kabiny maszynisty	218

Jakub ANDRUSZKO*
Marcin KOWALCZYK*
Mariusz STAŃCO*
Jerzy CZMOCHOWSKI*

ANALIZY NUMERYCZNE MES I BADANIA EKSPERYMENTALNE PROTOTYPU PRZYCZEPY CENTRALNOOSIOWEJ DO PRZEWOZU ŁADUNKÓW PONADNORMATYWNYCH

W ramach realizacji projektu opracowania uniwersalnego zestawu kubaturowego, przeznaczonego do transportu zarówno ładunków spaletyzowanych, jak i ponadgabarytowych osłoniętych plandeką, przeprowadzono numeryczną analizę wytrzymałościową ramy przyczepy centralnoosiowej z wykorzystaniem metody elementów skończonych (MES). Celem badań było określenie rzeczywistych stanów obciążenia oraz rozkładu odkształceń w konstrukcji nośnej prototypu przyczepy w warunkach eksploatacyjnych. Weryfikację modelu numerycznego przeprowadzono na drodze pomiarów eksperymentalnych, wykorzystując tensometri elektrooporowe rozmieszczone w krytycznych węzłach ramy nośnej oraz na dyszlu. Analiza wyników pozwoliła na identyfikację stref największych naprężeń oraz ocenę zgodności pomiędzy wynikami symulacji a pomiarami rzeczywistymi.

* Politechnika Wrocławska, Wydział Mechaniczny, Katedra Konstrukcji Badan Maszyn i Pojazdów
mail: jakub.andruszko@pwr.edu.pl

WSTĘP

Przyczepa centralnoosiowa to rodzaj przyczepy, w której oś (lub osie) znajduje się w pobliżu środka ciężkości pojazdu, a dyszel jest sztywno połączony z ramą i przenosi znaczną część pionowego obciążenia na pojazd ciągnący (najczęściej samochód ciężarowy lub ciągnik rolniczy) [1]. W transporcie maszyn rolniczych i materiałów sypkich przyczepy centralnoosiowe oferują: możliwość przewozu **ładunków wielkogabarytowych lub nieregularnych**, dobre właściwości jezdne na nierównym terenie, możliwość integracji z **ramami niskopodwoziowymi lub kontenerowymi**. Przyczepy tego typu muszą spełniać szereg wymogów odnośnie konstrukcji samej ramy, punktów mocowania pasów transportowych lub łańcuchów, zastosowania wysuwnych belek wsporczych (poszerzeń) [2], jak i możliwość demontażu relingów w przypadku przewozu ładunków o większych szerokościach (rys. 1).

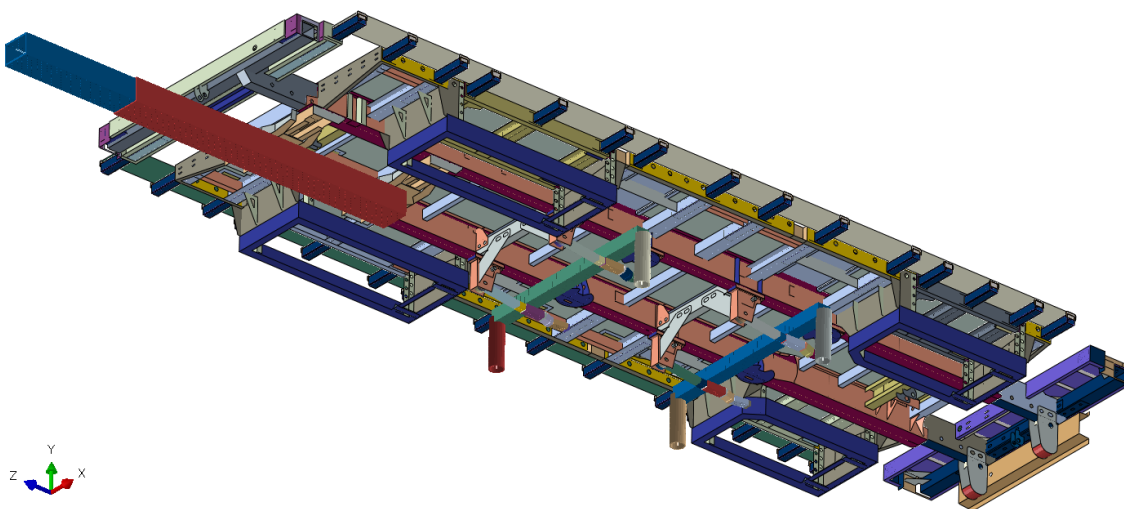


Rys. 1. Przewóz maszyny rolniczej na przyczepie centralnoosiowej dwuosiowej

W ramach projektu prototypu przyczepy zwrócono szczególną uwagę na optymalizację geometrii poszerzeń zastosowanych do zwiększenia szerokości pojazdu i analizę wytrzymałościową połączenia uchwytów do mocowania ładunku z ramą pojazdu oraz szczególnie na analizę wytrzymałościową ramy przyczepy w wersji standardowej i poszerzonej.

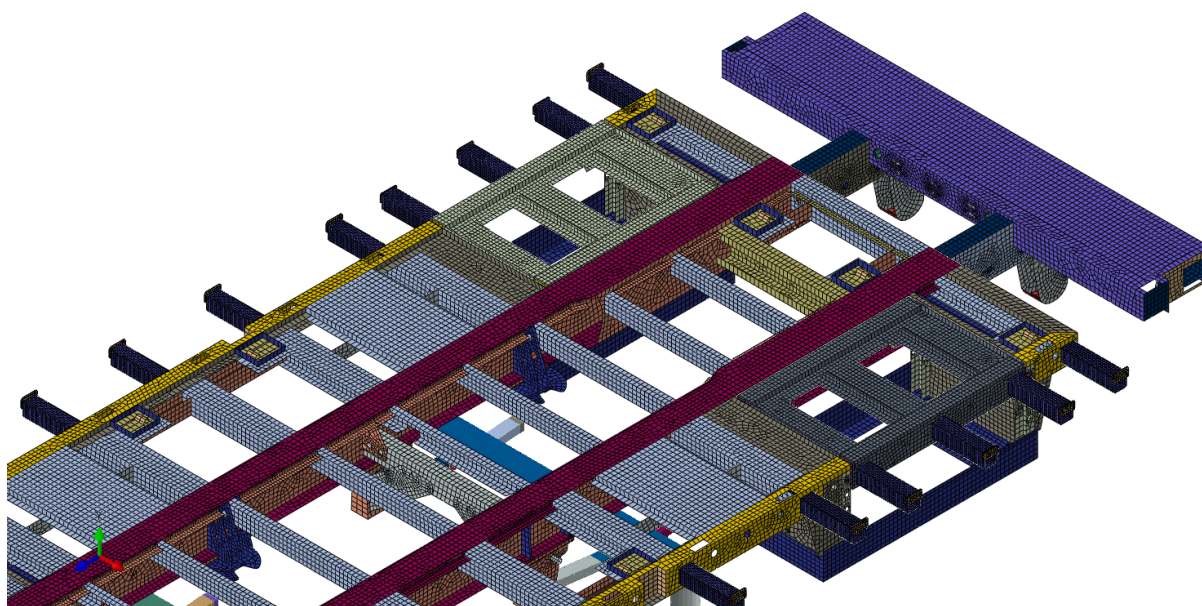
ANALIZA WYTRZYMAŁOŚCIOWA MES PRZYCZEPY

Obiektem badań i analiz była przyczepa centralnoosiowa dwuosiowa. Na podstawie dokumentacji technicznej przyczepy opracowano model geometryczny i dyskretny. Ustrój nośny ramy przyczepy zbudowany jest głównie z profili cienkościennych o przekroju zamkniętym lub otwartym. W związku z tym do obliczeń wytrzymałościowych przyjęto model geometryczny powierzchniowy, gdzie powierzchnie modelu zostały poprowadzone przez powierzchnie środkowe blach tworzących belki nośne przyczepy. Na rysunku 2 pokazano model geometryczny powierzchniowy ustroju nośnego przyczepy w wersji poszerzonej.



Rys. 2. Model geometryczny powierzchniowy przyczepy w wersji poszerzonej

Na tak przygotowanym modelu geometrycznym powierzchniowym wygenerowano siatki elementów skończonych powłokowych (Shell), głównie czworobocznych (QUAD) (rys. 3) [3, 4].



Rys. 3. Model dyskretny powłokowy przyczepy w wersji poszerzonej

Obliczenia wytrzymałościowe przeprowadzono dla kilku krytycznych sytuacji drogowych i różnych konfiguracji rozmieszczenia ładunku [5].

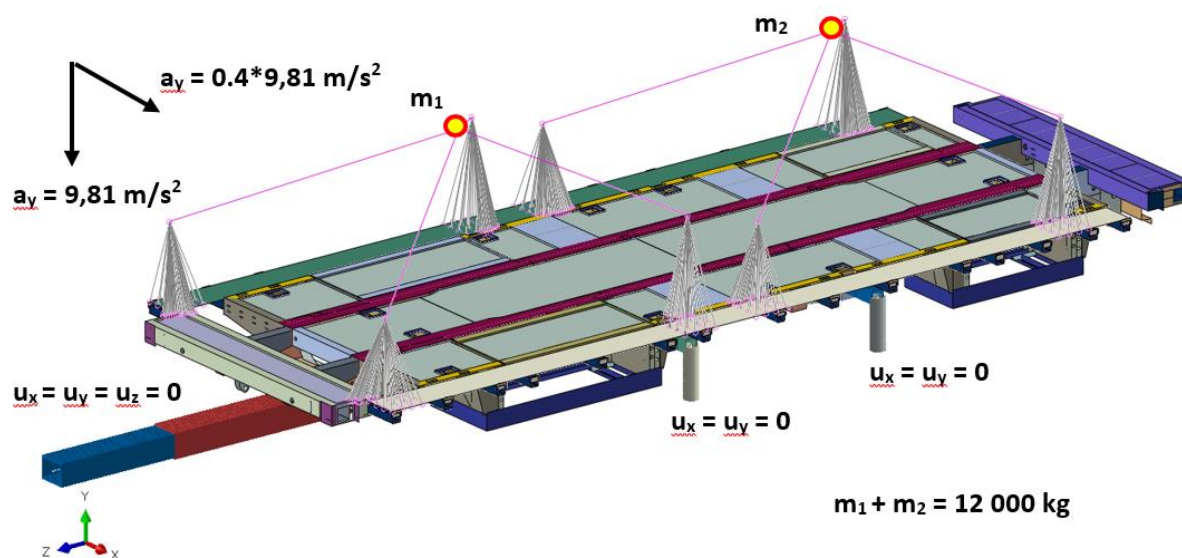
Z uwagi na sposób rozmieszczenia ładunku rozpatrzono dwa przypadki:

1. Ładunek równo rozmieszczony na całości przyczepy, DMC = 12 500 kg;
2. Dwie maszyny rolnicze, każda o masie 6 ton, z rozmieszczeniem środka ciężkości oraz rozstawem osi wg dokumentacji dostarczonej przez Zamawiającego (rys. 4).

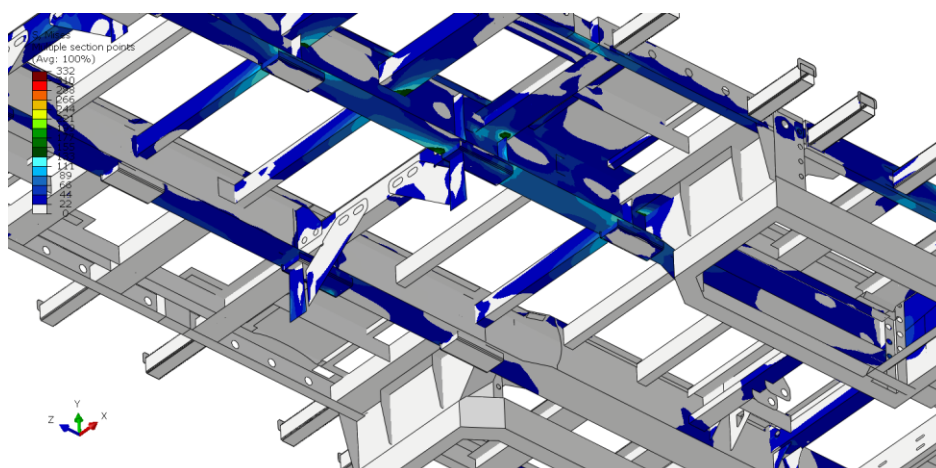
Dla każdego przypadku rozważono trzy krytyczne sytuacje:

- a) Przypadek 1 – obciążenia pionowe, przyczepa obciążona masą własną oraz masą ładunku, przyspieszenie pionowe $a_y=2g$;
- b) Przypadek 2 – obciążenia występujące podczas jazdy po łuku, przyspieszenie odśrodkowe $a_b=0,4g$, przyspieszenie pionowe $a_y=1g$ (rys. 4);
- c) Przypadek 3 – hamowanie pojazdu, opóźnienie $a_h=0,8g$, przyspieszenie pionowe $a_y=1g$.

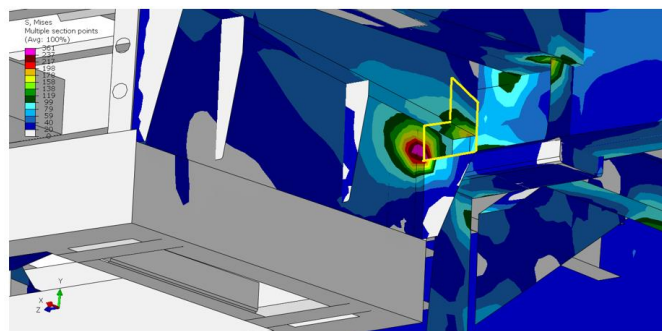
Przykładowy wynik dla przypadku 2 w postaci warstwic rozkładu naprężeń zredukowanych pokazano na rysunku 5.



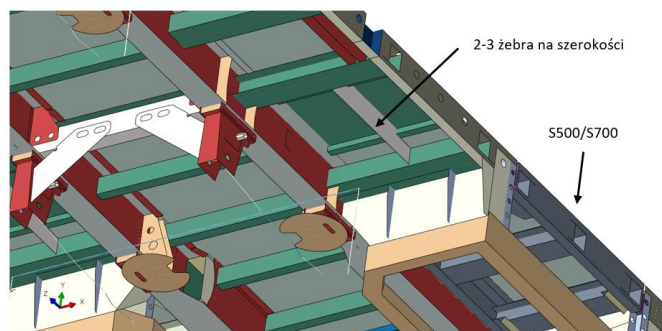
Rys. 4. Przypadek obciążenia przez dwie maszyny rolnicze, każda o masie 6 ton, dla sytuacji obciążenia występujące podczas jazdy po łuku, przypadek 2



Rys. 5. Rozkład naprężeń zredukowanych Hubera-Misesa dla przypadku obciążenia od dwóch maszyn rolniczych, przy jeździe po łuku



Rys. 6. Miejsce występowania maksymalnych naprężeń



Rys. 7. Propozycja wzmocnienia za pomocą dodatkowych żeber

W przypadku transportu dwóch maszyn rolniczych, z czego każda o masie 6000 kg, przekroczone zostały naprężenia dopuszczalne (rys. 6). Wartości maksymalne w okolicy 350 MPa zlokalizowane są przede wszystkim w żebrach usztywniających wsporniki zawieszenia i ścianie wnętrza platformy (rys. 7). Ze względu na dużą możliwość zmiany konfiguracji ładunku na przyczepie zaleca się wyniki potwierdzić na drodze eksperymentu.

CZĘŚĆ EKSPERYMENTALNA

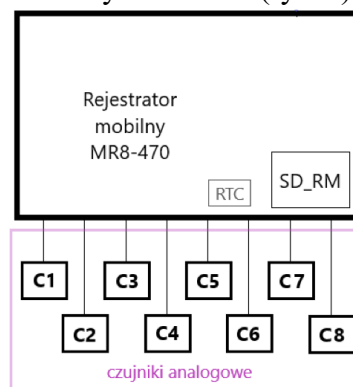
W celu weryfikacji rzeczywistego stanu wyężenia struktury nośnej przyczepy centralnoosiowej, przeprowadzono pomiary dla wybranych sytuacji drogowych i wybranego przypadku obciążenia, w którym wystąpiły przekroczone wartości naprężeń [6].

Przyczepę w trakcie rejestracji obciążono w sposób zbliżony do warunków obciążenia jak w jednym z przypadków obliczeniowych. Zachowano rozkład nacisków na pokład przyczepy w 8 wydzielonych polach. Do obciążenia ramy zastosowano 8 płyt betonowych o wymiarach [mm] 3000 x 1500 x 150 i masie ok. 1600 kg (rys. 8). Łączna masa obciążników wynosiła 12425 kg – to więcej niż 12000 kg w analogicznym przypadku obciążenia w obliczeniach MES.



Rys. 8. Przyczepa centralnoosiowa przygotowana do pomiarów

Na konstrukcji nośnej przyczepy zainstalowano czujniki tensometryczne, czujniki radiometryczne ciśnienia w zawieszeniu i czujniki piezorezystancyjne przyspieszenia. Do przetwarzania i rejestracji danych zastosowano rejestrator mobilny MR8-470 (rys. 9).



Kanał	Opis
C1	F1 - HBR na górnej nakładce wewnętrznej części dyszla 950 mm od ucha dyszla zanegowany, kSG=2,15
C2	S2 - HBR na dolnej prawej półce podłunicy w połowie odległości między wsp. wahacza osi 2 i wsp. miecha osi 1; kSG=2,15
C3	S3 - HBR na dolnej prawej półce podłunicy tuż przed wsp. wahacza osi 2 przy wewnętrznej krawędzi półki; kSG=2,15
C4	S4 - HBR na zębrze tuż pod prawą częścią poprzeczki nad wsp. wahacza osi 2, kSG=2,15
C5	pR - czujnik radiometryczny ciśnienia zawieszenia przy miechu prawym osi 1, zakres 16 bar
C6	pL - czujnik radiometryczny ciśnienia zawieszenia przy miechu lewym osi 1, zakres 16 bar
C7	aX - czujnik przyspieszenia piezorezystancyjny w kierunku podłużnym ramy X, zwrot do przodu pojazdu, 0,199 mV/g
C8	aY - czujnik przyspieszenia piezorezystancyjny w kierunku poprzecznym ramy Y, zwrot w prawą stronę, 0,198 mV/g
C9	aZ - czujnik przyspieszenia cyfrowy 16-bit, +/-4g, w kierunku pionowym
C10	aY2 - czujnik przyspieszenia cyfrowy 16-bit, +/-4g, w kierunku poprzecznym

Rys. 9. Rejestrator mobilny MR8-470 i opis torów pomiarowych



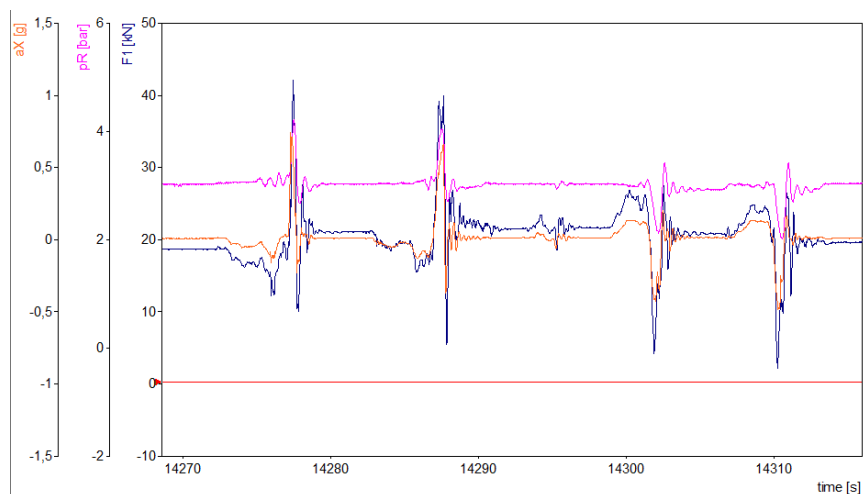
Rys. 10. Punkty pomiarowe C2, C3 i C4

W miejscach, w których w wyniku obliczeń MES stwierdzono przekroczenie naprężeń dopuszczalnych zainstalowano punkty pomiarowe tensometryczne C2, C3 i C4 (rys. 10).

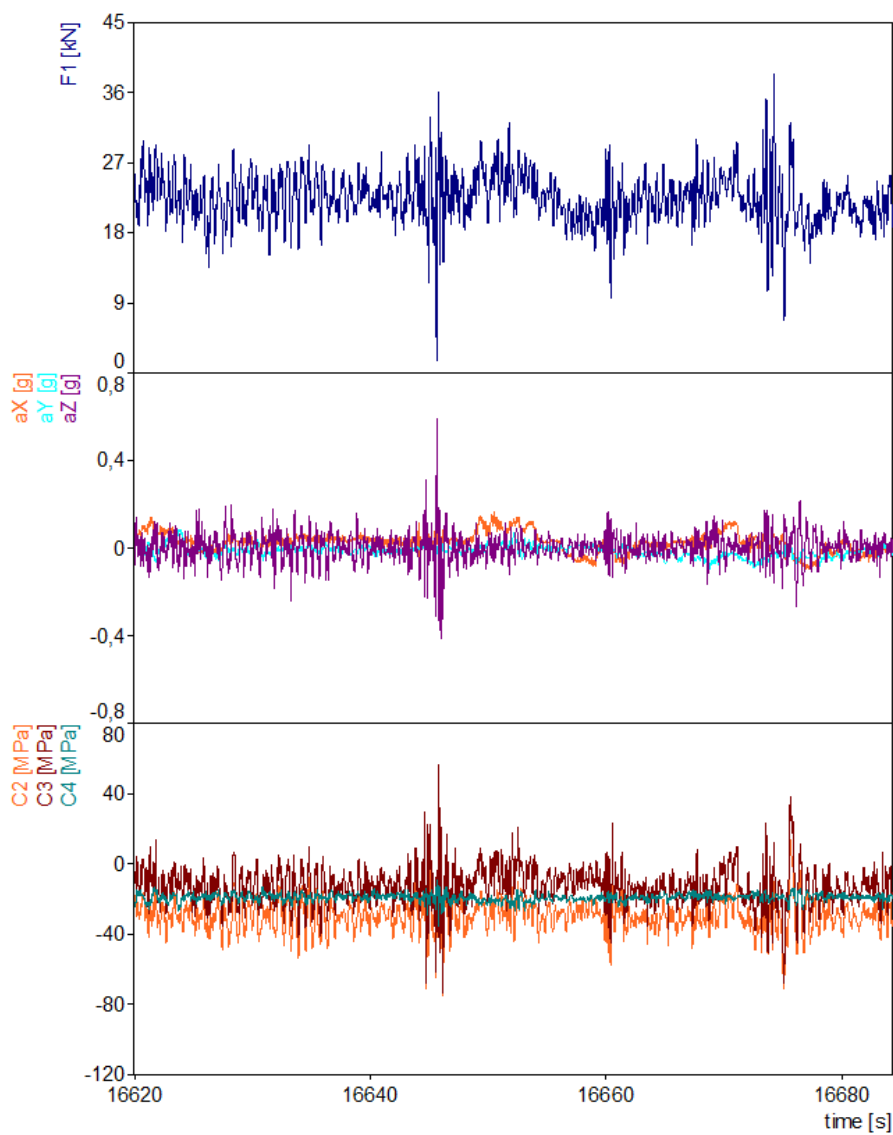
Konstrukcję nośną przyczepy obciążono dynamicznie w trakcie jazdy po drogach. Doprowadzano na przeciążeń w trzech kierunkach:

- X – wzdłużnym przyczepy w wyniki hamowania podczas jazdy do przodu i do tyłu,
- Y – poprzecznym przyczepy w wyniku jazdy po łukach i ogólnie zmiany trajektorii ruchu zespołu pojazdów,
- Z – pionowym w wyniku przejazdu przez progi.

W trakcie pomiarów przyczepa doznawała przeciążeń typowych dla warunków eksploatacji. Jednymi z istotnych przypadków były przypadki hamowania blisko granicy przyczepności kół (rys. 11) i przypadki przejazdu przez progi (rys. 12).



Rys. 11. Przebiegi przyspieszenia a_X , ciśnienia w zawieszeniu przyczepy p_R i pionowej składowej siły w sprzęgu F_1 podczas dwóch przypadków hamowania przy jeździe do przodu i następnie dwóch przypadków hamowania podczas jazdy do tyłu



Rys. 12. Przebiegi siły w sprzęgu F_1 , przyspieszeń i naprężeń podczas jazdy po drogach publicznych z przypadkami przejazdu przez progi

Jak widać z wykresu trzeciego na rysunku 12 podczas przejazdu przez progi zmiany naprężeń w punktach C2, C3 i C4 są wysokie do ok. 80 MPa, jednak mniejsze od wartości otrzymywanych z obliczeń MES. Z uwagi na znaczne gradienty naprężeń w okolicy maksymalnych naprężeń otrzymanych z obliczeń MES (rys. 6), na odczyt odkształceń (naprężeń) ma wpływ położenie tensometru. Na różnicę wyników z MES i pomiarów ma też niewątpliwie dokładność obliczeń i sposób modelowania struktury nośnej ramy szczególnie w okolicy wsporników zawieszenia. Pomimo tych różnic zaproponowano wzmocnienie tego obszaru poprzez wstawienie dodatkowych żeber i zmianę gatunku stali, jak pokazano na rysunku 7.

PODSUMOWANIE I WNIOSKI

W ramach realizacji projektu prototypu przyczepy centralnoosiowej przeprowadzono pełny zakres analiz wytrzymałościowych MES i badania eksperymentalne weryfikujące wyniki analiz numerycznych. Na podstawie badań eksperymentalnych można wysunąć następujące wnioski:

- Wyniki pomiarów wykazały poziomy naprężeń ekstremalnych i zakresów naprężeń na dopuszczalnym poziomie.
- Zakresy przeciążeń potwierdzają słuszność przyjętych współczynników przeciążeń w obliczeniach numerycznych. Przeciążenia wzdłużne dochodziły do 0,74 g i takie ekstrema zdarzają się na drodze. Zakresy przeciążeń pionowych dochodziły do 1 g, a bocznych 0,5 g.
- Podczas jazdy dominującą rolę odgrywały przeciążenia pionowe – one były powodem największych zmian naprężeń w trakcie jazdy przyczepy
- W punkcie pomiarowym C3 potwierdzono działanie karbu od wspornika zawieszenia osi 2. W efekcie dynamicznego obciążenia naprężenia w punkcie C3 zmieniają się o ok. 60% bardziej niż w punkcie C2 na podłużnicy poza obszarem działania karbów na odcinku prawie stałego rozkładu momentu gnącego ramę
- Nie potwierdzono tak silnego jak w obliczeniach MES działania karbu w punkcie C4 – zaobserwowano tam wielokrotnie mniejsze zmienności naprężeń niż w innych punktach tensometrycznych. Największe zmiany naprężeń w punkcie C4 wywoływały przeciążenia boczne.

Praca została zrealizowana ze środków EFRR w ramach Regionalnego Programu Operacyjnego Województwa Dolnośląskiego na lata 2014-2020. Nr projektu: PDS.01.02.02-02-0041/19 „Przeprowadzenie prac B+R szansą na rozwój Elbo Sp. z o.o.”

Literatura

- [1] Regulamin nr 55 Europejskiej Komisji Gospodarczej Organizacji Narodów Zjednoczonych (EKG ONZ) – *Jednolite przepisy dotyczące homologacji mechanicznych elementów sprzęgających zespołów pojazdów* [2018/862].
- [2] PN-EN 12642:2017-01 *Zabezpieczanie ładunków na pojazdach drogowych – Konstrukcja nadwozi pojazdów do przewozu towarów – Wymagania minimalne*.
- [3] Rusiński E., Czmochocki J., Smolnicki T.: *Zawansowana Metoda Elementów Skończonych*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2000.
- [4] Zienkiewicz O.C., Taylor R.L.: *The finite element method*. Vol. 1, Vol. 2. McGraw-Hill Book Company, London 1991.
- [5] Czmochocki J., Andruszko J., Stańco M., Smolnicki T.: *Opracowanie projektu uniwersalnego zestawu kubaturowego umożliwiającego przewóz ładunków spaletyzowanych oraz ponadnormatywnych osłoniętych plandeką. Etap 8. Analiza wytrzymałościowa ustroju nośnego przyczepy do przewozu maszyn rolniczych wykonanej w wersji poszerzonej i standardowej ...*, Raport PWR serii SPR nr 108/2022, Wrocław 2023.
- [6] Czmochocki J., Kowalczyk M., Andruszko J.: *Wykonanie pomiarów i badań na prototypie – innowacyjnego, uniwersalnego zestawu kubaturowego umożliwiającego przewóz ładunków spaletyzowanych oraz ponadnormatywnych osłoniętych plandeką*, Raport PWR serii SPR nr 121/2023, Wrocław 2022.

FEM NUMERICAL ANALYSES AND EXPERIMENTAL TESTS OF A CENTRAL AXLE TRAILER PROTOTYPE FOR TRANSPORTING OVERSIZED LOADS

Summary

As part of the project aimed at developing a universal cargo unit designed for transporting both palletized and oversized loads covered with a tarpaulin, a numerical strength analysis of a central axle trailer frame was carried out using the Finite Element Method (FEM). The objective of the study was to determine the actual load conditions and the distribution of deformations in the load-bearing structure of the trailer prototype under operational conditions. The numerical model was validated through experimental measurements using strain gauges placed at critical nodes of the frame and on the drawbar. The analysis of the results enabled the identification of the areas with the highest stress concentrations and the assessment of the correlation between the simulation results and the actual measurements.

NOWA KONCEPCJA PRZESYŁANIA NAPĘDU DO HYDRAULICZNYCH MASZYN GEROTOROWYCH

Prezentowano projekt nowego sposobu przesyłania napędu do hydraulicznych maszyn gerotorowych. Główną jednostką roboczą hydraulicznych maszyn gerotorowych stanowi zespół kół cykloidalnych. Dotychczas napęd doprowadzano do koła wewnętrznego i w ten sposób realizowano ruch obrotowy zespołu kół. Zaproponowano zmianę sposobu przesyłania napędu tak, aby kołem napędowym było teraz koło zewnętrzne. Skupiono się głównie na analizie zachowania się zespołu kół cykloidalnych, który wykonany został z tworzywa sztucznego. W wyniku tych działań powstała koncepcja hydraulicznej maszyny gerotorowej, która różni się od poprzednio produkowanych konstrukcji. Nowa konstrukcja potrafi przenieść wyższe obciążenia robocze aniżeli konstrukcje dotychczas produkowane.

* Wrocław University of Technology, ul. Łukasiewicza 7/9, Wrocław, Poland 50-371

E-mail: krzysztof.biernacki@pwr.edu.pl

WPROWADZENIE

Hydrauliczne maszyny zębate dzielą się na trzy typy, którymi są: maszyny zębate o zazębieniu zewnętrznym, maszyny zębate o zazębieniu wewnętrznym oraz maszyny gerotorowe.

Maszyny gerotorowe pojawiły się najpóźniej. Charakteryzują się one innowacyjnym rozwiązaniem konstrukcyjnym i wieloma zaletami użytkowymi. Mają prostą budowę, małe wymiary i masę, dużą wydajność i małą pulsację wydajności. Kluczowym zespołem pomp gerotorowych jest zespół kół zębatych o wewnętrznym zazębieniu cykloidalnym.

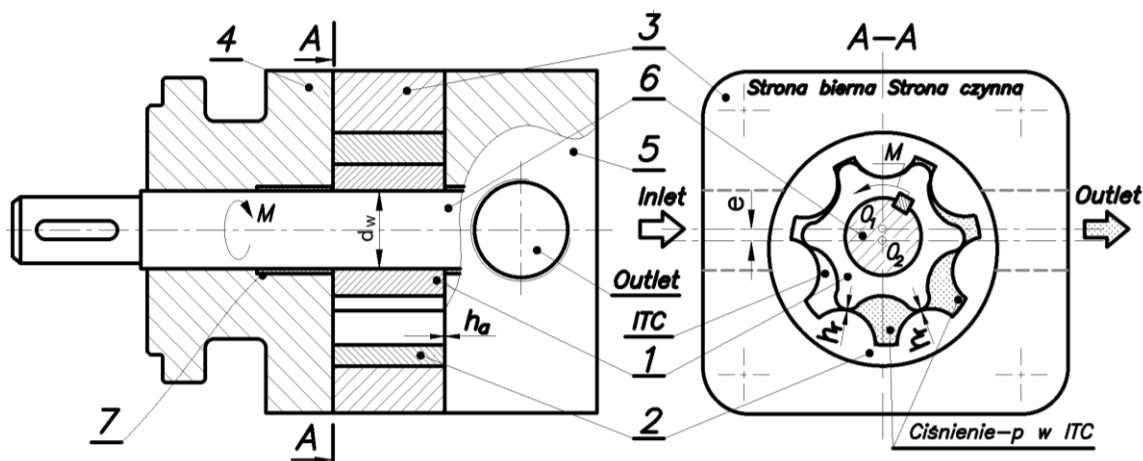
HYDRAULICZNA MASZYNA GEROTOROWA Z TRADYCYJNYM SPOSOBEM PRZESYŁANIA NAPĘDU

Typową hydrauliczną maszynę gerotorową przedstawiono na rysunku 1. Główny zespół roboczy tej maszyny składa się z dwóch kół cykloidalnych, którymi są koło czynne (1) i koło bierne (2). Są to koła o zazębieniu wewnętrznym. Koło bierne, w tym zespole ma większą liczbę zębów niż koło czynne. Różnica w ilości zębów zawsze wynosi $z_2 - z_1 = 1$. Na rysunkach (rys. 1, rys. 2) widać przykładowy zespół kół, gdzie koło czynne (1) ma liczbę zębów $z_1 = 6$ natomiast koło bierne $z_2 = 7$.

Zespół kół umieszczony jest w płycie środkowej korpusu (3) a z boków widać konsolę przednią (4) oraz pokrywę tylną (5). Napęd przekazywany jest z wałka (6) na koło czynne (1). Wałek napędowy (6) umieszczony jest w łożyskach (7), które zamocowano w konsoli przedniej (4) i pokrywie tylnej (5). Międzyzębne komory wyporowe (ITC) pojawiają się pomiędzy kołami po zainstalowaniu zespołu kół na wałku (6) i w płycie centralnej (3). Moment napędowy M wprawia zespół kół cykloidalnych (1) i (2) w ruch obrotowy. W wyniku tego ruchu ciecz robocza transportowana jest w komorach wyporowych (ITC) z otworu wejściowego (Inlet) do otworu wyjściowego (Outlet). W miarę obrotu wzrasta ciśnienie w cieczy przetłaczanej aż do osiągnięcia wartości ciśnienia roboczego p .

Koło czynne (1) obraca się wokół środka osi O_1 , natomiast koło bierne (2) obraca się wokół środka osi O_2 . Pionowa oś symetrii zespołu kół O_1O_2 dzieli hydrauliczną maszynę gerotorową na dwie strefy, którymi są strefa bierna i strefa czynna. Ciśnienie cieczy roboczej p znajdującej się po stronie czynnej działa na zespół kół oraz elementy zespołu korpusu. Oba koła obracają się w tym samym kierunku a pomiędzy środkami kół występuje mimośród e .

W każdym z rozwiązań dotychczasowych, które znane są autorowi, napęd w zespole kół przekazywany jest z koła wewnętrznego na koło zewnętrzne.



Rys. 1. Budowa i zasada działania hydraulicznej maszyny gerotorowej

Rozwiązanie stosowane dotychczas ma kilka wad takich jak:

- znaczne wyężenie w kole czynnym (wewnętrznym $z_1=6$),
- duża koncentracja naprężeń w miejscach styku zębów kół, szczególnie w parze zębów 1'-1'',
- duże naprężenie w rejonie otworu w kole czynnym spowodowane przesłaniem napędu z wałka napędowego (6) na koło czynne (1) $z_1=6$,
- mała średnica d_w wałka napędowego (6) ograniczona wielkością średnicy stóp zębów w kole czynnym.

Czynniki te powodują ograniczenie wielkości parametrów roboczych z jaką mogą pracować hydrauliczne maszyny gerotorowe.

Podczas pracy w maszynie hydraulicznej, zespół kół znajduje się pod działaniem obciążeń mechanicznych oraz hydraulicznych. Obciążenia te powodują złożony stan naprężeń oraz deformacji. W celu określenia ich wyężenia prowadzono analizy z zastosowaniem metody elementów skończonych (FEM).

Analiza za pomocą FEM została przeprowadzona przez Gamez-Montero, Castilla, Khamashta i Codina [1]. Udowodnili oni, że maksymalne naprężenie występuje w parze zębów poruszającej się wokół centralnego punktu uzębienia.

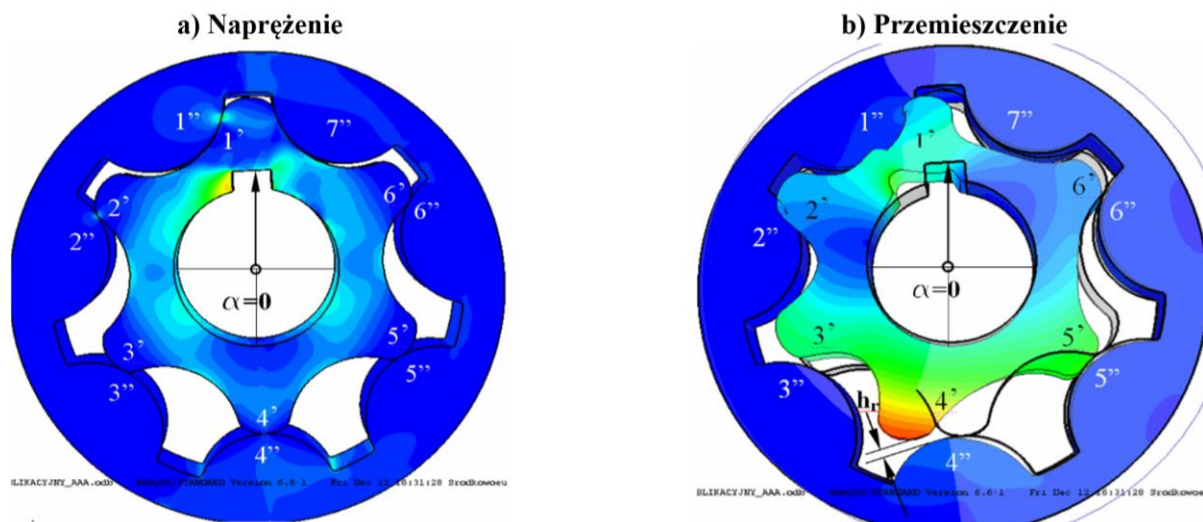
Badania FEM dotyczące wytrzymałości zazębnień cykloidalnych przeprowadził także Maiti [2], który wykazał, że deformacje poszczególnych zębów przyjmują różne wartości i umożliwiają przepływ cieczy przetłaczanej przez kanały międzyzębne maszyny.

Analizy opisane w [1, 2] zostały wykonane na płaskich modelach dwuwymiarowych. W pracach [3, 4, 5] przedstawiono modele trójwymiarowe zespołu kół cykloidalnych. Prace te także potwierdziły wnioski płynące z publikacji wcześniejszych [1, 2].

Na rysunku 2 przedstawiono rozkłady naprężeń i deformacji dla zespołu kół wykonanego z Polioksymetyleny POM przy parametrach obciążenia ciśnieniem $p=4\text{MPa}$ oraz momentem $M=7.16\text{Nm}$. Najwyższe wartości naprężeń zarejestrowano w styku zębów w parze 1'-1'', czyli w parze najbliższej tzw. „centralnego punktu zazębienia” [2]. Wartość tego naprężenia wynosi 26MPa. Jest to wartość mniejsza aniżeli dopuszczalna dla tego tworzywa Polioksymetylen POM, która wynosi $Re=55\text{MPa}$.

Dużo groźniejsze są jednak deformacje. Deformacja najbardziej szkodliwa dla działania maszyny ma miejsce dla pary zębów 4'-4''. Jest to odgięcie tej pary zębów w stronę strefy ssawnej. Odgięcie to wywołuje pojawienie się luzu promieniowego h_r . Dla przyjętych parametrów obciążenia ($p=4\text{MPa}$, $M=7.16\text{Nm}$) zarejestrowana wartość luzu promieniowego wynosiła $h_r=0.082\text{mm}$. Zważywszy na fakt, że wartość dopuszczalne tego luzu ustalono na poziomie $h_{rPRM}=0.1\text{mm}$ to wartość zarejestrowana ($h_r=0.082\text{mm}$) jest już bardzo bliska wartości $h_{rPRM}=0.1\text{mm}$ [3, 4]. Widać z tego, że maszyna hydrauliczna szybciej traci szczelność w wyniku deformacji aniżeli nastąpi zniszczenie zespołu kół w wyniku wzrostu naprężeń. Na

skutek tego zespół kół cykloidalnych wykonany z tworzyw sztucznych nie może być stosowany w maszynach pracujących przy wyższych parametrach obciążenia roboczego.



Rys. 2. Stan naprężeń i deformacji w płaszczyźnie XY w modelu kół cykloidalnych ($p=4\text{MPa}$, $M=7.16\text{Nm}$)

Widać, że potrzebna jest zmiana koncepcji projektowej dla hydraulicznych maszyn gerotorowych. Szczególnie jeśli chcemy stosować tworzywa sztuczne na silnie obciążone zespoły robocze.

NOWE ROZWIĄZANIE

Cel powyższy postanowiono osiągnąć poprzez zamianę roli obu kół w zespole, przez co koło zewnętrzne jest teraz kołem napędzającym a koło wewnętrzne jest teraz kołem napędzanym. Rozwiązanie to opisano we wniosku patentowym (Gerotor hydraulic machine Application No. P. 416532. Case mark 451-9/16).

Na rysunku 3 przedstawiono hydrauliczną maszynę gerotorową wg nowej koncepcji, w której napęd przekazywany jest najpierw na koło zewnętrzne (2) natomiast koło wewnętrzne (1) pełni teraz rolę koła biernego (napędzanego). Koło wewnętrzne (1) i zewnętrzne (2) nadal stanowią główny zespół roboczy hydraulicznej maszyny gerotorowej (rys. 3).

Zespół kół cykloidalnych (1) i (2) umieszczony jest w płycie centralnej korpusu (3). Zespół korpusu maszyny hydraulicznej składa się z płyty centralnej (3), konsoli przedniej (4) oraz pokrywy tylnej (5). Koło zewnętrzne (2) połączone jest teraz z wałkiem napędowym (6) za pośrednictwem kołków (11). W konsoli przedniej (4) znajduje się zespół łożysk (7) dla wałka napędowego (6). Otwór wylotowy (Outlet) dla przetłaczanej cieczy (8) znajduje się pokrywie tylnej (5).

Na rysunku 3 widać także, iż koło wewnętrzne (1) osadzone jest na drugim wałku (9). Wałek (9) ułożyskowany jest za pomocą zespołu łożyskowego (10), który umieszczono w otworze pokrywy tylnej (5).

W rozwiązaniu widocznym na rysunku 3 koło cykloidalne (1) i (2) nadal są ze sobą w kontakcie w miejscach ich styków międzyzębnych tak samo jak w rozwiązaniu wcześniejszym (rys. 1). Można, zatem powiedzieć, że:

- koło zewnętrzne (2) obraca się wraz z wałkiem napędowym (6) w łożyskach (7) wokół osi O_1 ,
- koło wewnętrzne (1) obraca się wraz z wałkiem (9) w łożyskach (10) wokół osi O_2 .

Mimośród występuje zarówno pomiędzy osiami kół (1) i (2) jak i pomiędzy osiami wałów (6) i (9) na których osadzone są te koła. Koło zewnętrzne (2) połączone jest z wałkiem napędowym (6) za pomocą specjalnych kołków (11). Kołki te (11) służą do przenoszenia

The technical drawing illustrates a centrifugal pump assembly. The left side is a longitudinal cross-section, and the right side is a top view of the pump housing.

Cross-section details:

- 4:** Shaft
- 6:** Impeller hub
- 7:** Impeller vane
- 10:** Impeller nut
- 9:** Impeller lock washers
- 8:** Impeller lock washers
- 11:** Impeller lock washers
- 2:** Impeller lock washers
- 3:** Impeller lock washers
- 5:** Impeller lock washers
- 1:** Impeller lock washers
- 12:** Impeller lock washers
- 13:** Impeller lock washers
- 14:** Impeller lock washers
- 15:** Impeller lock washers
- 16:** Impeller lock washers
- 17:** Impeller lock washers
- 18:** Impeller lock washers
- 19:** Impeller lock washers
- 20:** Impeller lock washers
- 21:** Impeller lock washers
- 22:** Impeller lock washers
- 23:** Impeller lock washers
- 24:** Impeller lock washers
- 25:** Impeller lock washers
- 26:** Impeller lock washers
- 27:** Impeller lock washers
- 28:** Impeller lock washers
- 29:** Impeller lock washers
- 30:** Impeller lock washers
- 31:** Impeller lock washers
- 32:** Impeller lock washers
- 33:** Impeller lock washers
- 34:** Impeller lock washers
- 35:** Impeller lock washers
- 36:** Impeller lock washers
- 37:** Impeller lock washers
- 38:** Impeller lock washers
- 39:** Impeller lock washers
- 40:** Impeller lock washers
- 41:** Impeller lock washers
- 42:** Impeller lock washers
- 43:** Impeller lock washers
- 44:** Impeller lock washers
- 45:** Impeller lock washers
- 46:** Impeller lock washers
- 47:** Impeller lock washers
- 48:** Impeller lock washers
- 49:** Impeller lock washers
- 50:** Impeller lock washers
- 51:** Impeller lock washers
- 52:** Impeller lock washers
- 53:** Impeller lock washers
- 54:** Impeller lock washers
- 55:** Impeller lock washers
- 56:** Impeller lock washers
- 57:** Impeller lock washers
- 58:** Impeller lock washers
- 59:** Impeller lock washers
- 60:** Impeller lock washers
- 61:** Impeller lock washers
- 62:** Impeller lock washers
- 63:** Impeller lock washers
- 64:** Impeller lock washers
- 65:** Impeller lock washers
- 66:** Impeller lock washers
- 67:** Impeller lock washers
- 68:** Impeller lock washers
- 69:** Impeller lock washers
- 70:** Impeller lock washers
- 71:** Impeller lock washers
- 72:** Impeller lock washers
- 73:** Impeller lock washers
- 74:** Impeller lock washers
- 75:** Impeller lock washers
- 76:** Impeller lock washers
- 77:** Impeller lock washers
- 78:** Impeller lock washers
- 79:** Impeller lock washers
- 80:** Impeller lock washers
- 81:** Impeller lock washers
- 82:** Impeller lock washers
- 83:** Impeller lock washers
- 84:** Impeller lock washers
- 85:** Impeller lock washers
- 86:** Impeller lock washers
- 87:** Impeller lock washers
- 88:** Impeller lock washers
- 89:** Impeller lock washers
- 90:** Impeller lock washers
- 91:** Impeller lock washers
- 92:** Impeller lock washers
- 93:** Impeller lock washers
- 94:** Impeller lock washers
- 95:** Impeller lock washers
- 96:** Impeller lock washers
- 97:** Impeller lock washers
- 98:** Impeller lock washers
- 99:** Impeller lock washers
- 100:** Impeller lock washers

Top view details:

- A-A:** Section line
- Outlet-8:** Outlet port
- Inlet:** Inlet port
- q:** Flow rate
- ω:** Angular velocity
- T:** Torque
- ITC:** Internal Thread Circle

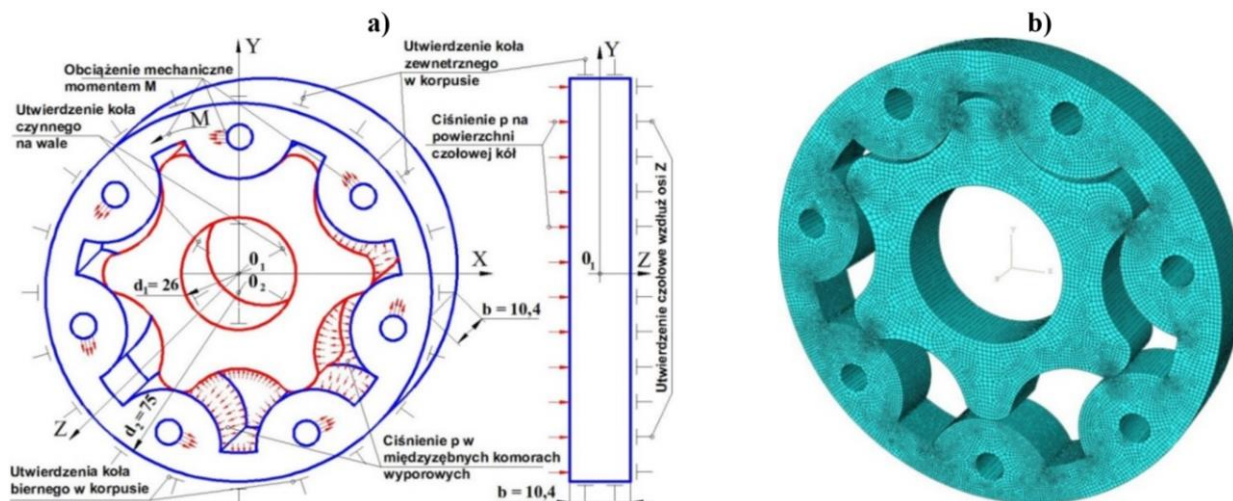
Przepływ energii w hydraulicznej maszynie gerotorowej jest następujący: energia w postaci momentu obrotowego M przepływa z wałka napędowego (6) do koła zewnętrznego (2) za pośrednictwem kołków (11). Koło zewnętrzne (2), które teraz pełni rolę koła czynnego wprawia w ruch obrotowy koło wewnętrzne (1), które osadzone jest na wałku (9). Ciecz wpływa od strony lewej (patrz przekrój A-A na rys. 3) do międzyzębnych komór wyporowych ITC i przetłaczana jest w wyniku obrotu kół do wylotu (8) po stronie prawej (patrz A-A).

Wykorzystując schemat konstrukcyjny pompy gerotorowej pokazanej na rysunku 3 opracowano model geometryczny zespołu kół cykloidalnych widoczny na rysunku 4.

Moment M przyłożono do siedmiu otworów, które wykonano w zębach koła zewnętrznego $z_2=7$. W ten sposób wartość momentu M rozłożono równomiernie pomiędzy siedmioma zębami koła zewnętrznego.

Model należy utwierdzić, a sposób utwierdzenia także wynika z zasady pracy pompy gerotorowej. Na rysunku 3 widać, że koło wewnętrzne osadzone jest na wale i ma jedynie możliwość obrotu wokół osi O_1Z . Odpowiednio w modelu pokazanym na rysunku 4a koło to jest utwierdzone promieniowo na wale o średnicy $d_1=25\text{mm}$ i ma możliwość obrotu wokół osi O_1Z . Koło zewnętrzne przedstawione na rysunku 3 ma możliwość obrotu w korpusie wokół osi O_2Z . Odpowiednio w modelu pokazanym na rysunku 4a koło to jest utwierdzone promieniowo na średnicy $d_2=75\text{mm}$, ale może się obracać wokół osi O_2Z .

16



Rys. 4. Model obliczeniowy zespołu kół dla nowego sposobu przesyłania napędu a) – schemat obciążeń i utwierdzeń, b) – siatka zbudowana z elementów skończonych typu HEXA

Do opracowania siatki elementów skończonych pokazanej na rysunku 4b użyto elementy sześciennie typu HEXA. Są to elementy typowe do tworzenia modeli bryłowych [11]. Użycie elementów typu HEXA pozwoliło na wykonaniu trójwymiarowego modelu zespołu kół.

Element HEXA ma kształt sześcianu i posiada 8 węzłów. Liczba węzłów wskazuje, że jest to element pierwszego rzędu. Każdy węzeł elementu HEXA posiada trzy stopnie swobody, którymi są przesunięcia względem osi X, Y oraz Z [6].

Siatkę elementów skończonych dla zespołu kół utworzono z ok. 500 000 elementów typu HEXA. Elementy utworzyły zarys zespołu kół w płaszczyźnie XY. W celu zamodelowania grubości zespołu kół utworzono 15 warstw elementów HEXA. Warstwy te rozmieszczono, co ok. 0,7mm wzdłuż osi OZ aż do uzyskania grubości zespołu kół równej $b=10,4\text{mm}$ (rys. 4).

W przewidywanych miejscach spiętrzenia naprężeń wprowadzono zagęszczenia siatki, które są widoczne na rysunku 4b. Miejsca zagęszczeń to styki zębów współpracujących kół po stronie biernej (lewa strona modelu na rysunku 4b). Mniejszych zagęszczeń dokonano w narożach u podstawy zębów koła zewnętrznego.

Zagęszczenia elementów dokonano także dla zębów kół, które znajdują się w położeniu dolnym, ponieważ w wyniku ich odkształcenia powstaje luz promieniowy hr. Zwiększenie gęstości podziału wynika z konieczności jak najbardziej dokładnego oszacowania wartości tego luzu. Luz ten zobrazowano na rysunku 2.

Z badań wcześniejszych wynika, że naprężenia w styku zębów mają charakter kontaktowy [4, 5, 7, 8] a element HEXA jest też bardzo dobry do modelowania właśnie takich styków [7, 8].

PROGRAM BADAŃ I DOBÓR PARAMETRÓW DO ANALIZY NUMERYCZNEJ

Na początek przeprowadzono analizę numeryczną dla modelu zespołu kół przy obciążeniu ciśnieniem roboczym $p=4\text{MPa}$ oraz momentem $M=7.16\text{Nm}$. Wynika to z publikacji wcześniejszych [4, 5]. W etapach kolejnych zwiększano ciśnienie robocze p i moment M . Zgodnie z programem badań przeprowadzono analizę numeryczną zespołu kół dla obciążenia ciśnieniem $p=4, 6, 8, 10, 12$ i 14MPa oraz z proporcjonalnie większą wartością momentu M .

Wzorując się na [4, 5, 9] jako materiał na koła zębate pompy gerotorowej wybrano czysty Poloksymetylen POM (Tarnoform 300). Jest to ogólnie dostępne tworzywo sztuczne, które można łatwo przetwarzać metodą wtrysku, a przy tym jest ono tanie i łatwo dostępne. Materiał ten charakteryzuje się wyższą wytrzymałością ($R_e=55\text{MPa}$, $E=3000\text{MPa}$) aniżeli inne popularne i tanie tworzywa takie jak Polietylen PE, Polipropylen PP czy Polichlorek winylu.

Tworzywo Tarnoform 300 posiada niewielki współczynnik tarcia $\mu=0,25$ [9]. Ma to duże znaczenie, ponieważ koła są we wzajemnym kontakcie ciernym ze sobą jak i z innymi elementami maszyny hydraulicznej.

Ważnym czynnikiem jest także współczynnik absorpcji wody. Zastosowanie tworzywa sztucznego daje możliwość użycia wody lub płynów na bazie wody, jako cieczy roboczej w układzie hydraulicznym. Pochłanianie wody dla tworzywa Polioksymetylen Tarnoform 300 jest niska i wynosi tylko 0,7%.

Właściwości Polioksymetylenu POM-C Tarnoform 300 sprawiają, że spośród tworzyw z tego samego poziomu cenowego wydaje się on być bardzo dobrym wyborem.

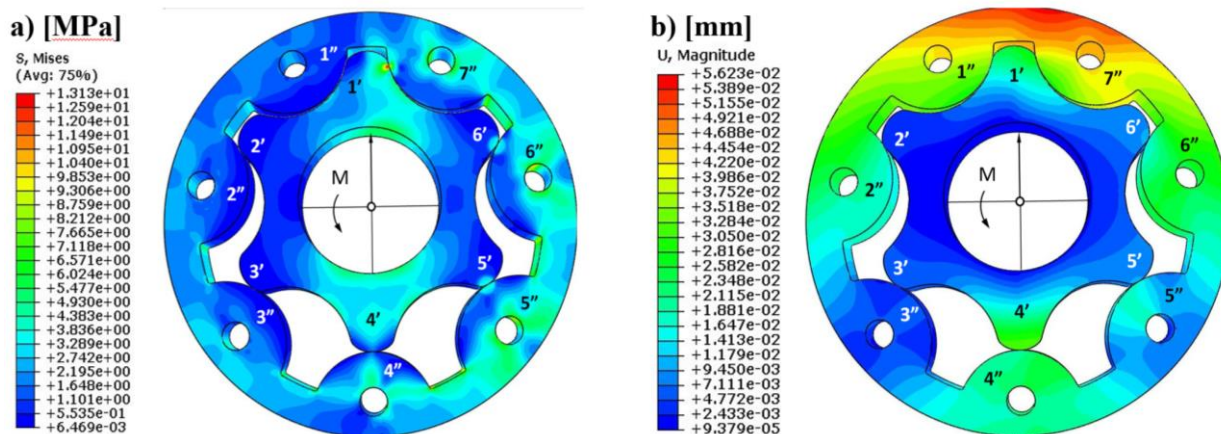
WYNIKI ANALIZY NUMERYCZNEJ

Na rysunku 5 przedstawiono rozkłady wartości naprężeń i deformacji dla zespołu kół, w którym zmieniono kierunek przepływu napędu. Rozkłady naprężeń i deformacji różnią się od rozkładów, które widoczne są dla rozwiązań poprzednich znanych z literatury [1, 2, 4, 5] oraz tego przedstawionego na rysunku 2.

Maksymalna wartość naprężeń pojawia się dla zęba 1', tak samo jak w rozwiązaniach poprzednich jednakże widoczne są także różnice:

- wartość maksymalna dla naprężeń położona jest po stronie tłocznej w parze zębów 1'-7'', a nie po stronie ssawnej jak w rozwiązaniu tradycyjnym (w parze zębów 1'-1''),
- wartość naprężenia maksymalnego (w styku pary 1'-7'') jest około dwukrotnie niższa, aniżeli w rozwiązaniu tradycyjnym (dla pary 1'-1''),
- oba koła wytężone są bardziej równomiernie aniżeli w rozwiązaniach tradycyjnych.

Zmiana położenie wartości maksymalnego naprężenia jest wynikiem zmiany kierunku przepływu napędu. Równomierność wytężenia spowodowana jest równomiernym rozłożeniem momentu M. Moment ten przyłożono do siedmiu otworów w każdym z siedmiu zębów w kole zewnętrznym $z_2=7$.



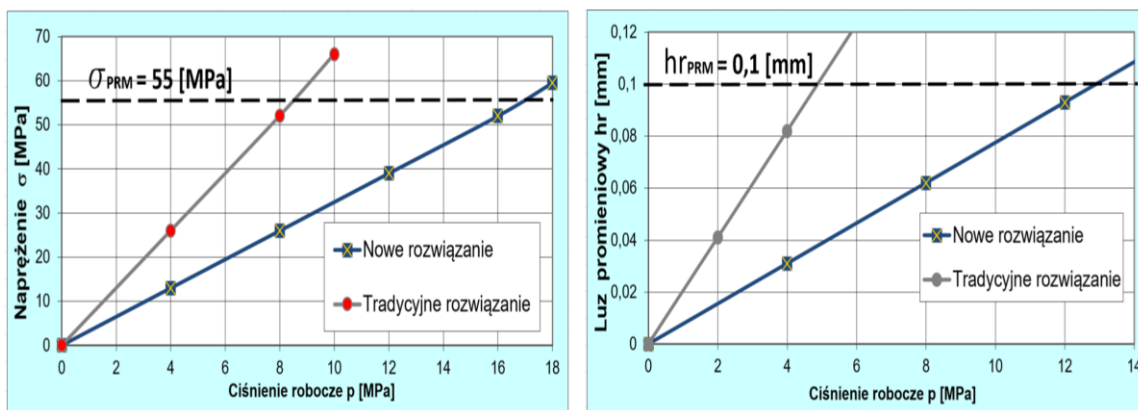
Rys. 5. Wytężenie zespołu kół cykloidalnych wykonanych z czystego POM a) – rozkład wartości naprężeń, b) – rozkład wartości deformacji

Należy też zwrócić uwagę, że w nowym rozwiązaniu przy tym samym momencie M zwiększone zostało ramie, na którym przyłożona jest siła do zespołu kół. Powoduje to spadek wartości siły przy zachowaniu tej samej wartości momentu $M=7.16$ Nm. Ponadto siła, którą przyłożono w siedmiu punktach obciąża teraz koło zewnętrzne. Koło to ma większą objętość i zawiera więcej materiału a przez to relaksacja naprężeń w tym kole jest łatwiejsza.

Największa wartość deformacji w opisywanym rozwiązaniu znajduje się w kole zewnętrznym. Na rysunku 5b widać jednak, że ta maksymalna deformacja (kolor czerwony) nie powinna mieć znaczącego wpływu na pracę zespołu kół.

Wartość deformacji najbardziej szkodliwa dla działania maszyny to odgięcie pary zębów 4'-4'' w stronę strefy ssawnej, tak samo jak dla rozwiązań poprzednich (rys. 2b). Odgięcie to wywołuje pojawienie się luzu promieniowego h_r . Należy jednak zwrócić uwagę, że wartość tej deformacji w postaci luzu promieniowego h_r , jest ponad dwukrotnie mniejsza (0,031mm) aniżeli w rozwiązaniu tradycyjnym (tabela 1).

Na rysunku 6 oraz w tabeli 1 ujęto wynik analizy w sposób całościowy. W miarę wzrostu obciążenia (ciśnienia p) następuje wzrost wyężenia w zespole kół i wzrost ten ma charakter liniowy (rys. 6).



Rys. 6. Zmiana wartości naprężenia i deformacji w zależności od ciśnienia roboczego p dla zespołu kół cykloidalnych

Analizując rysunek 6 i tabelę 1 można powiedzieć, że maszyna gerotorowa z nowym typem napędu umożliwia uzyskanie wyższego ciśnienia roboczego p aniżeli dla tradycyjnego układu przekazywania napędu.

Należy też zwrócić uwagę na kwestię kryterium wytrzymałościowego. Ważniejsze jest tutaj kryterium dotyczące deformacji i odkształceń. Najczęściej jest tak, że w wyniku deformacji maszyny hydrauliczne traciły szczelność (a przez to sprawność), zanim następowało zniszczenie jakiegoś ich elementu w wyniku przekroczenia dopuszczalnej wartości naprężeń.

Tabela 1. Wyniki analizy wytrzymałościowej FEM dla modelu zespołu kół cykloidalnych

Ciśnienie robocze p [MPa]	Naprężenie σ [MPa]		Luz promieniowy h_r [mm]	
	Konstrukcja tradycyjna (rys. 2) [4]	Nowa konstrukcja	Konstrukcja tradycyjna (rys. 2) [4]	Nowa konstrukcja
4	26	13	0.082	0.031
6	39	19	0.123	0.046
8	52	26	0.164	0.062
10		33		0.078
12		39		0.093
14		46		0.11

Właśnie takie zachowanie było typowe dla zespołu kół określanego jako tzw. rozwiązanie tradycyjne. Przy zastosowaniu czystego POM dla nowego rozwiązania nadal widać, że prędzej następuje utrata szczelności w wyniku deformacji aniżeli zniszczenie elementów w wyniku przekroczenia wytrzymałości doraźnej.

WNIOSKI

Przedstawione rozwiązanie daje możliwość podwyższenia granicy obciążalności dla kół cykloidalnych wykonanych z tworzyw sztucznych. Uzyskano w ten sposób hydrauliczną maszyną gerotorową, która pomimo posiadania zespołu kół wykonanego z tworzyw sztucznych może pracować z wyższym obciążeniem roboczym.

Możliwość zastosowania nowych koncepcji w budowie maszyn gerotorowych i kół zębatych z tworzywa sztucznego należy rozpatrywać łącznie zarówno z punktu widzenia odkształceń jak i naprężeń dopuszczalnych.

Nie należy dopuścić do tego, aby naprężenia w kołach przekroczyły granice wytrzymałości powodując uszkodzenie tych kół. Jednocześnie nie należy dopuścić, aby odkształcenia zębów oraz wynikający z tego luz międzyzębny h_r przekroczył wartość graniczną przyjętą dla danej klasy maszyny hydraulicznej. Warunek odkształceń jest bardziej istotny niż warunek naprężeń. Zdaniem autora maksymalna wartość luzu h_r nie powinna przekroczyć wartości dopuszczalnej $h_{rPRM}=0,1\text{mm}$ [4, 5].

Warunek odkształceń jest w tym wypadku bardziej istotny niż warunek naprężeń, ponieważ odkształcenia powodują przecieki obniżające sprawność maszyny hydraulicznej. Spadek sprawności objętościowej η_v następuje szybciej aniżeli zniszczenie zespołu kół w wyniku wzrostu wartości naprężeń.

Wprowadzona modyfikacja pozwoliła znacznie obniżyć deformacje w parze zębów 4'-4'' i zmniejszyć wartość luzu promieniowego h_r . Można powiedzieć, że z punktu widzenia naprężeń nowe rozwiązanie zespołu kół może pracować do wartości ciśnienia roboczego równego $p=16-17\text{MPa}$. Natomiast z punktu widzenia odkształceń zespół ten może pracować do wartości ciśnienia roboczego $p=13\text{MPa}$. Widać z tego, że warunek odkształceń jest tutaj istotniejszy, ponieważ spadek sprawności η_v w wyniku przecieków uniemożliwi pracę maszyny zanim wzrost naprężeń zniszczy zespół kół cykloidalnych.

Analiza numeryczna oraz badania eksperymentalne wykazały, że zastosowanie tworzywa sztucznego na budowę zespołu kół jest możliwe. Należy jednak powiedzieć, że przy pracy zespołu wystąpią także inne czynniki, które obniżą wytrzymałość. Czynniki tymi są np. niedokładności wykonawcze i montażowe, wytrzymałość zmęczeniowa, zmiany wymiarów zależne od temperatury oraz inne warunki eksploatacyjne. Czynniki te są trudne do przywidzenia a przez to także do ujęcia ich w analizie numerycznej. Należy jednak podjąć próbę wzięcia ich pod uwagę a przez to obniżyć ostateczny zakres obciążalności dla zespołu kół. Na podstawie przeprowadzonej analizy można, zatem powiedzieć, że:

Zespół kół wykonany z czystego Polioksymetyleny (POM) i o zmienionym kierunku przesyłania napędu, może teoretycznie pracować do wartości ciśnienia ok. $p \leq 13\text{MPa}$. Jednak po wzięciu pod uwagę czynników obniżających wytrzymałość to zakres obciążalności należy obniżyć do wartości ciśnienia roboczego $p=10\text{MPa}$.

Zdaniem autora przedstawione rozwiązanie może być stosowane dla układów hydraulicznych o podwyższonej wartości ciśnienia roboczego p .

Powyższa analiza nie wyczerpuje tematu i można podjąć kolejne próby modyfikacji zarówno konstrukcyjnych jak i materiałowych. Można zastosować Polioksymetylen z dodatkiem włókna szklanego, który ma wyższą wytrzymałość w stosunku do czystego Polioksymetyleny POM. Pozwoli to jeszcze bardziej podwyższyć wartość ciśnienia roboczego p dla hydraulicznych maszyn gerotorowych.

Literatura

- [1] Gamez-Montero P. J., Castilla R., Khamashta M., and Codina E.: *Contact problems of a trochoidal gear pump*. International Journal of Mechanical Science. 2006, (12).
- [2] Maiti R. (1991): *Active Contact Stresses at Epitrochoid Generated ROTOR-STATOR set of Fixed Axis or Equivalent system 'ROPIMA' type Hydrostatic units*. ASME Journal of Engineering for Industry, 113(4): 465-473.2.
- [3] Biernacki K., Stryczek J.: *Analysis of stress and deformation in plastic gears used in gerotor pumps*. The Journal of Strain Analysis for Engineering Design, October 2010, vo.45, Issue 7, pages 465-479.
- [4] Stryczek J., Bednarczyk S., Biernacki K.: *Strength analysis of the polyoxymethylene cycloidal gears of the gerotor pump*. ARCHIVES OF CIVIL AND MECHANICAL ENGINEERING (2014). Vol. 14, No. 4. Pages 647 – 660. <http://dx.doi.org/10.1016/j.acme.2013.12.005>

- [5] Stryczek J., Bednarczyk S., Biernacki K.: *Gerotor pump with POM gears: Design, production technology, research*. ARCHIVES OF CIVIL AND MECHANICAL ENGINEERING (2014). Vol. 14, No. 3. Pages 391 – 397. <http://dx.doi.org/10.1016/j.acme.2013.12.008>
- [6] Rusiński E., Czmochoński J., Smolnicki T.: *Advanced finite element method in the load-bearing structures*. Publishing House of Wrocław University of Technology. Wrocław 2000.
- [7] Smolnicki T., Harnatkiewicz P., Stańco M.: *Degradation of a geared bearing of a stacker*. Archives of Civil and Mechanical Engineering, 2010, vol. 10, nr 2, p. 131-139.
- [8] Smolnicki T.: *Large – size bearings in opencast mining machines. Design and selection of bulk material handling equipment and systems: mining, mineral processing, port, plant and excavation engineering*. Vol. 1/ed. by Jayanta Bhattacharya. Kolkata: Wide Publishing, 2012, pages 105-130.
- [9] Capanidis D.: *Tribological testing of polioxymethylene (POM) – Tarnoform sliding composites*. TRIBOLOGIA Nr 3/2004, pages 25-33. (in Polish).

NEW CONCEPT OF POWER TRANSMISSION FOR GEROTOR HYDRAULIC MACHINES

Summary

The article presents a project of a new method of transmitting drive for hydraulic gerotor machines. The main working unit of hydraulic gerotor machines is a set of cycloidal gears. Up to now, the drive was supplied to the inner wheel and in this way the rotary motion of the gear set was realized. The article proposes changing the method of transmitting drive so that the outer wheel is now the drive wheel. The main focus was on the analysis of the behavior of the cycloidal gear set, which was made of plastic. As a result of these activities, the concept of a hydraulic gerotor machine was created, which differs from previously manufactured designs. The new design can transfer higher working loads than the designs produced so far.

HYBRYDOWE ZAWIESZENIE JAKO SPOSÓB NA POPRAWĘ KOMFORTU DRGANIOWEGO LEKKIEGO POJAZDU TERENOWEGO DO ZADAŃ SPECJALNYCH

Przedstawiono wyniki badań nad hybrydowym układem zawieszenia lekkiego pojazdu terenowego do zadań specjalnych. Opracowane rozwiązanie łączy cechy układu zależnego typu rocker-bogie z niezależnym zawieszeniem wielowahaczowym. Zastosowanie takiej konfiguracji pozwoliło na istotne ograniczenie drgań i przeciążeń oddziałujących na operatora – wskaźnik komfortu drganiowego wg ISO 2631-1:1997 obniżył się o 71–85%, a chwilowe przeciążenia zmniejszyły się o 72–87% względem układu wyłącznie zależnego. Potwierdzono również brak negatywnego wpływu współdziałania obu typów zawieszenia.

* Student kierunku Automotive Engineering na Wydziale Mechanicznym Politechniki Wrocławskiej

** Katedra Inżynierii Pojazdów na Wydziale Mechanicznym Politechnika Wrocławska

WSTĘP

Zależne układy zawieszenia pojazdów cechują się z reguły zdolnością kopiowania wyższych nierówności podłoża kosztem niższego komfortu drganiowego w odniesieniu do układów niezależnych [1]. Istotną grupę zależnych układów zawieszenia stanowią rozwiązania swobodnie wahliwe, pozbawione elementów sprężysto-tłumiących i zorientowane głównie na zapewnienie kontaktu elementów jezdnych z nierównym podłożem w pojazdach wolnobieżnych [2]. Przykładowym układem należącym do tej grupy jest zawieszenie rocker-bogie opracowane w 1988 roku [3] i zastosowane m.in. przez NASA w pierwszym działającym łaziku marsjańskim Sojourner, w ramach misji Mars Pathfinder. Głównymi zaletami tego sześciokołowego układu zawieszenia jest równomierny rozkład nacisków elementów jezdnych na podłoże oraz zdolność do pokonywania dużych nierówności przy niewielkich przechyłach nadwozia. W układzie rocker-bogie, poprzez mechanizm różnicowy pomiędzy elementami *rocker*, uzależnione od siebie są ruchy dwóch kół jezdnych oraz dwóch modułów tandemowych *bogie* [4]. Rozwiązanie to spotkać można czasami również w wersji czterokołowej, pozbawionej modułów *bogie*. Wówczas to ruch każdego koła zależny jest bezpośrednio od ruchu pozostałych trzech kół. Taka czterokołowa wersja w dużym stopniu zachowuje zalety klasycznego układu rocker-bogie [5].

W ramach projektu badawczego Limit-Off-Vehicle (LOV), zespół naukowców Katedry Inżynierii Pojazdów na Politechnice Wrocławskiej opracował pojazd dla osób z niepełnosprawnością ruchową, do poruszania się po trudnych, nierównych terenach z prędkościami do 16 km/h (rys. 1).



Rys. 1. Pojazd Limit-Off-Vehicle

Istotnym wymaganiem była redukcja przechyłów nadwozia w trakcie jazdy po nierównym terenie oraz redukcja drgań przenoszonych z elementów jezdnych na nadwozie. Na potrzeby projektu, opracowano unikatowy układ zawieszenia inspirowany czterokołową wersją układu rocker-bogie, lecz, w miejsce elementów *rocker*, wprowadzającą analogiczną zależność przechyłu osi kół jezdnych (przedniej względem tylnej). Dodatkowo, każde z kół jezdnych wyposażone zostało w niezależne zawieszenie wielodrożkowe o niewielkim skoku wynoszącym 10 cm i środku przechyłu bocznego położonym na wysokości podłoża, mające na celu dodatkową redukcję wibracji pochodzących od nierównej powierzchni drogi [6].

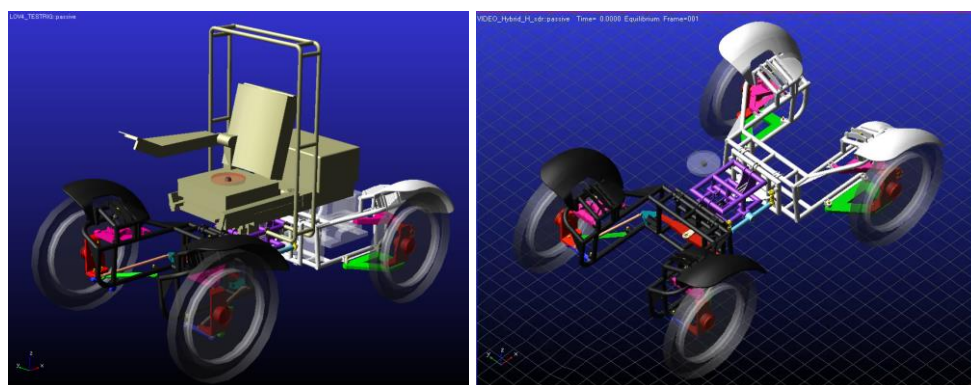
Wyniki zaprezentowane w niniejszej publikacji umożliwiły sformułowanie odpowiedzi na pytanie w jakim stopniu zastosowanie opracowanego, hybrydowego układu zawieszenia jest w stanie poprawić komfort drganiowy oraz zredukować przeciążenia działające na kierowcę.

MATERIAŁY I METODY

Symulacje komputerowe wieloczołowego układu zawieszenia przeprowadzone zostały w środowisku MSC Adams Car. Na te potrzeby stworzony został własny szablon kompletnego układu jezdnego, ułatwiający dalsze modyfikacje oraz umożliwiający stosowanie gotowych scenariuszy testowych oferowanych przez oprogramowanie. Przyjęta została masa pojazdu 325 kg (z czego 84 kg stanowiła masa nieresorowana) oraz masa użytkownika wynosząca 125 kg (rys. 2). Zastosowany został model opony Fiala, w którym wprowadzono parametry zbliżone do zastosowanych w obiekcie rzeczywistym opon rowerowych typu *fatbike*. Tabela 1 przedstawia parametry sprężysto-tłumiące opon oraz niezależnego układu zawieszenia. Wszystkie symulacje przeprowadzono ze stałym krokiem czasowym 0.001 s.

Tabela 1. Parametry sprężysto-tłumiące badanego układu jezdnego

	Zawieszenie niezależne		opona
	przednie	tylne	
Sztywność k [N/m]	30 000	35 000	150 000
Tłumienie b [Ns/m]	650	750	150



Rys. 2. Wizualizacja modelu symulacyjnego w programie MSC Adams Car

Zbadano łącznie 3 układy zawieszenia: a) omówiony, b) wariant hybrydowy łączący układ zależny z niezależnym, c) rozwiązanie wyposażone wyłącznie w układ zależny, z zablokowanym układem niezależnym. Sprawdzana była zarówno ekspozycja na drgania, poprzez przejazdy przez drogi 8 klas wg ISO 8608:2016: A, B, C, D, E, F, G oraz H (wyższa litera oznacza wyższy poziom nierówności nawierzchni). Dla każdej z dróg odbyto przejazd z prędkościami 5, zbliżoną do średniej prędkości chodu człowieka [7] oraz 16 km/h (prędkość maksymalna). Ewaluacja komfortu drganiowego przeprowadzona została z wykorzystaniem normy ISO 2631-1:1997. Zgodnie z tą normą mierzy się składowe kartezyjańskie wektora

przyspieszeń punktu znajdującego się w centralnej części siedziska. Następnie, każdą składową poddaje się ważeniu częstotliwościowemu, nadając odpowiednie wagi w zależności od kierunku składowej oraz danego pasma częstotliwościowego. W kolejnym etapie wyznacza się wartość skuteczną a_{wx} , a_{wy} , a_{wz} każdej składowej. Wskaźnik oceny komfortu drganiowego a_v opisuje wzór (1):

$$a_v = (a_{wx}^2 + a_{wy}^2 + a_{wz}^2)^{\frac{1}{2}} \left[\frac{m}{s^2} \right] \quad (1)$$

Zgodnie z normą, komfort określany jest przy pomocy skali zamieszczonej w Tabeli 2.

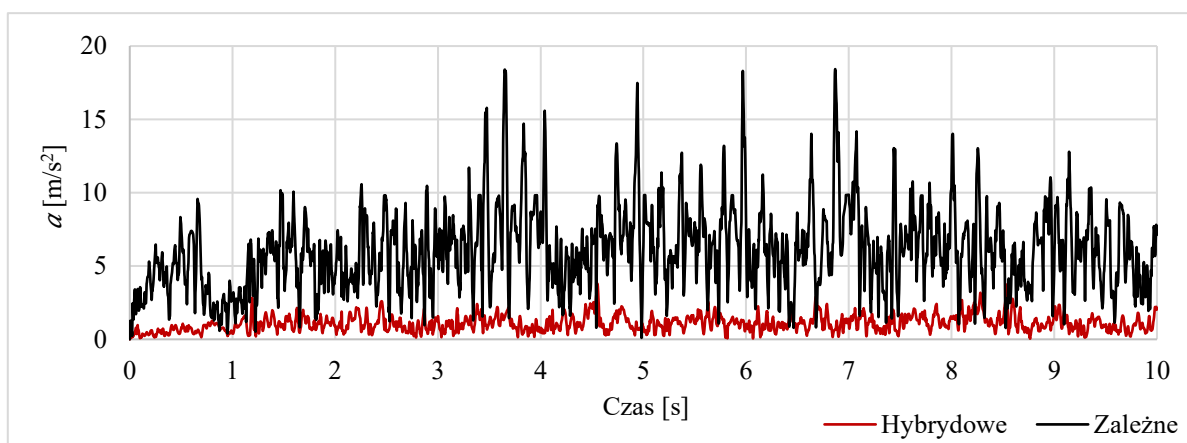
Tabela 1. Skala ocen dyskomfortu wg. ISO 2631-1:1997

poniżej 0,315 m/s ²	brak dyskomfortu
od 0,315 do 0,63 m/s ²	lekki dyskomfort
od 0,5 do 1 m/s ²	umiarkowany dyskomfort
od 0,8 do 1,6 m/s ²	dyskomfort
od 1,25 do 2,5 m/s ²	znaczny dyskomfort
Powyżej 2 m/s ²	skrajny dyskomfort

Drugą część badań stanowiły przejazdy przez symetryczne przeszkody w kształcie trójkąta równoramiennego o wysokościach, kolejno, 15, 30, 45, 60, 75 oraz 90 mm. Również te przejazdy realizowano dla dwóch prędkości: 5 oraz 16 km/h. Celem tych badań było określenie wartości chwilowych przeciążeń (przyspieszeń) działających na operatora (w środkowym punkcie siedzenia). Wskaźnikiem oceny była maksymalna wartość modułu wektora przyspieszenia $a_{\max}$ [m/s²].

WYNIKI

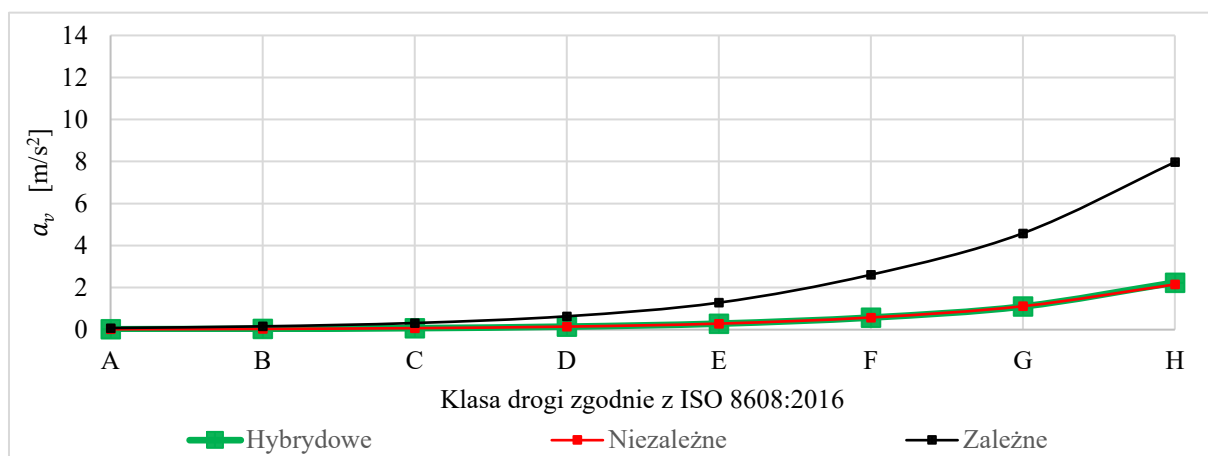
Przykładowe wyniki przyspieszeń w funkcji czasu przejazdu, działających na operatora przy przejeździe przez drogę klasy H (największe nierówności) z prędkością wynoszącą 5 km/h, dla układu hybrydowego oraz pozbawionego części niezależnej zawieszenia, zostały przedstawione na rysunku 3. Z kolei zbiorcze wyniki prezentujące wskaźniki a_v [m/s²], wyznaczone zgodnie z ISO 2631-1:1997 zawarte zostały, dla poszczególnych prędkości jazdy, na rysunkach 4 oraz 5.



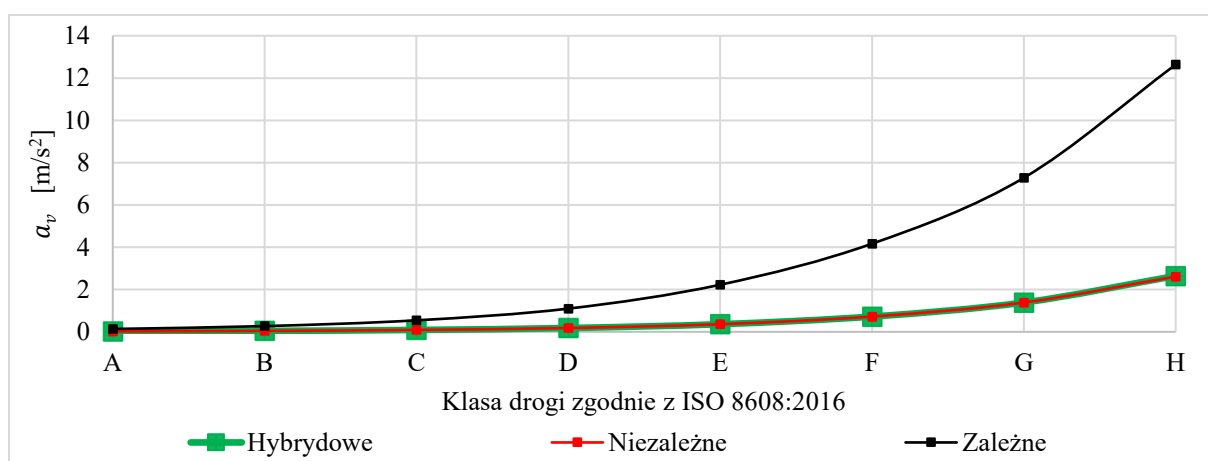
Rys. 3. Przykładowy przebieg wektora przyspieszeń w środkowym punkcie siedziska dla pojazdu w wariacie zawieszenia hybrydowego oraz wyłącznie z układem zależnym; droga klasy H według ISO 8608:2016, prędkość 5 km/h

Przebieg chwilowego przyspieszenia w funkcji czasu dla symetrycznego przejazdu przez przeszkodę poprzeczną w kształcie trójkąta równobocznego o wysokości 60 mm, przy

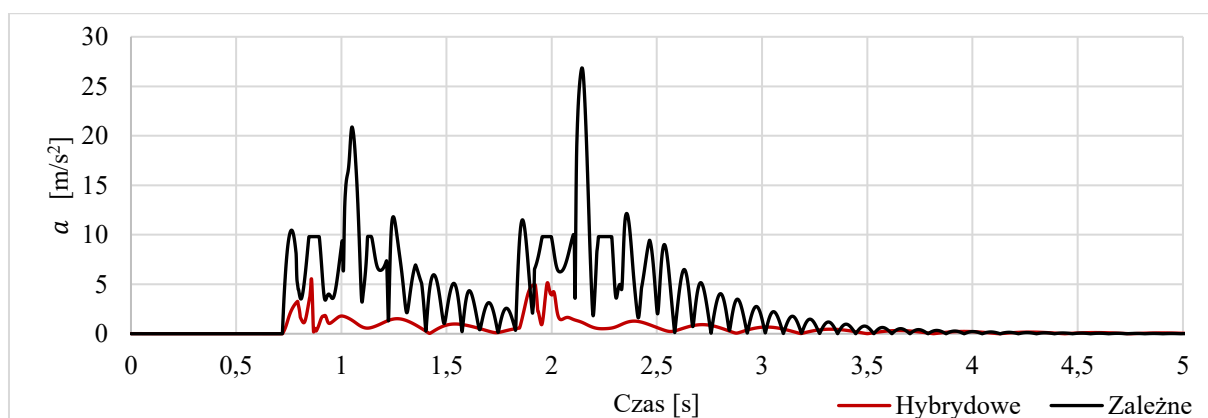
prędkości 5 km/h, dla układu hybrydowego oraz pozbawionego części niezależnej zawieszenia, zamieszczone zostały na rysunku 6.



Rys. 4. Wartości wskaźników a_v [m/s²] dla poszczególnych klas dróg wg. ISO 8608:2016 przy prędkości jazdy 5 km/h

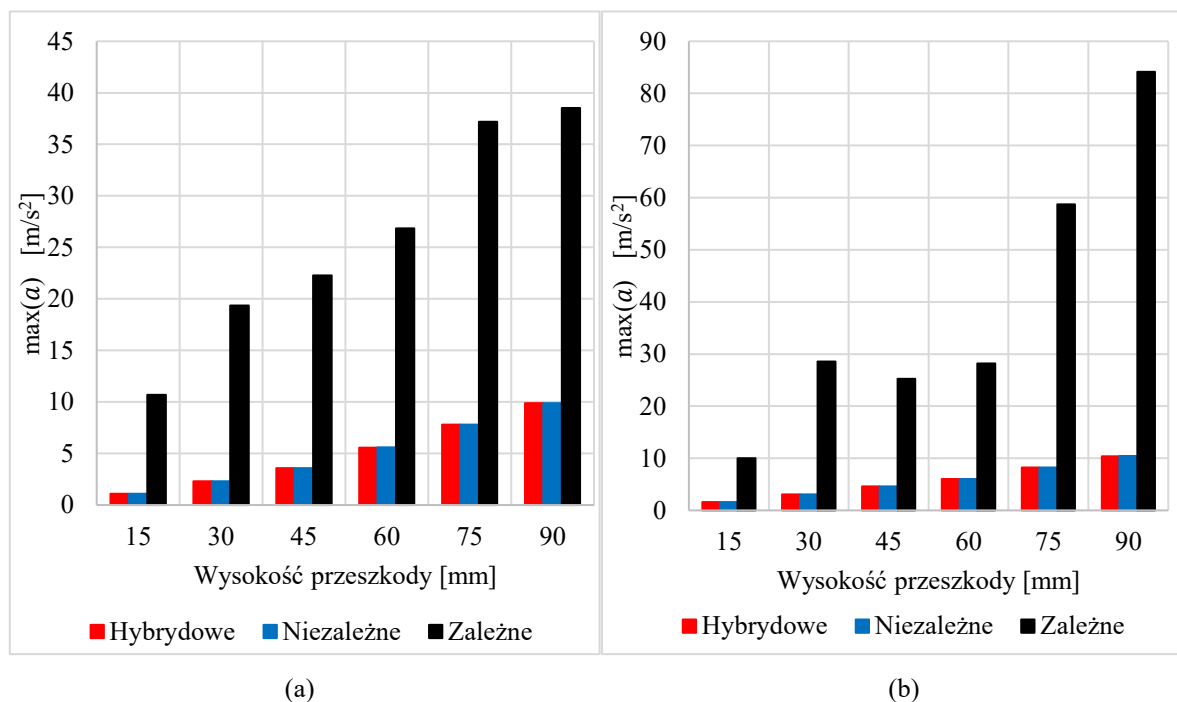


Rys. 5. Wartości wskaźników a_v [m/s²] dla poszczególnych klas dróg wg. ISO 8608:2016 przy prędkości jazdy 16 km/h



Rys. 6. Przykładowy przebieg wektora przyspieszeń w środkowym punkcie siedziska dla pojazdu w wariacie zawieszenia hybrydowego oraz wyłącznie z układem zależnym; najazd na próg wysokości 6 cm z prędkością 5 km/h

Na rysunkach 7a-b zamieszczono wartości maksymalnych przyspieszeń działających na punkt w środkowej części siedziska w trakcie przejazdu przez próg poprzeczny. Pierwszy z wykresów dotyczy prędkości 5 km/h a drugi 16 km/h.



Rys. 7. Wykresy przedstawiające maksymalne wartości przyspieszenia występujące w środkowym punkcie siedziska w trakcie najazdu na przeszkodę poprzeczną (próg) o przekroju trójkąta równobocznego i wysokościach zgodnych z legendą. Wyniki przedstawione są dla prędkości 5 km/h (a) oraz 16 km/h (b)

PODSUMOWANIE I WNIOSKI

Wykazana została zasadność zastosowania układu hybrydowego w zaprojektowanym pojeździe. Zarówno wyniki komfortu drganiowego na drogach różnych klas wg ISO 8608:2016 jak i chwilowych przeciążeń w trakcie najazdu na próg wykazały bardzo zbliżone wyniki między układami niezależnym i hybrydowym. Potwierdza to brak negatywnego wpływu, zastosowanego w pojeździe układu zależnego, na pracę układu niezależnego.

Dzięki dodaniu do układu zależnego również układu niezależnego, komfort drganiowy określony poprzez wskaźnik a_v [m/s²] wg ISO 2631-1:1997, dla każdego z wariantów drogi i prędkości jazdy, uległ obniżeniu o co najmniej 71% do nawet 85% (względem wyników dla układu wyłącznie zależnego). Miało to bezpośrednie przełożenie na ocenę komfortu wg skali przedstawionej w tabeli 1. Przy rozwiązaniu hybrydowym, brak dyskomfortu występował dla dróg klasy A, B, C oraz D zarówno przy prędkości 5 jak i 16 km/h, a przy drodze klasy E dla 5 km/h. Ocena ekstremalnego dyskomfortu wystąpiła jedynie dla bardzo nierównej drogi klasy H. W przypadku braku zawieszenia niezależnego, brak dyskomfortu wystąpił wyłącznie przy gładkich drogach klasy A i B. Ekstremalny dyskomfort wystąpił już przy drodze klasy E z prędkością 16 km/h, a dla dróg klasy F, G oraz H, ekstremalny dyskomfort występował niezależnie od prędkości jazdy.

Podczas przejazdu przez przeszkodę poprzeczną, rozwiązanie zawieszenia hybrydowego wykazywało wartości chwilowych przyspieszeń o 72% do nawet 87% mniejsze niż w przypadku rozwiązania wyposażonego wyłącznie w układ zależny.

Finansowanie

Pojazd będący przedmiotem badań opracowano w ramach projektu finansowanego przez Narodowe Centrum Badań i Rozwoju w latach 2021–2023, w ramach programu „Dostępność Plus”, konkurs: Rzeczy są dla ludzi.

Numer projektu: Rzeczy są dla ludzi/0070/2020-00. Tytuł projektu: Prace B+R nad stworzeniem nowej generacji pojazdu typu off-road dla osób z niepełnosprawnością.

Literatura

- [1] Genta G., Morello L.: *The Automotive Chassis. Volume 1: Components Design*. Springer, New York 2020.
- [2] Sierzputowski G.: *Metoda modelowania stateczności pojazdu kołowego o dowolnej strukturze układu podwoziowego*. Rozprawa doktorska, Politechnika Wrocławska 2017.
- [3] Bickler D. B.: *Articulated suspension system*. Patent US4840394A, zgłoszony: 21.04.1988, opublikowany: 20.06.1989. NASA (wnioskodawca).
- [4] Harrington B.D., Voorhees C.: *The Challenges of Designing the Rocker-Bogie Suspension for the Mars Exploration Rover*, Raport techniczny; NASA, Cleveland, USA 2004.
- [5] Reina G., Foglia M.: *On the Mobility of All-Terrain Rovers*. *Industrial Robot, An International Journal*. 40(2), 2013.
- [6] Sierzputowski G. i inni.: *Mobilny terenowy układ jezdny*. Zgłoszenie patentowe P.449508 z 14.08.2024. Politechnika Wrocławska (wnioskodawca).
- [7] Murtagh E. M., Mair J. L., Aguiar E., Tudor-Locke C., Murphy M. H.: *Outdoor Walking Speeds of Apparently Healthy Adults: A Systematic Review and Meta-analysis*. *Sports Med*. 52(1), 2021.

HYBRID SUSPENSION SYSTEM AS A METHOD TO IMPROVE VIBRATIONAL COMFORT OF A LIGHTWEIGHT OFF-ROAD VEHICLE FOR SPECIAL PURPOSES

Summary

A hybrid suspension system was developed to enhance vibration comfort in a lightweight off-road vehicle for special-purpose use. The configuration combines a rocker-bogie-type dependent mechanism with compact independent multi-link suspensions. Simulation studies based on ISO 2631-1:1997 demonstrated a reduction in vibration comfort index by 71–85% and in peak accelerations by 72–87%, compared to a fully dependent setup. The integration of both suspension types did not cause negative interference, confirming the effectiveness of the hybrid concept in reducing whole-body vibration and transient overloads in uneven terrain conditions.

Jerzy CZMOCHOWSKI*
Marcin KOWALCZYK*
Paweł MAŚLAK*
Maciej OLEJNIK*
Mariusz STAŃCO*

NUMERYCZNO-EKSPERYMENTALNA ANALIZA WYTRZYMAŁOŚCIOWA DYSZLA WYSUWNEGO PRZYCZEPY CENTRALNOOSIOWEJ

W ramach realizacji projektu uniwersalnego zestawu kubaturowego umożliwiającego przewóz ładunków spaletyzowanych i ponadnormatywnych osłoniętych plandeką istotnym zagadnieniem była analiza wytrzymałościowa dyszla przyczepy centralnoosiowej. W celu zapewnienia wymogom zawartym w regulaminie nr 55 EKG ONZ wykonano symulacje numeryczne metodą elementów skończonych i weryfikujące badania eksperymentalne, pomiarów rzeczywistych obciążeń działających na ten dyszel.

* Politechnika Wrocławska, Katedra Konstrukcji Badań Maszyn i Pojazdów

WSTĘP

Elementy sprzęgające zespołu pojazdów podlegają przepisom zawartym w Regulaminie nr 55 EKG ONZ – *Jednolite przepisy dotyczące homologacji mechanicznych elementów sprzęgających zespołów pojazdów* [1]. Zgodnie z tym regulaminem dyszel musi spełnić szereg warunków związanych z bezpiecznym użytkowaniem zestawu pojazdów (rys. 1). W pracy przedstawiono analizę wytrzymałościową MES [2,3] dyszla przyczepy dla obciążeń pionowych i poziomych określonych w/w regulaminie oraz długoterminowe pomiary tensometryczne przeprowadzone podczas normalnego użytkowania przyczepy centralnoosiowej.



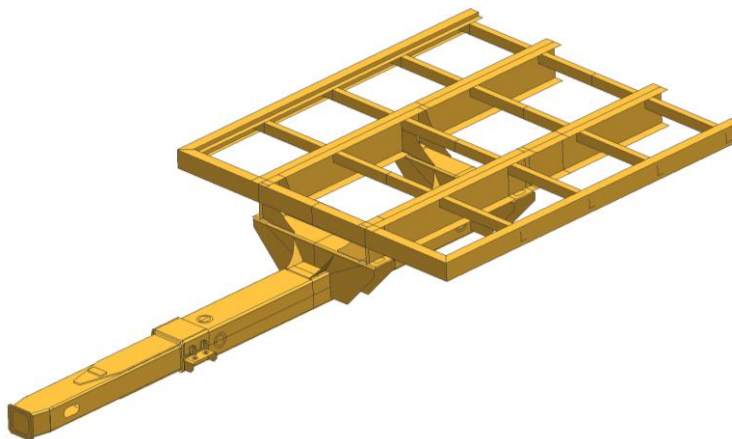
Rys. 1. Obiekt badań i analiz, zestaw kubaturowy pojazd i przyczepa centralnoosiowa



Rys. 2. Dyszel przyczepy centralnoosiowej

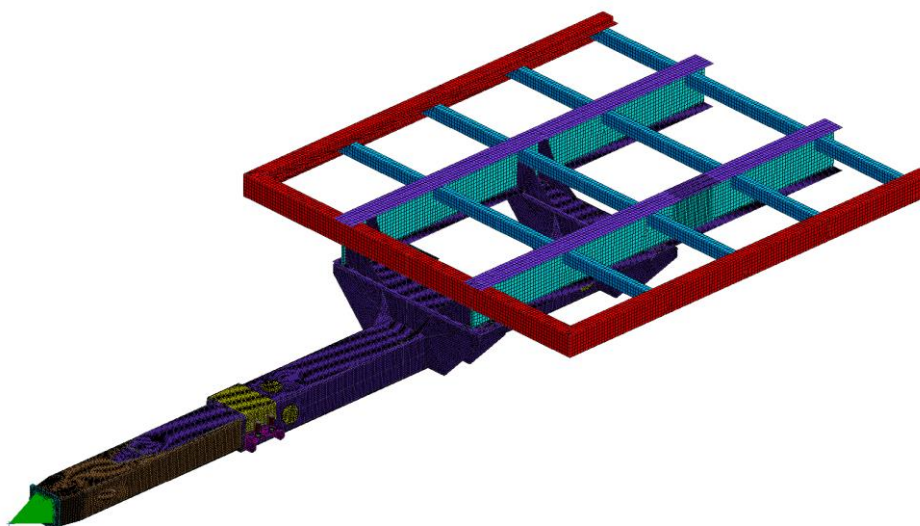
ANALIZA NUMERYCZNA MES DYSZLA PRZYCZEPY CENTRALNOOSIOWEJ

Regulamin nr 55 EKG ONZ [1] określa obciążenia jakie powinny być zastosowane podczas badań dyszla przyczepy. W celu sprawdzenia przyjętych rozwiązań konstrukcyjnych dyszla przeprowadzano symulacje komputerowe metodą elementów skończonych. Do symulacji komputerowej opracowano model dyszla w stanie wysuniętym z fragmentem ramy przyczepy. Zastosowano model geometryczny powierzchniowy pokazany na rysunku 3.



Rys. 3. Model geometryczny powierzchniowy dyszla w stanie wysuniętym z częścią ramy przyczepy

Na tak przygotowanym modelu geometrycznym wygenerowano siatkę elementów skończonych powłokowych (rys. 4). Model dyskretny uzupełniono elementami specjalnymi *1D Connection* [2,3] w celu umożliwienia wprowadzenia obciążenia. W modelu uwzględniono połączenia śrubowe z napięciem wstępnym oraz kontakty pomiędzy częścią wysuwaną, a częścią stałą dyszla.



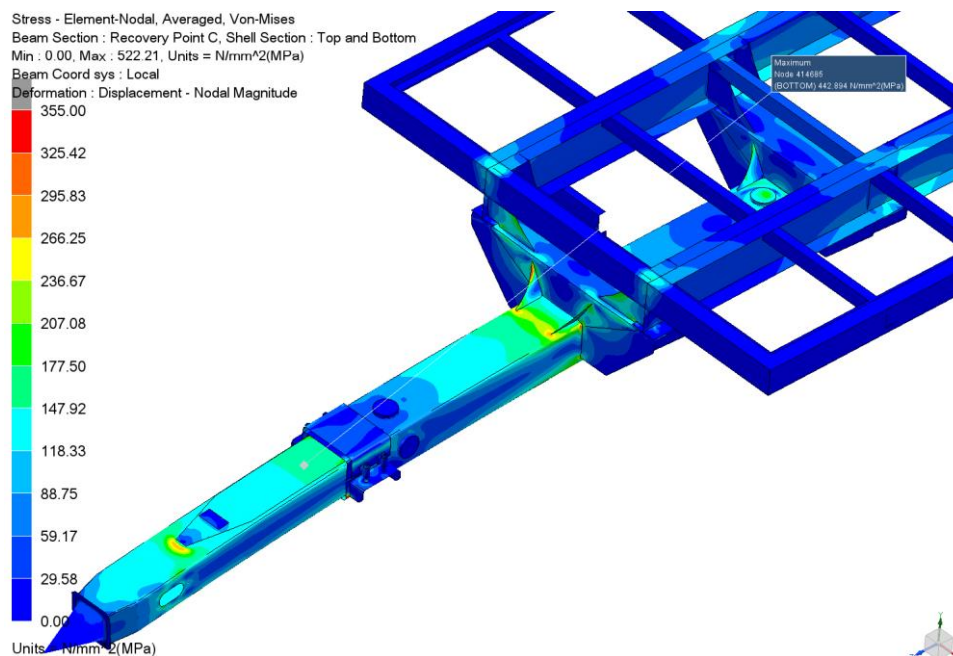
Rys. 4. Model dyskretny powłokowy dyszla w stanie wysuniętym z częścią ramy przyczepy

Zgodnie z regulaminem, który określa warunki przeprowadzania badań eksperymentalnych dyszli, wprowadzono obciążenie siłą poziomą w osi poziomej dyszla i siłą pionową. Natomiast utwierdzenie ramy przyczepy przyjęto tak jak utwierdza się ramę na stanowisku badawczym.

Do obliczeń wytrzymałości doraźnej wzięto pod uwagę charakterystyczną wartość eksploatacyjną amplitudy siły pionowej $V = 85 \text{ kN}$ i siły poziomej $D_c = 140 \text{ kN}$, przyłożoną

w miejscu sprzęgu z pojazdem. Natomiast do obliczeń zmęczeniowych przyjęto wartość $\pm 0,6D_c$; $\pm 0,6V$ oraz charakterystyczną wartość eksploatacyjną dla masy nałożonej pionowo na sprzęg $S=2000\text{kg}$.

Analiza MES konstrukcji dyszla umożliwiła dobór postaci geometrycznej spełniający wymagania wytrzymałościowe. Rozważono 3 wersje rozwiązań dyszla, w tym wersje spawane i skręcane śrubami [4]. Przykładowy wynik obliczeń MES w postaci rozkładu naprężeń zredukowanych HMH pokazano na rysunku 5.



Rys. 5. Rozkład naprężeń zredukowanych HMH od obciążenia pionowego $V = 75 \text{ kN}$

POMIARY RZECZYWISTYCH OBCIĄŻEŃ DZIAŁAJACYCH NA DYSZEL PRZYCZEPY

Celem badań było zmierzenie rzeczywistych eksploatacyjnych zakresów obciążeń dyszla przyczepy poprzez pomiar tensometryczny odkształceń na konstrukcji dyszla. Pomiar miał wykazać rozkład zmienności zakresów naprężeń i wartości średniej naprężeń w warunkach kilkutygodniowej eksploatacji. Na bazie wyników pomiarów możliwe było wyznaczenie trwałości dyszla w warunkach eksploatacyjnych [5].

Obiektem badań była przyczepa centralno-osiowa dwuosiowa w zestawie z samochodem. Zestaw pojazdów był przeznaczony do transportu maszyn – czyli ładunków o nieustalonej masie i rozkładzie obciążenia na pojazdy zestawu. Pomiar odbywał się podczas przewozu różnych ładunków, a średnia wartość siły pionowej w sprzęgu między samochodem i przyczepą zmieniała się. Badany obiekt nie był przeznaczony do przewożenia ładunków masowych, lecz transportu różnego rodzaju maszyn. Warunki obciążenia zmieniały się.

Kompletny układ pomiarowy obejmował czujniki zamontowane na samochodzie i przyczepie oraz dwa rejestratory [5]. Z punktu widzenia celu pomiarów najistotniejszą rolę odgrywały dwa czujniki tensometryczne ułożone na górnej i dolnej półce dyszla przyczepy (rys. 6). Do przetwarzania i rejestracji danych zastosowano rejestrator mobilny MR8-470. Rejestrator ten wyposażony był w kartę pamięci SD oraz RTC. Zegar czasu rzeczywistego dostarczał danych o czasie i był zapisywany wraz z danymi z ośmiu torów pomiarowych. Częstotliwość próbkowania wynosiła 60 Hz. W każdym fizycznym sektorze pamięci zapisywanych jest 31 próbek z 8 kanałów. Znając liczbę zapisanych sektorów łatwo obliczyć

liczbę próbek i czas zapisu. Dane były zapisywane tylko w trakcie zasilania rejestratora z instalacji samochodowej, więc obejmowały głównie okres jazdy pod obciążeniem ładunkiem.



Rys. 6. Punkt pomiarowy C5 na górnej półce dyszla

Pomiar obejmował okres ponad 2 miesięcy. Zapisano ponad 3 mln sektorów dysku – ponad 93 mln próbek. Na podstawie naprężeń ST w półce górnej i SB w półce dolnej obliczono:

- normalne SV wynikające ze zginania dyszla od pionowej siły w sprzęgu FV

$$SV = (SB - ST) / 2, \quad (1)$$

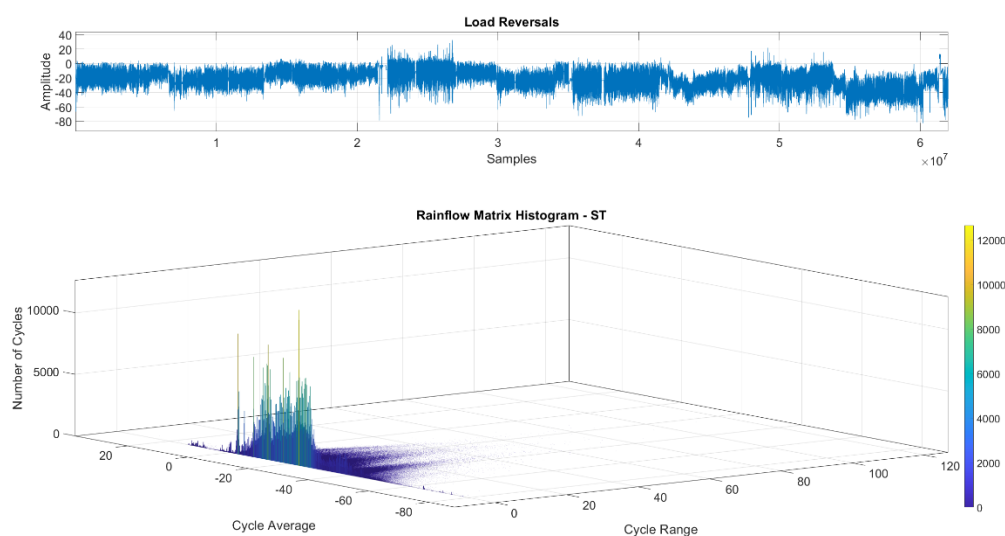
- naprężenie normalne SQ wynikające z działania siły wzdłuż dyszla FQ

$$SQ = (SB + ST) / 2. \quad (2)$$

Następnie przebiegi naprężeń ST, SB, SV i SQ poddano analizie *rainflow* [6] uzyskując liczby cykli w dziedzinach:

- zakresów naprężeń DS,
- wartości średnich naprężeń.

Przykładowy wynik analizy z badanego okresu pomiarów wartości średniej naprężenia ST przedstawiono na rysunku 7.



Rys. 7. Rozkład liczby cykli w dziedzinie zakresu naprężeń DST w punkcie C5 i wartości średniej naprężenia ST w okresie pomiarów T2, sumaryczna liczba cykli 7 865 425 [5]

Dodatkowo wykonano obliczenia numeryczne skalujące punkty pomiarowe. Model dyszla z resztą konstrukcji nośnej przyczepy obciążono siłami FQ i FV o wartościach 10 kN w odrębnych przypadkach obciążenia i odczytano naprężenia normalne w miejscach pomiaru C5 i C6. Wyniki obliczeń MES wskazują, że dla poziomów sił w sprzęgu 10 kN uzyskuje się zmiany naprężenia normalnego:

- DSV_10kN = 24,9 MPa,
- DSQ_10kN = 0,91 MPa.

Uzyskane wyniki pozwalają ocenić sytuację – przebieg zmęczeniowy w warunkach eksploatacji przyczepy.

Wyniki pomiarów wskazują, że w okresie T2 - 287 godzin jazdy:

- zakres zmienności naprężeń w skrajnych włóknach belki dyszla przekroczył poziom DS_1e8_120 w liczbie N_1e8_120 = 337,
- zakres zmienności naprężeń DS_1e8_80 był przekroczony w liczbie N_1e8_80 = 3581.

Obliczono ekwiwalentną liczbę cykli w obszarze trwałości ograniczonej odpowiednią dla poziomu zakresu naprężeń DS_2e6_80 = 80 MPa uwzględniając cykle w liczbie N_1e8_80:

N_80 = 655 w okresie 287 godzin pracy, ok. 1 miesiąc -> w okresie 10 lat ciągłej jazdy liczba cykli w zakresie 80 MPa nie przekracza $0,08 \times 10^6$.

Ekwiwalentna liczba cykli dla poziomu zakresu naprężeń DS_2e6_120 odpowiednia dla spoin wzdłuż dyszla i nakładek w okresie T2 wyniosła: N_120 = 333, co w przeliczeniu na okres 10 lat ciągłej jazdy liczba cykli w zakresie 120 MPa nie przekracza $0,04 \times 10^6$.

WNIOSKI

Analiza wytrzymałościowa metodą elementów skończonych pozwoliła dobrać właściwą postać rozwiązania konstrukcyjnego dyszla spośród trzech proponowanych. Wskazano miejsca koncentracji naprężeń i zaproponowano zmiany mające na celu obniżenie ich poziomu do wartości dopuszczalnych.

Do porównania z wytycznymi regulaminu 55 EKG ONZ [1] należałoby wykonać obliczenia DSV dla zakresu zmienności siły $2 \cdot V$ oraz DSQ dla zakresu zmienności siły $2 \cdot Dc$. Wartości V, Dc są obliczane indywidualnie do przypadku zestawu pojazdów. Dla porównania orientacyjna wartość V wynosi ok. 47 kN, co daje zakres zmienności $2V$ 94 kN i zakres DSV na dyszlu w punkcie C6 234 MPa. Wg regulaminu 55 EKG ONZ badany dyszel w zasadzie nie powinien spełnić kryteriów wytrzymałościowych, ale w świetle wyników pomiarów jest poprawnie zwymiarowany dla obciążeń eksploatacyjnych jakie były w okresie rejestracji na obiekcie badań.

Wg regulaminu 55 EKG ONZ [1] dyszle z układami ich zamocowania mają spełniać znacznie cięższe warunki zmienności sił w sprzęgu. Przykład eksploatacyjny zupełnie odstaje od wytycznych regulaminu 55 i ukazuje, że rzeczywiste warunki obciążenia są zdecydowanie łagodniejsze i w przykładzie przyczepy do przewożenia maszyn nie są w stanie doprowadzić do zmęczenia materiału na samym dyszlu, co nie znaczy, że układ zamocowania dyszla jest dobry. Wyniki pomiarów i analiz charakteryzują wybrany przykład eksploatacyjny.

Praca została zrealizowana ze środków EFRR w ramach Regionalnego Programu Operacyjnego Województwa Dolnośląskiego na lata 2014-2020. Nr projektu: PDS.01.02.02-02-0041/19 „Przeprowadzenie prac B+R szansą na rozwój Elbo Sp. z o.o.”

Literatura

- [7] Regulamin nr 55 Europejskiej Komisji Gospodarczej Organizacji Narodów Zjednoczonych (EKG ONZ) – *Jednolite przepisy dotyczące homologacji mechanicznych elementów sprzęgających zespołów pojazdów* [2018/862].
- [8] Rusiński E., Czmochoński J., Smolnicki T.: *Zawansowana Metoda Elementów Skończonych*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2000.
- [9] Zienkiewicz O.C., Taylor R.L.: *The finite element method*. Vol. 1, Vol. 2. McGraw-Hill Book Company, London 1991.

- [10] Czmochoowski J., Olejnik M., Stańco M., Smolnicki T.: *Opracowanie projektu uniwersalnego zestawu kubaturowego umożliwiającego przewóz ładunków spaletyzowanych oraz ponadnormatywnych osłoniętych plandeką. Etap 2. Analiza wytrzymałościowa i zmęczeniowa dyszla w wersji krótkiej i rozciągniętej ...*, Raport PWr serii SPR nr 81/2022, Wrocław 2022.
- [11] Czmochoowski J., Kowalczyk M., Stańco M., Smolnicki T.: *Opracowanie projektu uniwersalnego zestawu kubaturowego umożliwiającego przewóz ładunków spaletyzowanych oraz ponadnormatywnych osłoniętych plandeką. Etap 1. Zebranie danych dotyczących obciążeń działających na zestaw w celu wyznaczenia rzeczywistych obciążeń ...*, Raport PWr serii SPR nr 105/2022, Wrocław 2022.
- [12] PN-EN 1993-1-9, Eurokod 3: *Projektowanie konstrukcji stalowych, Część 1-9: Zmęczenie*, kwiecień 2007.

NUMERICAL-EXPERIMENTAL STRENGTH ANALYSIS OF THE EXTENDABLE DRAWBAR OF A CENTRAL-AXLE TRAILER

Summary

As part of the implementation of the project of a universal cubic set enabling the transport of palletized and oversize loads covered with a tarpaulin, an important issue was the strength analysis of the drawbar of a central axle trailer. In order to ensure the requirements contained in the UN ECE Regulation No. 55, numerical simulations using the finite element method and experimental tests of measurements of actual loads acting on this drawbar were performed.

NUMERYCZNO-EKSPERYMENTALNA ANALIZA WYTRZYMAŁOŚCIOWA KONSTRUKCJI NOŚNYCH ROBOTÓW WYBURZENIOWYCH STEROWANYCH ZDALNIE W ASPEKCIE ICH TRWAŁOŚCI EKSPLOATACYJNEJ

W artykule przedstawiono analizę wytrzymałościową konstrukcji nośnych robotów wyburzeniowych z uwzględnieniem ich trwałości eksploatacyjnej. Zastosowano metodologię łączącą symulacje MES z pomiarami tensometrycznymi i wibroakustycznymi. Przeprowadzono iteracyjną kalibrację modeli oraz optymalne rozmieszczenie czujników. Badano wpływ obciążeń na trwałość elementów i odporność konstrukcji na drgania. Zastosowana metodologia i opracowany system poprawia bezpieczeństwo, efektywność i trwałość komponentów.

* Katedra Konstrukcji Badań Maszyn i Pojazdów, Wydział Mechaniczny, Politechnika Wrocławska

OBIEKT BADAŃ

W ostatnich latach obserwuje się dynamiczny rozwój technologii związanych z automatyzacją i robotyzacją prac budowlanych, w tym szczególnie procesów wyburzeniowych. Zdalnie sterowane roboty wyburzeniowe znajdują coraz szersze zastosowanie w zadaniach wymagających wysokiego poziomu bezpieczeństwa, precyzji oraz efektywności pracy w trudnych warunkach środowiskowych. Jednym z kluczowych aspektów ich konstrukcji jest odpowiednia wytrzymałość oraz trwałość eksploatacyjna układów nośnych, które poddawane są znacznym obciążeniom dynamicznym i zmiennym w czasie. W takich środowiskach kluczowe staje się nie tylko spełnienie klasycznych kryteriów wytrzymałości statycznej, lecz także wiarygodna ocena trwałości eksploatacyjnej, determinującej bezpieczeństwo operatorów, dyspozycyjność sprzętu i koszty cyklu życia.

W artykule przedstawiono zastosowanie numeryczno-eksperymentalnej analizy wytrzymałościowej konstrukcji nośnych zdalnie sterowanych robotów wyburzeniowych, ze szczególnym uwzględnieniem ich trwałości eksploatacyjnej. Przedmiotem badań były maszyny produkowane przez firmę Advanced Robotic Engineering sp. z o.o., reprezentujące dwie różne koncepcje konstrukcyjne układu nośnego. Analizie poddano dwa modele: ARE 1.0 oraz ARE 2.0 [1], które różnią się gabarytami oraz przeznaczeniem do specjalistycznych prac wyburzeniowych, a przede wszystkim — rozwiązaniami konstrukcyjnymi w zakresie ustroju nośnego.



Rys. 1. Zdalnie sterowany robot wyburzeniowy ARE 1.0 firmy ARE sp. z o.o. wykorzystany do badań [1]

Model ARE 1.0, zaprezentowany na rysunku 1 o mniejszych wymiarach, wyposażony jest w stałe podwozie zintegrowane z układem jezdny, systemami napędowymi, roboczymi i sterującymi. Część robocza robota składa się z platformy oraz trójczłonowego ramienia roboczego, umożliwiającego wykonywanie operacji w ograniczonych przestrzeniach. Z kolei model ARE 2.0 zaprezentowany na rysunku 2 charakteryzuje się rozdzieloną konstrukcją podwozia, w którym zastosowano gąsienice oraz podpory o regulowanym położeniu względem ustroju nośnego. Do tego ostatniego mocowany jest układ roboczy, a także wszystkie systemy napędowe i sterowania.



Rys. 2. Zdalnie sterowany robot wyburzeniowy ARE 2.0 firmy ARE sp. z o.o. wykorzystany do badań [1]

W przedstawionej w artykule numeryczno-eksperymentalnej analizie wytrzymałościowej konstrukcji nośnych robotów wyburzeniowych sterowanych zdalnie zaproponowano spójną metodykę badawczą, która integruje modelowanie metodą elementów skończonych (MES) – umożliwiające analizę pól naprężeń i odkształceń w stanach statycznych oraz quasi-dynamicznych – z badaniami eksperymentalnymi, obejmującymi pomiary tensometryczne oraz analizę wibroakustyczną, prowadzonymi w warunkach zbliżonych do rzeczywistych scenariuszy pracy. Taka triangulacja danych pozwala na kalibrację modeli obliczeniowych, identyfikację miejsc koncentracji naprężeń oraz weryfikację kryteriów zmęczenia w funkcji spektrum obciążeń roboczych.

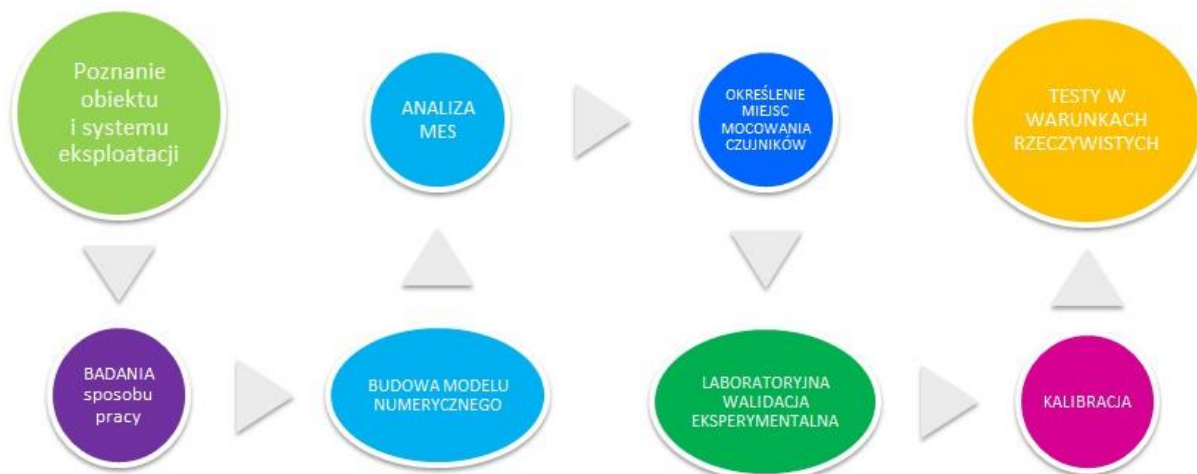
Celem badań było określenie wpływu warunków obciążenia na trwałość eksploatacyjną kluczowych elementów nośnych oraz weryfikacja wyników analiz numerycznych z danymi uzyskanymi w badaniach eksperymentalnych. Zastosowanie zintegrowanego podejścia umożliwiło identyfikację newralgicznych obszarów konstrukcji, co w konsekwencji pozwala na zwiększenie niezawodności i bezpieczeństwa pracy maszyn w warunkach rzeczywistych. Przedstawione w analizie dwa zdalnie sterowane roboty wyburzeniowe – modele ARE 1.0 oraz ARE 2.0 – pozwoliły na porównanie różnych rozwiązań konstrukcyjnych pod kątem ich odporności na drgania oraz specyfiki pracy, co ma bezpośredni wpływ na trwałość eksploatacyjną.

METODOLOGIA BADAŃ

Zaprezentowana w artykule metodologia stanowi nowatorskie podejście łączące analizę numeryczną z pomiarami eksperymentalnymi prowadzonymi w czasie rzeczywistym, opracowane w celu przeciwdziałania awariom konstrukcji w robotach wyburzeniowych. Głównym założeniem tej metody jest integracja symulacji komputerowej, realizowanej

w oparciu o metodę elementów skończonych (MES), z systemem rzeczywistego monitorowania obciążeń i drgań za pomocą czujników tensometrycznych oraz akcelerometrów (rys. 3).

Analiza MES umożliwia identyfikację lokalnych stref koncentracji naprężeń oraz określenie dopuszczalnych progów ich intensywności, co pozwala na przewidywanie potencjalnych miejsc inicjacji uszkodzeń strukturalnych. Jednocześnie pomiary eksperymentalne prowadzone w rzeczywistych warunkach eksploatacyjnych dostarczają danych niezbędnych do walidacji modelu numerycznego. Model ten podlega iteracyjnej kalibracji, dzięki czemu możliwe jest jego sukcesywne dostosowanie do dynamicznych warunków pracy maszyny.



Rys. 3. Etapy zaprezentowanej metodologii numeryczno-eksperymentalnej

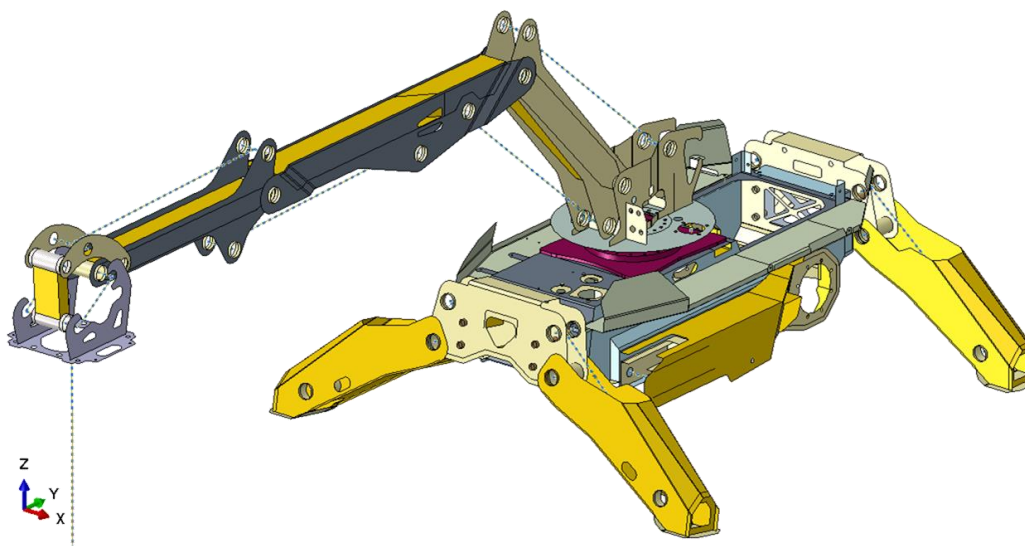
Kluczowym elementem metodologii jest także optymalizacja rozmieszczenia czujników pomiarowych, wspomagana wynikami analiz MES. Takie podejście pozwala na efektywne monitorowanie kluczowych elementów konstrukcyjnych oraz zapewnia wczesne wykrywanie stanów granicznych, które mogą prowadzić do degradacji strukturalnej.

Zintegrowane podejście, łączące predykcyjną moc obliczeniową metod numerycznych z diagnostyczną wartością danych empirycznych, wpisuje się w aktualne kierunki rozwoju inżynierii mechanicznej i koncepcji cyfrowych bliźniaków (Digital Twins), stosowanych m.in. w predykcyjnym utrzymaniu ruchu i projektowaniu systemów odpornych na uszkodzenia [2, 3]. Walidacja i kalibracja modeli obliczeniowych przy użyciu rzeczywistych danych pomiarowych jest obecnie uznawana za jedno z kluczowych narzędzi w procesie oceny niezawodności konstrukcji mechanicznych [4–6].

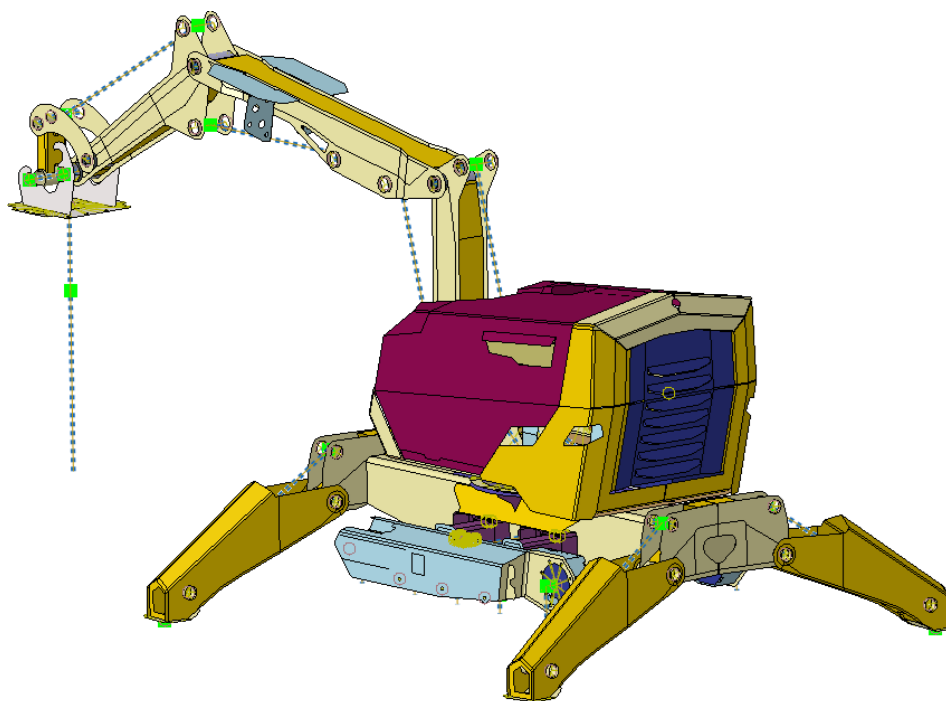
BADANIA NUMERYCZNE

W pierwszym etapie prac badawczych przeprowadzana jest szczegółowa analiza wytrzymałościowa konstrukcji nośnej robota wyburzeniowego z wykorzystaniem MES. Celem badań jest uzyskanie wstępnej charakterystyki mechanicznej układu konstrukcyjnego robota oraz identyfikacja obszarów narażonych na największe obciążenia mechaniczne podczas pracy w warunkach rzeczywistych, w tym również w środowisku o zwiększonym ryzyku uderów i przeciążeń typowych dla prac wyburzeniowych [7,8].

Na podstawie dokumentacji konstrukcyjnej oraz parametrów geometrycznych opracowywane są szczegółowe modele numeryczne (rys. 4 i 5), odwzorowujące kluczowe elementy nośne robota. Modele te poddawane są obciążeniom odzwierciedlającym typowe i skrajne scenariusze eksploatacyjne, zdefiniowane w oparciu o dane uzyskane od operatorów i użytkowników końcowych.



Rys. 4. Numeryczny model geometrii konstrukcji robota wyburzeniowego ARE 1.0

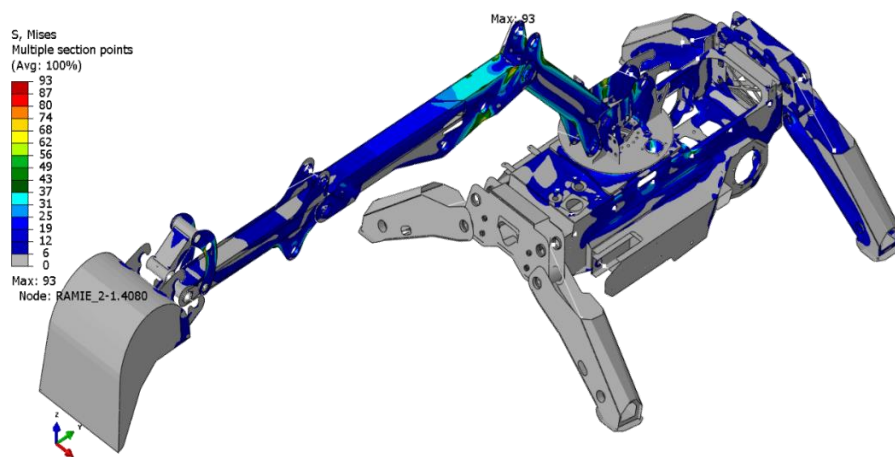


Rys. 5. Numeryczny model geometrii konstrukcji robota wyburzeniowego ARE 2.0

Zakres analiz uwzględnia przypadki intensywnej pracy narzędzi wyburzeniowych (np. młotów hydraulicznych) oraz dynamiczne reakcje układu wynikające z oddziaływań zewnętrznych i nieregularnych kontaktów z podłożem lub wyburzaną strukturą [9]. Wszelkie prace związane z przygotowaniem modelu numerycznego, jak również same obliczenia, zostały przeprowadzone z wykorzystaniem oprogramowania Abaqus CAE [10].

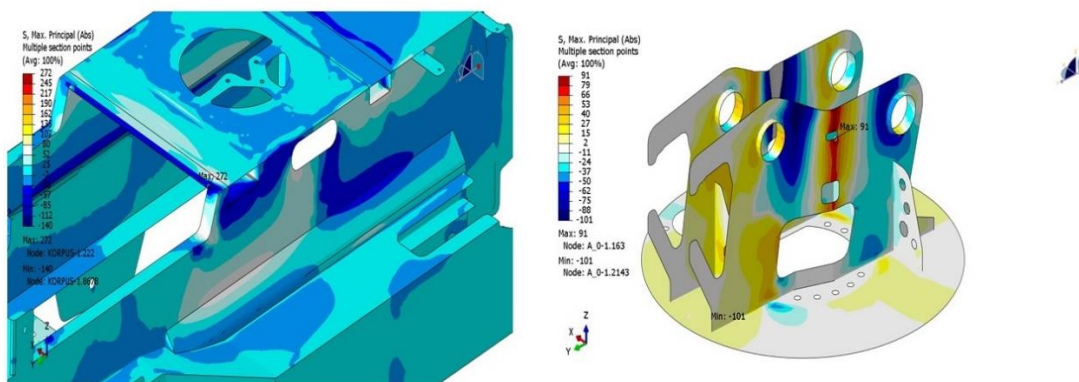
Analizy numeryczne realizowane są w trzech uzupełniających się etapach:

- **Etap I** – statyczna analiza naprężeń zredukowanych prowadzona zgodnie z hipotezą Hubera-Misesa-Hencky’ego (H-M-H). Wyniki prezentowane są w postaci warstwicz naprężeń zredukowanych, co umożliwia identyfikację stref krytycznych, tj. miejsc o najwyższych wartościach naprężeń i potencjalnym ryzyku wystąpienia uszkodzeń (rys. 6).

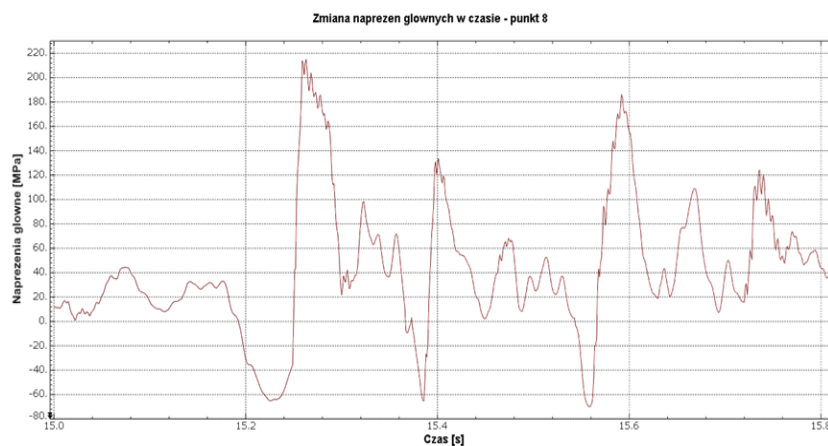


Rys. 6. Przykładowe wyniki etapu I w postaci warstwicy naprężeń zredukowanych wg H-M-H konstrukcji robota wyburzeniowego ARE 1.0

- Etap II – analiza dynamiczna ukierunkowana na ocenę rozkładu naprężeń głównych w warunkach zmiennych obciążeń. W tym przypadku symulacje odwzorowują zmienny charakter oddziaływań dynamicznych w wybranych punktach konstrukcji, z uwzględnieniem nieustalonego charakteru pracy maszyn wyburzeniowych. Pozwala to na ocenę lokalnych wartości ekstremalnych i analizę cyklicznego charakteru naprężeń (rys. 7).



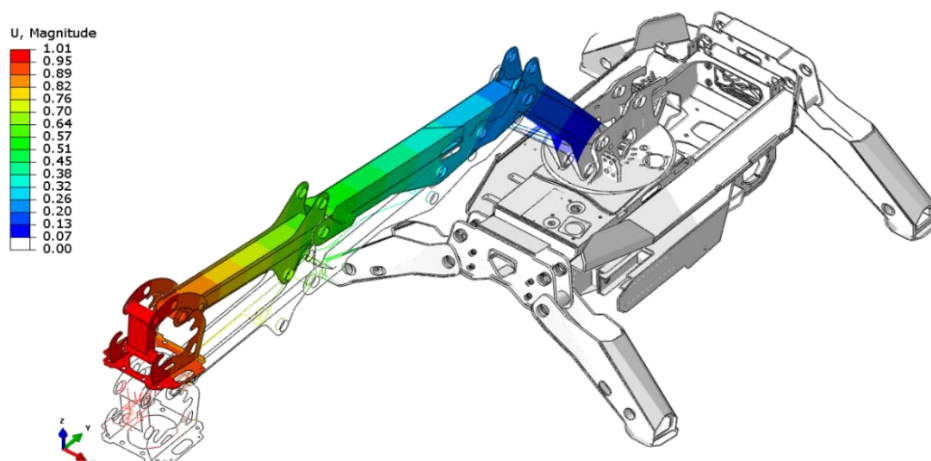
Rys. 7. Przykładowe wyniki etapu II w postaci warstwicy naprężeń głównych dla danego przypadku w określonym czasie



Rys. 8. Przykładowe wyniki etapu II w postaci wykresu zmiany naprężeń głównych dla danego przypadku w określonym czasie dla wybranego punktu konstrukcji

Na rysunku 8 przedstawiono przebieg naprężeń głównych w funkcji czasu dla wybranego punktu konstrukcji robota wyburzeniowego. Wykres umożliwia ocenę zmienności obciążeń w analizowanym obszarze w warunkach dynamicznej pracy maszyny.

- Etap III – analiza modalna, której celem jest wyznaczenie częstotliwości oraz postaci drgań własnych konstrukcji. Wiedza na temat drgań własnych (rys. 9) jest kluczowa w kontekście unikania zjawisk rezonansowych, które mogłyby doprowadzić do nadmiernych wahań dynamicznych, a w konsekwencji – do uszkodzeń zmęczeniowych.



Rys. 9. Przykładowe wyniki etapu III prezentujące postać drgań własnych dla przykładowej częstotliwości 5 Hz

Uzyskane w powyższy sposób wyniki stanowią podstawę do dalszego etapu badań eksperymentalnych. Na ich podstawie wyznaczane są najbardziej reprezentatywne lokalizacje do umieszczenia czujników pomiarowych, w szczególności tensometrów oporowych oraz akcelerometrów. Odpowiednie rozmieszczenie czujników umożliwia późniejszą walidację modelu MES oraz monitorowanie zachowania konstrukcji w czasie rzeczywistym.

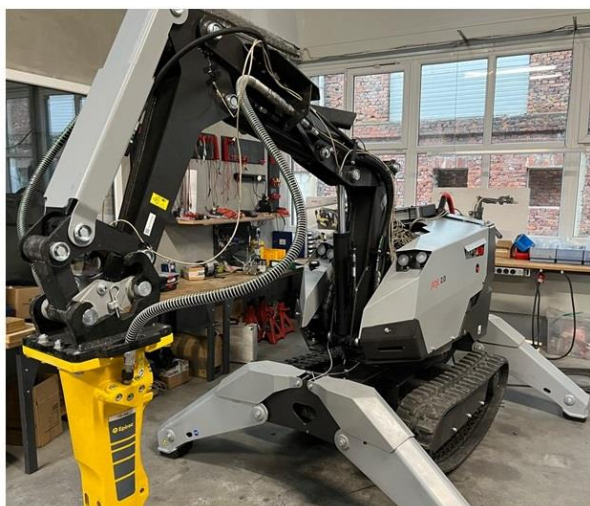
BADANIA EKSPERYMENTALNE

Kolejny etap zaprezentowanej metodologii obejmuje realizację badań eksperymentalnych prowadzonych w dwóch fazach: laboratoryjnej oraz terenowej (rys. 10). Głównym celem tych działań jest kalibracja modelu numerycznego na podstawie rzeczywistych danych pomiarowych oraz weryfikacja zgodności rozkładu naprężeń uzyskanych w analizach MES z wynikami pomiarów przeprowadzonych na fizycznym obiekcie – robotach wyburzeniowych typu ARE 1.0 i 2.0.

Na podstawie wyników analiz numerycznych, w szczególności map rozkładu naprężeń zredukowanych oraz wartości naprężeń głównych, wytypowano obszary konstrukcji najbardziej narażone na oddziaływania mechaniczne w czasie pracy. W tych newralgicznych punktach umieszczono czujniki pomiarowe: tensometry oporowe oraz akcelerometry. Lokalizacja czujników została dobrana w taki sposób, aby umożliwić rejestrację naprężeń i przyspieszeń w punktach reprezentatywnych dla dominujących przypadków obciążeniowych [11, 12].

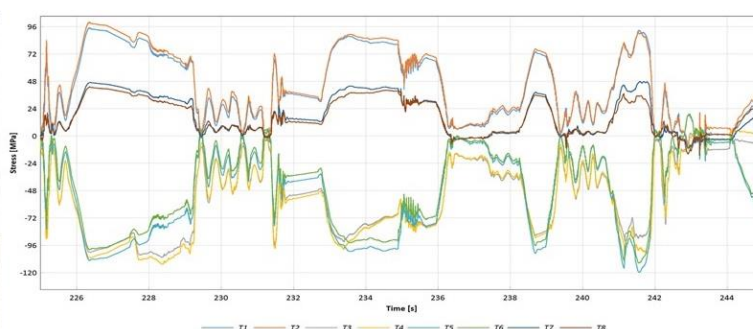
Badania laboratoryjne miały na celu przeprowadzenie kontrolowanych prób obciążeniowych w warunkach umożliwiających precyzyjne odwzorowanie zdefiniowanych przypadków obciążenia uwzględnionych w analizie numerycznej MES.

Dane uzyskane z pomiarów laboratoryjnych posłużyły do pierwszej iteracji kalibracji modelu MES, umożliwiając uwzględnienie rzeczywistych sztywności i tłumienia elementów konstrukcyjnych (rys. 10).



Rys. 10. Robot wyburzeniowy ARE 2.0 wyposażony w system pomiarowy do kalibracji laboratoryjnej oraz robot w terenie podczas prac wyburzeniowych

Podczas badań eksperymentalne przeprowadzono podczas rzeczywistej pracy robota w terenie, w tym podczas intensywnych operacji wyburzeniowych (rys. 10), takich jak kucie konstrukcji żelbetowych. Rejestrowano zmiany sygnałów tensometrycznych oraz przyspieszeń w czasie (rys. 11), co pozwoliło na ocenę zachowania konstrukcji pod wpływem dynamicznych obciążeń eksploatacyjnych oraz na dalszą walidację modelu numerycznego.



Rys. 11. Przykładowe miejsce rozmieszczenia tensometrów i czujników przyspieszeń w wybranych punktach konstrukcji nośnej robota, wytypowanych na podstawie wyników analizy MES oraz przykładowy przebieg przyspieszenia w czasie dla wybranego punktu konstrukcji robota – kucie materiału

PODSUMOWANIE

Zaproponowana metodologia, łącząca analizę numeryczną z wykorzystaniem metody elementów skończonych (MES) oraz pomiary eksperymentalne prowadzone w czasie rzeczywistym, wykazuje wysoką skuteczność w ocenie stanu obciążenia i identyfikacji potencjalnych zagrożeń awarii konstrukcji robotów wyburzeniowych.

Przeprowadzone badania – zarówno laboratoryjne, jak i terenowe – zintegrowane z opracowanym systemem pomiarowym, potwierdzają potencjał tej metody w zakresie zwiększenia efektywności użytkowej oraz wydłużenia trwałości eksploatacyjnej konstrukcji maszyny. Opracowany system monitorowania, oparty na danych z tensometrów i akcelerometrów, w połączeniu z dynamicznie kalibrowanym modelem MES, umożliwia dokładne odwzorowanie rzeczywistych warunków pracy maszyny. Pozwala to nie tylko na bieżące śledzenie stanu technicznego konstrukcji, ale również na predykcyjne reagowanie na niekorzystne warunki eksploatacyjne.

Zintegrowane podejście znacząco wpływa na trzy kluczowe aspekty użytkowania maszyn: poprawę bezpieczeństwa konstrukcji i skuteczne zapobieganie awariom, zwiększenie

efektywności operacyjnej poprzez monitorowanie obciążeń w czasie rzeczywistym, oraz wydłużenie trwałości komponentów dzięki lepszej diagnostyce i optymalizacji warunków pracy.

Dodatkowo, integracja danych pomiarowych i wyników analiz MES stwarza możliwość rozwoju systemu typu HMI (Human-Machine Interface), który może aktywnie informować operatora o wystąpieniu niekorzystnych warunków obciążenia. W ten sposób system pełni nie tylko funkcję diagnostyczną, ale również wspomaga podejmowanie decyzji eksploatacyjnych, zwiększając zarówno funkcjonalność, jak i niezawodność robota wyburzeniowego [13].

Przedstawione wyniki potwierdzają, że integracja nowoczesnych narzędzi symulacyjnych z rzeczywistym monitoringiem stanowi efektywne rozwiązanie wspierające rozwój konstrukcji mechanicznych o podwyższonych wymaganiach wytrzymałościowych i eksploatacyjnych.

Literatura

- [1] Advanced Robotic Engineering – Remote Controlled Demolition Robots Producer. Available online: www.arerobot.com (accessed on 12 May 2023).
- [2] Genta, G. (2005): *Dynamics of Rotating Systems*. Springer.
- [3] Zienkiewicz, O. C., & Taylor, R. L. (2000). *The Finite Element Method: Volume 1: The Basis*. Butterworth-Heinemann.
- [4] Shigley, J. E., Mischke, C. R., & Budynas, R. G. (2004): *Mechanical Engineering Design*. McGraw-Hill.
- [5] Adams, V., & Askenazi, A. (1999): *Building Better Products with Finite Element Analysis*. OnWord Press.
- [6] Scheffer, C., & Girdhar, P. (2004): *Practical Machinery Vibration Analysis and Predictive Maintenance*. Elsevier.
- [7] Andruszko J., Derlukiewicz D.: *The numerical-experimental studies of stress distribution in the three-arm boom of the hybrid machine for construction works*. Proceedings of the 14th International Scientific Conference on Computer Aided Engineering (Lecture Notes in Mechanical Engineering); Rusinski, E., Pietrusiak, D., Eds.; Springer, 24 (2019) 8–14.
- [8] Derlukiewicz D., Cieślak M.: *Study of the Causes of Boom Elements Cracking of Electric Demolition Machine with Use of Experimental and Numerical Methods*. Proceed. of the 13th Inter. Scientific Conference. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham, (2016) 109-119. https://doi.org/10.1007/978-3-319-50938-9_12.
- [9] Derlukiewicz D.: *Application of a Design and Construction Method Based on a Study of User Needs in the Prevention of Accidents Involving Operators of Demolition Robots*. Appl. Sci. 9 (2019) 1500. <https://doi.org/10.3390/app9071500>
- [10] Smith M.: ABAQUS/Standard User's Manual, Version 6.9. Dassault Systemes Simulia Corp, (2009).
- [11] Yurder H., Degirmencioglu A.; Cakir E.: *Measurement of strains induced on a three-bottom moldboard plough under load and comparisons with finite element simulations*. Measurement, 136 (2019) 594–602.
- [12] Sokolski P., Smolnicki T.: *A Method for Monitoring the Technical Condition of Large-Scale Bearing Nodes in the Bodies of Machines Operating for Extended Periods of Time*. Energies, 14 (2021) 6637. <https://doi.org/10.3390/en14206637>
- [13] Kocian M., & Pitel, J. (2019): *Implementation of Human-Machine Interface for Monitoring of Operation States of Hydraulic Press*. International Journal of Engineering Pedagogy, 9(5), 134–141.

Artykuł zawiera prezentację wyników prac przeprowadzonych w fazie badań przemysłowych oraz prac rozwojowych projektu „Opracowanie innowacyjnego, wielozadaniowego, robota przemysłowego o wadze ponad 3 ton, dostosowanego do pracy w obiektach przemysłowych posiadającego innowacyjny system zdalnego sterowania ze wspomaganie pracy operatora za pomocą rozszerzonej rzeczywistości”. Projekt zrealizowany przez Advanced Robotic Engineering Sp. z o.o. w ramach projektu nr POIR.01.01.01-00-1012/2

NUMERICAL AND EXPERIMENTAL STRENGTH ANALYSIS OF LOAD-BEARING STRUCTURES OF REMOTE-CONTROLLED DEMOLITION ROBOTS IN TERMS OF THEIR OPERATIONAL DURABILITY

Summary

This study presents a hybrid method combining FEM analysis and real-time measurements to improve the safety and durability of demolition robots. Numerical simulations identify critical stress zones, while experimental tests with strain gauges and accelerometers enable model calibration. The integrated system enhances structural integrity, operational efficiency, and supports the development of an HMI interface that alerts the operator to adverse working conditions. Results confirm the method's potential in failure prevention and service life extension.

Szymon DUDA*
Michał SMOLNICKI*
Paweł ZIELONKA*
Grzegorz LESIUK*

NUMERYCZNA ANALIZA WPLYWU KONCENTRATORA NAPRĘŻEŃ NA WYTRZYMAŁOŚĆ MATERIAŁU CFRP

Przedstawione wyniki dotyczą numerycznej analizy struktur nawijanych, wykonanych z polimeru zbrojonego ciągłym włóknem węglowym (CFRP). Ze względu na szerokie zastosowanie tego typu struktur w lotnictwie oraz innych dziedzinach inżynierii, istotne jest opracowanie modelu umożliwiającego wiarygodny opis ich zachowania mechanicznego w obecności koncentratorów naprężeń. Proponowanym rozwiązaniem jest model numeryczny z progresywnym uszkodzeniem, przy czym kluczowe znaczenie ma uwzględnienie mechanizmu delaminacji.

* Politechnika Wrocławska, Wydział Mechaniczny, Katedra Mechaniki, Inżynierii Materiałowej i Biomedycznej

WPROWADZENIE

Wraz ze wzrostem zastosowań kompozytów węglowych (ang. *Carbon Fiber Reinforced Polymers*, CFRP) w strukturach inżynierskich, takich jak zbiorniki ciśnieniowe, łopaty turbin wiatrowych czy kadłuby samolotów, rośnie zainteresowanie modelowaniem ich odpowiedzi mechanicznej na różnorodne stany obciążenia. Tworzywa sztuczne, w tym CFRP, umożliwiają przemysłowi lotniczemu optymalizację konstrukcji pod względem masy, sztywności oraz wytrzymałości. Pionierskie rozwiązania zastosowane w samolotach Airbus A350 oraz Boeing 787 Dreamliner doprowadziły do zwiększenia udziału materiałów kompozytowych w strukturze płatowca do około 50%.

Pomimo wielu zalet, istotnym ograniczeniem we wdrażaniu włóknistych materiałów kompozytowych pozostaje trudność w ich obróbce ubytkowej, która wciąż jest powszechną praktyką w wielu branżach, w tym w lotnictwie – zwłaszcza przy wykonywaniu znacznej liczby otworów montażowych. Ponadto, ze względu na takie czynniki jak anizotropia materiału, złożoność stanu obciążenia czy obecność koncentratorów naprężeń, precyzyjny opis zachowania mechanicznego struktur kompozytowych staje się kluczowy na etapie projektowania.

W ostatnim czasie, autorzy, w pracy [1] opracowali metodę szacowania trwałości zmęczeniowej struktur nawijanych wykonanych z materiału CFRP, polegającej na zastosowaniu parametru uszkodzenia przedstawionego w równaniu (1) oraz podejścia płaszczyzny krytycznej.

$$D(\theta) = \Delta\tau_{12} \left(1 + k \frac{\sigma_{2,max}}{\Delta\tau_{12}} \right) \quad (1)$$

gdzie, $\Delta\tau_{12}$ oznacza zakres naprężeń stycznych, $\sigma_{2,max}$ to maksymalne naprężenie normalne w kierunku 2, a k to stała materiałowa skalibrowana poprzez nałożenie danych zmęczeniowych z jednoosiowego rozciągania i czystego skręcania. W równaniu (1), w drugim członie w nawiasie występuje liczba, która odpowiada za wpływ współczynnika karbu, zastosowana wartość 1, odnosi się do próbki gładkiej, bez koncentratora.

W literaturze naukowej znajdują się prace z zakresu odpowiedzi zmęczeniowej materiałów kompozytowych, opisujące różne podejścia modelowe [2–5]. Jednakże wciąż istotne jest opracowanie metody pozwalającej na opis zachowania materiału w obecności koncentratora naprężeń, które pozwoli zapewnić długoterminową integralność strukturalną i bezpieczeństwo takich komponentów.

Celem niniejszej pracy jest przeprowadzenie numerycznej analizy wpływu koncentratorów naprężeń na statyczną wytrzymałość struktur CFRP wytwarzanych metodą nawijania.

Uzyskane wyniki stanowią istotny krok w kierunku bardziej zaawansowanej analizy zmęczeniowej tych struktur.

MATERIAŁ ORAZ METODY BADAWCZE

W ramach niniejszych badań wykorzystano materiał badawczy przedstawiony przez autorów w pracy [1]. Do wytworzenia cienkościennej próbki cylindrycznej metodą nawijania wykorzystano następujące materiały: ciągłe włókno węglowe firmy Zoltek™ oraz żywicę epoksydową dostarczoną przez firmę Huntsman. Efektywne właściwości sprężyste kompozytowej próbki rurowej zostały przedstawione w Tabeli 1.

Tabela 1. Efektywne stałe sprężystości badanego materiału [1]

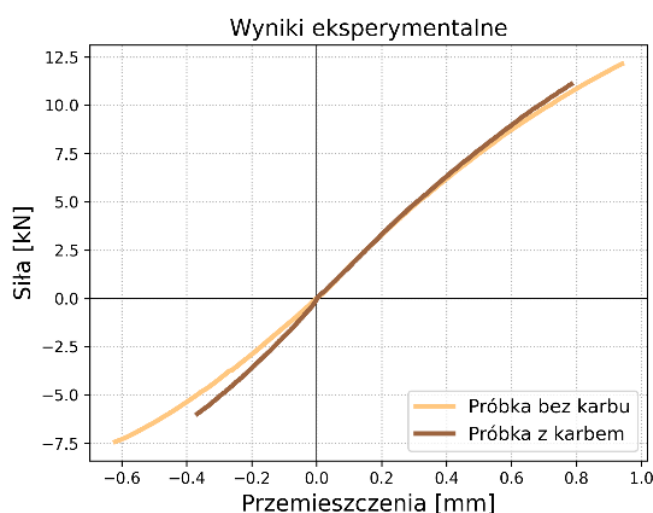
Material	E_1 [MPa]	E_2 [MPa]	ν_{12} [-]	G_{12} [MPa]
CFRP	128 100	5 378	0.345	3 132

Badania eksperymentalne obejmowały testy rozciągania oraz ściskania na maszynie wytrzymałościowej MTS 809 wyposażonej w siłomierz o zakresie ± 50 kN. W celu przygotowania próbki do badań, wykonano koncentratory naprężeń w formie otworu. Miejsce wykonania otworu zostało dobrane na podstawie wcześniejszych badań zmęczeniowych.

Model numeryczny z nieliniowym zachowaniem w ścinaniu oraz progresywnym uszkodzeniem został zaimplementowany zgodnie z pracą [6]. Na podstawie przeprowadzonej analizy metodą elementów skończonych uzyskano rozkład naprężeń dla każdej warstwy w układzie współrzędnych materiałowych oznaczonym jako 123 (1 – kierunek włókien, 2 – kierunek prostopadły do włókien w płaszczyźnie, 3 – kierunek prostopadły do płaszczyzny 12).

DYSKUSJA WYNIKÓW

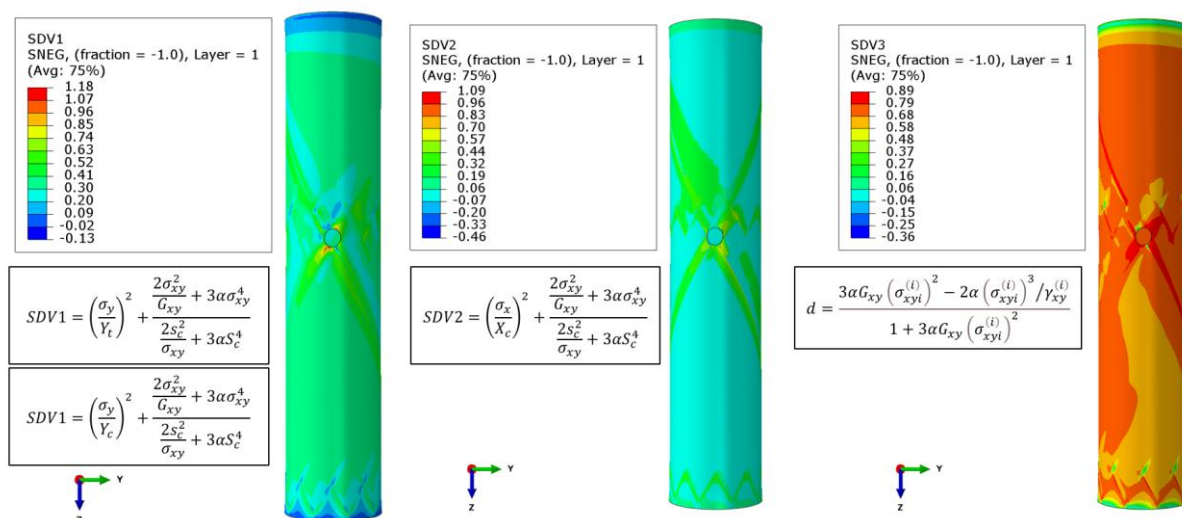
Wyniki eksperymentalne przedstawione zostały na rysunku 1, badania eksperymentalne pokazały, że koncentrator naprężeń zredukował wytrzymałość globalną materiału o co najmniej 1.2 kN dla rozciągania oraz ściskania.



Rys. 1. Porównanie wyników eksperymentalnych dla próbki z karbem oraz bez

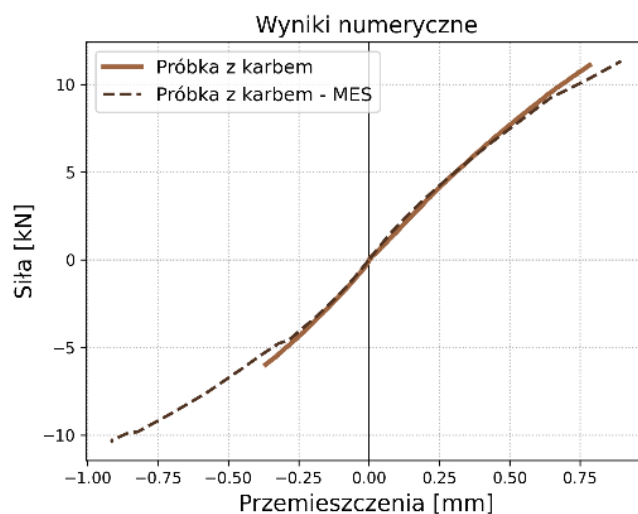
Równocześnie z eksperymentem, wykonana została analiza numeryczna, której wyniki zaprezentowane są na rysunku 2. Wyniki numeryczne pokazują, udział poszczególnych mechanizmów zniszczenia w globalnej dekohezji materiału. W modelu numerycznym zaimplementowane zostały następujące uszkodzenia: pękanie żywicy (SDV1), wyboczenie

włókien (SDV2) oraz zakumulowane uszkodzenie od ścinania (SDV3). Zaimplementowane zniszczenia opisane są wzorami przedstawionymi na rysunku 2, osiągnięcie wartości 1 oznacza występowanie danego uszkodzenia. Analizy numeryczne wykazały, że pękanie żywicy oraz wyboczenie włókien (lokalne), są głównymi mechanizmami uszkodzenia.



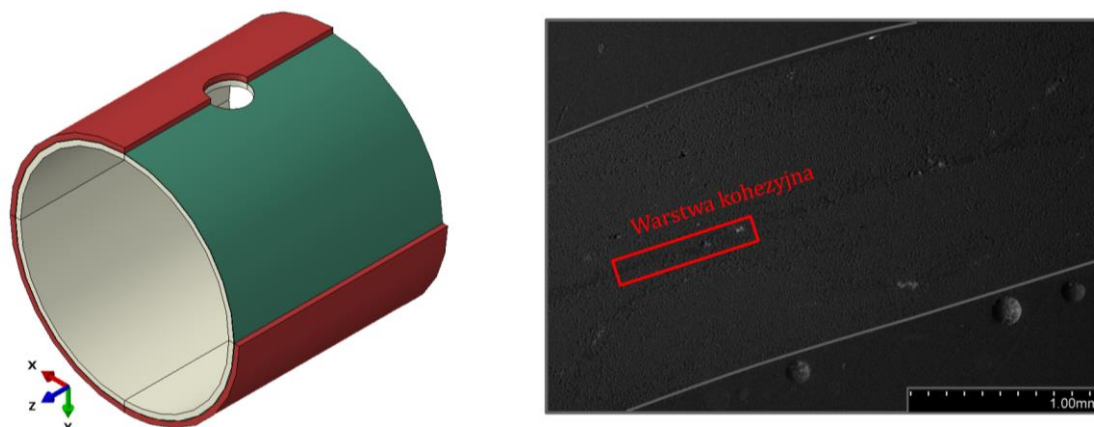
Rys. 2. Wyniki analiz numerycznych uwzględniające poszczególne mechanizmy uszkodzenia, gdzie: SDV1 – uszkodzenia żywicy od rozciągania lub ściskania, SDV2 – wyboczenie włókien, SDV3 – uszkodzenie od ścinania

Zestawienie wyników eksperymentalnych z numerycznymi przedstawione jest na rysunku 3, można zauważyć, że w przypadku obciążenia rozciągającego, model z dużą dokładnością opisuje zachowanie mechaniczne materiału, co sugeruje poprawność zastosowanego modelu w tym zakresie. Jednakże, w przypadku ściskania, mamy znaczącą rozbieżność wartości maksymalnych. Materiały kompozytowe wykazują różną naturę pękania w zależności od obciążenia oraz ukierunkowania warstw. W przypadku obciążeń ściskających, oprócz wymienionych wcześniej mechanizmów uszkodzeń, kluczową rolę odgrywa delaminacja. Ponadto, ze względu na wrażliwość włóknistych materiałów kompozytowych na ściskanie w kontekście jakości struktury, defekty powstałe w wyniku procesu technologicznego istotnie wpływają na ich zachowanie mechaniczne.



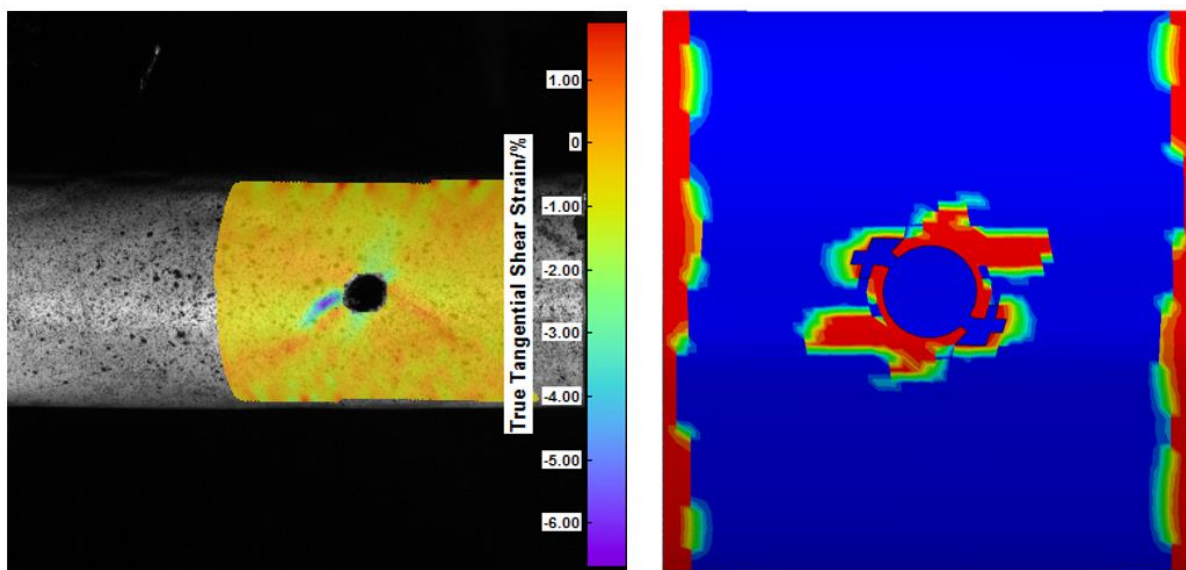
Rys. 3. Zestawienie wyników numerycznych z eksperymentalnymi

W celu poprawnego opisu zachowania badanego materiału pod obciążeniem ściskającym, istotne jest, aby uwzględnić delaminację. Numeryczne metody pozwalają na badanie delaminacji z wykorzystaniem modelu kohezyjnego (powierzchnie lub elementy kohezyjne). W tym celu należy uwzględnić warstwę pośrednią w materiale i opisać jej zachowanie z wykorzystaniem prawa kohezyjnego (z ang. *traction-seperation law*). Na rysunku 4 przedstawiono opracowany model numeryczny oraz zdjęcie mikroskopowe warstwy pośredniej, na tej podstawie zmierzona została jej grubość.



Rys. 4. Wstępny model numeryczny uwzględniający warstwę pośrednią (kolor zielony) oraz zdjęcie mikroskopowe warstwy kohezyjnej

Wyniki przedstawiono na rysunku 5, obejmując zarówno dane eksperymentalne, uzyskane z wykorzystaniem cyfrowej korelacji obrazu (DIC), jak i wyniki numeryczne dotyczące warstwy kohezyjnej. W przypadku danych eksperymentalnych, skala kolorów obrazuje poziom odkształceń postaciowych, wartości przekraczające 6% wskazują na utratę ciągłości materiału. Z kolei w analizie numerycznej, czerwone obszary odpowiadają strefom, w których dochodzi do niemal całkowitego uszkodzenia warstwy kohezyjnej, co interpretowane jest jako zjawisko delaminacji.



Rys. 5. Porównanie wyników eksperymentalnych (cyfrowa korelacja obrazu) z numerycznymi dla warstwy kohezyjnej, gdzie kolor czerwony oznacza zbliżanie się materiału do przerwania ciągłości warstwy tj. delaminacji

WNIOSKI

Na podstawie przeprowadzonych analiz następujące wnioski zostały opracowane:

- 1) Model numeryczny z progresywnym modelem uszkodzenia z dużą dokładnością opisuje mechaniczną odpowiedź struktury CFRP poddanej rozciąganiu.
- 2) W przypadku obciążenia ściskającego model przeszacowuje wytrzymałość z uwagi na brak implementacji defektów oraz mechanizmu delaminacji.
- 3) Alternatywnym rozwiązaniem jest model 3D z uwzględnieniem warstwy pośredniej, który pozwoli na rozszerzenie progresywnego modelu zniszczenia o kolejny mechanizm jakim jest delaminacja.

Podziękowania

Prezentowane wyniki badań zostały uzyskane w ramach zadania badawczego pt.: „Analiza zmian wytrzymałości zmęczeniowej (HCF) i mechanizmu uszkodzeń kompozytowych struktur nawijanych CFRP w obecności koncentratorów naprężeń”, finansowanego z subwencji pro-jakościowej na rozwój potencjału badawczego Wydziału Mechanicznego Politechniki Wrocławskiej w roku 2025.

Literatura

- [1] Duda S., Smolnicki M., Lesiuk G., Fatemi A.: *Multiaxial fatigue modeling of continuous fiber-reinforced polymers using a critical plane approach*. Archives of Civil and Mechanical Engineering 2025; 25: 1–27. <https://doi.org/10.1007/S43452-025-01259-7/TABLES/6>.
- [2] Carraro P.A., Quaresimin M.: *A damage based model for crack initiation in unidirectional composites under multiaxial cyclic loading*. Compos Sci Technol 2014; 99:154–63. <https://doi.org/10.1016/j.compscitech.2014.05.012>.
- [3] Quaresimin M., Carraro P.A.A.: *Damage initiation and evolution in glass/epoxy tubes subjected to combined tension-torsion fatigue loading*. Int J Fatigue 2014; 63:25–35. <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2014.01.002>.
- [4] Quaresimin M., Carraro P.A.: *On the investigation of the biaxial fatigue behaviour of unidirectional composites*. Compos B Eng 2013; 54:200–8. <https://doi.org/10.1016/J.COMPOSITESB.2013.05.014>.
- [5] Weng J., Meng T., Wen W., Weng S.: *Multiaxial fatigue life prediction of composite materials*. Chinese Journal of Aeronautics 2017;30:1012–20. <https://doi.org/10.1016/J.CJA.2017.03.019>.
- [6] Duda S., Smolnicki M., Stabla P., Zielonka P., Osiecki T., Gao C., et al.: *Experimental characterization and modeling of cylindrical CFRP structures under quasi-static multiaxial loading conditions*. Thin-Walled Structures 2024; 195:111364. <https://doi.org/10.1016/j.tws.2023.111364>.

NUMERICAL ANALYSIS OF THE STRESS CONCENTRATION EFFECT ON THE STRENGTH OF CFRP MATERIAL

Summary

The presented results concern the numerical analysis of filament-wound structures made of carbon fiber reinforced polymer (CFRP). Due to the wide application of such structures in the aerospace industry and other engineering fields, it is essential to develop a model that allows for a reliable description of their mechanical behavior in the presence of stress concentrators. The proposed solution is a numerical model with progressive damage, in which the inclusion of the delamination mechanism plays a key role.

Based on the conducted analyses, the following conclusions were drawn:

- 1) The numerical model incorporating progressive damage (shear nonlinearity) accurately describes the mechanical response of the CFRP structure under tensile loading.
- 2) In the case of compressive loading, the model overestimates the strength due to the lack of defect implementation and omission of the delamination mechanism.
- 3) An alternative solution is a 3D model with an interfacial layer, which enables the extension of the progressive damage model to include delamination as an additional failure mechanism.

MONITOROWANIE I IDENTYFIKACJA STANU TECHNICZNEGO STRUKTUR ENERGETYCZNYCH – MOŻLIWOŚĆ CZY KONIECZNOŚĆ?

Przemysł energetyczny należy do jednych z najważniejszych gałęzi gospodarki zaliczany do tzw. sektora strategicznego, co niesie za sobą odpowiednie konsekwencje. Jednym z najważniejszych jej aspektów jest dyspozycyjność urządzeń energetycznych odpowiadających za produkcję energii elektrycznej. Stąd też wydaje się za niezmiernie ważne odpowiednie gospodarowanie i zarządzanie procesem technologicznym a w tym również dbałość o stan techniczny parku maszynowego i struktur nośnych urządzeń. Idąc takim tokiem rozumowania w referacie podjęto tematykę monitorowania oraz identyfikacji stanu technicznego struktur nośnych maszyn i urządzeń eksploatowanych w przemyśle energetycznym.

* Politechnika Wrocławska, Katedra Konstrukcji Badań Maszyn i Pojazdów

** PGE PGE Górnictwo i Energetyka Konwencjonalna S.A. oddział Elektrownia Turów

WPROWADZENIE

Sektor energetyczny w Polsce od lat opiera się głównie na konwencjonalnych źródłach pozyskiwania energii co w obecnej dobie transformacji energetycznej i wciąż dużego zapotrzebowania na energię, przy niedużym udziale OZE, wymaga odpowiedniej kultury technicznej eksploatacji urządzeń energetycznych. Wbrew pozorom, pomimo upływu wielu lat polskie elektrownie węglowe opierają się na zaawansowanych technologiach, które zapewniają ciągłość i bezpieczeństwo dostaw energii. W miarę jak infrastruktura energetyczna staje się coraz bardziej złożona, a z drugiej strony, stosunkowo długi czas eksploatacji urządzeń energetycznych, monitorowanie ich stanu technicznego nabiera kluczowego znaczenia. Techniki monitoringu, w tym różnorodne czujniki, systemy automatycznej analizy danych i technologie sztucznej inteligencji, pozwalają na wczesne wykrywanie usterek, przewidywanie awarii oraz optymalizację eksploatacji urządzeń energetycznych.

Pytanie, które pojawia się w kontekście rozwoju tych technologii, brzmi: czy okresowa diagnostyka i monitorowanie stanu technicznego struktur energetycznych to tylko techniczna możliwość, czy już stało się ono niezbędnym elementem zapewniającym odpowiednią dyspozycyjność bloków energetycznych a tym samym bezpieczeństwo energetyczne kraju? Obecnie, dzięki zaawansowanym systemom monitoringu, możliwe jest nie tylko utrzymanie infrastruktury w dobrym stanie, ale również przewidywanie ewentualnych awarii, co pozwala na znaczną redukcję kosztów napraw oraz minimalizowanie ryzyka związanego z nieplanowanymi przestojami.

I. DIAGNOSTYKA I MONITORING

Aby lepiej zrozumieć zagadnienie identyfikacji stanu technicznego struktur energetycznych należy przytoczyć definicję diagnostyki technicznej i monitoringu stanu technicznego struktur maszyn. W pierwszym przypadku jest to nauka o rozpoznawaniu stanu technicznego obiektu w zasadzie bez demontażu lub przy częściowym demontażu, które jako całość podlegają badaniu w celu oceny możliwości spełniania przez nie określonych funkcji użytkowych. Diagnostyka techniczna maszyn to także proces analizowania stanu technicznego maszyn i urządzeń, w celu wykrycia, identyfikacji i oceny nieprawidłowości oraz przewidywania przyszłych awarii.

Mówiąc o monitoringu mamy na myśli proces stałego zbierania i analizowania danych z sensorów zainstalowanych w systemie technicznym w celu zapewnienia prawidłowego

działania i eksploatacji, wykrywania potencjalnych usterek oraz optymalizacji pracy i parametrów technicznych.

Przytoczone wyżej zagadnienia w przypadku zastosowania w energetyce są przedstawiane w literaturze stosunkowo szeroko, można tutaj przytoczyć opracowania autorów: A. Lewińska-Romicka, J. Taler oraz D. Taler, J. Trzeszczyński lub W. Murzynowski [1, 2, 4, 5].

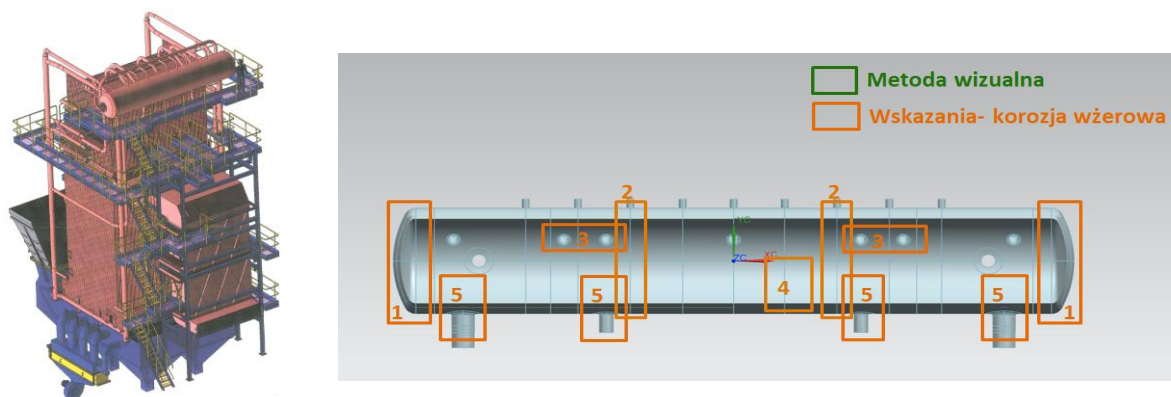
Każdy z przytoczonych autorów skupia się na wybranych elementach struktur energetycznych w kontekście możliwości i sposobów identyfikacji defektów i metod diagnostyki w celu wyeliminowania problemów technicznych w przyszłej eksploatacji.

W niniejszym opracowaniu postawiono z wyprzedzeniem tezę, że w przypadku polskich elektrowni konwencjonalnych diagnostyka i monitoring stanu technicznego to nie tylko możliwość z podanymi technikami i metodami, ale przede wszystkim konieczność. Za takim sformułowaniem stoi przede wszystkim stosunkowo długi staż pracy urządzeń w polskiej energetyce konwencjonalnej oraz niestety konieczność jeszcze wielu lat ich pracy zanim dokona się transformacja energetyczna [7]. Wieloletnie doświadczenie zespołu Politechniki Wrocławskiej w identyfikacji stanu technicznego bloków energetycznych jest najlepszym świadectwem konieczności zastosowania takiego podejścia, gdyż w przeciwnym razie efekty mogą być bardzo kosztowne [2, 8].

II. WYBRANE DEFEKTY I AWARIE STRUKTUR ENERGETYCZNYCH

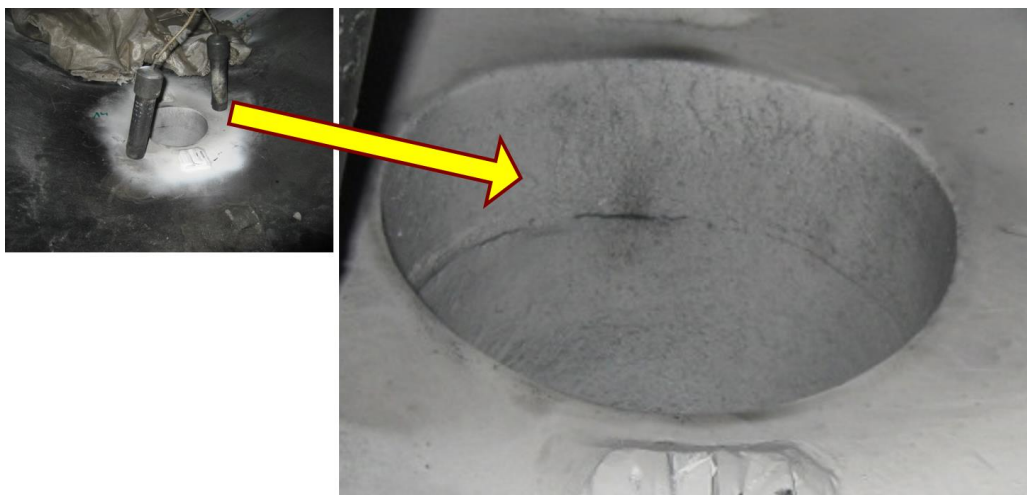
Mówiąc o kosztach awarii struktur energetycznych mamy na myśli dwa aspekty. Przede wszystkim wszystkie elementy techniczne samego remontu – w niektórych przypadkach brak dostępnych części zamiennych lub ich dostawa znacznie wydłuża czas remontu, oraz może nawet w większej mierze czas odstawienia bloku i związany z tym brak dyspozycyjności. W niektórych przypadkach ta druga kwestia może być znacznie bardziej kosztowna ze względu na czas dostawy podzespołów i charakter awarii. Można tutaj przytoczyć kilka przykładów prac realizowanych przez zespół Politechniki Wrocławskiej w konsekwencji zaistniałych awarii elementów struktur energetycznych bloku energetycznego.

Przykładem odstawienia bloku OR 45 jest awaria walczaka kotła spowodowana wewnętrznymi pęknięciami w strukturze okołokręcowej walczaka (rys. 1).



Rys. 1. Schemat bloku energetycznego OR 45 wraz z modelem identyfikacyjnym walczaka

Sam walczak będący elementem ciągu technologicznego bloku jest jednym z najbardziej obciążonych cieplnie i mechanicznie elementem bloku a co za tym idzie wymaga specjalnego nadzoru i ciągłego okresowego monitoringu. Okresowe badania struktury nośnej wykazały punktowe imperfekcje od strony wewnętrznej walczaka wymagające natychmiastowej ingerencji (rys. 2) [4, 6].

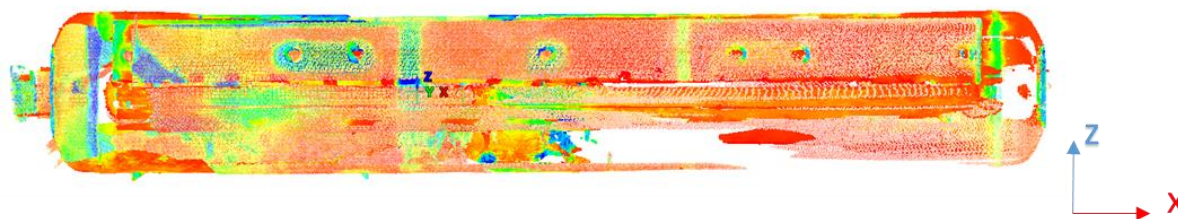


Rys. 2. Imperfekcje występujące na wewnętrznej stronie płaszcza walczaka- obszar łączenia króćca rury opadowej z płaszczem walczaka

Dopiero dogłębna analiza stanu powierzchni walczaka wykazała konieczność cyklicznej obserwacji i reakcji na powstałe ubytki. W tym celu opracowana została mapa powierzchni wewnętrznej walczaka, która poprzez zastosowanie technik optycznych pozwoliła na okresowo sprawdzać i oceniać stan wykrytych imperfekcji. Na rysunkach 3 i 4 przedstawiono proces skanowania powierzchni walczaka jak również powstałą w jego wyniku „mapę”.

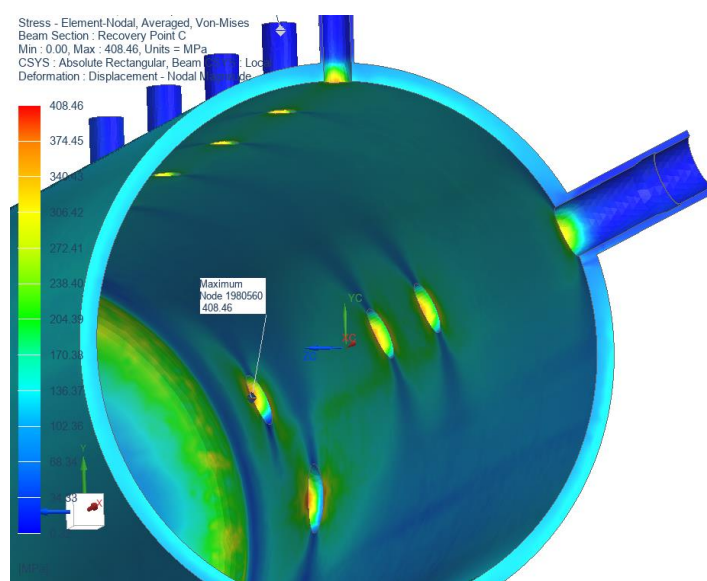


Rys. 3. Imperfekcje występujące na wewnętrznej stronie płaszcza walczaka- obszar łączenia króćca rury opadowej z płaszczem walczaka



Rys. 4. Widok na pełny obszar skanowania 3D kotła

Na podstawie opracowanej mapy defektów, przeprowadzono ich ocenę i w konsekwencji diagnozę co do dalszej eksploatacji walczaka. Ocena taka została przeprowadzona na podstawie numerycznych symulacji komputerowych. Na rysunku 5 przedstawiono przykładowe warstwy naprężeń w strukturze walczaka wyznaczone w oparciu o zbudowany model obliczeniowy z wykorzystaniem wyników skanowania jak również o opracowane warunki obciążeń [5, 6, 8].



Rys. 5. Przykładowy obraz warstw naprężeń w analizowanej strukturze walczaka

Równocześnie opracowana mapa defektów stała się podstawą ich weryfikacji w kontekście ich ewolucji geometrycznej bądź zwiększenia ich liczby i lokalizacji. Pozwoliło to na kontrolowany stały monitoring stanu technicznego walczaka. Ciągła analiza danych cyklicznych pomiarów podczas odstawień bloku dała obraz zmian i w konsekwencji działań naprawczych w celu bezpiecznej eksploatacji walczaka.

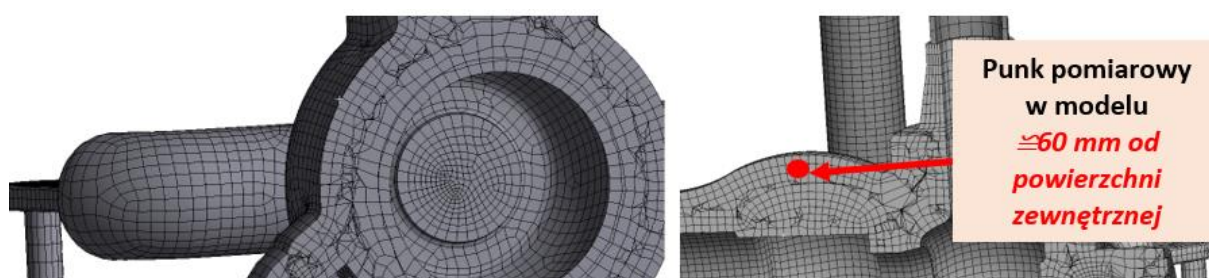
Kolejnym przykładem jest analiza stanu technicznego zaworu szybkozamykającego turbiny, którego struktura została poddana ponadwymiarowym obciążeniom cieplnym i mechanicznym podczas procesu eksploatacji.

Aby możliwe było wyznaczenie stanów granicznych w wyężeniu struktury zaworu, opracowano i zainstalowano tory pomiarowe w postaci termopar, aby w rzeczywisty sposób opracować stan obciążeń w modelu numerycznym zaworu. Na rysunku 5 przedstawiono widok zaworu z zainstalowanym czujnikiem temperaturowym. Na podstawie rejestracji danych z czujnika możliwy był stały monitoring obciążeń cieplnych zaworu jak również można było wyznaczyć warunki brzegowe w opracowanym modelu numerycznym zaworu dla stanów eksploatacji normatywnej jak również w stanach przeciążeń cieplnych [8].



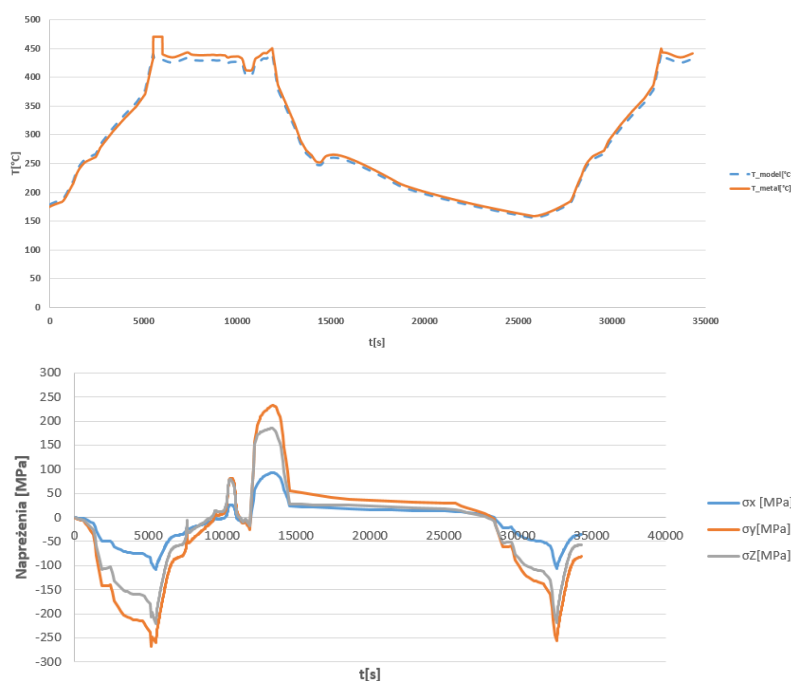
Rys. 6. Widok instalacji czujnika temperaturowego na strukturze zaworu

Istotnym elementem procesu stałej oceny stanu technicznego zaworu jest właśnie model numeryczny z identyfikacją miejsc pomiarowych (rys. 7).



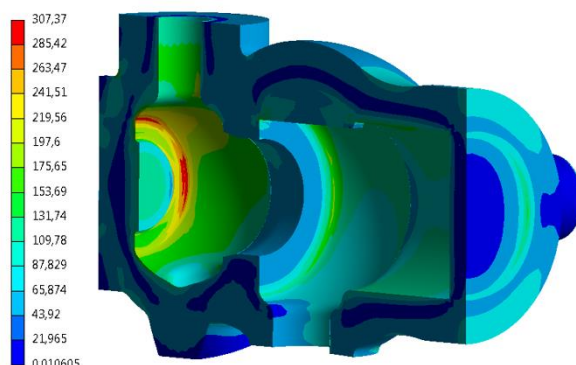
Rys. 7. Widok modelu obliczeniowego zaworu z lokalizacją termopary

Odczyty wartości temperatury jak również innych sensorów dotyczących stanu odkształcenia i naprężeń są kluczowe z punktu widzenia wiarygodności wyników symulacji komputerowych stanu wyężenia całej struktury nośnej zaworu zarówno na powierzchni zewnętrznej jak i na wskroś materiału. Na rysunkach 8 i 9 przedstawiono przykładowe przebiegi zmian temperatury na termoparze jak również naprężeń przeliczonych z wartości odkształceń w zainstalowanym czujniku tensometrycznym podczas zmiany obciążeń zaworu.



Rys. 8. Zmiany wartości temperatury i odkształceń (naprężeń) na czujnikach pomiarowych zaworu

Opierając się na danych pomiarowych oraz wykorzystując zwalidowany model numeryczny możliwa jest identyfikacja stanu naprężeń struktury nośnej zaworu w różnych jego stanach obciążeń. Przykładowy rozkład naprężeń zredukowanych podczas procesu uruchomienia bloku i zaworu prezentuje rysunek 9 [2, 4].



Rys. 9. Warstwy naprężeń zredukowanych wg hipotezy Hubera – Misesa w strukturze korpusu zaworu podczas uruchomienia bloku

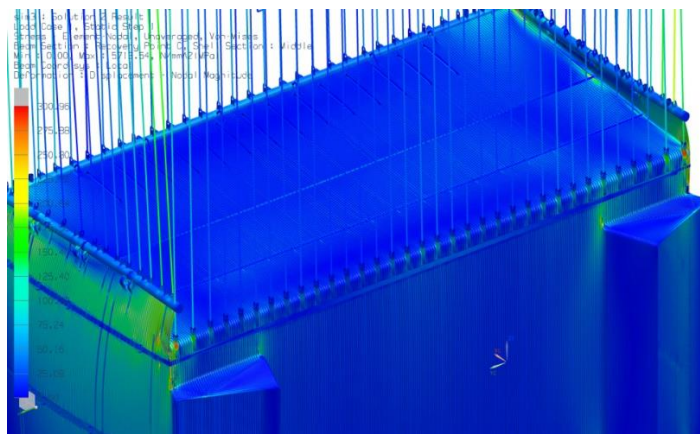
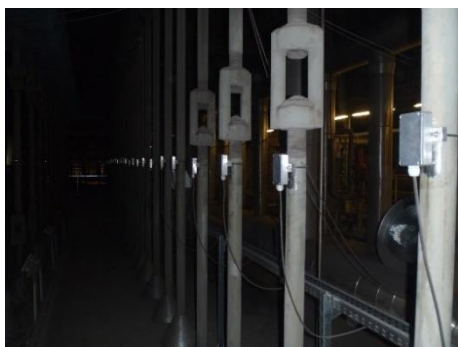
Otrzymany obraz poziomu naprężeń jest kluczowy z punktu widzenia identyfikacji stanów granicznych szczególnie przy nadmiernym obciążeniu cieplnym, jak również przy nagłych zmianach parametrów pary. Pozwala on ocenić bieżące wyężenie zaworu jak również wskazać zagrożenia pochodne w postaci trwałości zmęczeniowej.

Opisując przykład zaworu szybko-zamykającego nie sposób nie przytoczyć przykładu rozszczelnienia ścian szczelnych komory paleniskowej bloku energetycznego. Zazwyczaj przyczyną takich nieszczelności jest niekontrolowany ruch całej komory paleniskowej. Problem ten bardzo często jest przyczyną odstawienia całego bloku energetycznego nawet do kilkudniowego remontu. Nie jest to odosobniony przypadek jeżeli powiemy, że za taki stan odpowiada tzw. „myszkowanie” komory czego powodem bardzo często jest nieodpowiedni rozkład sił wciągach zawieszenia bloku (rys. 10) [2, 3, 8].



Rys. 10. Zawieszenie komory paleniskowej bloku energetycznego

Aby uniknąć takich sytuacji w których następuje niekontrolowany ruch poprzeczny komory paleniskowej niezbędne jest jego ciągłe monitorowanie. Szczególnie jest to ważne w przypadkuciągów zawieszenia komory. W tym celu zainstalowany system pomiarowy oparty na analizie widma drgań poprzez, zmianę odkształceń w rozecie tensometrycznej naklejonej na poszczególnychciągach, na bieżąco podane wartości sił wciągach i jak również przemieszczenia poprzeczne komory jak i ewentualne siły oparcia na ograniczniki przemieszczeń tzw. zderzakach. Podobnie jak to jest w przypadku zaworu, opracowany model numeryczny komory, wszystkie warunki brzegowe wraz z rozkładem mas, pozwalają na ciągłą identyfikację stanu wyężenia struktury nośnej komory paleniskowej (rys. 11).



Rys. 11. Widok zainstalowanych czujników pomiarowych naciągach zawieszenia komory oraz rozkład naprężeń zredukowanych w jej górnej części

Przedstawione przykłady awarii elementów struktur energetycznych, jak wiele innych, ich bardzo kosztowne skutki można ograniczyć lub wręcz całkowicie uniknąć stosując różnego rodzaju systemy nadzoru oraz cykliczne zaplanowane przeglądy techniczne.

III. PODSUMOWANIE I WNIOSKI KOŃCOWE

W opracowaniu poruszono kluczową problematykę monitorowania i identyfikacji stanu technicznego struktur energetycznych, wskazując, że w polskim sektorze energetycznym działania te są nie tylko techniczną możliwością, ale coraz częściej stają się absolutną koniecznością. Wynika to głównie z faktu, że polska energetyka w dużej mierze nadal opiera się na elektrowniach konwencjonalnych, których urządzenia mają długi czas eksploatacji i muszą pracować jeszcze przez wiele lat, zanim transformacja energetyczna pozwoli na pełniejsze wykorzystanie źródeł odnawialnych lub energię z bloków jądrowych. W opracowaniu omówiono znaczenie diagnostyki i monitoringu, aż po konkretne studia przypadków (walczak kotła, zawór szybkozamykający turbiny, zawieszenie komory paleniskowej). Przykłady awarii i ich konsekwencje pokazują, jak kosztowne mogą być nieplanowane przestoje i jak ważne jest wczesne wykrywanie defektów oraz bieżące nadzorowanie obciążeń cieplnych i mechanicznych. Kluczowym elementem jest tu integracja metod pomiarowych (systemy nadzoru, sensoryka, identyfikacja geometryczna skanem 3D, defektoskopia, itp.) z modelowaniem numerycznym, co pozwala nie tylko na diagnozę stanu technicznego, ale także na przewidywanie dalszych zmian i planowanie działań naprawczych.

Na podstawie przytoczonych przykładów można wysnuć kilka wytycznych przy eksploatacji urządzeń energetycznych:

1. **Monitoring i diagnostyka to konieczność, nie opcja**, gdyż w warunkach krajowej energetyki konwencjonalnej, z urządzeniami pracującymi od dziesięcioleci, brak stałego nadzoru technicznego grozi poważnymi i kosztownymi awariami.
2. **Integracja pomiarów i symulacji numerycznych jest wręcz niezbędna** poprzez zastosowanie zaawansowanych metod diagnostycznych (czujniki tensometryczne, termopary, skanowanie optyczne, analiza widma drgań) w połączeniu z modelowaniem numerycznym, co umożliwia identyfikację stanów granicznych i zwiększa wiarygodność diagnozy.
3. **Konieczne podejście systemowe** w postaci skutecznego monitoringu, które musi obejmować wszystkie kluczowe elementy strukturalne urządzeń energetycznych, a nie tylko pojedyncze podzespoły.

Podsumowując należy stwierdzić, że monitorowanie i ciągła identyfikacja stanu technicznego struktur energetycznych to **strategiczny wymóg i konieczność**, a nie jedynie dostępna możliwość technologiczna.

Literatura

- [1] Lewińska-Romicka A.: *Badania nieniszczące. Podstawy defektoskopii*. Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 2001.
- [2] Taler J., Taler D.: *Modelowanie procesów cieplnych i wytrzymałościowych w elementach urządzeń energetycznych*. Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków 2003.
- [3] Rusiński E., Czmochoński J., Smolnicki T.: *Zaawansowana metoda elementów skończonych w analizie konstrukcji nośnych maszyn i urządzeń*. Wydawnictwo Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2000.
- [4] Trzeszczyński J.: *Remote Diagnostic Systems for Assessment of Thermo-Mechanical Equipment of Power Plants*. Proceedings of 2nd ECCC Creep Conference, Zurich, 2009.
- [5] Murzynowski W.: *Wykorzystanie zdalnej diagnostyki i mechaniki pęknięcia do zapewnienia bezpieczeństwa i dyspozycyjności w końcowej fazie eksploatacji elementów i urządzeń energetycznych*. VII Konferencja Techniczna „Utrzymanie Ruchu – diagnostyka, remonty, modernizacje”, 2022.
- [6] Dyduch J.: *Eksploatacja maszyn i urządzeń energetycznych*. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2014.
- [7] Gawlik L. (red.): *Transformacja sektora energetycznego w Polsce*. Wydawnictwo IGSMiE PAN, Kraków 2020.
- [8] Rusiński E., Górski A.: *Modernizacja konstrukcji nośnych kotłów w Elektrowni Turów*. Energetyka nr 2, 1998.

MONITORING AND IDENTIFICATION OF THE TECHNICAL CONDITION OF ENERGY STRUCTURES – POSSIBILITY OR NECESSITY?

Summary

The energy industry is one of the most important sectors of the economy, considered a strategic sector, which carries with it certain consequences. One of its most important aspects is the availability of energy equipment responsible for electricity production. Therefore, proper management of the technological process, including ensuring the technical condition of the machinery and supporting structures of the equipment, seems extremely important. Following this line of reasoning, this paper addresses the issue of monitoring and identifying the technical condition of the supporting structures of machines and equipment used in the energy industry.

WYBRANE ASPEKTY TECHNICZNE PRZYCZYN AWARII OBROTOWEGO PODGRZEWACZA POWIETRZA

Obrotowy podgrzewacz powietrza jest to element konstrukcyjny bloku energetycznego odpowiadający za wymianę ciepła pomiędzy gorącymi spalinami a powietrzem pierwotnym i wtórnym. Stanowi on stosunkowo rozbudowaną konstrukcję o znacznych rozmiarach, w której muszą być zapewnione odpowiednie warunki szczelności przy naturalnej zmianie geometrii wynikającej z deformacji cieplnej i grawitacyjnej. Te dwie właściwości stojące ze sobą w opozycji powodują wiele problemów technicznych. W niniejszym opracowaniu przedstawionych zostanie kilka wybranych aspektów technicznych z którymi boryka się użytkownik podczas eksploatacji obrotowego podgrzewacza powietrza. Omówiony zostanie proces identyfikacji awarii technicznych podgrzewacza, analizę i badania doświadczalne na obiekcie oraz przykładowe wyniki obliczeń symulacji numerycznych stanu wyężenia i deformacji elementów podgrzewacza.

* Politechnika Wroclawska, Katedra Konstrukcji Badań Maszyn i Pojazdów

** PGE PGE Górnictwo i Energetyka Konwencjonalna S.A. oddział Elektrownia Turów

WSTĘP

Obrotowy podgrzewacz powietrza (LUVO) jest urządzeniem ciepłno-mechanicznym stosowanym w blokach energetycznych, którego głównym zadaniem jest podgrzewanie powietrza kierowanego do paleniska kotła przy wykorzystaniu ciepła spalin. Składa się on z wirnika obracającego się wokół osi, w którym znajdują się pakiety blach stanowiących powierzchnię wymiany ciepła. Podczas pracy podgrzewacz wykonuje ruch obrotowy, dzięki czemu jego część na przemian kontaktuje się z gorącymi spalinami oraz zimnym powietrzem dolotowym, co pozwala na efektywny transfer energii cieplnej. Wymiana ciepła pomiędzy poszczególnymi elementami konstrukcyjnymi podgrzewacza przebiega poprzez konwekcję pomiędzy strukturą wymiennika a spalinami i powietrzem pierwotnym i wtórnym. Konstrukcja obejmuje elementy takie jak: płaszcz wirnika, blachy promieniowe i działowe, kołnierze, uszczelnienia osiowe, promieniowe i obwodowe oraz system mocowania osi i łożyskowania (rys. 1) [7, 9].



Rys. 1. Przykładowy układ konstrukcyjny obrotowego podgrzewacza powietrza

Kluczowe znaczenie podczas eksploatacji podgrzewacza ma właściwe uszczelnienie oraz sztywność połączeń śrubowych i osi, ponieważ wpływają one na równomierną pracę urządzenia

i ograniczenie strat ciepła i ciśnienia w układzie [8, 10]. Omawiana konstrukcja nośna podgrzewacza jest wrażliwa na odkształcenia i wibracje, a jego niezawodność zależy zarówno od poprawności projektowej, jak i od warunków eksploatacji.

ANALIZA PODSTAWY WYMIANY CIEPŁA W OBROTOWYM WYMIENNIKU

Wymiana ciepła występująca w obrotowym podgrzewaczu powietrza przez konwekcję związana jest z ruchem ośrodka przenoszącego ciepło [5, 6]. W związku z tym, zależności opisujące ten rodzaj przepływu ciepła oparte są na mechanice płynów. Można przyjąć, gdy znana jest temperatura T , ciśnienie p , oraz gęstość płynu, to znane są wszystkie własności płynu. Rozróżnia się płyny ściśliwe i nieściśliwe. Płyny ściśliwe to takie, których gęstość zależy od jego stanu termodynamicznego. Płyny rzeczywiste nazywane są lepki, ponieważ obserwuje się w nich zjawisko tarcia wewnętrznego, zwane lepkością. W wielu przypadkach lepkość jest pomijana i płyn nielepki nazywany jest idealnym lub doskonałym. Lepkość powoduje, że płyny stawiają opór przed odkształceniem postaciowym. Naprężenia ścinające w takim płynie są proporcjonalne pochodnej prędkości w kierunku prostopadłym do ścianki naczyń. Wyraża to równanie

$$\tau = \mu \frac{du}{dy} \quad (1)$$

gdzie μ to współczynnik lepkości dynamicznej, który wyraża opór cieczy przed odkształceniem. Często używany jest również współczynnik lepkości kinematycznej, równy lepkości dynamicznej podzielonej przez gęstość

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \left[\frac{m^2}{s} \right]. \quad (2)$$

Przepływającym płynem rządzą prawo zachowania masy, prawo ruchu Newtona oraz zasady termodynamiki. Prędkość przepływu medium gazowego ma kluczowe znaczenie w gęstości strumienia ciepła. Dodatkowo istotną rolę w procesie wymiany konwekcyjnej ma tzw. współczynnik wymiany ciepła.

W przypadku przejmowania ciepła gęstość strumienia ciepła przejmowanego wyznacza się z prawa Newtona

$$q = \alpha(T_s - T_p) \quad (3)$$

gdzie $\alpha \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$ to współczynnik przejmowania ciepła, a temperatury odpowiednio ścianki i płynu. Współczynnik ten jest funkcją wielu zmiennych i na jego wartość wpływ mają gęstość, ciepło właściwe, współczynnik lepkości, współczynnik przewodzenia ciepła, związane z temperaturą i ciśnieniem płynu.

Opisane powyżej zależności mają generalny wpływ na postać deformacji struktury nośnej podgrzewacza, jego parametry szczelności oraz wpływ na deformacje i naprężenia elementów otoczenia geometrycznego jakimi są obudowa, kanały dolotowe czy oś mocowania całego wirnika podgrzewacza. Praktyka pokazuje, że wpływ ten może być bardzo negatywny ze względu na poziomy naprężeń i deformacji o czym w dalszej części tekstu. Stąd też koniecznym jest poprawne zdefiniowanie wszystkich parametrów wpływowych na stan deformacji struktury nośnej podgrzewacza a co za tym poprawny dobór elementów uszczelnienia i kompensacji eliminujący powstanie kolizji geometrycznych a w ich następstwie naprężeń w elementach układu.

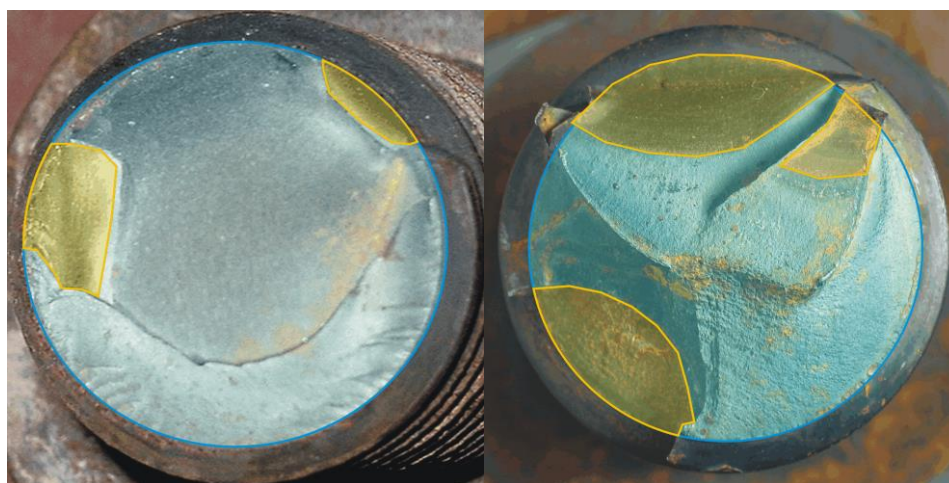
PROBLEMY TECHNICZNE PODCZAS EKSPLOATACJI PODGRZEWACZA

Biorąc pod uwagę historię eksploatacji obrotowego podgrzewacza powietrza można przedstawić kilka newralgicznych elementów, których uszkodzenia spowodowały odstawienia bloku energetycznego na stosunkowo długi czas. W chronologii wydarzeń należy tutaj przede wszystkim przedstawić mocowanie wirnika podgrzewacza poprzez zestaw śrub wokół osi obrotowej na której realizowany jest ruch obrotowy podgrzewacza. W wyniku kilkuletniej eksploatacji w śrubach mocujących pojawiły się wielokrotne przełomy degradujące cały system mocowania. Na rysunku 2 przedstawiono przykładowe zniszczone elementy.



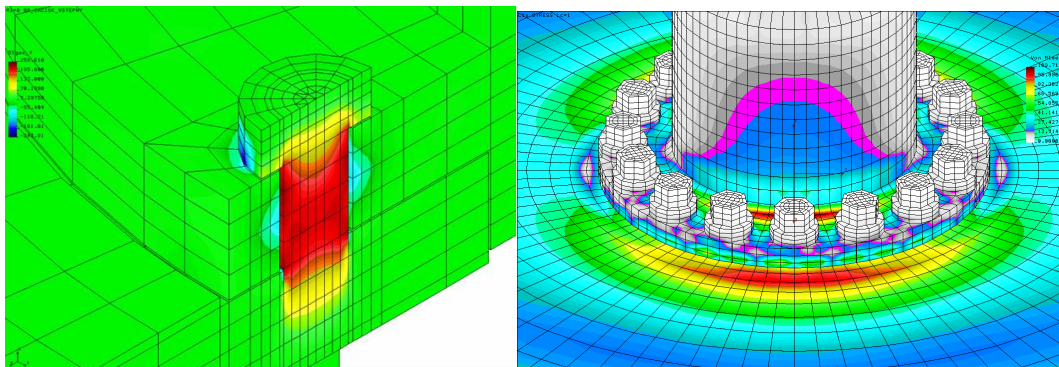
Rys. 2. Przykłady zerwanych śrub mocujących wirnik podgrzewacza powietrza

Taka sytuacja wymaga bardzo szybkiej reakcji i diagnozy wraz z propozycją zmian konstrukcyjnych. Oczywiście były one możliwe poprzez zastosowanie badań doświadczalnych i numerycznych metod obliczeniowych. Zastosowanie optycznych metod pomiarowych oraz obliczeniowej metody elementów skończonych pozwoliło zdiagnozować i opracować nowy typ elementów śrubowych zarówno w aspekcie materiałowym jak i geometrycznym. Na rysunku 3 i 4 przedstawiono zdiagnozowane przełomy oraz modele numeryczne całego węzła mocowania wirnika podgrzewacza jak również rozpoznane wyężenie elementarnej śruby [1, 4].



Rys. 3. Analiza przełomów zerwanych śrub mocowania

Zmiana elementów śrubowych mocowania wirnika do osi obrotu w konsekwencji kilkuletniej eksploatacji w różnych warunkach obciążeń bloku energetycznego przyniosła kolejne problemy.



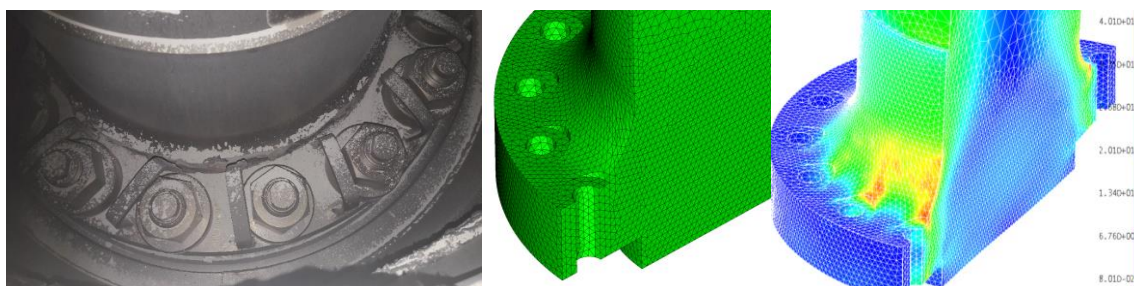
Rys. 4. Wyniki symulacji komputerowych analizy stanu wytężenia węzła mocowania wirnika

Zmiana systemu śrub spowodowała powstanie koncentracji naprężeń na samej osi mocowania co w konsekwencji przyniosło kolejny postój bloku energetycznego. Całkowita defragmentacja osi obrotu (rys. 5) zmusiła do przekonstruowania całego węzła konstrukcyjnego.



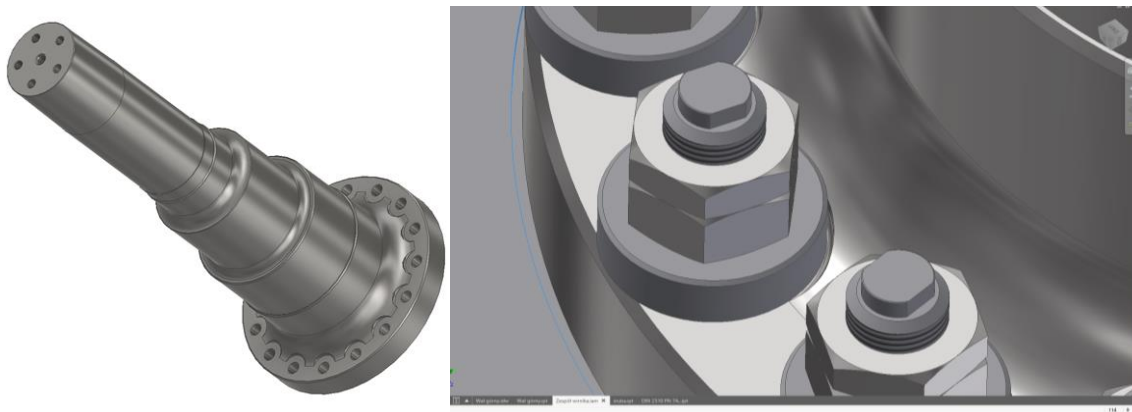
Rys. 5. Całkowita defragmentacja osi mocowania wirnika podgrzewacza powietrza

W wyniku kompleksowej analizie przełomów oraz opracowanym modelom numerycznym całego węzła osi i wirnika podgrzewacza zastosowano metody obliczeniowe do wyznaczenia zmodyfikowanej postaci geometrycznej przede wszystkim samej osi obrotu wirnika. Na rysunku 6 przedstawiono fragment osi obrotu, w którym nastąpiła całkowita defragmentacja oraz modele obliczeniowe z wynikami symulacji komputerowych.



Rys. 6. Symulacje komputerowe osi obrotu podgrzewacza powietrza

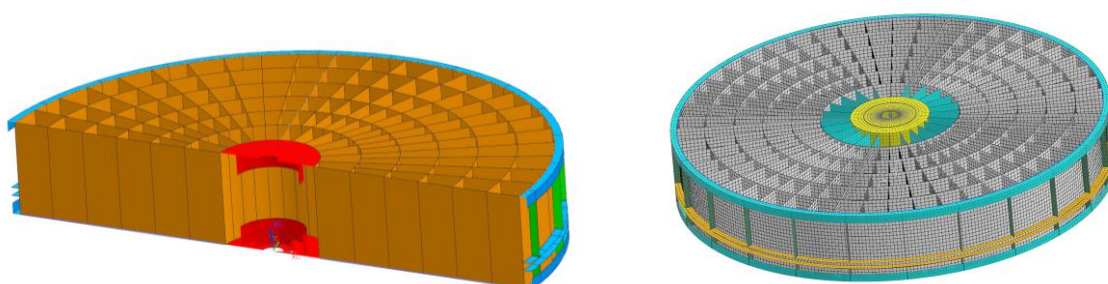
Kompleksowa analiza stanu deformacji i naprężenia osi obrotu wirnika podgrzewacza powietrza pozwoliła określić zmodyfikowaną postać geometryczną osi w szczególności w zakresie otworów mocujących wirnik do osi (rys. 7) [1, 7].



Rys. 7. Zmodyfikowana postać geometryczna osi mocowania wirnika

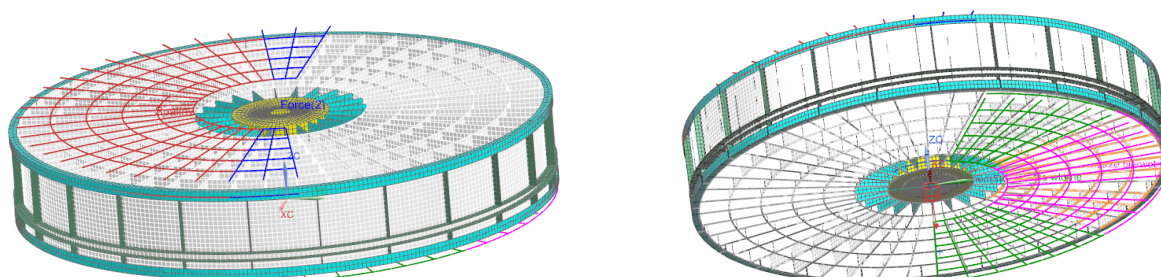
ANALIZA DEFORMACJI STRUKTURY PODGRZEWACZA POWIETRZA

Przedstawione powyżej przykłady awarii elementów struktury obrotowego podgrzewacza powietrza skłaniają do podjęcia tematu wymiarowania kompensacji i uszczelnień podgrzewacza w aspekcie jego deformacji w trakcie procesu eksploatacji. W tym celu niezbędne jest z jednej strony opracowanie modeli symulacyjnych oraz przede wszystkim zdiagnozowanie zestawu warunków obciążeń. Kluczowe jest przygotowanie modeli geometrycznych i dyskretnych struktury podgrzewacza przy zachowaniu odpowiedniego stopnia uproszczenia. Na rysunku 8 przedstawiono przykładowy obraz geometrii powłokowej oraz opracowanego na jej podstawie modelu dyskretnego.



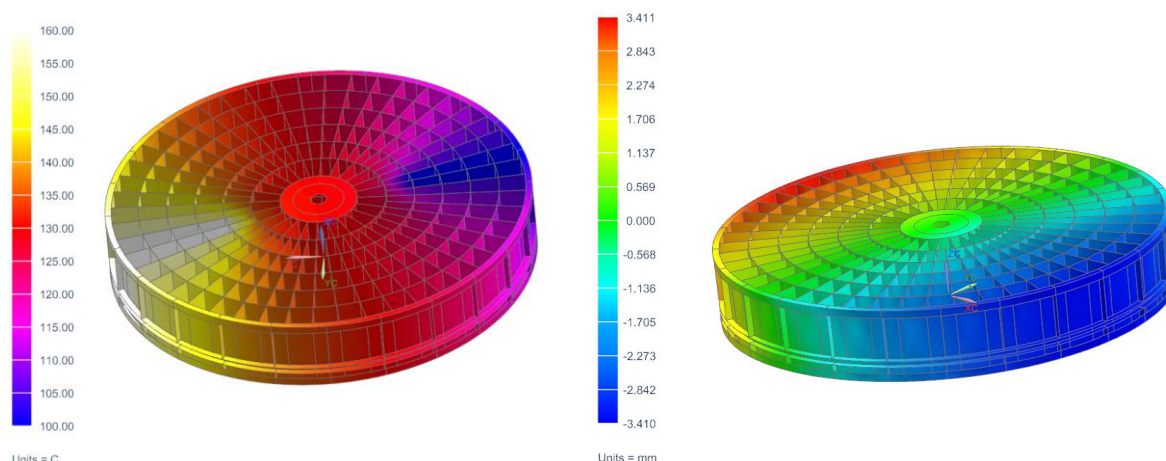
Rys. 8. Model geometryczny i dyskretny wirnika podgrzewacza powietrza

Jednym z ważniejszych elementów prowadzonych obliczeń numerycznych jest określenie w modelu numerycznym faktycznych warunków obciążeń panujących podczas procesu eksploatacji obrotowego podgrzewacza powietrza. Na podstawie danych eksploatacyjnych wyznaczono odpowiednie sektory obciążeń od przepływu powietrza i spalin wraz z określonymi wartościami składowych sił. Na rysunku 9 przedstawiono schemat sektorów sił od spalin i powietrza pierwotnego i wtórnego [1][5].



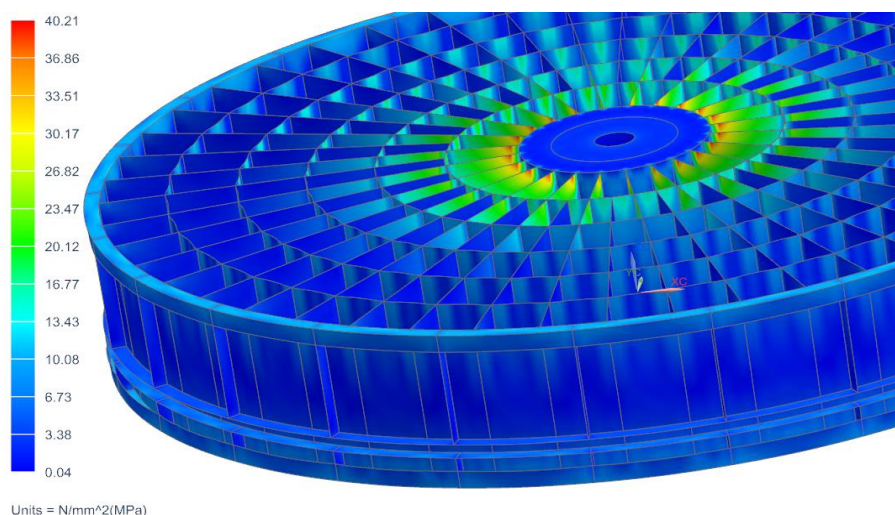
Rys. 9. Sektory obciążeń wirnika spalinami i powietrzem pierwotnym i wtórnym

Symulacje komputerowe deformacji struktury nośnej podgrzewacza w aspekcie odpowiedniego doboru uszczelnień i kompensacji termicznej obejmowały dwa elementy. Z jednej strony wyznaczono strefy rozkładu temperatury struktury nośnej wirnika podczas obrotu wokół osi co spowodowało deformację termiczną wirnika. Z drugiej strony przedstawiono przemieszczenia poszczególnych punktów na obwodzie wirnika w wyniku sił pochodzących od przepływającej strugi spalin i powietrza. Na rysunku 10 przedstawiono przykładowe rozkłady temperatury w strukturze nośnej blach pakietowych wirnika oraz powstałych na tej podstawie deformacji struktury.



Rys. 10. Symulacje rozkładu temperatury oraz deformacji blach pakietowych podgrzewacza

Konsekwencja powstałych gradientów temperatury oraz wypadkowych sił są rozkłady naprężeń w strukturze podgrzewacza, w szczególności w okolicach wcześniejszych problemów z mocowaniem wirnika na osi obrotu (rys. 11) [1, 2, 3].



Rys. 11. Przykładowe rozkłady naprężeń zredukowanych w strukturze obrotowego podgrzewacza powietrza

Na podstawie dogłębnej analizy cieplno-mechanicznej struktury nośnej obrotowego podgrzewacza powietrza możliwe jest przedstawienie realnej postaci deformacji a na tej podstawie określenie przede wszystkim elementów kompensacji termicznej i uszczelnień pozwalających na wymianę ciepła pomiędzy spalinami a powietrzem. W ten sposób możliwe jest zminimalizowanie awarii występujących w konsekwencji kolizji geometrycznych i nadmiernych sił nacisku pomiędzy elementami struktury podgrzewacza.

PODSUMOWANIE

W artykule przedstawiono analizę technicznych przyczyn awarii elementów konstrukcyjnych LUVU, ze szczególnym uwzględnieniem problemów związanych z mocowaniem wirnika do osi obrotu. W wyniku długotrwałej eksploatacji dochodziło do degradacji śrub mocujących, a następnie do uszkodzeń samej osi obrotu. Przeprowadzone badania doświadczalne, analiza przełomów oraz symulacje numeryczne metodą elementów skończonych (MES) pozwoliły na identyfikację miejsc koncentracji naprężeń i wskazanie przyczyn uszkodzeń.

Na podstawie uzyskanych wyników opracowano zmodyfikowaną konstrukcję osi oraz elementów mocujących, co pozwoliło na poprawę rozkładu obciążeń i zwiększenie trwałości węzła połączenia. Kluczowe z punktu widzenia podjętej tematyki w referacie jest odpowiednie zidentyfikowanie deformacji i siła występujących w strukturze nośnej podgrzewacza. Z tego punktu widzenia zasadne jest podjęcie szerokiej analizy w/w elementu poprzez zastosowanie metody elementów skończonych. Stąd też w referacie przeprowadzono symulacje deformacji termicznych oraz naprężeń w strukturze nośnej podgrzewacza w warunkach eksploatacyjnych, uwzględniające wpływ przepływu spalin i powietrza oraz gradientów temperatury w pakietach wirnika podgrzewacza. Uzyskane modele numeryczne umożliwiły określenie rzeczywistych warunków pracy urządzenia i wskazanie obszarów wymagających kompensacji odkształceń oraz uszczelnień. Finalnie analizując historię eksploatacji podgrzewacza powietrza można wyciągnąć kilka podstawowych wniosków:

- złożone oddziaływania cieplno-mechaniczne w obrotowym podgrzewaczu powietrza wymagają kompleksowego podejścia projektowego i diagnostycznego,
- uszkodzenia śrub i osi mocowania wynikają głównie z koncentracji naprężeń, zmęczenia materiału oraz nieprawidłowego rozkładu sił,
- analiza numeryczna MES jest skutecznym narzędziem do prognozowania awarii i optymalizacji konstrukcji.

Literatura

- [13] Rusiński E., Czmochoński J., Smolnicki T.: *Zawansowana Metoda Elementów Skończonych*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2000.
- [14] Zienkiewicz O.C., Taylor R.L.: *The finite element method*. Vol. 1, Vol. 2. McGraw-Hill Book Company, London 1991.
- [15] Taler J.: *Procesy cieplne i przepływowe w dużych kotłach energetycznych*. Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 2011.
- [16] Kakac S., Liu H., Pramuanjarokij A.: *Heat exchangers: selection, rating and thermal design*. USA: CRC Press, 2012.
- [17] Mallikarjuna V., Jashuva N., Rama Bhupal Reddy B.: *Improving boiler efficiency by using air preheater*. International Journal of Advanced Research in Engineering and Applied Sciences, 01.02.2014: 11-24.
- [18] Wiśniewski S., Wiśniewski T.: *Wymiana ciepła*. Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa 1994.
- [19] Bis Z.: *Kotły fluidalne: teoria i praktyka*, Wydawnictwo Politechniki Częstochowskiej, Częstochowa 2010.
- [20] Guffre J. T.: *Air heater Leakage: Worse Than You Think*. POWER MAGAZINE, 04.2006.
- [21] Orłowski P., Szwarc E., Dobrzański W.: *Kotły parowe: konstrukcja i obliczenia*. Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa 1979.
- [22] Kordylewski W.: *Spalanie i paliwa*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2011.

SELECTED TECHNICAL ASPECTS OF THE CAUSES OF ROTARY AIR HEATER FAILURES

Summary

A rotary air preheater is a structural element of a power unit responsible for heat exchange between hot exhaust gases and primary and secondary air. It is a relatively complex, large-scale structure that must ensure proper tightness despite the natural changes in geometry resulting from thermal and gravitational deformation. These two opposing properties cause numerous technical challenges. This paper will present several selected technical aspects that users face during the operation of a rotary air preheater. The process of identifying technical failures of the preheater, analysis and experimental tests on the facility, and sample results of numerical simulations of the stress and deformation states of the preheater components will be discussed.

Paweł HARNATKIEWICZ*
Jakub BIERNAT*
Jarosław KUŁAK*
Marek LUBECKI*
Leszek MUSIK*
Karol NARBUDOWICZ*

NUMERYCZNE I EKSPERYMENTALNE BADANIA KONSTRUKCJI MASZTU SEMAFORA DLA KOLEI DUŻYCH PRĘDKOŚCI

W pracy przedstawiono wyniki numerycznej i eksperymentalnej analizy wytrzymałościowej masztu semafora kolejowego. Przeprowadzono obliczenia MES (Metoda Elementów Skończonych) oraz pomiary tensometryczne i akcelerometryczne w celu określenia stanu naprężenia, postaci drgań własnych oraz odpowiedzi dynamicznej konstrukcji na wymuszenia generowane przez przejeżdżające składy pociągów. Wykonano również ekstrapolację wyników pomiarowych dla warunków obciążenia wynikających z przejazdów pociągami poruszającymi się z prędkością 250 km/h, co pozwoliło na prognozę zachowania konstrukcji w bardziej wymagających warunkach eksploatacyjnych.

* KOMES Sp. z o.o., ul. Na Grobli 34, 50-421 Wrocław

WSTĘP

Dążenie do rozwoju sieci kolejowej w Polsce wiąże się ze zwiększeniem prędkości przejazdowych na głównych liniach. Koniecznym staje się więc weryfikacja istniejących i projektowanych elementów infrastruktury w kontekście zwiększonych wartości oddziaływań. Infrastruktura kolejowa stanowi podstawę bezpiecznego i efektywnego funkcjonowania transportu szynowego, a systemy sygnalizacji odgrywają kluczową rolę w zapewnieniu płynności ruchu pociągów. Maszty semaforów kolejowych jako elementy konstrukcyjne nośne dla urządzeń sygnalizacyjnych, muszą spełniać rygorystyczne wymagania dotyczące niezawodności, trwałości oraz odporności na różnorodne obciążenia eksploatacyjne i klimatyczne.

Projektowanie i ocena stanu technicznego masztów semaforów wymaga kompleksowego podejścia uwzględniającego zarówno obliczenia teoretyczne, jak i weryfikację eksperymentalną poprzez pomiary in situ. Zagadnienie to nabiera szczególnego znaczenia w kontekście starzejącej się infrastruktury kolejowej oraz rosnących wymagań dotyczących bezpieczeństwa i niezawodności systemów sygnalizacyjnych.

Zagadnienie oddziaływań aerodynamicznych na infrastrukturę kolejową stanowi przedmiot intensywnych badań, szczególnie w kontekście rosnących prędkości eksploatacyjnych pociągów. Li i współpracownicy [1] przeprowadzili pionierskie badania dotyczące wpływu sił aerodynamicznych na ciało ludzkie w pobliżu pociągu wysokich prędkości, wykazując znaczące oddziaływania na otoczenie toru.

Szczegółową analizę rozwoju strugi powietrznej wokół pociągu towarowego przedstawili Flynn i in. [2], wykorzystując metody symulacji numerycznej CFD (Computational Fluid Dynamics) i technikę Detached-Eddy Simulation. Ich badania dostarczyły fundamentalnych informacji o charakterze przepływu powietrza wokół składów kolejowych o złożonej geometrii.

Soper i współpracownicy [3] rozwinęli eksperymentalną metodologię badania rozwoju strugi powietrznej wokół pociągu kontenerowego, wykorzystując ruchome modele w tunelu aerodynamicznym. Badania te pozwoliły na weryfikację modeli numerycznych oraz określenie rzeczywistych wartości prędkości powietrza w otoczeniu składu.

Wpływ różnych konfiguracji ładunku na topologię przepływu został szczegółowo przeanalizowany przez Li i współpracowników [4], którzy wykazali znaczące różnice

w charakterze aerodynamicznych oddziaływań w zależności od sposobu załadunku wagonów kontenerowych.

Kompleksowe badania efektów wiatrowych wywołanych przejazdem pociągów wysokich prędkości na otwartym torze przeprowadzili Rocchi i in. [5]. Ich wyniki wskazały na konieczność uwzględnienia dynamicznych efektów aerodynamicznych w projektowaniu infrastruktury kolejowej.

Najnowsze osiągnięcia w zakresie modelowania numerycznego oddziaływań wiatru bocznego na pociągi wysokich prędkości przedstawili Szudarek i współpracownicy [6], którzy zastosowali zaawansowane modele turbulencji RANS z podejściem tuningu GEKO dla dużych kątów nawiewu wiatru.

Obliczenia i projektowanie masztów semaforów kolejowych oparto na obowiązującym systemie norm europejskich Eurokod oraz przepisach branżowych. Podstawę metodologiczną stanowi norma PN-EN 1990:2004 (Eurokod 0) [7], która określa fundamentalne zasady projektowania konstrukcji oraz filozofię stanów granicznych.

Oddziaływania na konstrukcje zostały zdefiniowane zgodnie z normami z serii Eurokod 1. Ciężary własne i obciążenia stałe uwzględniono według PN-EN 1991-1-1:2004 [8], podczas gdy kluczowe dla masztów sygnalizacyjnych oddziaływania wiatru określono na podstawie PN-EN 1991-1-4:2008 [9]. Dodatkowo uwzględniono specyficzne oddziaływania dynamiczne zgodnie z PN-EN 1991-3:2009 [10].

Projektowanie konstrukcji stalowych przeprowadzono w oparciu o normy z serii Eurokod 3. Podstawowe zasady obliczeń nośności i stateczności elementów stalowych zastosowano według PN-EN 1993-1-1:2006 [11]. Projektowanie połączeń wykonano zgodnie z PN-EN 1993-1-8:2006 [12].

Specyficzne wymagania kolejowe zostały uwzględnione poprzez zastosowanie norm branżowych. Warunki środowiskowe dla urządzeń sygnalizacyjnych określono według PN-EN 50125-3:2003 [13], wymagania aerodynamiczne zgodnie z PN-EN 14067-4:2024-09 [14], a techniczne parametry sygnalizatorów i ich konstrukcji wsporczych według instrukcji Ie-117 [15].

OBIEKT BADAŃ

Rozpatrywana konstrukcja składała się ze słupa stalowego z rury okrągłej o średnicy zewnętrznej 114,3 mm i grubości ścianki 5 mm, do którego zamontowany był wysięgnik. Komory sygnalizacyjne były osadzone na ww. wysięgniku a ich pozycja była ustabilizowana poprzez cztery równomiernie rozmieszczone po obwodzie śruby M12. Podstawę słupa stanowiła blacha grubości 40 mm, zebra usztywniające o grubości 10 mm oraz nakładka wzmacniająca z rury o średnicy zewnętrznej 133 mm i grubości ścianki 8,8 mm.

Przy montażu podstawa masztu opierana była na dodatkowej blasze pośredniczącej o grubości 30mm i łączona z nią za pomocą 4 śrub M36 kl. 10.9.

Całość konstrukcji łączona była z głowicą fundamentu za pomocą 4 śrub M36 wykonanych ze stali nierdzewnej 1,4301, które umożliwiają również rektyfikację pionowego usytuowania konstrukcji. Maszt usytuowany był w odległości 2,7 m od osi toru.

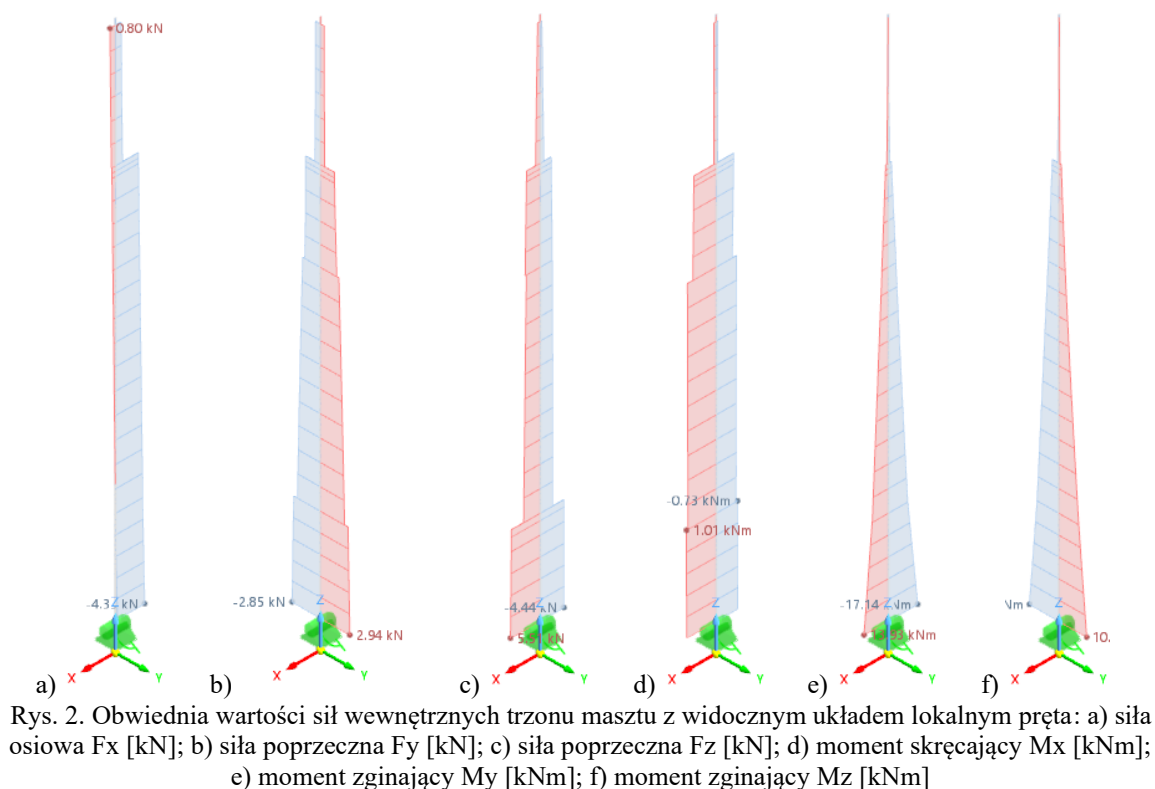
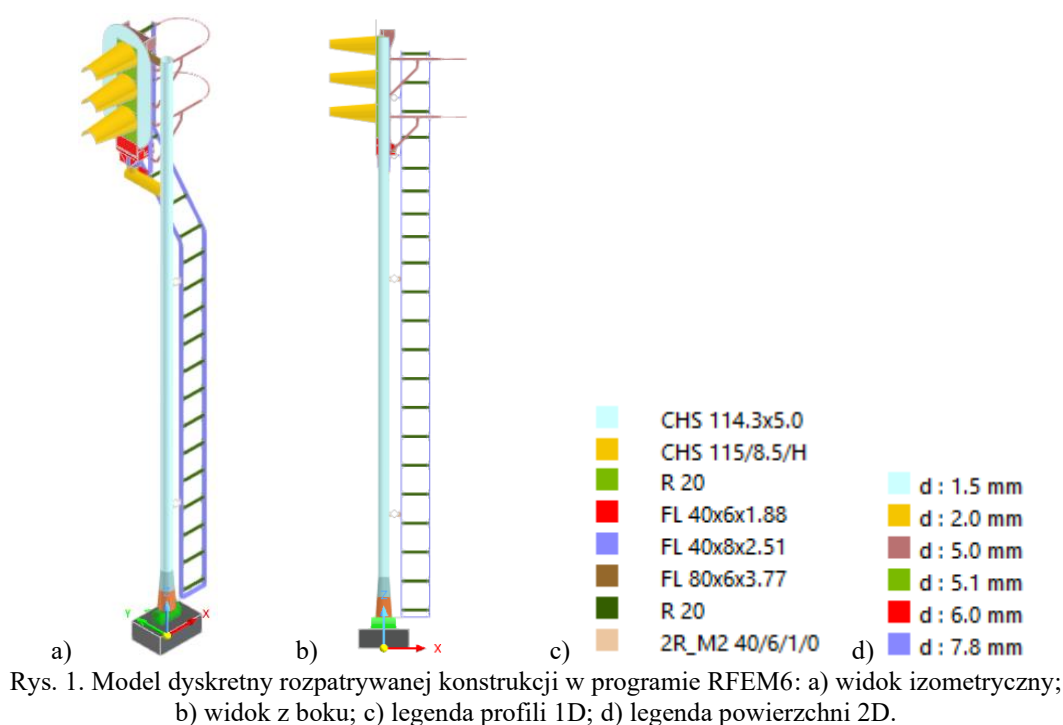
OBLICZENIA NUMERYCZNE – EUROKOD

Model rozpatrywanej konstrukcji w programie RFEM6 został zdefiniowany głównie z wykorzystaniem elementów prętowych 1D oraz płaskich elementów powierzchniowych 2D. Za pomocą elementów 1D zdefiniowano prętowe elementy konstrukcyjne (trzon masztu, elementy drabiny, wysięgnik) a za pomocą elementów 2D odwzorowano elementy komór sygnałowych oraz tarczy rozrządowej w taki sposób, aby wiernie odwzorować masy elementów konstrukcji.

Elementom niekonstrukcyjnym oraz tym będącymi poza zakresem analiz (komory sygnałowe, wysięgnik, wskaźnik) nadano właściwości materiału jak dla stali a grubość zastępczych powierzchni zdefiniowano tak, aby zgadzała się ich całkowita masa.

Wynikowy dyskretny model analizowanej konstrukcji przedstawiono na rysunku 1.

Warunki brzegowe (podpory oraz obciążenia) zostały zdefiniowane w sposób możliwie najlepiej odwzorowujący pracę analizowanej konstrukcji oraz w oparciu o wytyczne normy normowe.



Na rysunku 2 przedstawiono obwiednię wartości sił wewnętrznych w trzonie masztu. Otrzymana wartość współczynnika wykorzystania nośności przekroju plasuje się na poziomie 0.993 co oznacza, że konstrukcja spełnia normowe warunki nośności przekroju dla zadanych warunków brzegowych.

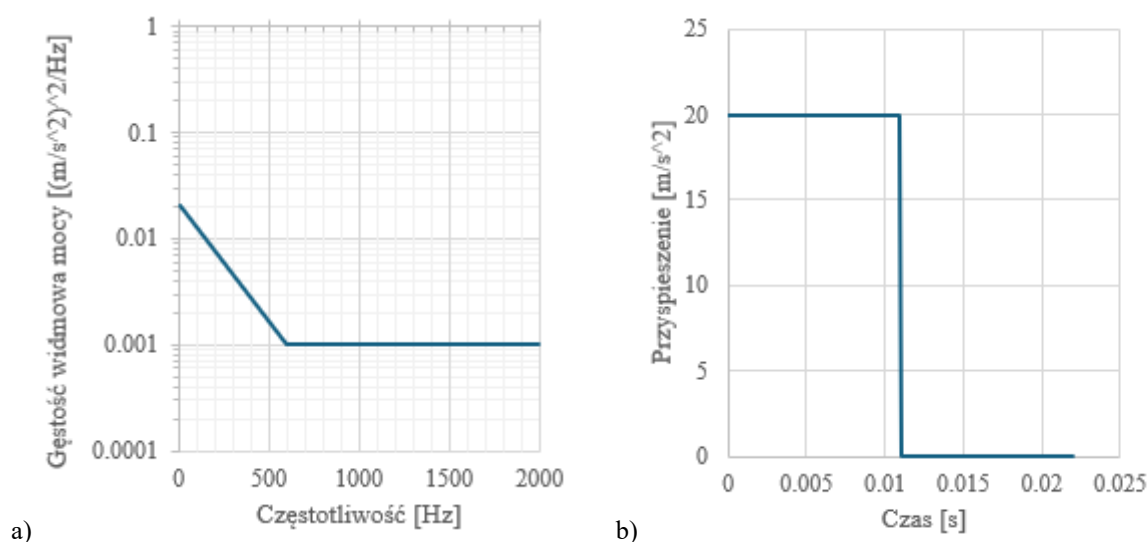
OBLICZENIA NUMERYCZNE – ODCIĄŻENIA SPECJALNE

Model dyskretny do analizy konstrukcji poddanej obciążeniom specjalnym został przygotowany w oprogramowaniu Midas NFX poprzez stworzenie siatki elementów skończonych o właściwościach odpowiadających elementom konstrukcji na modelu geometrycznym. Dodatkowe elementy typu *ID* czy *Rigid Body* zostały wprowadzone do modelu tam, gdzie było to konieczne. Wielkość zastosowanej siatki elementów skończonych została ustalona w odniesieniu do wymiarów konstrukcji i wymaganej dokładności obliczeń. W celu wiernego odwzorowania pracy rozpatrywanej konstrukcji zamodelowano również śruby kotwiące konstrukcję do fundamentu.

Uwzględniono działające na konstrukcję obciążenia specjalne zgodnie z normą PN-EN 50125-3 [13]:

- Analiza wymuszenia drganiami losowymi o zdefiniowanym widmie gęstości mocy (PSD).
- Analiza odpowiedzi konstrukcji na zdarzenie uderzenia pojedynczego.

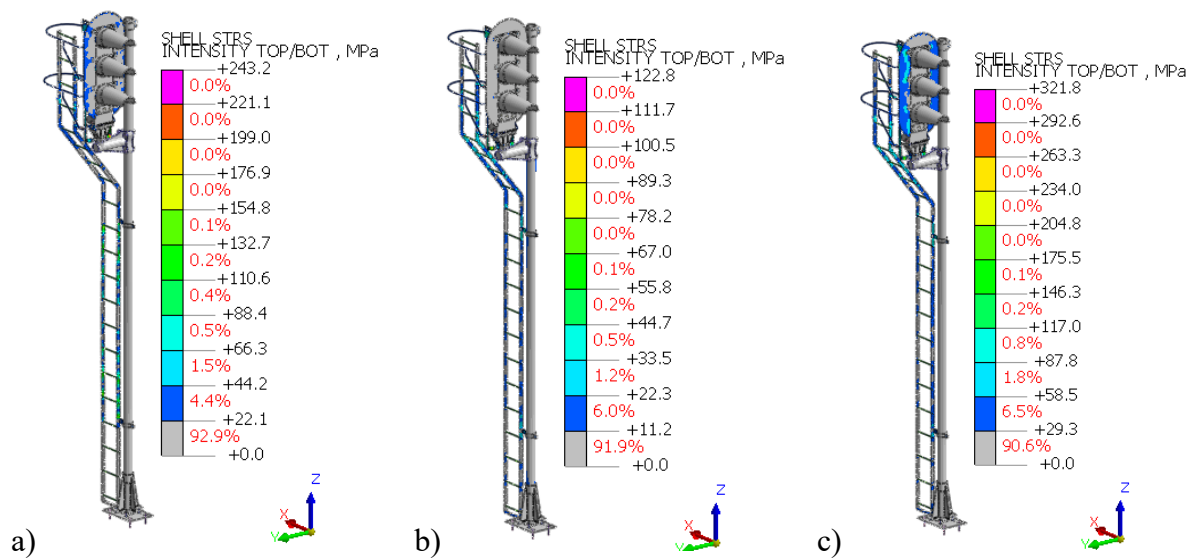
Na rysunku 3 przedstawiono profil gęstości mocy drgań losowych oraz charakterystykę impulsu.



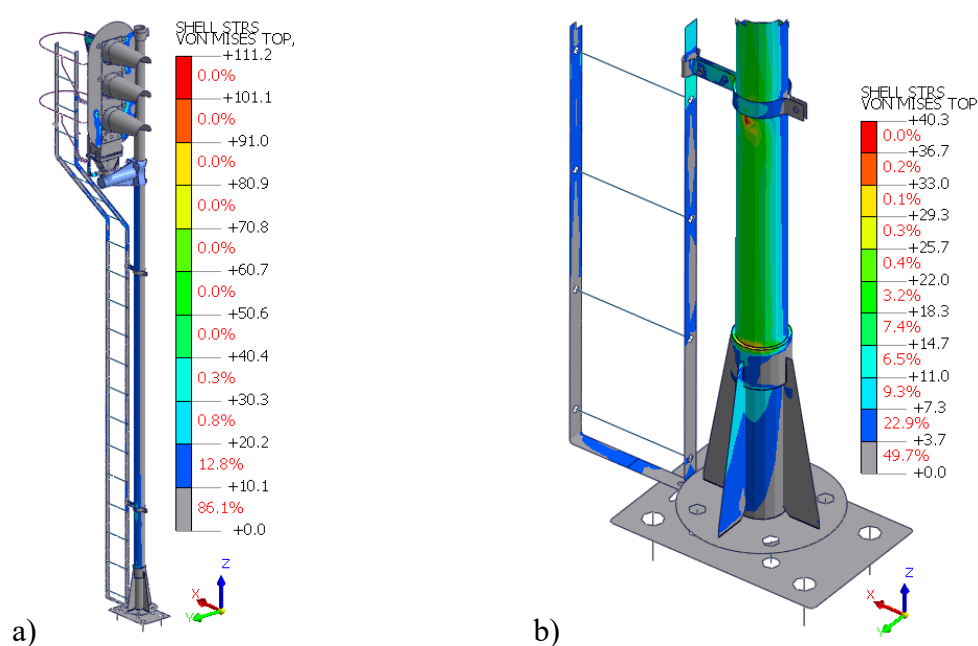
Rys. 3. Profile wymuszeń obciążeń specjalnych wg PN-EN 50125-3 [13]: a) Profil gęstości mocy drgań losowych, b) charakterystyka impulsu w analizie uderzenia pojedynczego

Podczas analizy drgań losowych rozpatrywanej konstrukcji, zgodnie z normą PN-EN 50125-3, przeanalizowano częstotliwości z zakresu od 5Hz do 2000Hz. Przeprowadzono trzy osobne analizy drgań losowych działających na konstrukcję, po jednej dla każdego z głównych kierunków układu współrzędnych. Odpowiedź konstrukcji na drgania losowe przedstawiono jako trzykrotną wartość odchylenia standardowego co daje poziom prawdopodobieństwa nieprzekroczenia prezentowanych wartości rzędu 99.73% (rys. 4).

Na rysunku 5 przedstawiono rozkłady naprężeń zredukowanych otrzymanych jako wynik analizy uderzenia pojedynczego metodą Implicit Nonlinear Dynamics.



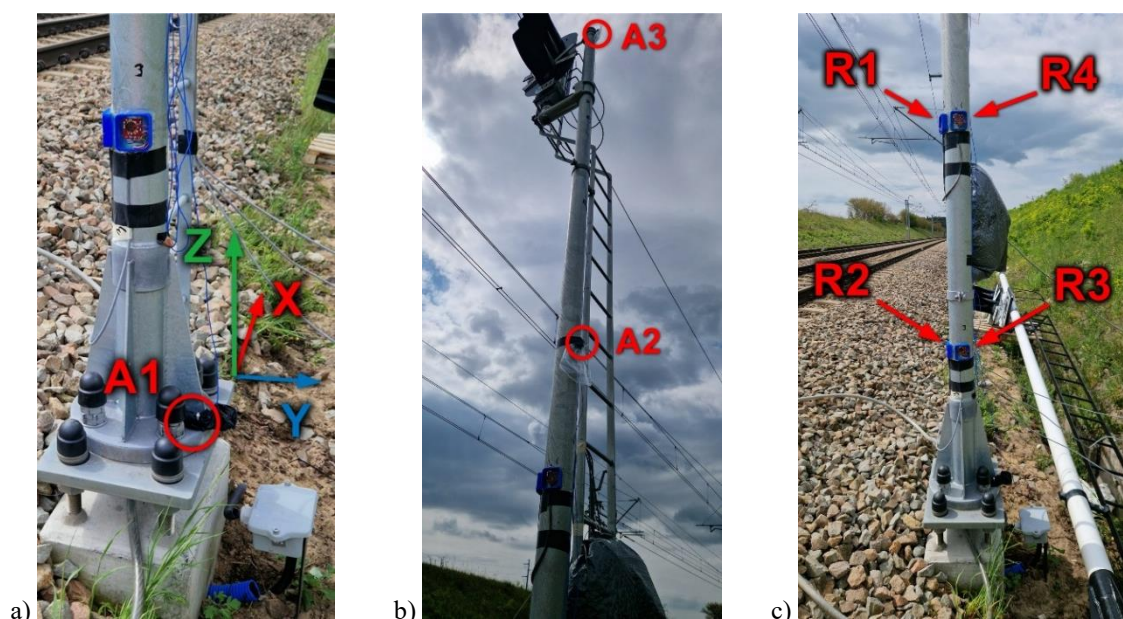
Rys. 4. Wartości 3σ naprężeń zredukowanych dla analizy drgań losowych wg PN-EN 50125-3:
a) drgania na kierunku X; b) drgania na kierunku Y; c) drgania na kierunku Z



Rys. 5. Wartości naprężeń zredukowanych dla analizowanej konstrukcji pod wpływem uderzenia pojedynczego wg PN-EN 50125-3 – obwiednia wartości maksymalnych: a) widok ogólny; b) szczegół podstawy

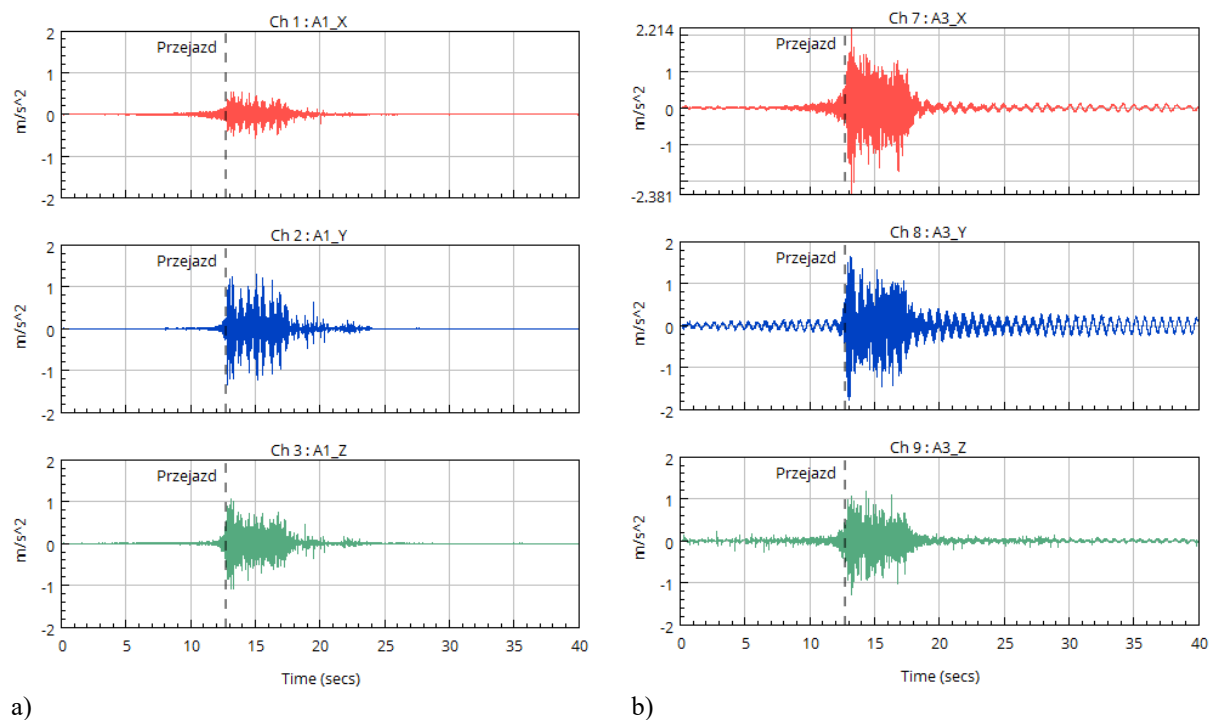
POMIARY DRGAŃ I ODKSZTAŁCEŃ

W celu identyfikacji rzeczywistych oddziaływań na maszt semafora przeprowadzono pomiary drgań i odkształceń. Obiekt zamontowany został na szlaku kolejowym, a na konstrukcji przymocowane zostały 4 rozety tensometryczne oraz 3 piezoelektryczne czujniki drgań. Lokalizację czujników przedstawiono na rysunku 6.



Rys. 6. Lokalizacja czujników na konstrukcji masztu: a), b) czujniki przyspieszeń drgań, c) rozety tensometryczne

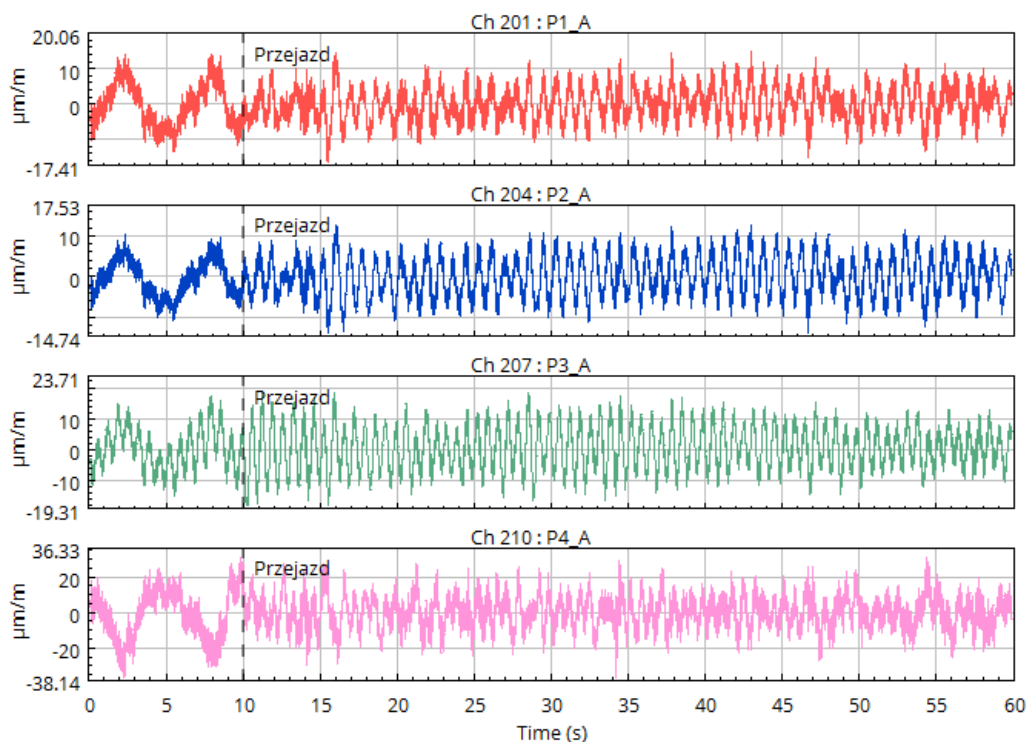
Na rysunku 7 przedstawiono zarejestrowane przebiegi przyspieszeń drgań podczas przejazdu pociągu. Jak można zauważyć drgania rejestrowane przez czujnik A3 (na szczycie masztu) są większe niż te na stopie (A1). Jest to szczególnie widoczne w osi X (równoległej do torowiska). Dodatkowo w sygnale z czujnika A3 widoczne są drgania ciągle będące skutkiem wychyleń wzbudzonych przez wiejący wiatr. Przeprowadzona analiza wykazała, że zarejestrowane wibracje wzbudzone były przez drgania parasejsmiczne przenoszone z torowiska przez podłoże.



Rys. 7. Przebiegi przyspieszeń drgań w czasie przejazdu pociągu: a) czujnik A1, b) czujnik A3

Zaprezentowane na rysunku 8 przebiegi odkształceń masztu w kierunku wzdłużnym do osi pokazują, że o ile zauważyć można zmianę charakteru występujących przemieszczeń przy

przejeździe pociągu, to nie wpływa on na zwiększenie amplitudy odkształceń. Przyjąć można więc, że zdarzenie przejazdu pociągu nie powinno kontrybuować do przypadków branych pod uwagę np. w obliczeniach zmęzeniowych konstrukcji.



Rys. 8. Przebiegi odkształceń na kierunku wzdłużnym do osi masztu

WNIOSKI

Przeanalizowano rozpatrywaną konstrukcję wsporczą sygnalizatora trójkomorowego pod kątem jej zgodności z wymaganiami stanów granicznych nośności wg normy PN-EN 1993-1-1 oraz pod obciążeniami dynamicznymi wg normy PN-EN 50125-3. Na podstawie wykonanych analiz stwierdza się, że konstrukcja spełnia stawiane jej wymagania.

Zarejestrowane przebiegi odkształceń masztu wskazują, że wpływ obciążeń wynikających z przejazdu pociągu na wytrzymałość konstrukcji jest pomijalny dla obiektów zlokalizowanych w odległości co najmniej 2,7 m od osi torowiska. Wynika to z braku widocznych wzrostów amplitudy odkształcenia podczas przejazdu w porównaniu do odkształceń występujących w sposób ciągły, wynikających z podmuchów wiatru.

Uznać więc można, że zwiększanie prędkości składów nie powinno mieć negatywnego wpływu na istniejące już na szlakach kolejowych maszty semaforów, przy założeniu, że znajdują się minimum 2,7 m od osi toru.

Literatura

- [1] Li R., Zhao J., Zhang S.: *A Study of the Influence of Aerodynamic Forces on a Human Body near a High-Speed Train*. Lecture Notes in Applied and Computational Mechanics, t. 41, s. 243–258, 2009, doi: 10.1007/978-3-540-85070-0_24.
- [2] Flynn D., Hemida H., Soper D., Baker C.: *Detached-eddy simulation of the slipstream of an operational freight train*. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, t. 132, s. 1–12, wrz. 2014, doi: 10.1016/J.JWEIA.2014.06.016.
- [3] Soper D., Baker C., Sterling M.: *Experimental investigation of the slipstream development around a container freight train using a moving model facility*. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, t. 135, s. 105–117, grudz. 2014, doi: 10.1016/J.JWEIA.2014.10.001.

- [4] Li C., Burton D., Kost M., Sheridan J., Thompson M.C.: *Flow topology of a container train wagon subjected to varying local loading configurations*. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, t. 169, s. 12–29, paź. 2017, doi: 10.1016/J.JWEIA.2017.06.011.
- [5] Rocchi D., Tomasini G., Schito P., Somaschini C.: *Wind effects induced by high speed train pass-by in open air*. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, t. 173, s. 279–288, luty 2018, doi: 10.1016/J.JWEIA.2017.10.020.
- [6] Szudarek M., Piechna A., Prusiński P., Rudniak L.: *CFD Study of High-Speed Train in Crosswinds for Large Yaw Angles with RANS-Based Turbulence Models including GEKO Tuning Approach*. Energies 2022, Vol. 15, Page 6549, t. 15, nr 18, s. 6549, wrz. 2022, doi: 10.3390/EN15186549.
- [7] Polski Komitet Normalizacyjny, PN-EN 1990:2004 – wersja polska: Eurokod – Podstawy projektowania konstrukcji. 2004.
- [8] Polski Komitet Normalizacyjny, PN-EN 1991-1-1:2004 – wersja polska: Eurokod 1: Oddziaływania na konstrukcje – Część 1-1: Oddziaływania ogólne – Ciężar objętościowy, ciężar własny, obciążenia użytkowe w budynkach.
- [9] Polski Komitet Normalizacyjny, PN-EN 1991-1-4:2008 – wersja polska: Eurokod 1: Oddziaływania na konstrukcje – Część 1-4: Oddziaływania ogólne – Oddziaływania wiatru.
- [10] Polski Komitet Normalizacyjny, PN-EN 1991-3:2009 – wersja polska: Eurokod 1 – Oddziaływania na konstrukcje – Część 3: Oddziaływania wywołane dźwignicami i maszynami.
- [11] Polski Komitet Normalizacyjny, PN-EN 1993-1-1:2006 – wersja polska: Eurokod 3 – Projektowanie konstrukcji stalowych – Część 1-1: Reguły ogólne i reguły dla budynków.
- [12] Polski Komitet Normalizacyjny, PN-EN 1993-1-8:2006 – wersja polska: Eurokod 3: Projektowanie konstrukcji stalowych – Część 1-8: Projektowanie węzłów.
- [13] Polski Komitet Normalizacyjny, PN-EN 50125-3:2003 – wersja angielska: Zastosowania kolejowe – Warunki środowiskowe stawiane urządzeniom – Część 3: Wyposażenie dla sygnalizacji i telekomunikacji.
- [14] Polski Komitet Normalizacyjny, PN-EN 14067-4:2024-09 – wersja angielska: Kolejnictwo – Aerodynamika – Część 4: Wymagania i procedury oceny dotyczące aerodynamiki na szlaku.
- [15] PKP Polskie Linie Kolejowe S.A.: *Wymagania techniczne dla sygnalizatorów stosowanych na liniach kolejowych oraz ich konstrukcji wsporczych 1e-117*. Warszawa, 2016.

NUMERICAL AND EXPERIMENTAL STUDIES OF THE RAILWAY SIGNAL SUPPORT STRUCTURE FOR HIGH-SPEED RAILWAYS

Summary

This paper presents the results of a numerical and experimental analysis of a railway signal support structure. Finite Element Method (FEM) calculations and strain gauge and accelerometer measurements were performed to determine the stress state, natural vibration modes, and the structure's dynamic response to excitations generated by passing trains. The measurement results were also extrapolated for load conditions resulting from trains traveling at 250 km/h, allowing for predictions of the structure's behavior under more demanding operating conditions.

Aleksander HEBDA*
Mariusz PRAŻMOWSKI*
Joanna MAŁECKA*

WPLYW TEMPERATURY NA ELEMENTY WYKONANE Z ALUMINIDKÓW TYTANU

W pracy przedstawiono wpływ temperatury i chropowatości powierzchni na odporność na utlenianie izotermiczne stopu Ti-46Al-7Nb-0,7Cr-0,1Si-0,2Ni. Testy przeprowadzono w zakresie temperatury 700-900 °C w atmosferze powietrza, analizując zmiany masy metodą grawimetryczną. Stwierdzono, że wyższa temperatura sprzyja intensywniejszemu utlenianiu, z kolei wyższa chropowatość powierzchni poprawia adhezję warstwy tlenkowej do metalicznego podłoża. Zjawisko odpryskiwania zgorzeliny występuje głównie w temperaturze 900 °C.

* Politechnika Opolska, Wydział Mechaniczny

WPROWADZENIE

Materiały na bazie aluminidków tytanu (Ti-Al) od lat budzą duże zainteresowanie w kontekście zastosowań wysokotemperaturowych, zwłaszcza w przemyśle lotniczym, motoryzacyjnym oraz energetyce. Zawdzięczają to swojej niskiej gęstości, wysokiemu stosunkowi wytrzymałości do masy oraz stosunkowo dobrej odporności na pękanie i utlenianie w zakresie 600–800°C [1-4].

Chociaż stopy na osnowie fazy TiAl zawierają od 42 do 48% Al, co teoretycznie powinno sprzyjać tworzeniu ochronnej warstwy Al_2O_3 , to w praktyce w warunkach wysokotemperaturowych tworzy się warstwa rutylu TiO_2 , a dopiero pod nią powstaje warstwa Al_2O_3 . W efekcie taka zgorzelina nie chroni skutecznie materiału podłoża przed dalszym utlenianiem [5]. Polepszenie odporności na utlenianie jest niezbędne do zwiększenia obszaru zastosowania tych materiałów i ich niezawodności w wysokiej temperaturze, co ciągle stanowi główny problem powodujący ograniczenia aplikacyjne, zwłaszcza na elementy przeznaczone do pracy w warunkach długotrwałej eksploatacji. Jedną z metod poprawy żaroodporności tych stopów jest modyfikacja składu chemicznego, inną może być zastosowanie powłok ochronnych [6-8]. Wymaga się bowiem, aby powstające produkty utleniania metalicznego podłoża stopów Ti-Al ograniczały szybkość wzrostu warstwy oraz by były odporne na zniszczenia mechaniczne podczas schładzania i wytrzymania w temperaturze pokojowej.

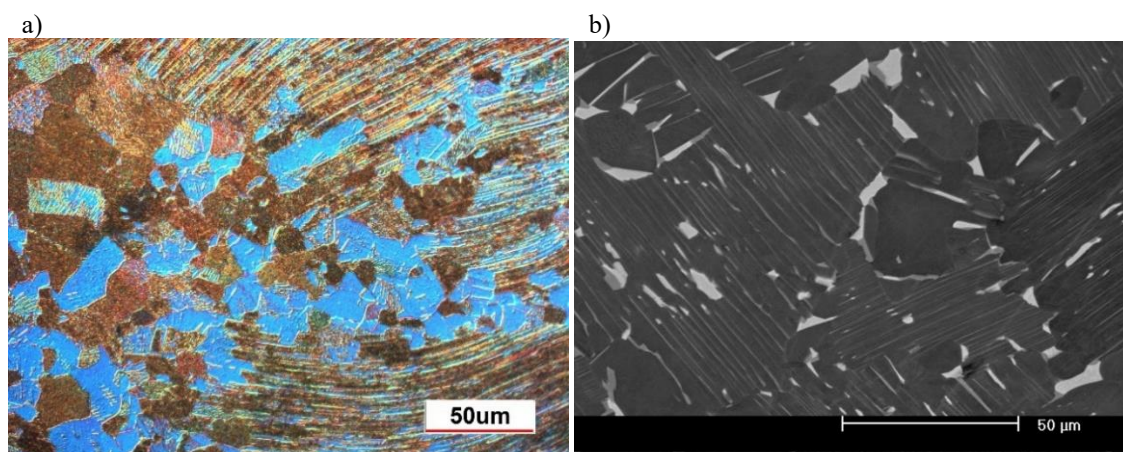
W badaniach utleniania występuje kilka czynników ważnych ze względów metodycznych. Wrażliwość stopów na poszczególne czynniki utleniania zależy w dużej mierze od temperatury utleniania. Poza temperaturą, istotną rolę może spełniać także sposób przygotowania próbek, a więc chropowatość powierzchni. Większa chropowatość powierzchni może sprzyjać zwiększeniu spójności tlenku z metalicznym podłożem, zmniejszając także wartość naprężeń ściskających w warstwie tlenkowej, a tym samym oddziałując korzystnie na przebieg utleniania.

MATERIAŁ I METODOLOGIA BADAWCZA

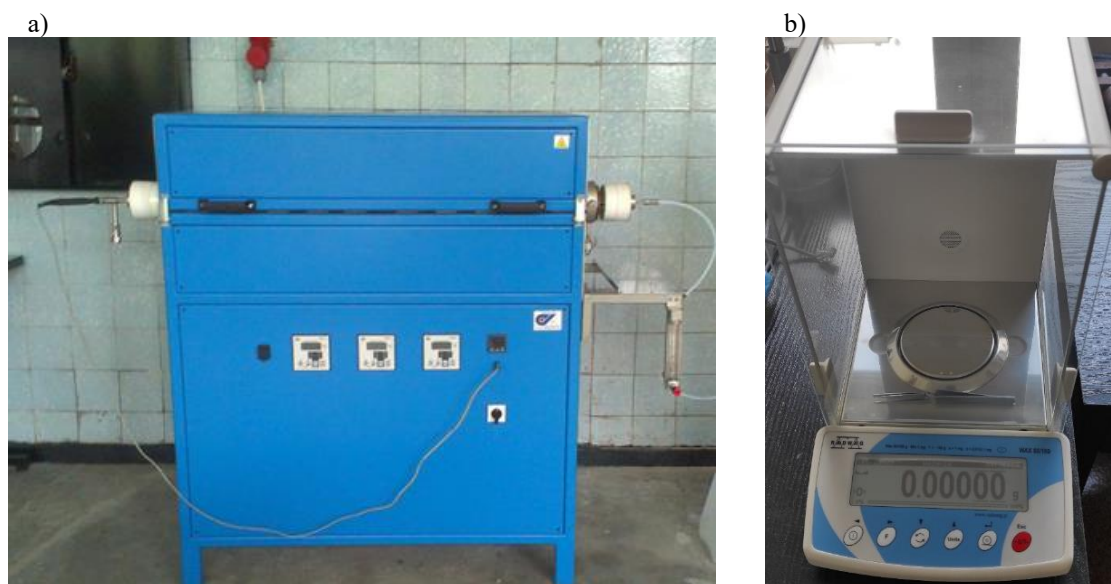
Badania utleniania wysokotemperaturowego przeprowadzono dla stopu Ti-46Al-7Nb-0,7Cr-0,1Si-0,2Ni, którego mikrostruktura została przedstawiona na rysunku 1. Dla uwypuklenia struktur ziarnistej γ i płytkowej $\alpha_2+\gamma$ zdjęcia wykonano z wykorzystaniem mikroskopu metalograficznego, stosując kontrast różnicowo-interferencyjny (rys. 1a), natomiast dla ukazania różnic w gęstości obu występujących faz międzymetalicznych (ciemne obszary: faza γ , ciemno-jasne płytki: faza $\alpha_2+\gamma$) zdjęcia wykonano za pomocą mikroskopu elektronowego skaningowego, przy detekcji elektronów wstecznie rozproszonych BSE (rys. 1b).

Testy izotermicznego utleniania w atmosferze gorącego powietrza zrealizowano z wykorzystaniem stanowiska wyposażonego w piec rurowy Czylok (rys. 2a) oraz wagę analityczną RADWAG WAX 60/160, na której z dokładnością 10^{-4} g odbywał się pomiar zmian masy utlenianych próbek (rys. 2b). Badania przeprowadzono w temperaturze 700°C, 800°C i 900°C w czasie 50, 100, 150 oraz 200h. Oprócz temperatury, czynnikiem zmiennym był stan chropowatości powierzchni. Próbki do testów utleniania przygotowano poprzez szlifowanie powierzchni na papierach ściernych o gradacji 1200 (uzyskując wartość parametru $R_a \approx 0,2 \mu\text{m}$) oraz stosując obróbkę strumieniowo-ścierną z wykorzystaniem SiO_2 , tym samym uzyskując $R_a \approx 3 \mu\text{m}$).

Celem oceny morfologii tworzących się produktów utleniania, przeprowadzono badania z wykorzystaniem mikroskopu elektronowego skaningowego (SEM) Tescan Vega 4. W badaniach wykorzystano elektrony wtórne (SE).



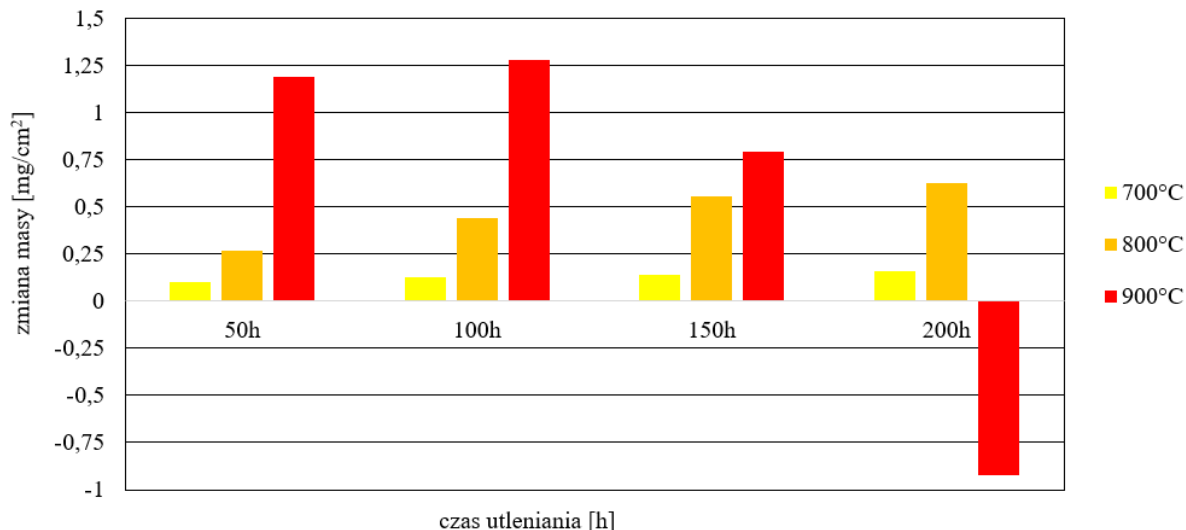
Rys. 1. Mikrostruktura stopu Ti-46Al-7Nb-0,7Cr-0,1Si-0,2Ni: a) zdjęcie wykonane z wykorzystaniem mikroskopu metalograficznego, b) zdjęcie wykonane z wykorzystaniem mikroskopu elektronowego skaningowego



Rys. 2. Stanowisko do badań wysokotemperaturowego utleniania: a) piec rurowy Czylok, b) waga analityczna RADWAG WAX 60/160

WYNIKI BADAŃ I ICH ANALIZA

Wyniki pomiarów zmian masy próbek przygotowanych poprzez szlifowanie ($R_a \approx 0,2 \mu\text{m}$) po 50, 100, 150 i 200 godzinach utleniania izotermicznego w atmosferze gorącego powietrza o temperaturze 700, 800 i 900 °C przedstawiono na rysunku 3, natomiast porównanie wyników pomiarów zmian masy próbek dla zróżnicowanej chropowatości powierzchni ($R_a \approx 0,2 \mu\text{m}$ oraz $R_a \approx 3 \mu\text{m}$) przedstawiono na rysunku 4.

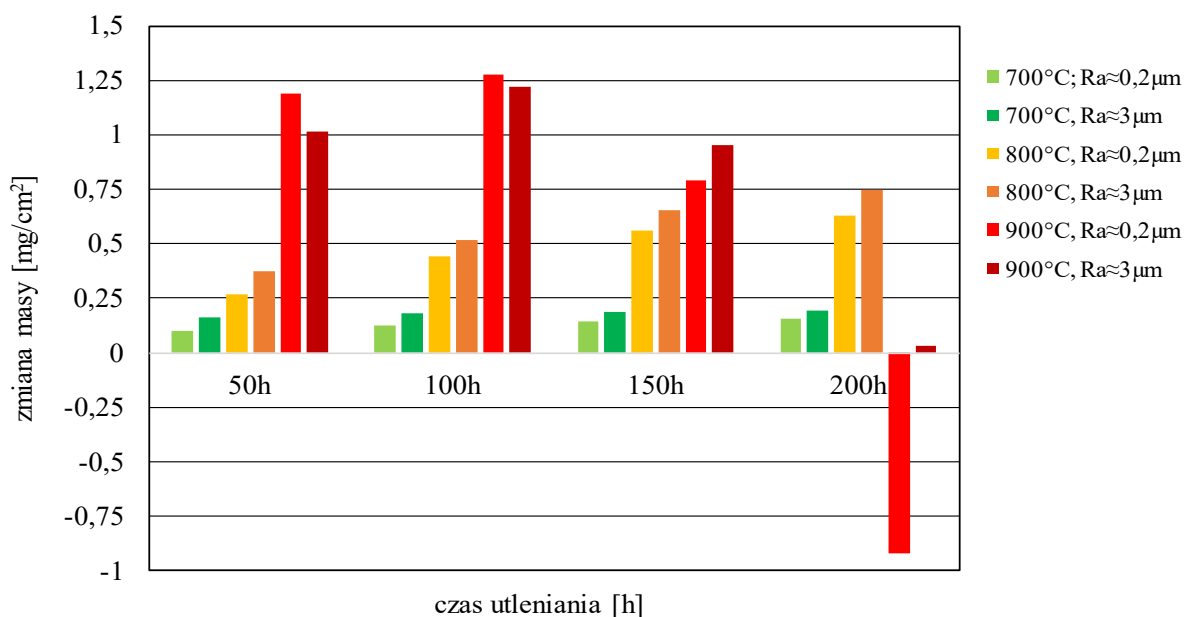


Rys. 3. Wyniki pomiarów zmian masy dla stopu Ti-46Al-7Nb-0,7Cr-0,1Si-0,2Ni ($R_a \approx 0,2 \mu\text{m}$) utlenianego izotermicznie w atmosferze gorącego powietrza w temperaturze 700°C, 800°C, 900°C

Analizując pomiary przyrostów masy zachodzące podczas utleniania można stwierdzić, iż temperatura ma wyraźny wpływ na intensywność procesów utleniania oraz stabilność powstających warstw tlenkowych. W przypadku temperatury 700 °C proces utleniania badanego materiału przebiegał najwolniej. Zmiana masy w całym okresie do 200 godzin była niewielka i utrzymywała się na stałym poziomie rzędu 0,1–0,2 mg/cm² (rys. 3) co wskazuje na powolną kinetykę utleniania i powstawanie cienkiej, stabilnej warstwy tlenkowej, skutecznie ograniczającej dalszą dordzeniową dyfuzję tlenu. W temperaturze 800 °C zaobserwowano wyraźnie intensywniejsze procesy utleniania, objawiające się systematycznym przyrostem masy w czasie. Wzrost ten przebiegał liniowo w całym badanym przedziale czasowym, osiągając wartość około 0,65 mg/cm² po 200 godzinach (rys. 3). Świadczy to o wytworzeniu się stosunkowo ciągłej i przylegającej warstwy tlenkowej, która jednak nie ogranicza całkowicie dalszego utleniania podłoża. Najbardziej dynamiczny przebieg procesu utleniania zaobserwowano w temperaturze 900 °C. Już po 50 godzinach testu odnotowano znaczny przyrost masy (powyżej 1,2 mg/cm²), a maksimum zaobserwowano po 100 godzinach. Po tym czasie (150h) dochodzi już do odpryskiwania zgorzeliny i do gwałtownego spadku masy w 200 godzinie testu (rys. 3), co jednoznacznie wskazuje na degradację warstwy tlenkowej: jej spękanie i złuszczenie. Zjawisko to typowe jest dla warstw tlenkowych o znacznej grubości i niskiej adhezji, w szczególności w wysokiej temperaturze, gdzie dochodzi do kumulacji naprężeń termicznych oraz różnic współczynników rozszerzalności cieplnej pomiędzy tlenkiem a stopem podłoża.

Na przebieg utleniania wyraźny wpływ wywiera sposób przygotowania powierzchni (rys. 4). Większa chropowatość powierzchni ($R_a = 3 \mu\text{m}$) uzyskana po obróbce strumieniowo-słusiennej, w temperaturze 700°C i 800°C przyczynia się do nieznacznego zwiększenia przyrostu masy, natomiast w wyższej temperaturze sytuacja ulega zmianie. I tak w temperaturze 900°C, w początkowym etapie utleniania (50 i 100h) obserwuje się większe przyrosty masy dla próbek o niskiej chropowatości powierzchni ($R_a = 0,2 \mu\text{m}$), a po czasie 150h zgorzelina zaczyna odpryskiwać od podłoża metalicznego dla obu przypadków: zauważalny jest spadek masy

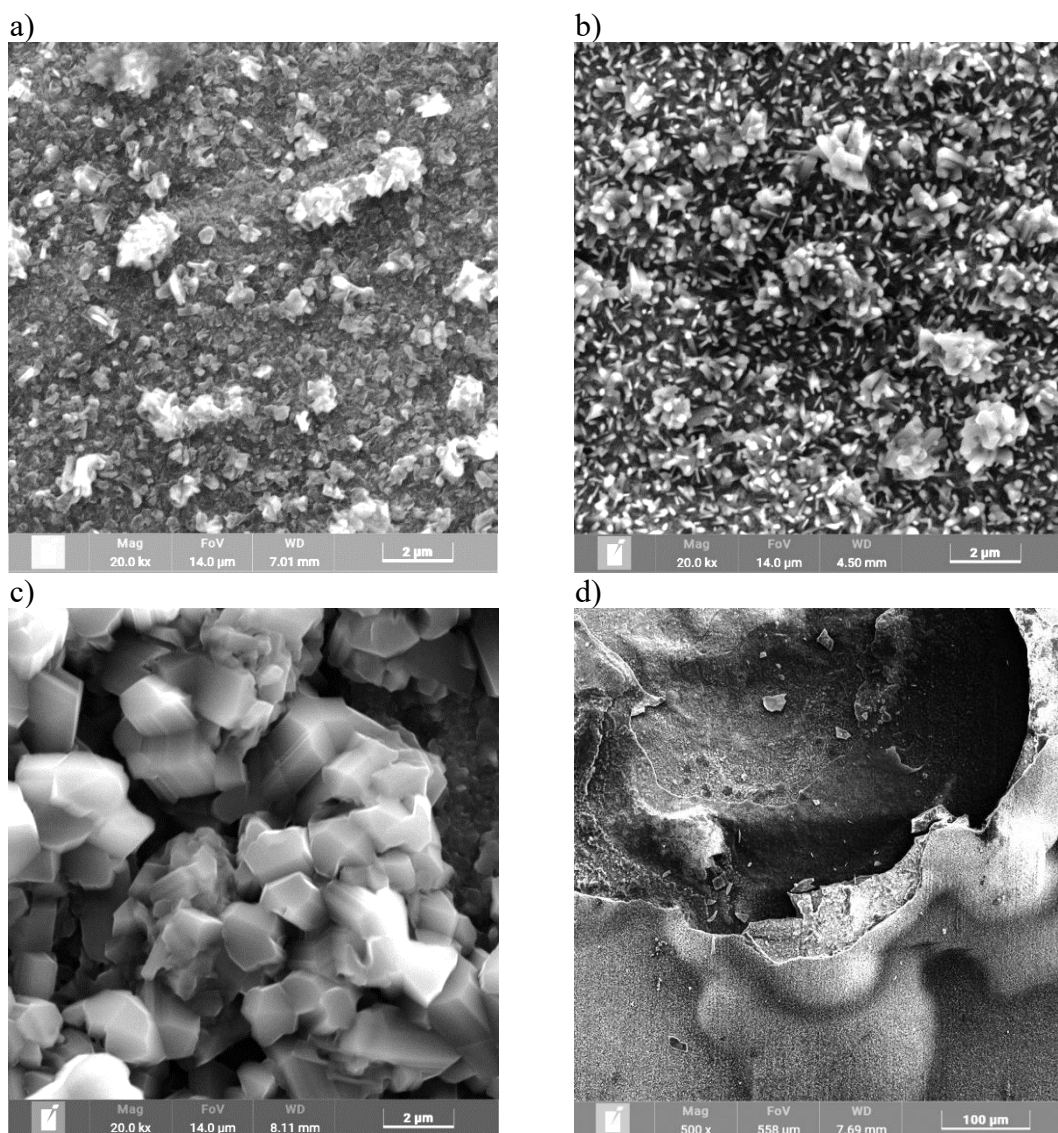
w stosunku do masy uzyskanej po 100 h utleniania. W konsekwencji 200 godzin utleniania w temperaturze 900°C, masa próbki „gładkiej” jest niższa niż masa stanu wyjściowego próbki. Podobna sytuacja zachodzi dla próbki o większej chropowatości powierzchni ($R_a \approx 3\mu\text{m}$), gdzie w konsekwencji po 200 h jej masa jest zbliżona do wyjściowej.



Rys. 4. Porównanie pomiarów zmian masy dla stopu Ti-46Al-7Nb-0,7Cr-0,1Si-0,2Ni utlenianego izotermicznie w atmosferze gorącego powietrza, dla próbek przygotowanych poprzez szlifowanie ($R_a \approx 0,2\mu\text{m}$) oraz z zastosowaniem obróbki strumieniowo – ścierniej ($R_a \approx 3\mu\text{m}$)

Celem ukazania morfologii produktów utleniania powstających podczas izotermicznych testów wysokotemperaturowych, wykonano zdjęcia z wykorzystaniem mikroskopu elektronowego. Zdjęcia otrzymane dla powierzchni próbek przygotowanych poprzez szlifowanie, a następnie utlenianych w czasie 200h przedstawiono na rysunku 5, odpowiednio dla temperatury 700 °C (rys. 5a), 800 °C (rys. 5b) i 900 °C (rys. 5c-d).

Obserwacje mikroskopowe uwidaczniają, iż na powierzchni utlenianego stopu tworzą się tlenkowe wykwity, których wielkość i kształt zmienia się wraz ze wzrostem temperatury utleniania (rys. 5). Początkowo, w niskiej temperaturze (700 °C, rys. 5a), produkty utleniania to nieregularne wykwity, które następnie rozrastają się wraz ze wzrostem temperatury (800 °C, rys. 5b), gdzie w konsekwencji w temperaturze 900 °C (rys. 5c) przybierają kształt słupkowych krystalitów usytuowanych pod różnymi kątami w stosunku do siebie i podwarstwy, z której wyrastają. Należy zauważyć, iż w tej temperaturze (900 °C) dochodzi do zjawiska odpryskiwania zgorzeliny od metalicznego podłoża i następuje ubytek masy, co lokalnie zaobserwowano podczas obserwacji mikroskopowych (rys. 5d).



Rys. 5. Morfologia powierzchni stopu Ti-46Al-7Nb-0,7Cr-0,1Si-0,2Ni (dla powierzchni przygotowanej poprzez szlifowanie) po 200 godzinach utleniania w temperaturze: a) 700°C, b) 800°C, c-d) 900°C

WNIOSKI

Na podstawie otrzymanych wyników badań eksperymentalnych oraz wykonanych analiz można sformułować następujące wnioski końcowe:

1. Temperatura utleniania ma istotny wpływ na intensywność procesów utleniania: wraz ze wzrostem temperatury obserwuje się zwiększony przyrost masy, przy czym najwyższą odporność na utlenianie wykazuje próbka utleniana w 700 °C, a degradacja warstwy tlenkowej następuje dopiero w 900 °C, niezależnie od sposobu przygotowania powierzchni,
2. Stabilność warstwy tlenkowej zależy nie tylko od temperatury, ale również od jej grubości i właściwości adhezyjnych: w temperaturze 900 °C dochodzi do spękania i złuszczenia warstwy tlenkowej, co potwierdza ograniczoną żaroodporność stopu Ti-46Al-7Nb-0,7Cr-0,1Si-0,2Ni w tej temperaturze,
3. Sposób przygotowania powierzchni znacząco wpływa na kinetykę utleniania. Próbkę po obróbce strumieniowo-ściernej wykazują wyższy przyrost masy w porównaniu do próbek szlifowanych, ale także lepszą adhezję warstwy tlenkowej w wysokiej temperaturze (900 °C), ograniczając tym samym jej odpryskiwanie.

Literatura

- [1] Loria E.A.: *Quo vadis gamma titanium aluminide*. Intermetallics 9/12 (2001) 997-1001.
- [2] Yoshihara M., Kim Y.W.: *Gamma Titanium Aluminides*. Edited by Kim Y.W., Clemens H., Rosenberg A.: The Minerals, Metals and Materials Society (2003) 559-566.
- [3] Clemens H., Mayer S.: *Design, Processing, Microstructure, Properties, and Applications of Advanced Intermetallic TiAl Alloys*. Advanced Engineering Materials 15/4 (2013) 191-215.
- [4] Xiang H., Chen Y., Qin Z., Zheng G., Chen F., Cao Y., Liu X., Zhou B., Chen G.: *Mechanical behavior of TiAl alloys*. Science China Technological Sciences 66/9 (2023) 2457-2480.
- [5] Król S.: *Utleńianie stopów Ti-Al na podstawie faz międzymetalicznych*. Politechnika Opolska, Studia i Monografie, z.188, Opole 2006.
- [6] Małecka J.: *Effect of an Al₂O₃ coating on the oxidation process of a γ-TiAl phase based alloy*. Corrosion Science 63, (2012) 287–292.
- [7] Tang Z., Niewolak L., Shemet V., Singheiser L., Quadackers W.J., Wang F., Wu W.I.; Gil A.: *Development of oxidation resistant coatings for γ-TiAl based alloys*. Materials Science and Engineering A 328 (2002) 297-301.
- [8] Zhu Y.C., Zhang Y., Li X.Y., Fujita K., Iwamoto N.: *The influence of magnetron-sputtered SiO₂ coatings on the cyclic oxidation behavior of γ-TiAl alloys*. Materials Transactions 41 (2000) 1118-1120.

THE INFLUENCE OF TEMPERATURE ON COMPONENTS MADE OF TITANIUM ALUMINIDES

Summary

This study presents the influence of temperature and surface roughness on the isothermal oxidation resistance of the Ti-46Al-7Nb-0.7Cr-0.1Si-0.2Ni alloy. Tests were conducted in the temperature range of 700–900 °C in an air atmosphere, with mass changes monitored using the gravimetric method. It was found that higher temperatures promote more intensive oxidation, while increased surface roughness improves the adhesion of the oxide scale to the metallic substrate. Oxide spallation was observed primarily at 900 °C.

ANALIZA PRZECIĄŻEŃ DZIAŁAJĄCYCH NA MODUŁ KRIOGENICZNY PODCZAS TRANSPORTU

Moduły kriogeniczne stanowiące elementy zasilania akceleratorów badawczych ciekłym helem są dość delikatnymi obiektami technicznymi. Spowodowane jest to głównie koniecznością zapewnienia jak najlepszej izolacji termicznej, co wymaga maksymalnego zmniejszania przekrojów elementów podpierających znajdujące się wewnątrz rury procesowe. W artykule przeanalizowano obciążenia transportowe działające na moduł oraz opracowanie kryteriów pozwalających na ocenę ryzyka uszkodzenia wskutek dynamicznych obciążeń zarejestrowanych podczas transportu.

* Politechnika Wrocławska

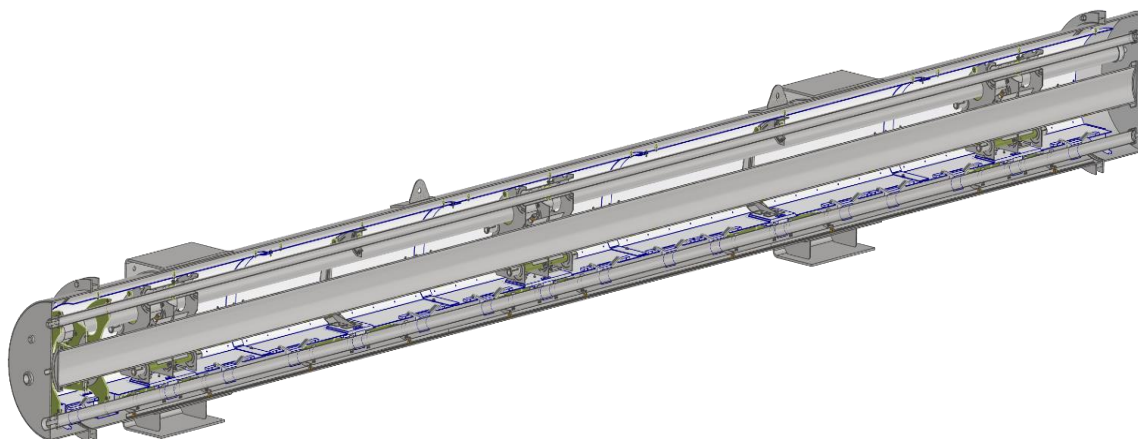
WSTĘP

Rozwój nowoczesnych akceleratorów cząstek, takich jak Wielki Zderzacz Hadronów (LHC), wiąże się z koniecznością przesyłania ogromnych ilości ciekłego helu w niskich temperaturach. Z tego względu linie kriogeniczne, stanowiące integralną część instalacji, są kluczowym elementem wpływającym na niezawodność całego systemu. Konstrukcja takich linii wymaga pogodzenia dwóch sprzecznych wymagań:

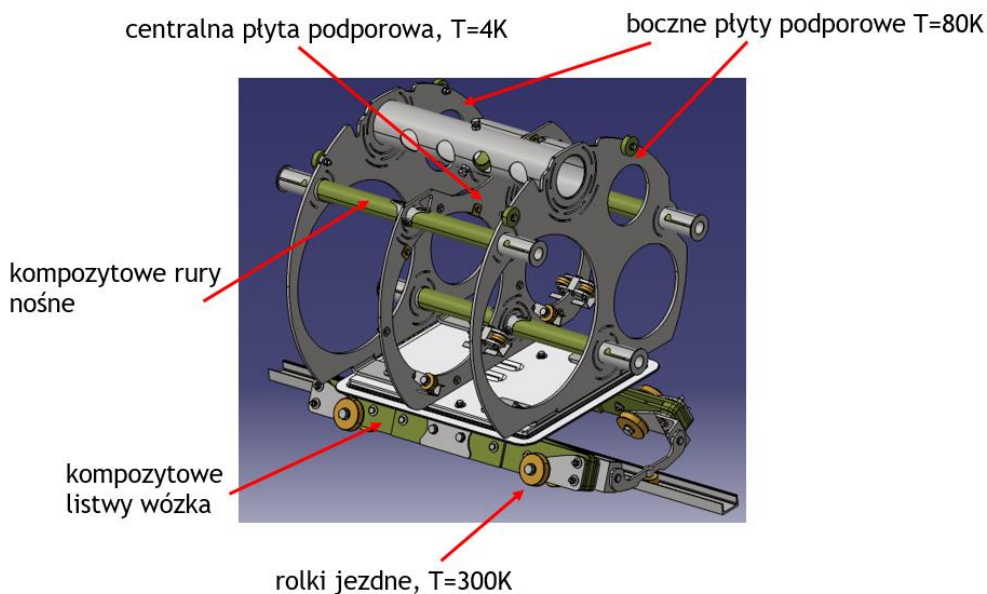
- z jednej strony konieczne jest odpowiednie podparcie mechaniczne przewodów procesowych o średnicach sięgających 250 mm i dużej masie,
- z drugiej strony należy zapewnić minimalizację dopływu ciepła, co wymaga ograniczenia przekrojów elementów nośnych.

Podpory wewnętrzne, wykonane z kompozytów, muszą pracować niezawodnie przez okres kilkudziesięciu lat. Z uwagi na fakt, że produkcja poszczególnych elementów realizowana jest w różnych częściach świata, moduły muszą być transportowane drogowo na duże odległości – np. z Polski do CERN w Genewie czy z Indii do Niemiec. Tematykę przeciążeń transportowych poruszano w szeregu prac [1-6], jednak problemy wciąż występują ze względu na prototypowy charakter każdego urządzenia, różne, często niestandardowe rozwiązania zabezpieczeń transportowych oraz nieprzewidywalność obciążeń, które mogą wystąpić w intermodalnym transporcie na duże odległości.

Bezpieczeństwo transportu staje się więc krytycznym problemem. W artykule przedstawiono metody monitorowania przeciążeń, badania numeryczne i eksperymentalne podpór oraz opracowane kryteria oceny ryzyka uszkodzenia modułów podczas transportu.



Rys. 1. Widok struktury wewnętrznej modułu kriogenicznego – izolowanej próżnią linii transferowej ciekłego helu



Rys. 2. Konstrukcja podpory wewnętrznej modułu kriogenicznego

DEFINICJA PROBLEMU

Podstawowym zagadnieniem jest zarejestrowanie przeciążeń działających na moduł podczas transportu i określenie ich potencjalnej szkodliwości. Problem ten można podzielić na dwa etapy:

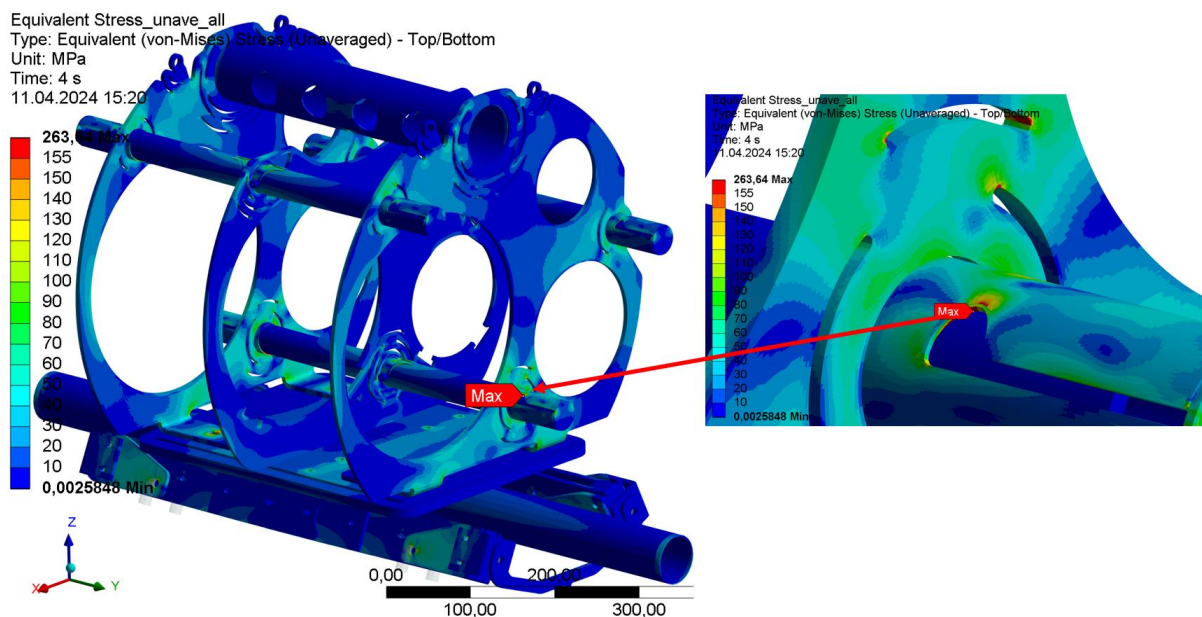
1. Rejestracja rzeczywistych obciążeń – przeciążenia statyczne, dynamiczne, krótkotrwałe impulsy i drgania.
2. Opracowanie kryteriów oceny – wskazanie, czy zmierzone przeciążenia przekraczają dopuszczalne wartości.

Przykładowo, podczas transportu ciężarowego z Wrocławia do Genewy zarejestrowano quasi-statyczne przyspieszenia nieprzekraczające 2 g, jednak pojawiały się krótkotrwałe impulsy o wartościach powyżej 10 g i czasie trwania kilku milisekund. Ich wpływ na konstrukcję nie jest oczywisty i wymaga dodatkowych analiz.

BADANIA NUMERYCZNE

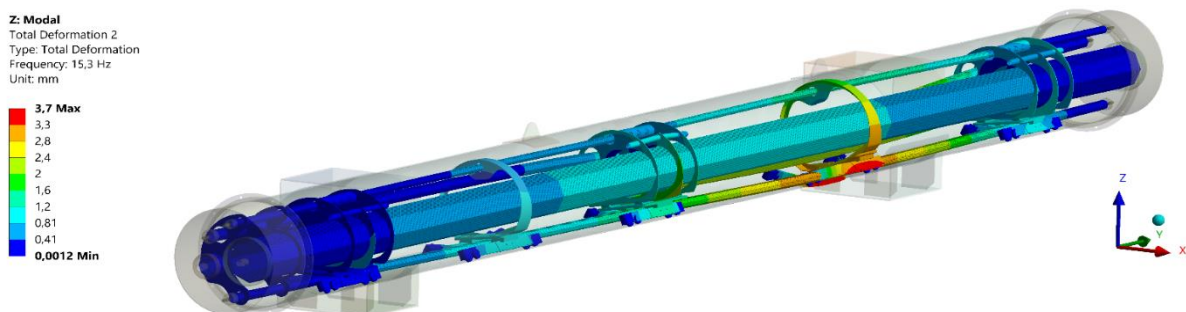
W celu oceny wyężenia podpór wewnętrznych wykonano serię dynamicznych analiz z wykorzystaniem Metody Elementów Skończonych [7]. Analizy numeryczne wykonane w programie ANSYS objęły następujące zagadnienia:

- przemieszczenia i koncentracje naprężeń w podporach przy obciążeniu quasi-statycznym,
- wpływ luzów w kontaktach kompozyt/metal i kompozyt/kompozyt powstających w wyniku schłodzenia do temperatury roboczej,
- stateczność podpór – weryfikacja liniowego i nieliniowego wyboczenia przy uwzględnieniu imperfekcji geometrycznych.
- Wyniki pokazały, że krytyczne są przede wszystkim obciążenia pionowe, gdzie dopuszczalne wartości transportowych przeciążeń przyjęto jako 2 g zgodnie z zaleceniami CERN.
- Dodatkowo wykonano serię analiz odpowiedzi częstotliwościowej (*frequency response*) kompletnego modułu w celu wyznaczenia odpowiedzi dynamicznej ustroju nośnego na wymuszenia w paśmie częstotliwości 1-50 Hz. Pasma zostało określone na podstawie analiz modalnych oraz częstotliwości, w których występują wysokie masy modalne.



Rys. 3. Przykładowe wyniki analizy MES: rozkład naprężeń w podporze przy obciążeniu pionowym

Przykładowe wyniki analizy modalnej, postać drgań własnych oraz masy modalne poszczególnych postaci drgań pokazano na rysunkach 4 – 5.

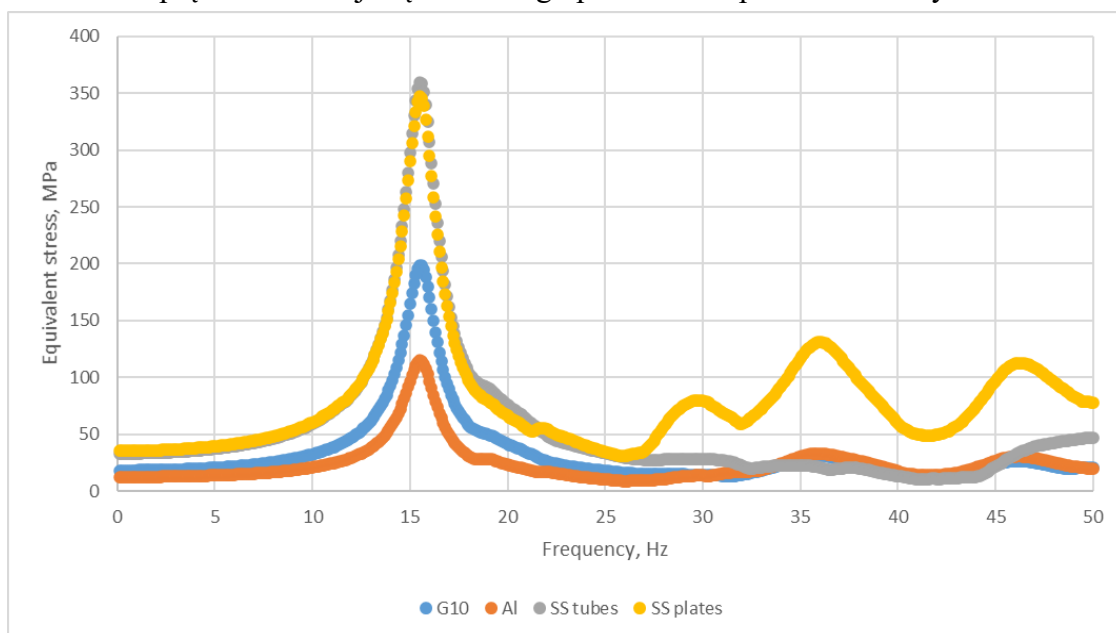


Rys. 4. Przykładowe wyniki analizy MES: druga postać drgań własnych

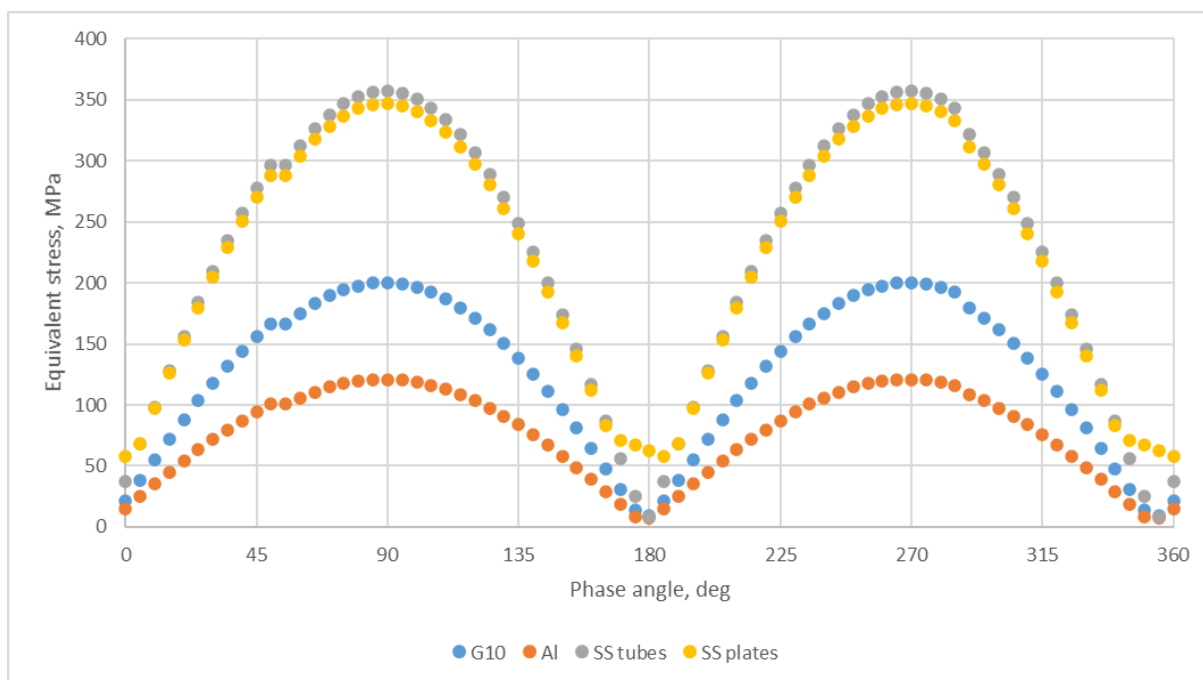
MODE	FREQUENCY	MODAL MASS	KENE		X-DIR	RATIO%	Y-DIR	RATIO%	Z-DIR	RATIO%
1	11.59	0.8163E-01	216.4		0.3435	16.97	0.1226E-04	0.00	0.2986E-04	0.00
2	15.23	0.8172E-01	379.1		0.2419	11.96	0.4344E-06	0.00	0.3601E-02	0.18
3	15.57	0.6263E-01	299.9		0.3810E-02	0.19	0.1461E-04	0.00	0.3679	18.18
4	16.21	0.2489E-02	12.90		0.1695E-05	0.00	0.1875E-01	0.93	0.4505E-04	0.00
5	16.28	0.2455E-02	12.85		0.4571E-06	0.00	0.1457E-04	0.00	0.2542E-03	0.01
6	17.59	0.6651E-01	406.1		0.1028E-01	0.51	0.1021E-05	0.00	0.1009E-02	0.05
7	18.28	0.6186E-01	420.5		0.3293E-02	0.16	0.2474E-03	0.01	0.2159E-01	1.07
8	19.80	0.4994	3863.		0.6887	34.03	0.7824E-02	0.39	0.1370E-03	0.01
9	20.09	0.6806E-01	342.4		0.3009E-01	1.49	0.3843	18.99	0.1174E-02	0.06
10	20.29	0.1493E-01	121.3		0.1486E-01	0.73	0.8915E-01	4.41	0.2533E-02	0.13
11	21.44	0.5750E-01	521.8		0.4301E-01	2.13	0.2746E-02	0.14	0.7782E-02	0.38
12	21.59	0.2300E-01	211.7		0.7772E-02	0.38	0.1896E-01	0.94	0.1484E-02	0.07
13	22.29	0.6910E-02	67.78		0.8227E-06	0.00	0.2830E-03	0.01	0.5455E-05	0.00
14	22.36	0.1129E-01	111.4		0.3323E-03	0.02	0.5809E-05	0.00	0.2007E-03	0.01
15	23.47	0.1080E-01	117.5		0.2344E-02	0.12	0.3873E-04	0.00	0.1311E-04	0.00
16	25.47	0.3514E-01	450.1		0.7659E-03	0.04	0.1151E-04	0.00	0.6396E-03	0.03
17	27.72	0.6702E-01	1017.		0.5826E-03	0.03	0.3013E-04	0.00	0.3247E-03	0.02
18	28.05	0.9531E-02	148.0		0.8697E-02	0.43	0.1327E-03	0.01	0.2333E-03	0.01
19	30.26	0.7167E-01	1296.		0.4576E-04	0.00	0.1139E-02	0.06	0.1496E-01	0.74
20	31.92	0.5046E-01	1015.		0.1328E-01	0.66	0.4575E-04	0.00	0.1468E-01	0.73
21	33.13	0.1705E-01	369.4		0.2051E-03	0.01	0.1301	6.43	0.3658E-03	0.02
22	35.52	0.3834E-02	95.45		0.1300E-02	0.06	0.1562E-02	0.08	0.1992E-03	0.01
23	35.78	0.9904E-03	25.03		0.2031E-02	0.10	0.4323E-03	0.02	0.1348E-02	0.07
24	35.85	0.2145E-02	54.41		0.1041E-03	0.01	0.2289E-02	0.11	0.1085E-01	0.54
25	35.93	0.6525E-03	16.63		0.2372E-04	0.00	0.3892E-04	0.00	0.2791E-02	0.14
26	36.10	0.7030E-03	18.08		0.3563E-04	0.00	0.4334E-03	0.02	0.1592E-01	0.79
27	36.50	0.6346E-02	166.9		0.1196E-01	0.59	0.3261E-02	0.16	0.1722E-01	0.85
28	37.35	0.8391E-02	231.1		0.3955E-02	0.20	0.8957E-02	0.44	0.1935E-01	0.96
29	38.31	0.1842E-01	533.7		0.4925E-04	0.00	0.6309E-02	0.31	0.7393E-01	3.65
30	38.45	0.2094E-01	610.9		0.1505E-04	0.00	0.5469E-02	0.27	0.1549E-02	0.08

Rys. 5. Przykładowe wyniki analizy modalnej, wyróżnione postacie drgań o wysokiej masie modalnej

Analizy dynamiczne pozwoliły na wyznaczenie współczynnika dynamicznego wzmocnienia przy wymuszeniu w krytycznych częstotliwościach. Przykładowe wartości naprężeń w krytycznym obszarze podpór wewnętrznych dla wymuszenia sinusoidalnego 1 g oraz rozkład naprężeń w funkcji kąta fazowego pokazano odpowiednio na rysunkach 6 i 7.



Rys. 6. Analiza *frequency response* – maksimum naprężeń w funkcji częstotliwości – drgania o amplitudzie 1 g



Rys. 7. Analiza *frequency response* – maksimum naprężeń w funkcji kąta fazowego drgań, wymuszenie 15,5 Hz

Analizy dynamiczne pozwoliły na opracowanie kryteriów akceptacji obciążeń zarejestrowanych podczas transportu. Do rejestracji wykorzystano autonomiczny rejestrator **MSR175 plus** pozwalający na zapis całego przebiegu przyspieszenia, czasu, miejsca (GPS), a także dodatkowych parametrów, jak temperatura czy wilgotność.



Rys. 8. Rejestrator MSR175 plus

W celu oceny ryzyka uszkodzenia opracowano kilka kryteriów wytrzymałościowych obejmujących zarówno przeciążenia quasi-statyczne jak i krótkotrwałe obciążenia impulsowe, odpowiadające zarejestrowanym chwilowym przeciążeniom:

1. Kryterium quasi-statyczne – przyjęcie granicznych wartości przeciążeń (0,8 g wzdłużne, 0,5 g poprzeczne, 2 g pionowe). Metoda prosta, lecz nieuwzględniająca krótkich impulsów ani zjawiska rezonansu
2. Kryterium impulsowe – analiza całki przyspieszenia w czasie. Kluczowe przy krótkich szokach, np. 10 g przez 25 ms. Wymaga rejestracji pełnego profilu impulsu przyspieszenia podczas transportu z użyciem bardziej zaawansowanych rejestratorów oraz pełnej analizy dynamicznej
3. Kryterium modalne – analiza rezonansu konstrukcji. Wymaga wyznaczenia współczynników wzmocnienia dynamicznego w paśmie częstotliwości 1–50 Hz.

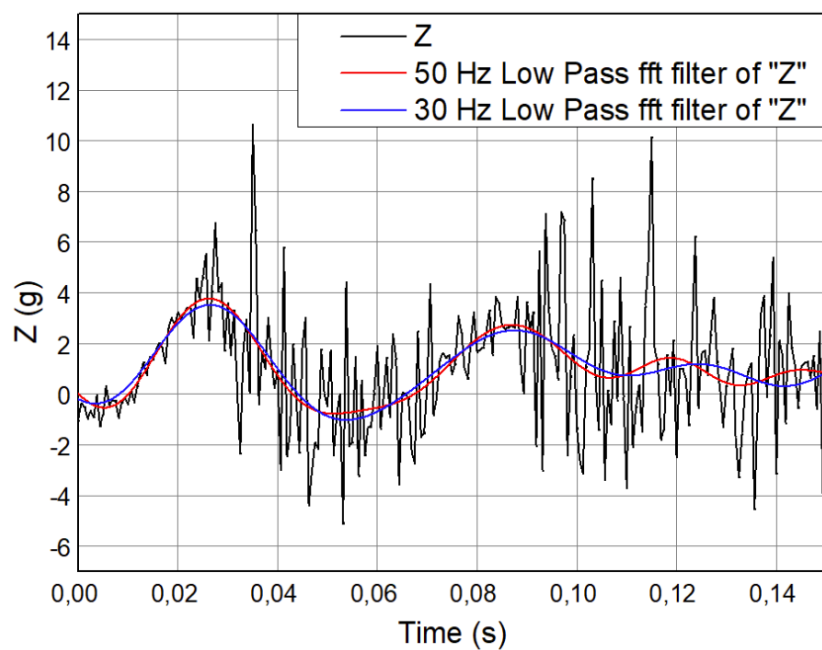
Zastosowane kryteria umożliwiają ocenę zarówno pojedynczych zdarzeń, jak i powtarzających się drgań o niskiej amplitudzie, które mogą prowadzić do rezonansu i uszkodzenia modułu.

ALGORYTM OCENY PRZYSPIESZEŃ

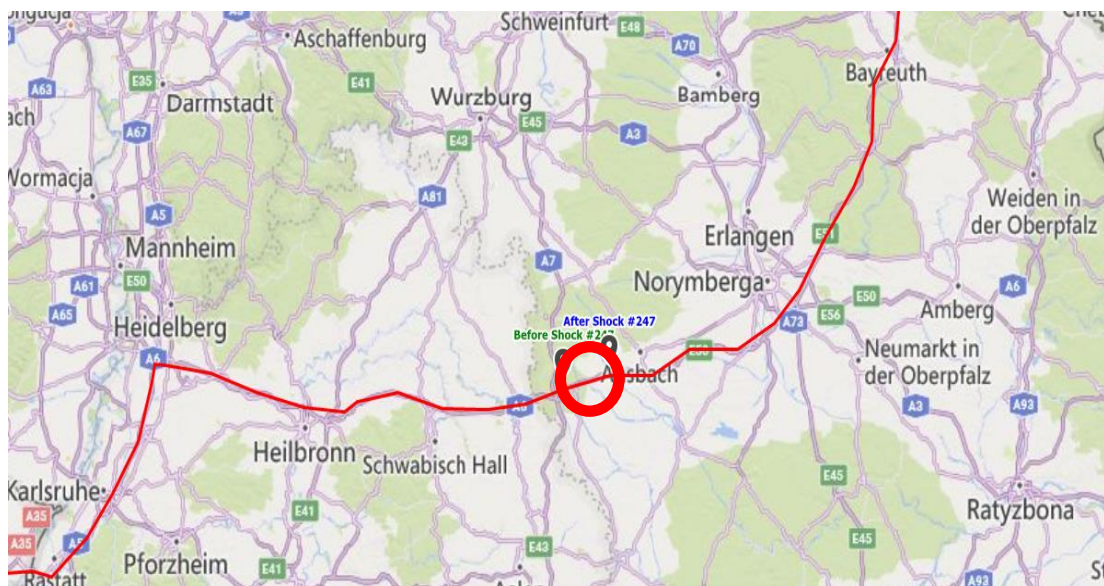
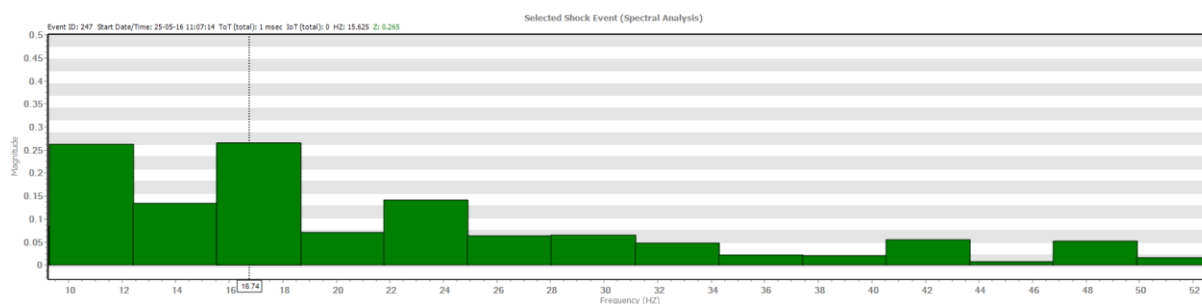
Na podstawie przeprowadzonych analiz zaproponowano następujący algorytm oceny skutków przyspieszeń zarejestrowanych podczas transportu modułów kriogenicznych:

1. Rejestracja wszystkich zdarzeń przekraczających 2 g.
2. Analiza Fouriera przebiegów i ocena amplitud w paśmie krytycznym.
3. Porównanie amplitud z wartościami granicznymi określonymi dla poszczególnych materiałów, z których wykonana jest konstrukcja.
4. W przypadku przekroczenia wartości dopuszczalnych– wykonanie pełnej analizy dynamicznej z użyciem zarejestrowanego profilu przyspieszenia.
5. Jeżeli analiza wykaże rzeczywiste przekroczenia naprężeń – konieczna jest inspekcja modułu po transporcie.

Przykładowy przebieg przyspieszeń oraz ten sam przebieg po przefiltrowaniu filtrem dolnoprzepustowym 30Hz i 50Hz pokazano na rysunku 9. Na rysunku 10 pokazano lokalizację, w którym wystąpiło to zdarzenie oraz rozkład Fouriera przebiegu przyspieszeń, który można porównać z wartościami dopuszczalnymi w analiz dynamicznych *frequency response*.



Rys. 9. Zarejestrowany impuls przyspieszenia 10,7 g i jego przefiltrowany przebieg



Rys. 10. Widmo FFT przyspieszenia (u góry) oraz lokalizacja zdarzenia (na dole)

Algorytm ten pozwala na efektywną ocenę ryzyka bez konieczności każdorazowego demontażu modułów, co znacząco obniża koszty i czas inspekcji.

PODSUMOWANIE

W artykule przedstawiono metody monitorowania przeciążeń transportowych działających na moduły kriogeniczne dla akceleratorów. Badania numeryczne i eksperymentalne wykazały, że krytyczne są przeciążenia pionowe i drgania w zakresie częstotliwości rezonansowych. Opracowano kryteria oceny obejmujące podejście quasi-statyczne, impulsowe i modalne. Zaproponowany algorytm pozwala na obiektywną ocenę bezpieczeństwa transportu i redukcję kosztów inspekcji modułów po dostarczeniu.

Literatura

- [1] TM 5-1300 U.S. Army Technical Manual: Design of Structures to Resist the Effects of Accidental Explosions. U.S. Army, 1990.
- [2] Schlanger F.: *On-site transport and handling tests of cryomodules for the European spallation source*. IPAC2022 Bangkok, Thailand.
- [3] McGee M. W.: *Transport of DESY 1.3 ghz cryomodule at Fermilab*. Fermilab Conference 2009.
- [4] Whitlatch T. et al.: *Shipping and Alignment for the SNS Cryomodule*. PAC'01, 2001.
- [5] Sikler G.: *Transport of Cryomodules*. Babcock Noell, Wurzburg Germany, DESY EV 010-94-S1 Draft version, p. 48, 2007.
- [6] McGee M. W.: *Transatlantic Transport of Fermilab 3.9 GHz Cryomodule for TTF/FLASH to DESY*. EPAC'08, 2008.
- [7] Bathe K. J.: *Finite Element Procedures*. Prentice Hall, 1996.
- [8] Jones R. M.: *Mechanics of Composite Materials*. Taylor & Francis, 1999.
- [9] Adams G. C., White D.: *Shock and Vibration in Transport Systems*. Springer, 2017.
- [10] Den Hartog J.P.: *Mechanical Vibrations*. McGraw-Hill, 1985.

ANALYSIS OF OVERLOADS AFFECTING THE CRYOGENIC MODULE DURING TRANSPORT

Summary

Cryogenic modules are components of traditional liquid helium accelerators, which are delicate technical devices. This is due to the need to implement, and therefore reduce the cross-sectional area of, suspended elements located within the process pipes. This article discusses the transport risk that occurred on the module and the resulting risk that occurred during transport.

Łukasz JÓZEFOWICZ*.*.*

Anna JANICKA*

Maciej ZAWIŚLAK*

Sylvia BOŁOZ**

METODA ZATĘŻANIA MATERIAŁU BIOLOGICZNEGO W RECYRKULACYJNYCH SYSTEMACH AKWAKULTUROWYCH Z WYKORZYSTANIEM POLIPROPYLENOWYCH MEMBRAN MECHANICZNYCH

W pracy przedstawiono podstawowe informacje o Recyrkulacyjnych Systemach Akwakulturowych oraz kluczowe wyzwania związane z ich rozwojem. Opisano metodykę budowy systemu do zatężania próbek biologicznych, stanowisko badawcze i przebieg eksperymentów. Uzyskane wyniki potwierdzają możliwość 1000-krotnego zatężenia materiału z użyciem membran polipropylenowych, bez negatywnego wpływu na jego właściwości biologiczne.

* Politechnika Wrocławska, Wydział Mechaniczny

** Food4future Technologies sp. z o.o.

WPROWADZENIE

W obliczu rosnącego zapotrzebowania na produkty rybne oraz ograniczeń wynikających z nadmiernej eksploatacji zasobów naturalnych, rozwój zrównoważonych technologii produkcji w akwakulturze staje się kluczowym elementem współczesnego rolnictwa wodnego. Jednym z najbardziej zaawansowanych i perspektywicznych rozwiązań są recyrkulacyjne systemy akwakulturowe (RAS – Recirculating Aquaculture Systems), które pozwalają na zamknięty obieg wody i ścisłą kontrolę parametrów środowiskowych hodowli. Recyrkulacyjne Systemy Akwakulturowe są technologią umożliwiającą intensywną produkcję organizmów wodnych przy minimalnym zużyciu zasobów wodnych i ograniczonym wpływie na środowisko naturalne. Główną ideą tych systemów jest wielokrotne wykorzystanie wody poprzez jej oczyszczanie w kolejnych modułach filtracyjnych, obejmujących m.in. separatory mechaniczne, biofiltry nitryfikacyjne, odgazowywacze oraz systemy napowietrzania i dezynfekcji [1]. Tego typu podejście znacząco zmniejsza emisję zanieczyszczeń oraz zużycie wody, co czyni RAS odpowiednim rozwiązaniem w kontekście zrównoważonego rozwoju [2]. W ostatnich dekadach odnotowano znaczny wzrost zainteresowania RAS zarówno w skali przemysłowej, jak i badawczej. Systemy te wykorzystywane są nie tylko do hodowli gatunków ryb słodkowodnych, takich jak pstrąg tęczowy (*Oncorhynchus mykiss*) czy sandacz (*Sander lucioperca*), ale coraz częściej także do gatunków morskich i tropikalnych, których wymagania środowiskowe można precyzyjnie regulować w zamkniętym obiegu. Jednocześnie, skuteczne wdrożenie RAS wiąże się z szeregiem wyzwań technologicznych i biologicznych, w tym koniecznością utrzymania równowagi mikrobiologicznej w biofiltrze, kontroli jakości wody, zarządzania odpadami oraz optymalizacji kosztów energetycznych. Prawidłowe funkcjonowanie takich systemów wymaga interdyscyplinarnego podejścia, łączącego wiedzę z zakresu inżynierii środowiska, biologii wodnej oraz technologii żywienia ryb [3].

Prowadzenie hodowli w Recyrkulacyjnych Systemach Akwakulturowych wiąże się z szeregiem wyzwań, nad którymi należy skupić szczególną uwagę w najbliższych latach, by osiągnąć jakościową oraz zrównoważoną hodowlę zwierząt morskich. Zarządzanie jakością wody jest podstawowym elementem hodowli, doprowadzanie do wysokiego poziomu amoniaku, azotanów czy azotynów może stwarzać wysokie zagrożenie dla życia organizmów w systemie, podobnie jak zaniedbanie jakości składu wody, czy stabilne utrzymanie temperatury wody, dlatego należy wykorzystywać zaawansowaną filtrację biologiczną opartą

na procesach nitryfikacji oraz kontrolować parametry wody w trybie ciągłym [4]. Równie ważnym aspektem jest filtracja mechaniczna, która separuje resztki karmy oraz odchody. Zaniedbanie tego rodzaju filtracji może bezpośrednio wpłynąć na przyrost związków azotu w wodzie, a także zmniejszyć wydajność filtracji biologicznej poprzez zanieczyszczanie złóż filtracyjnych [5]. Na szczególną uwagę zasługuje również kwestia obniżenia kosztów inwestycyjnych oraz operacyjnych hodowli, aktualnie koszty inwestycyjne są znacznie wyższe w przypadku systemów obiegu zamkniętego w porównaniu do hodowli w systemach otwartych, a koszty operacyjne oscylują na podobnym poziomie co powoduje, że czas zwrotu z inwestycji jest dwukrotnie dłuższy [6]. Wpływ na wyższe koszty mają energochłonne podzespoły jak pompy czy układy chłodzenia/grzania wody, ale również wysoki koszt podzespołów składających się na system hodowlany [7]. Ostatnim wyzwaniem poruszonym w tej pracy jest zachowanie kwestia zarządzania chorobami w systemach, ze względu na pozostawianie wody w systemie zamkniętych ryzyko rozwoju drobnoustrojów patogennych jest wyższe niż w przypadku otwartych hodowli morskich [8]. Prowadzenie kontroli mikroorganizmów patogennych w systemach hodowlanych wymaga zaawansowanych technik diagnostycznych takich jak wykorzystanie testów PCR, natomiast wykrycie obecności patogenu u zwierząt wymaga wykonania testów na ich tkankach co w dużym stopniu uniemożliwia szybkie wykrycie choroby [9].

Wykrywanie mikroorganizmów wywołujących choroby u zwierząt bezpośrednio w wodzie pobranej z Recyrkulacyjnego Systemu Akwakulturowego mogłoby zdecydowanie zwiększyć sposób reagowania na występowanie chorób w systemach ze względu na brak konieczności eliminacji obsady hodowli, co może generować wysokie koszty. Wykrycie odpowiednio wcześniej obecności patogenu bezpośrednio w wodzie jest jednak niemożliwe ze względu na małą ich koncentrację, lecz gdyby było możliwe załadowanie ilości mikroorganizmów do poziomu wykrywalności dla istniejących technik w sposób nie generujący wysokich kosztów, mogłoby to zwiększyć jakość oraz wydajność produkcji pożywienia w Recyrkulacyjnych Systemach Akwakulturowych. Opracowanie metody załadowania materiału biologicznego z wykorzystaniem membran polipropylenowych będzie tematem poruszonym w dalszej części pracy.

ZAŁOŻENIA ORAZ METODYKA BADAŃ

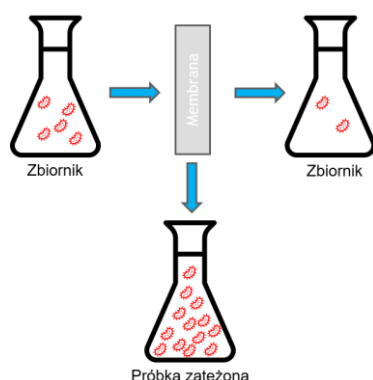
Opracowanie metody załadowania materiału biologicznego wymaga spełnienia określonych założeń oraz wiążących się z nimi wyzwań. W przeprowadzonym badaniu skupiono się na możliwości zwiększenia koncentracji bakterii *Azotobacter Vinelandii* w próbce wody. Wybrana bakteria ma kształt (pałeczka) oraz rozmiar zbliżony do bakterii patogennych, które mogłoby pojawić się w Recyrkulacyjnym Systemie Akwakulturowym [10], została ona wybrana również ze względu na swój niepatogenny charakter, co umożliwiło przeprowadzenie badań bez konieczności uzyskania zgód oraz warunków koniecznych do pracy z bakteriami patogennymi. W tabeli 1 zaprezentowano rozmiary wyżej wymienionej bakterii oraz dwóch bakterii patogennych.

Tabela 2. Rozmiary bakterii – opracowanie własne na podstawie <https://bionumbers.hms.harvard.edu/>

Nazwa bakterii	Średnica, μm	Długość, μm
<i>Escherichia coli</i>	0,65	1,8-2,2
<i>Vibrio alginolyticus</i>	0,5-0,8	1,4-2,6
<i>Azotobacter vinelandii</i>	1,5-2,4	3-4

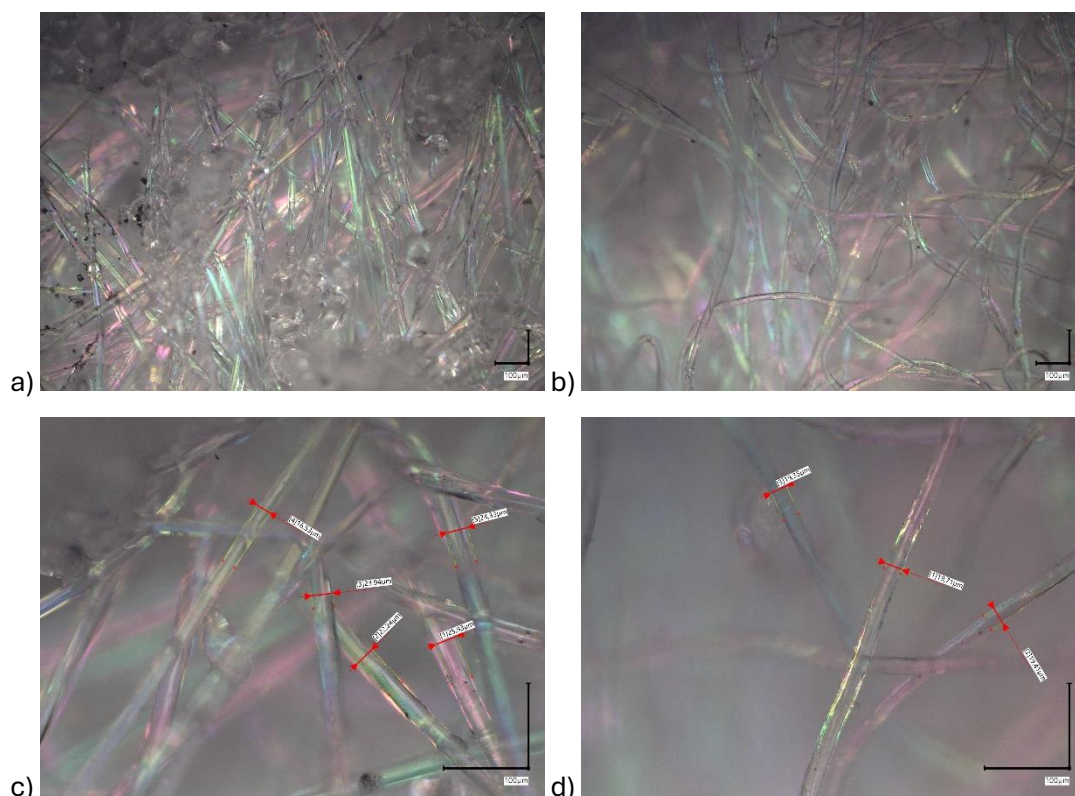
Założeniem metody jest wykorzystanie membrany wykonanej z polipropylenu ze względu na ich powszechne zastosowanie jako materiału filtracyjnego w Recyrkulacyjnych Systemach Akwakulturowych. Badanie zakładało przygotowanie roztworu bakteryjnego o koncentracji bakterii uniemożliwiającej wykrycie ich z wykorzystaniem dostępnych na rynku komercyjnych

testów, następnie kilkakrotne przepompowanie roztworu przez membranę oraz ekstrakcję materiału biologicznego do próbki wody według schematu przedstawionego na rysunku 1.



Rys. 9. Schemat układu zatężającego

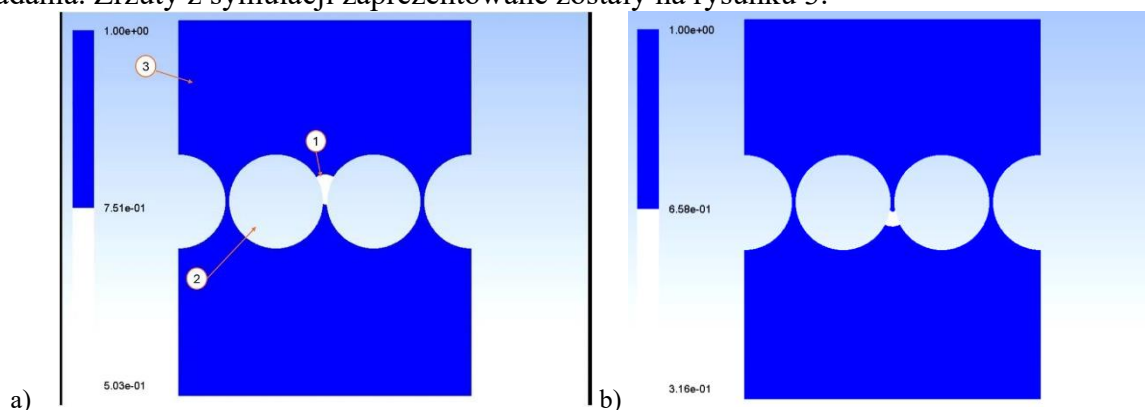
W celu określenia struktury oraz rozmiaru membrany polipropylenowej wykonane zostały badania mikroskopowe, ze względu na rozmiar bakterii badaniu poddane zostały dwie membrany o stopniu filtracji $1\ \mu\text{m}$ oraz $5\ \mu\text{m}$. Struktura membrany okazała się chaotyczna, a rozmiary włókien były niejednorodne i oscylowały w okolicy $15\text{--}25\ \mu\text{m}$ w przypadku membrany o stopniu filtracji $1\ \mu\text{m}$, dla membrany o stopniu filtracji $5\ \mu\text{m}$ włókna miały bardziej jednorodną średnicę, która wynosiła około $20\ \mu\text{m}$. Ze względu na strukturę chaotyczną do dalszych badań wykorzystana została membrana o stopniu filtracji $1\ \mu\text{m}$. Na rysunku 2 zaprezentowano widoki mikroskopowe membran.



Rys. 10. Widok mikroskopowy membran polipropylenowych (podziałka $100\ \mu\text{m}$); a) membrana $1\ \mu\text{m}$, b) membrana $5\ \mu\text{m}$ c) membrana $1\ \mu\text{m}$ d) membrana $5\ \mu\text{m}$

W celu określenia sposobu zachowania się bakterii podczas przepompowywania wody przez membranę oraz doboru parametrów przepływowych w sposób pozwalający na zatrzymanie bakterii bez mechanicznego uszkodzenia jej struktury na włóknach, została

przeprowadzona symulacja numeryczna w programie Ansys Fluent. Symulację przeprowadzono w układzie płaskim, przyjęto średnicę włókien na poziomie 20 μm , a szczelina między włóknami miała 1 μm . W modelu numerycznym zachowano zgodność skali poprzez odpowiednie odwzorowanie geometrii (średnica włókien 20 μm , szczelina 1 μm) oraz proporcjonalne przeskalowanie domeny obliczeniowej tak, aby zapewnić zachowanie podobieństwa liczby Reynoldsa w obszarze lokalnych przepływów między włóknami. Oznacza to, że chociaż całkowity przepływ odpowiada rzeczywistym warunkom pracy filtra, symulacja była prowadzona w reprezentatywnym fragmencie jego struktury, przy zachowaniu zgodności wymiarowej i dynamicznej. Postać bakterii sprowadzona została do kształtu koła o średnicy 2,4 μm oraz gęstości 1,1 g/cm^3 , symulowany przepływ płynu był laminarny. Symulacja wykazała, że przy zbyt wysokim natężeniu przepływu model bakterii może być przeciętny przez szczelinę między włóknami, lecz w warunkach przepływu na poziomie 500-1000 dm^3/min bakteria zatrzymuje się na membranie. Dodatkowo podczas przeciętnia się bakterii przez szczelinę w symulacji dochodziło do jej rozerwania co jest ważne z punktu widzenia metody, ponieważ testy wykrywające obecności bakterii w próbce wykrywają jej metabolity, których martwa bakteria nie wytwarza, więc nie zostanie wykryta. Przebieg symulacji pozwolił potwierdzić, że możliwe jest zatrzymanie bakterii na membranie przy kilkukrotnie wyższym poziomie natężenia przepływu niż planowane w części eksperymentalnej, co było celem badania. Zrzuty z symulacji zaprezentowane zostały na rysunku 3.

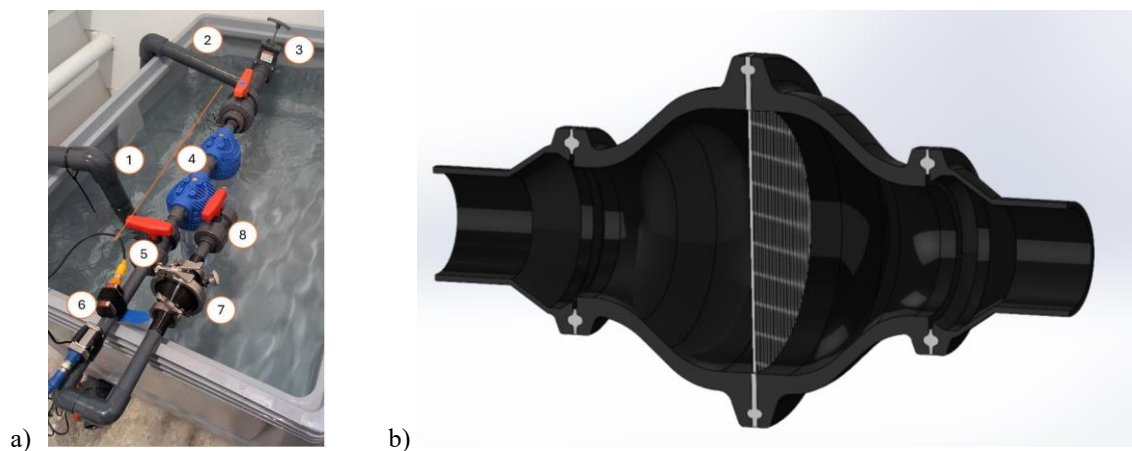


Rys. 11. Zrzuty z symulacji numerycznej przepływu bakterii przez membranę; a) bakteria zatrzymana przez membranę 1 – model bakterii, 2 – włókna membrany, 3 – ciecz (woda), b) bakteria przeciętna przez membranę

Podczas symulacji zaobserwowano również, że model bakterii po przeciętniu przez membranę ulega efektowi Coandy, czyli efektowi, który powoduje, że strumień cieczy lub gazu ma tendencję do przylegania do powierzchni zakrzywionej, zamiast poruszać się po linii prostej [10]. Nie był on pierwotnie projektowany jako założenie konstrukcyjne, lecz wynika z lokalnych zjawisk przepływowych w przestrzeniach między włóknami. Może jednak pozytywnie wpływać na skuteczność filtracji – przepływ przylegający do powierzchni włókien sprzyja zwiększonemu kontaktowi cząstek z materiałem filtracyjnym i tym samym poprawie skuteczności zatrzymywania bakterii w strukturze o chaotycznym układzie włókien. W przyszłych pracach efekt ten może zostać uwzględniony w projektowaniu struktury filtracyjnej jako potencjalnie korzystny czynnik.

Przygotowane zostało stanowisko badawcze do eksperymentu mającego na celu weryfikację skuteczności metody zatażania materiału biologicznego. Układ miał odwzorowywać Recyrkulacyjny System Akwakulturowy, więc do jego budowy wykorzystano zbiornik o pojemności 525 litrów, pompę wirnikową o mocy 280 watów oraz nominalnym natężeniu przepływu na poziomie 10 m^3/h . Do weryfikacji natężenia przepływu wody przez membranę wykorzystano przepływomierz ultradźwiękowy PCE-TDS 100HS. Układ został wypełniony 400 litrami wody oczyszczonej o przewodności $<20 \mu\text{S}/\text{cm}$, która została zaszczipiona bakteriami *Azotobacter vinelandii* w taki sposób, by uzyskać liczebność bakterii

na poziomie 10^3 - 10^5 CFU (*colony forming unit*). Czas przepompowywania wody wynosił 4 godziny, a średnie natężenie przepływu wynosiło 500l/min. Na rysunku 4 zaprezentowano stanowisko badawcze oraz opracowany model komory zatężającej wyposażonej w membranę polipropylenową.



Rys. 12. a) Stanowisko badawcze 1 – rura ssawna, 2 – rura tłoczna, 3 – zawór gilotynowy do regulacji natężenia przepływu przez układ zatężający, 4 – układ filtrów wstępnych(niewykorzystany), 5 – zawór odcinający układ zatężający, 6 – przepływomierz ultradźwiękowy, 7 – komora zatężająca, 8 – zawór wylotowy, b) model komory zatężającej

Wykonane zostały trzy powtórzenia eksperymentu, dodatkowo w dwóch ostatnich powtórzeniach wykonano pomiary ciśnienia przed membraną, by zweryfikować czy występujące tam ciśnienie może wpłynąć negatywnie na życie bakterii. Ciśnienie mierzono z wykorzystaniem czujnika Endress+Hauser PMP131.

Tabela 3. Weryfikacja progu detekcji testów API

Test API 20 NE	Posiew bakteryjny	Liczebność bakterii, CFU
		$6,7 \times 10^3$
		$1,8 \times 10^6$
		$5,0 \times 10^6$
		$6,4 \times 10^8$

Do skutecznej analizy wyników konieczna była weryfikacja progu detekcji testów komercyjnych wykrywających obecność bakterii *Azotobacter vinelandii*. Przeprowadzony został eksperyment z różnym stopniem liczebności bakterii i wykonane zostały testy API 20 NE. Wyniki testów zaprezentowano wraz z weryfikacją liczebności bakterii z wykorzystaniem metody Miles'a i Misra w tabeli 2.

Weryfikacja progu detekcji dla użytych testów wykazała, że testy wykazują wyniki pozytywny dla próbek o liczebności bakterii na poziomie 5×10^6 CFU, do dalszych badań wyniki uzyskane po procesie zatężania, w których liczebność bakterii będzie większa niż 10^7 CFU będzie uznawany za pozytywny, a metoda za skuteczną.

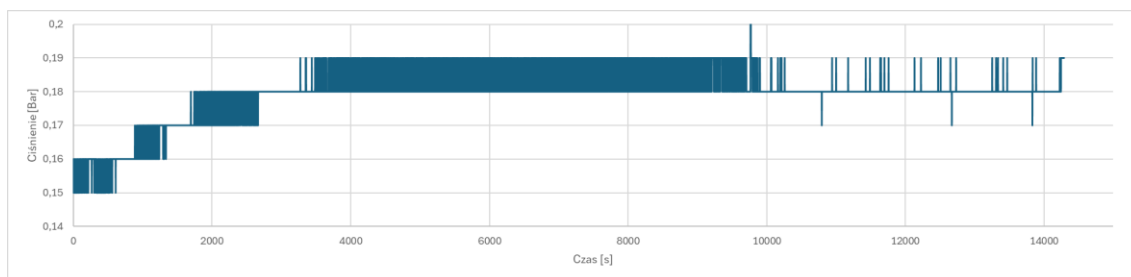
WYNIKI EKSPERYMENTU

Po przeprowadzeniu eksperymentu zgodnie z metodyką opisaną powyżej membrana została umieszczona w sterylnym roztworze PBS (sól fizjologiczna), a następnie była mieszana przez 24h, by wyekstrahować bakterie do próbki. Wyniki eksperymentu zaprezentowane zostały w tabeli 3, poza pomiarami liczebności bakterii weryfikowano również gęstości optyczne próbek w jednostkach OD600 oraz McFarland. W tabeli 3 zaprezentowano również stan membrany po procesie zatężania.

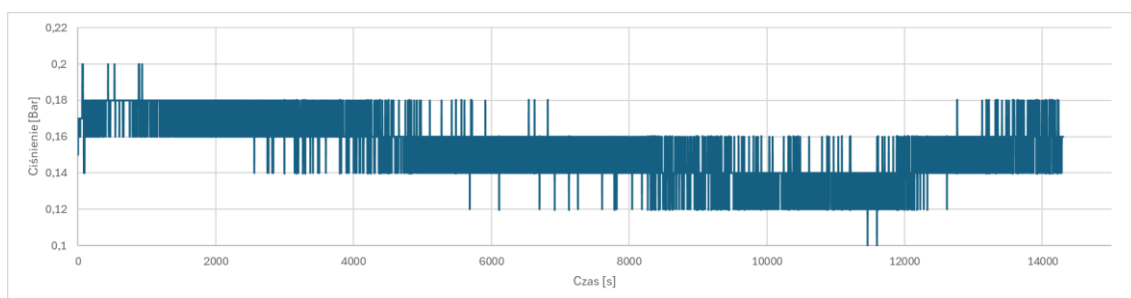
Tabela 4. Wyniki pomiarów liczebności bakterii oraz gęstości optycznej próbek po procesie zatężania.
Próbki A – przed procesem zatężania, Probki B – po procesie zatężania

Numer próbki	Liczebność bakterii [CFU]	Gęstość optyczna OD600	Gęstość optyczna McFarland	Membrana po procesie
1A	$1,40 \times 10^5$	0	0	
1B	$7,50 \times 10^8$	1,72	6,87	
2A	$3,20 \times 10^4$	0	0	
2B	$9,67 \times 10^7$	0,50	2,00	
3A	$1,53 \times 10^4$	0,04	0,01	
3B	$6,20 \times 10^8$	1,47	5,88	

We wszystkich wykonanych próbach osiągnięto wynik liczebności bakterii na poziomie wyższym niż zakładane 10^7 CFU. Przeprowadzone pomiary ciśnienia w dwóch eksperymentach wykazały, że wartości ciśnienia zmierzonego przed membraną nie przekraczają 0,2 Bara. Charakterystyki prezentujące pomiary ciśnienia przedstawiono na rysunku 5 oraz rysunku 6.



Rys. 13. Charakterystyka ciśnienia mierzonego przed membraną podczas procesu zatężania – eksperyment nr 2



Rys. 14. Charakterystyka ciśnienia mierzonego przed membraną podczas procesu zatężania – eksperyment nr 3

Zakres zmierzonego ciśnienia przed membraną jest na tyle niski, że nie występuje ryzyko negatywnego wpływu na żywotność bakterii. Według literatury ciśnienie, które mogłoby zagrozić życiu bakterii musiałoby wynosić co najmniej 150 MPa [11], co jest wartością niemożliwą do osiągnięcia w testowanym układzie.

PODSUMOWANIE

W przeprowadzonym eksperymencie potwierdzono możliwość efektywnego zatężania roztworu bakteryjnego przy użyciu membrany mechanicznej wykonanej z polipropylenu. W wyniku działania układu uzyskano roztwór o stężeniu trzy rzędy większym w stosunku do roztworu początkowego, co świadczy o wysokiej skuteczności procesu. Istotną cechą systemu jest jego zdolność do samoregulacji — konstrukcja układu zapewnia, że wzrost ciśnienia na membranie nie prowadzi do mechanicznego uszkodzenia komórek bakteryjnych ani do zahamowania ich rozwoju metabolicznego. Takie właściwości wskazują na kompatybilność techniczną systemu z żywymi kulturami mikroorganizmów oraz na możliwość zastosowania technologii w warunkach wymagających zachowania aktywności biologicznej. Dodatkowo, wyniki eksperymentalne wykazały zgodność z wcześniejszymi symulacjami modelowymi, co dodatkowo potwierdza przewidywalność i efektywność zaprojektowanego procesu zatężania.

Literatura

- [1] Timmons M. B., Vinci, B.J.: *Recirculating Aquaculture*, 5th edition. Ithaca Publishing Company, 2022.
- [2] Badiola M., Mendiola D., Bostock J.: *Recirculating Aquaculture Systems (RAS) analysis: main issues on management and future challenges*. *Aquacultural Engineering*, 2012, 51, 26-35, <https://doi.org/10.1016/j.aquaeng.2012.07.004>.
- [3] Martins C.I.M. et al.: *New developments in recirculating aquaculture systems in Europe: A perspective on environmental sustainability*. *Aquacultural Engineering*, 2010, 43-3, 83-93, <https://doi.org/10.1016/j.aquaeng.2010.09.002>.
- [4] Sarosh S. et al.: *Recirculating Aquaculture System and Nitrification: A Review*, *Journal of the Indian Institute of Science*, 2024, <https://doi.org/10.1007/s41745-024-00443-7>.
- [5] Viswasanthi N. et al.: *Recirculating aquaculture systems: Current practices, challenges, and future directions*, Deep Science Publishing, 2024, https://doi.org/10.70593/978-81-982935-0-3_6.
- [6] Ahmed N., Turchini G. M.: *Recirculating aquaculture systems (RAS): Environmental solution and climate change adaptation*, *Journal of Cleaner Production*, 2021, 297-5, <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2021.126604>.

- [7] Golfand I.: *Economics of growing salmon in recirculating aquaculture systems (RAS)*, Journal of Aquaculture & Marine Biology, 2023, 12-2, <http://dx.doi.org/10.15406/jamb.2023.12.00362>.
- [8] Yanong R. P. E.: *Biosecurity in Aquaculture, Part 2: Recirculating Aquaculture Systems*, Southern Regional Aquaculture Center, 2012, No. 4708.
- [9] Aly S. M., Fathi M.: *Advancing aquaculture biosecurity: a scientometric analysis and future outlook for disease prevention and environmental sustainability*, Aquaculture International, 2024, 32, 8763-8789, <https://doi.org/10.1007/s10499-024-01589-y>.
- [10] Kysela D. et al.: *Diversity Takes Shape: Understanding the Mechanistic and Adaptive Basis of Bacterial Morphology*, PLOS Biology, 2016, 14-20, <http://dx.doi.org/10.1371/journal.pbio.1002565>.
- [11] Ludwig H.: *Effects of High Pressure on Bacteria and Fungi*, Advances in High Pressure Bioscience and Biotechnology II. Springer, Berlin, Heidelberg, 2003, https://doi.org/10.1007/978-3-662-05613-4_46.

CONCENTRATION METHOD OF BIOLOGICAL MATERIAL IN RECIRCULATION AQUACULTURE SYSTEMS USING MECHANICAL POLYPROPYLENE MEMBRANES

Summary

This paper presents basic information about Recirculating Aquaculture Systems and the key challenges associated with their development. It describes the methodology for constructing a system for concentrating biological samples, the experiment setup, and the procedure. The obtained results confirm the feasibility of 1000-fold concentration of material using polypropylene membranes without adversely affecting its biological properties.

Jacek KARLIŃSKI*
Mariusz STAŃCO*
Jakub ANDRUSZKO*

POMIAR I ANALIZA NAPRĘŻEŃ WŁASNYCH W ASPEKCIE SYMULACYJNYCH BADAŃ NUMERYCZNYCH WYBRANYCH USTROJÓW NOŚNYCH MASZYN I URZĄDZEŃ

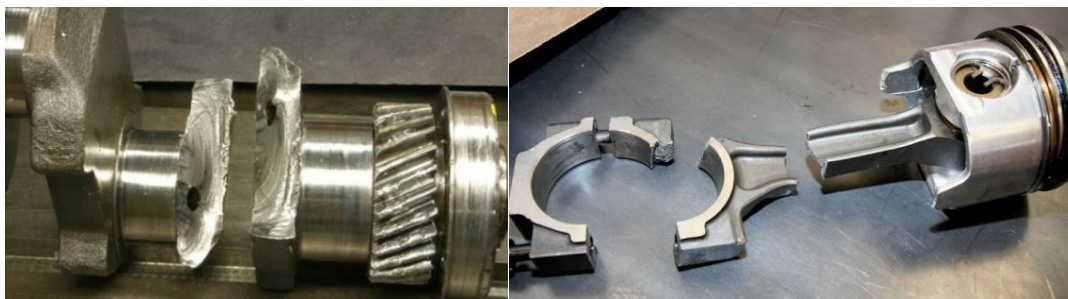
W niniejszym artykule zaprezentowano wyniki badań przeprowadzonych na wybranych elementach poddanych różnym technologiom obróbki. Uzyskane dane eksperymentalne porównano z wynikami analiz numerycznych wykonanych dla modelu obiektu pracującego w warunkach eksploatacyjnych. Szczególną uwagę poświęcono wpływowi naprężeń własnych na interpretację wyników obliczeń numerycznych przeprowadzonych metodą elementów skończonych (MES).

* Politechnika Wrocławska, Katedra Konstrukcji Badań Maszyn i Pojazdów

WSTĘP

Naprężenia własne, to stan wyężenia materiału powstały w wyniku procesów technologicznych występujących w trakcie jego kształtowania do geometrii finalnej. Można je sklasyfikować wg skali długości na jakiej się równoważą (skala makro, mikro i nano). Skala makro to naprężenia resztkowe rozciągające się na długości od kilku mm w górę. Skala mikro to naprężenia resztkowe występujące na granicach ziaren oraz skala nano występujące wokół dyslokacji i na granicach międzyfazowych kryształów [1]. Naprężenia resztkowe są niezależne od wpływu obciążeń zewnętrznych będących skutkiem normalnej eksploatacji wytworzonego elementu. W niektórych przypadkach są one celowo wprowadzane, zwłaszcza na powierzchniach elementów narażonych na zmienne obciążenia rozciągające, w celu zwiększenia ich trwałości zmęczeniowej. Praktyka ta znajduje szczególne zastosowanie w zawieszeniach pojazdów opartych na elementach sprężystych, a także w konstrukcjach lotniczych oraz komponentach turbin i wielu innych. Niemniej jednak, w wielu sytuacjach obecność naprężeń własnych jest niepożądana i może prowadzić do obniżenia zarówno wytrzymałości statycznej jak i zmęczeniowej elementów konstrukcyjnych, a co za tym idzie zmniejszają bezpieczeństwo eksploatacji wielu maszyn i urządzeń. Można tu wymienić między innymi:

- wpływ na stabilność strukturalną i wymiarową;
- obniżają wytrzymałość zmęczeniową i odporność na pękanie;
- sprzyjają rozwojowi pęknięć powierzchniowych.



Rys. 1. Pęknięcia elementów wywołane naprężeniami własnymi [1]

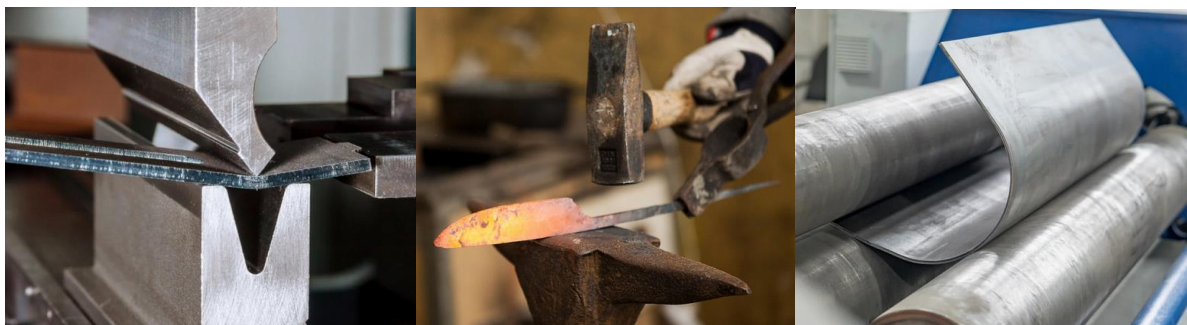
Naprężenia własne powstają w wyniku procesu technologicznego polegającego na wytwarzaniu elementu różnego rodzaju technologiami. Do głównych należą:

1) Niejednorodne nagrzewania i chłodzenie w wyniku procesu obróbki cieplnej. Różnice temperatur w różnych obszarach materiału powodują nierównomierne rozszerzanie i kurczenie się.



Rys. 2. Nagrzewanie elementów [6]

2) Odształcenia plastyczne w wyniku procesu kucia, walcowania, gięcia, głębokiego tłoczenia. Część materiału ulega trwałemu (plastycznemu) odkształceniu, a inna część pozostaje w stanie sprężystym.



Rys. 3. Proces odkształcania plastycznego materiału [6]

3) Obróbka cieplna.



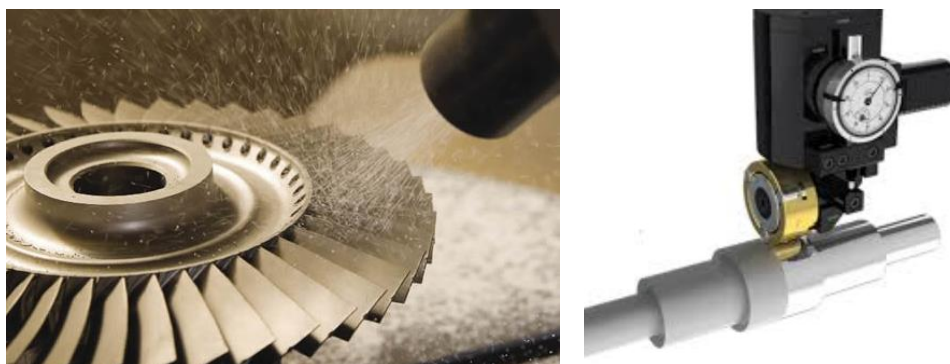
Rys. 4. Obróbka cieplna [6]

4) Obróbka mechaniczna. Zdejmowanie warstwy materiału (np. przez toczenie, frezowanie lub szlifowanie) może zmieniać równowagę naprężeń wewnętrznych.



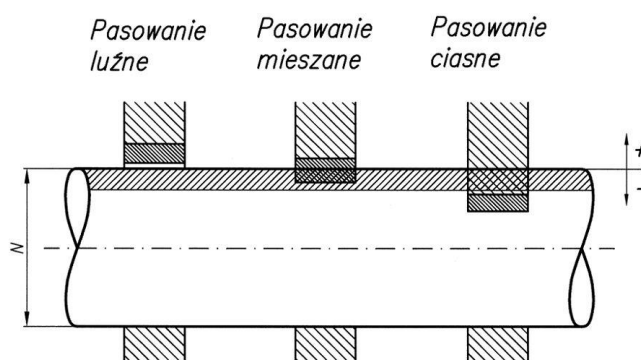
Rys. 5. Obróbka mechaniczna materiału [6]

5) Obróbka powierzchniowa. Procesy te (kulowanie, śrutowanie, nagniatanie, hartowanie indukcyjne, azotowanie) często wprowadzają naprężenia ściskające lub rozciągające w warstwie wierzchniej.



Rys. 5. Obróbka powierzchniowa [6]

6) Procesy montażowe. Wymuszone dopasowanie części (np. poprzez wcisk, skręcanie śrub, nitowanie) prowadzi do powstania naprężeń w łączonych elementach.



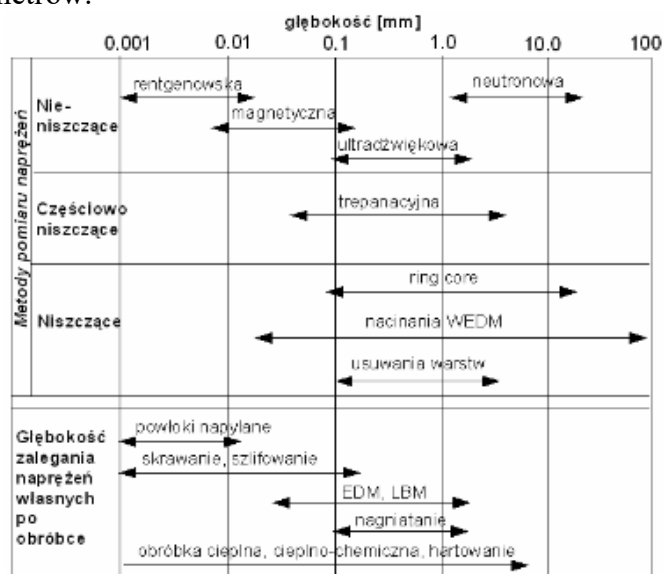
Rys. 6. Proces montażu [6]

7) Łączenie elementów technologią spawania. Poprzez gwałtowne lokalne nagrzanie, a następnie chłodzenie spawany obszar rozszerza się i kurczy nierównomiernie.



Rys. 7. Różne technologie spawania materiałów [6]

Powstałe w wyniku opisanych powyżej technologii naprężenia resztkowe w wyniku powstałych na skutek eksploatacji uszkodzeń konstrukcji postanowiono zmierzyć, aby określić ich wielkość. Metod pomiarów jest wiele w zależności od grubości mierzonego materiału (rys. 8). Podzielić je można trzy główne grupy: metody nieniszczące (np. ultradźwiękowa, dyfrakcji rentgenowskiej, prądów wirowych, itp.), niszczące (usuwanie warstw, Oppel'a, Sachs'a, ring-core, itp.) metody pośrednie (otwarkowa, nacięcie, pierścieniowa, itp.). Jedyną metodą pomiaru naprężeń resztkowych spośród wymienionych powyżej dla której opracowano odpowiednie normy jest metoda otwarkowa bazująca na pomiarze naprężeń przy pomocy odpowiednich tensometrów.



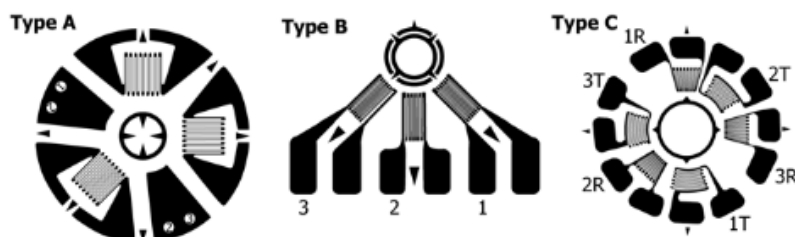
Rys. 8. Zakres występowania naprężeń własnych w warstwie wierzchniej oraz stosowane metody ich pomiaru [2]

NORMA ASTM E837

Norma ASTM E837 „Standard Test Method for Determining Residual Stresses by the Hole-Drilling Strain- Gage Method” powstała w roku 1981. W 2020 roku została wydana jej aktualizacja do wersji ASTM E837-20. Jest jedyną normą opisującą w sposób dokładny pomiar naprężeń resztkowych. Określa wytyczne dotyczące wielkości otworu, jego głębokości, dla różnych grubości materiału. Podaje wytyczne odnośnie parametrów geometrycznych rozety tensometrycznej oraz rodzaju rozety w zależności od grubości mierzonego elementu:

- dla elementów cienkich, $t < 0,25D$ (rozeta typu A i B), lub $t < 0,6D$ (dla rozety typu C), gdzie D to średnica otworu na tensometrze (rys. 9);
- dla elementów grubych: $t > 0,6D$ (rozeta A i B), $t > 1,3D$ (rozeta C) (rys. 9).

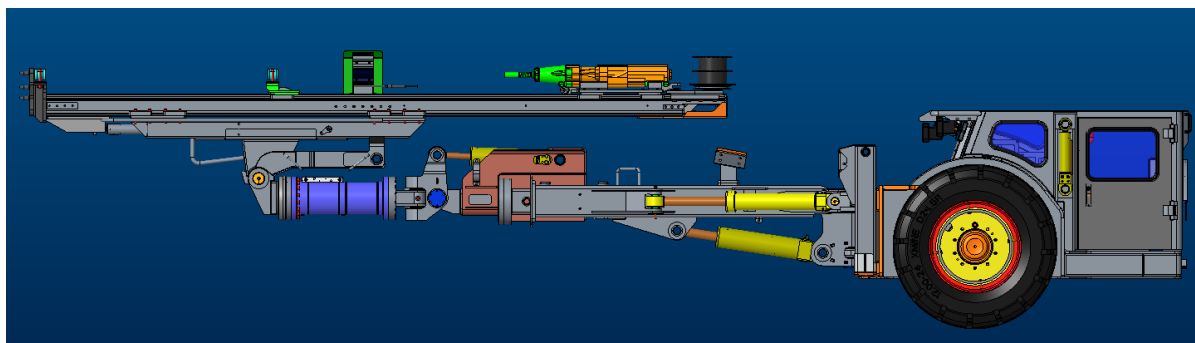
Norma jest przeznaczona dla materiałów, w których naprężenia szczytowe nie przekraczają 80% granicy plastyczności materiału (dla otworu ślepego), oraz 50% granicy plastyczności (dla otworu przelotowego). Dzięki zastosowaniu w niej wyników analiz numerycznych umożliwia analizę jednorodnego i niejednorodnego stanu naprężeń po głębokości badanej próbki czy obiektu.



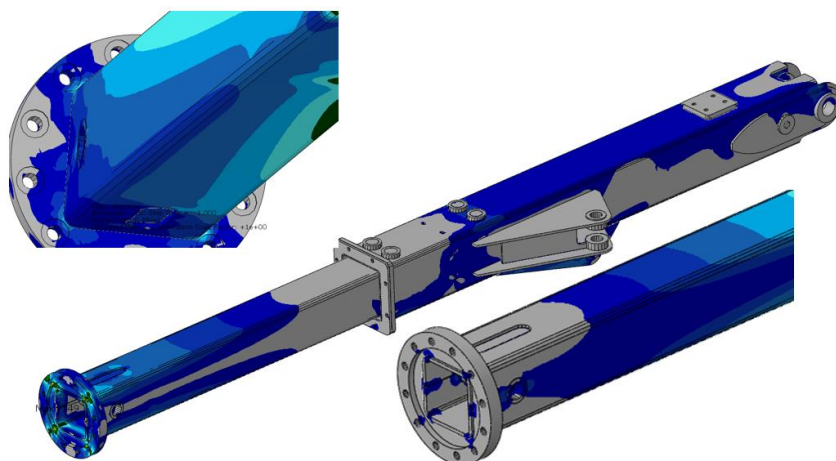
Rys. 9. Typy rozet do pomiarów metodą otworkową w zależności od grubości mierzonego elementu

OBIEKT BADAWCZY

Badania eksperymentalne pomiaru naprężeń własnych wykonano na fragmencie wysięgnika kotwiarki eksploatowanej w górnictwie podziemnym (rys. 10). W wyniku eksploatacji wysięgnik uległ pęknięciu w okolicy spoiny w przedniej jej części. Przyczynę pęknięć analizowano na różne sposoby. Wykonano badania eksperymentalne w celu wyznaczenia maksymalnych obciążeń występujących w trakcie eksploatacji kotwiarki zarówno z momencie kotwienia jak i przejazdu po różnego typu nierównościach. Następnie otrzymane wartości współczynników przeciążenia zaimplementowano do modelu numerycznego i za pomocą metody elementów skończonych [4-5] wykonano szereg obliczeń wytrzymałościowych dla różnych przypadków obciążeń wysięgnika. Obliczenia te miały pokazać poziom wyężenia wysięgnika w okolicy pęknięcia (rys. 11). Równoległe do badań numerycznych wykonano również badania metalograficzne w okolicy zaistniałego pęknięcia. Żadna z zastosowanych metod nie dała odpowiedzi na pytanie dotyczące przyczyn powstania uszkodzenia.



Rys. 10. Wysięgnik wiertniczy wraz platformą przednią kotwiarki

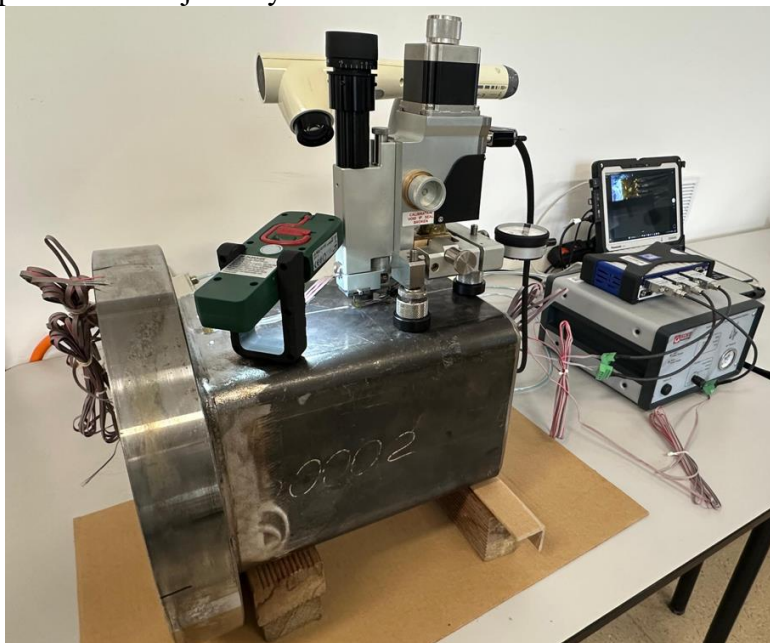


Rys. 11. Warstwy naprężeń w wysięgniku

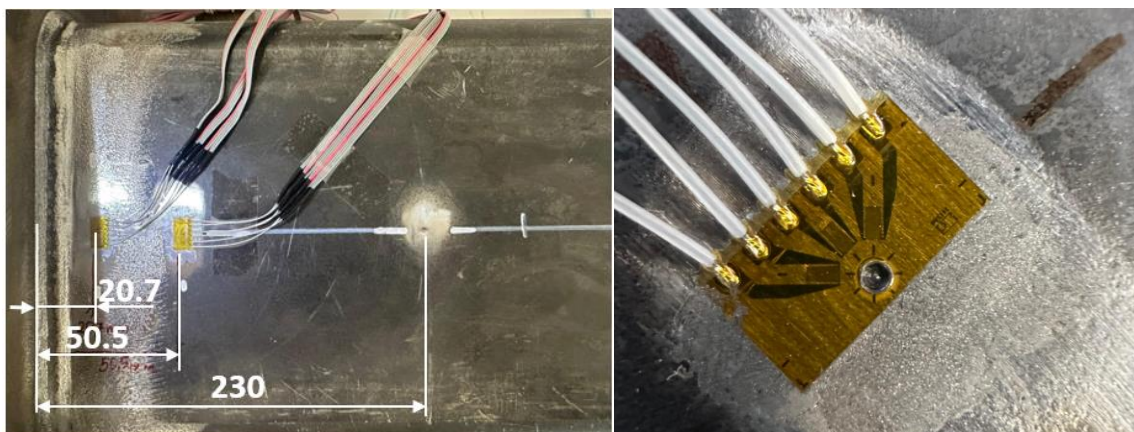
POMIARY METODĄ OTWÓRKOWĄ

Wykonano pomiary wielkości naprężeń własnych w okolicy połączenia rury wysięgnika z kołnierzem. Pomiary wykonano przy użyciu głowicy automatycznej MTS3000 firmy SINT Technology. Zastosowana głowica wraz z oprogramowaniem pozwala na automatyczny proces wiercenia wraz z kontrolą głębokości wiercenia, czasu oraz prędkości posuwu. Pozwala na ciągły i automatyczny pomiar odkształceń w trakcie wiercenia jak również pomiędzy przestojami. Maksymalna średnica otworu oraz maksymalna głębokość wiercenia wynosi 2 mm. Prędkość obrotowa turbiny wynosi od 20 do 400 tys. obr./min. System pomiarowy jest zgodny z wymaganiami normy ASTM E837 i pozwala na wykonanie pomiarów w materiałach o twardości do 800HV.

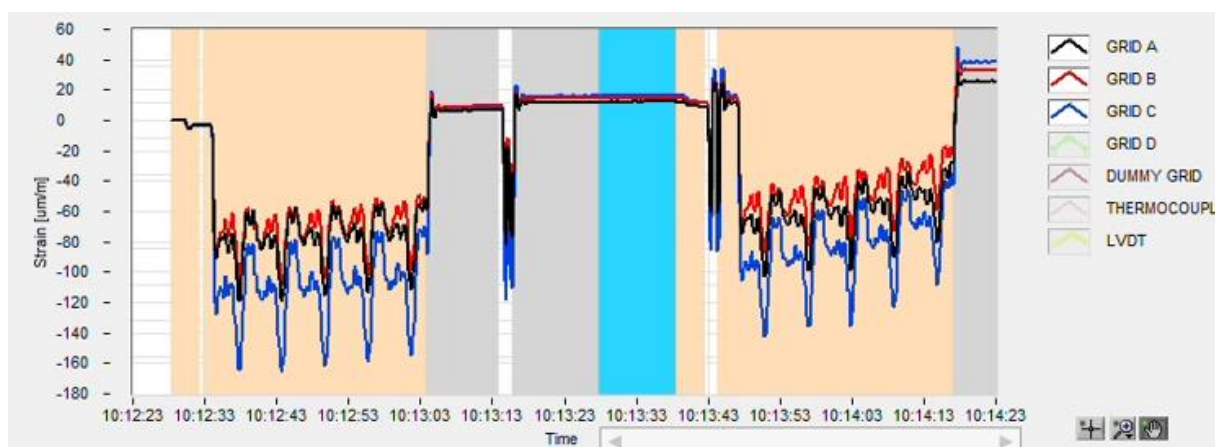
Na rysunku 12 pokazano stanowisko pomiarowe. Rozety pomiarowe umieszczono w osi jednej z powierzchni zewnętrznych rury kwadratowej w trzech odległościach od krawędzi wewnętrznej kołnierza: 20.7 mm, 50.5 mm oraz 230 mm. Do pomiarów użyto rozet tensometrycznych typu B z tensometrami ułożonymi pod kątem 0° , 60° i 120° o oporności każdego tensometru wynoszącej 120Ω (rys. 13). Zastosowane tensometry są zgodne z wymaganiami przedstawionej normy.



Rys. 12. Widok stanowiska pomiarowego



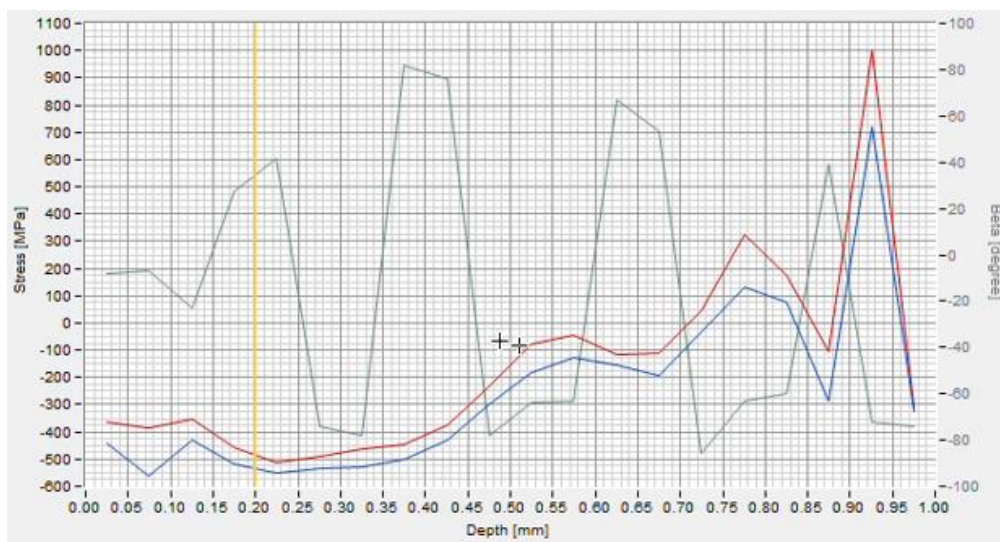
Rys. 13. Położenie rozet pomiarowych



Rys. 14. Rozkład odkształceń w poszczególnych tensometrach rozety w trakcie procesu wiercenia

Do wyznaczenia naprężeń resztkowych w zastosowanej metodzie, norma ASTM E837 wprowadza współczynniki A oraz B, które wyznaczone są na podstawie metody elementów skończonych. Pomiary dla każdego z punktów tensometrycznych wykonywano wykonując otwór o średnicy 2mm i wierząc do głębokości 1mm, gdyż tak zaleca norma. Pomiar podzielony został na 20 kroków co oznacza, że po wykonaniu otworu o 0,05mm głębokości otworu następował pomiar naprężeń własnych na powierzchni rury. Na rysunku 14 przedstawiono wykresy odkształceń otrzymywane w trakcie procesu wiercenia.

Otrzymane przykładowe wykresy naprężeń resztkowych uzyskane dla różnych głębokości wierzonego otworu przedstawiono na rysunku 15. Z pomiarów przeprowadzonych dla trzech punktów pomiarowych stwierdzono, że największe wartości naprężeń występują w obrębie samej spoiny. Zmierzono, że występuje tam ściskanie, a jego wartość nie jest na tyle duża, aby mogła zagrażać bezpieczeństwu eksploatacji wysięgnika. W pozostałych punktach otrzymano naprężenia dużo mniejsze i są one wynikiem procesu technologicznego występującego w trakcie produkcji samej rury.



Rys. 15. Naprężenia resztkowe oraz kąt działania naprężeń głównych w zależności od głębokości wierconego otworu

PODSUMOWANIE I WNIOSKI

Metoda otworkowa umożliwia wyznaczenie rzeczywistych naprężeń własnych powstałych w badanym elemencie na skutek procesów technologicznych, takich jak spawanie, obróbka cieplna, czy obróbka plastyczna. Uwzględnienie naprężeń własnych w procesie projektowania maszyn i urządzeń ma istotne znaczenie, zwłaszcza w przypadku konstrukcji pracujących pod zmiennymi obciążeniami, gdzie wpływ tych naprężeń na trwałość zmęczeniową może być znaczący.

Wśród dostępnych metod szacowania poziomu wyężenia konstrukcji nośnych, jedynie dla metody otworkowej opracowano szczegółową normę – ASTM E837 – która precyzyjnie określa procedurę pomiarową, warunki stosowania oraz sposób przetwarzania wyników. Istotną zaletą tej metody jest jej niska inwazyjność – wykonywany otwór ma zazwyczaj średnicę około 2 mm, a głębokość pomiaru może wynosić jedynie 1 mm. Dzięki temu możliwe jest przeprowadzenie pomiaru bez istotnej ingerencji w strukturę badanego elementu i bez konieczności jej wycofywania z eksploatacji. Metoda ta może być stosowana także do elementów cienkościennych, takich jak blachy o grubości od 0,65 mm.

W przedstawionym w artykule elemencie wysięgnika kotwiarki, na którym wykonano pomiary doświadczalne zmierzono naprężenia resztkowe w strefie spoiny, w strefie granicy wpływu ciepła oraz w odległości znacznej od spoiny. Otrzymane wartości naprężeń potwierdziły występowanie naprężeń ściskających w obrębie samej spoiny. W pozostałych punktach wartości naprężeń były niewielkie i wynikały z procesu samej technologii wykonania rury.

Literatura

- [1] Schajer G., Rolfe S., S. T.: *Practical residual stress measurement methods*. John Wiley and Sons Ltd, 2013.
- [2] Arasimowicz A., Piekarski R.: *Pomiar naprężeń własnych metodą usuwania warstw w technologicznych warstwach wierzchnich*. Postępy Nauki i Techniki NR 6, 2011.
- [3] Norma ASTM E837: *Standard Test Method for Determining Residual Stresses by the Hole-Drilling Strain-Gage Method*.
- [4] Rusiński E., Czmochoński J., Smolnicki T.: *Zawansowana Metoda Elementów Skończonych*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2000.
- [5] Zienkiewicz O.C., Taylor R.L.: *The finite element method*. Vol. 1, Vol. 2. McGraw-Hill Book Company, London 1991.
- [6] Materiały informacyjne firmy SINT Technology.

**MEASUREMENT AND ANALYSIS OF RESIDUAL STRESSES IN THE CONTEXT OF
SIMULATION-BASED NUMERICAL STUDIES OF SELECTED LOAD-BEARING STRUCTURES IN
MACHINERY AND EQUIPMENT**

Summary

This paper presents the results of studies conducted on selected structural components subjected to various machining and manufacturing techniques. The experimental data were compared with the results of numerical analyses performed on a finite element model of the component under service conditions. Particular attention was given to the influence of residual stresses on the interpretation and accuracy of finite element simulation results.

PROJEKT UKŁADU MONITOROWANIA PRZECIĄŻEŃ USTROJU NOŚNEGO POJAZDU TERENOWEGO WYSOKIEJ MOBILNOŚCI

W czasie jazdy terenowej obciążenia ustroju nośnego pojazdu wysokiej mobilności, zwłaszcza obciążonego przewożonym ładunkiem, mogą przekroczyć bezpieczne wartości graniczne prowadząc do jego uszkodzenia. W celu minimalizacji tego ryzyka, wskazane jest ciągle monitorowanie wyężenia ustroju nośnego. Można to osiągnąć poprzez na przykład pomiary odkształceń charakterystycznych punktów ramy pojazdu w czasie eksploatacji. W referacie opisano projekt prototypowego układu do monitorowania przeciążeń ustroju nośnego pojazdu terenowego wysokiej mobilności opartego o autorski przetwornik przemieszczeń połączony z układem do akwizycji i przetwarzania danych pomiarowych.

* Politechnika Wrocławska, Wydział Mechaniczny,
Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn i Układów Mechatronicznych

WPROWADZENIE

Pojazdy terenowe wysokiej mobilności przystosowane są do przemieszczania się po utwardzonych drogach publicznych oraz w terenie. Zwłaszcza w przypadku jazdy terenowej ustrój nośny oraz inne podzespoły pojazdu poddawane są znaczącym obciążeniom, które mogą przekraczać wartości dopuszczalne. W związku z tym podejmuje się działania mające na celu zmniejszenie ryzyka wystąpienia takich obciążeń. W tym celu najczęściej najpierw zbiera się dane przebiegowe poprzez monitorowanie pewnych wielkości fizycznych (jak temperatura, odkształcenie czy przyspieszenie) w charakterystycznych punktach w pojeździe [1, 2, 3, 4]. Możliwe jest także tworzenie modeli predykcyjnych bazujących na symulacjach [5].

W niniejszej pracy przedstawiono projekt układu mającego na celu przede wszystkim rejestrację wartości przeciążeń ustroju nośnego i odpowiadającego im czasu wystąpienia. W tym celu opracowano autorski przetwornik mocowany na ramie pojazdu, który ma za zadanie rejestrację odkształceń ramy wzdłuż wybranego kierunku oraz system do akwizycji danych pomiarowych, a następnie ich przetworzenia, w celu zapisu jedynie wartości przekraczających określony próg.

PROJEKT PRZETWORNIKA

Projektowanie przetwornika składało się z następujących etapów: konstrukcja bazy przetwornika, dobór układu tensometrycznego oraz skalowania [6].

Baza przetwornika

Na podstawie analizy MES określono miejsca koncentracji naprężeń ustroju nośnego, a następnie wytypowano miejsca mocowania przetwornika. Punkty te określiły wymiary gabarytowe projektowanego przetwornika. Na podstawie analizy określono także przybliżone wartości naprężeń jakie mogą wystąpić w miejscu montażu i obliczono przybliżone wartości odkształceń przetwornika:

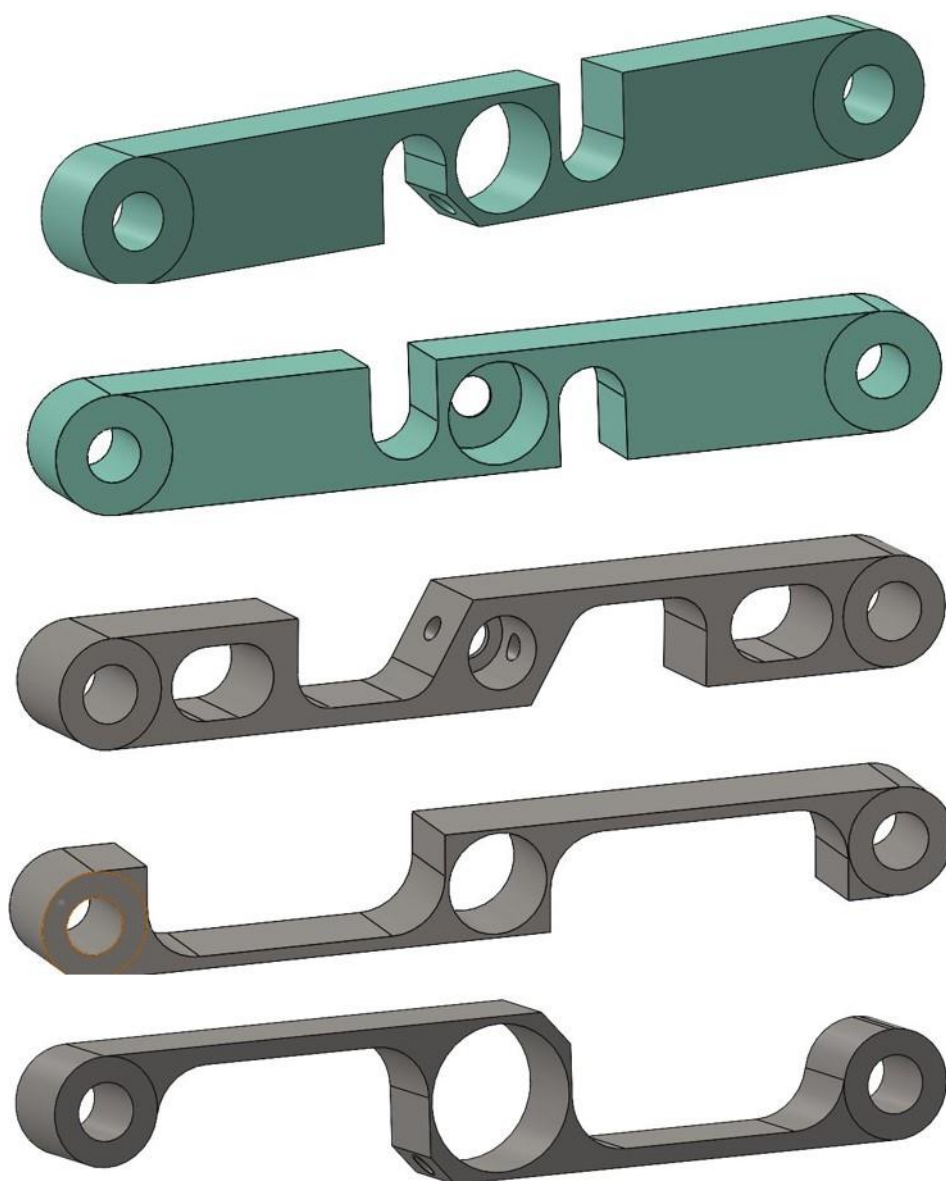
$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} = \frac{300}{2,1 \cdot 10^5} = 0,001423 \text{ mm} = 1423 \text{ }\mu\text{m} \quad (1)$$

gdzie: σ – przyjęte naprężenie (300 MPa), E - moduł Younga dla stali ($2,1 \times 10^5$ MPa).

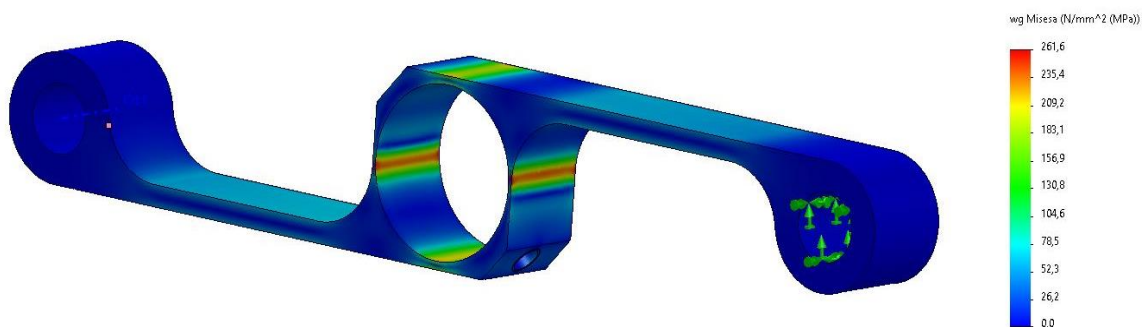
Jako materiał do wykonania przetwornika przyjęto stal sprężynową. Długość czynna przetwornika, wynikająca z rozmieszczenia punktów mocowania wyniosła 230 mm. Biorąc pod uwagę przestrzeń do instalacji przetwornika przyjęto, że pozostałe wymiary nie powinny

przekraczać 40 x 40 mm. Stąd przestrzeń zajęta przez przetwornik będzie mieć wymiary 230 x 40 x 40 mm. Na tej podstawie rozpoczęto proces konstruowania bazy przetwornika, tworząc kolejne wersje, przedstawione na rysunku 1. Za każdym razem przeprowadzono wstępną analizę MES, poszukując odpowiedniego rozwiązania. Opór stawiany przez przetwornik (jego sztywność) powinien być możliwie mały. Stąd do spełnienia były dwa wymagania: duże odkształcenie liniowe w punkcie pomiarowym przetwornika przy małej sztywności całej bazy. Z przedstawionych koncepcji wybrano do dalszych prac bazę przetwornika 5, do której wykonano analizę naprężeń i odkształceń, przedstawioną na rysunkach 2 i 3.

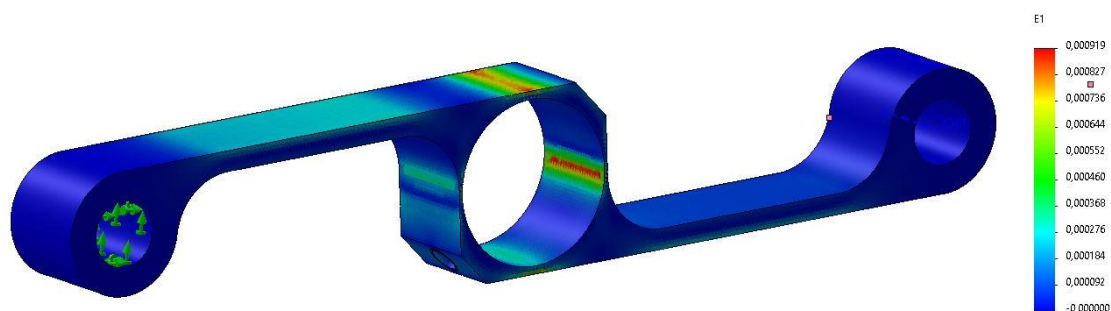
Z analizy rozkładu naprężeń i odkształceń głównych wynika, że przy zadanym przemieszczeniu punktów mocowania bazy przetwornika o 0,5 mm (5000 μm), w obszarze pomiarowym pojawiają się pola naprężeń, w których naprężenia maksymalne nie przekraczają 300 MPa, a odkształcenie w tym obszarze dochodzi do 1000 μm . Uzyskano zatem część pomiarową przetwornika, gdzie występują znaczne odkształcenia przy małych naprężeniach ($R_e > 700 \text{ MPa}$).



Rys. 1. Kolejne 5 wersji bazy przetwornika. Do dalszych analiz wykorzystano wersję ostatnią



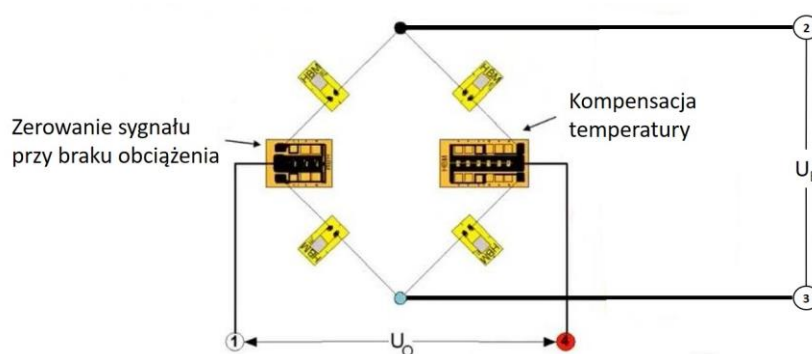
Rys. 2. Wersja bazy przetwornika – 5 – rozkład naprężeń przy przemieszczeniu punktów mocowania (rozciąganie) o 0,5 mm



Rys. 3. Wersja bazy przetwornika – 5 – rozkład odkształceń przy przemieszczeniu punktów mocowania (rozciąganie) o 0,5 mm

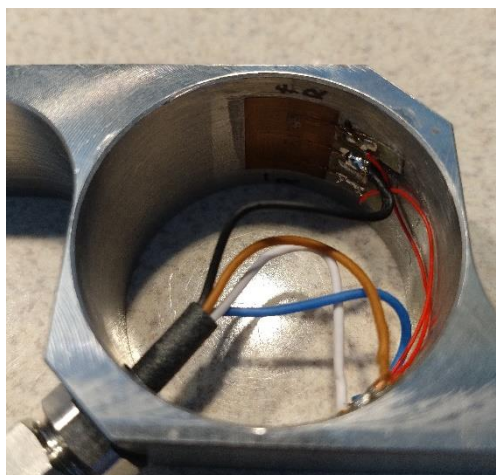
Układ tensometryczny

Do wyznaczonego pola odkształceń dobrano tensometryczny układ pomiarowy, składający się z czujników tensometrycznych połączonych w pełen mostek Wheatstone'a. Schemat połączeń tensometrów przedstawiono na rysunku 4.



Rys. 4. Schemat połączeń tensometrów w mostek Wheatstone'a

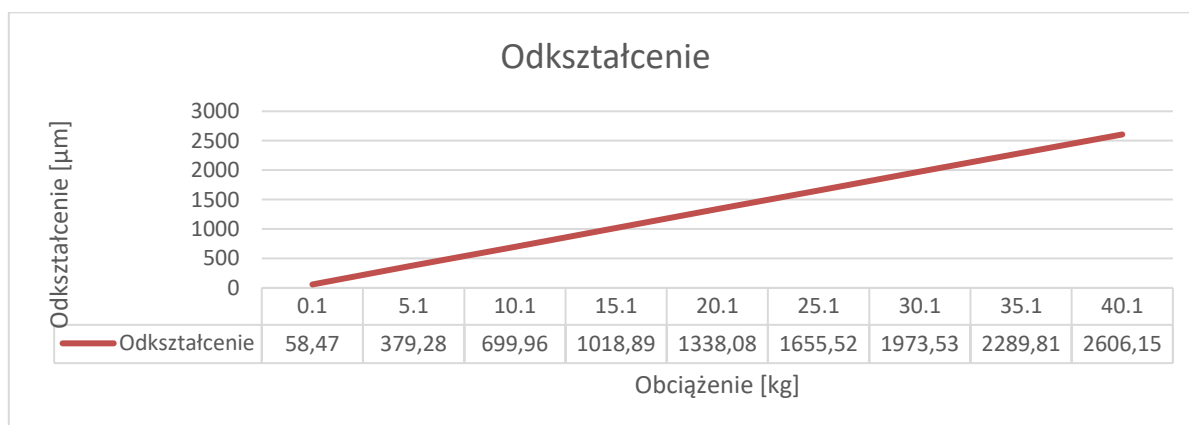
Część pomiarową przetwornika z naklejonymi i połączonymi czujnikami przedstawiono na rysunku 5.



Rys. 5. Układ pomiarowy w układzie mostka Wheatstone'a

Skalowanie przetwornika

Skalowanie wykonano obciążając, a następnie odciążając przetwornik. Skalowanie odbyło się poprzez grawitacyjne rozciąganie przetwornika. Mierzono sygnał odpowiadający odkształceniu wyrażony w μm . Na rysunku 6 przedstawiono wykres skalowania – prosta łącząca punktu pomiarowe świadczy o liniowości przetwornika.



Rys. 6. Charakterystyka przetwornika

UKŁAD AKWIZYCJI I PRZETWARZANIA DANYCH POMIAROWYCH

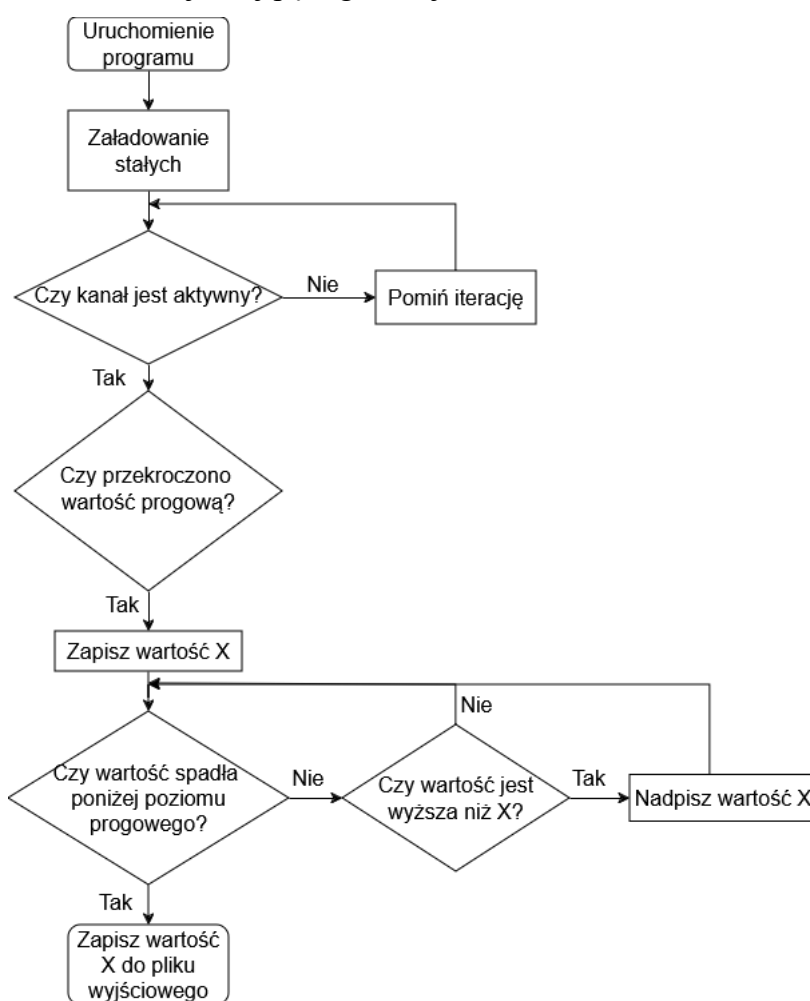
Głównym zadaniem systemu była rejestracja danych przekraczających ustalone limity (wyłączenia ustroju nośnego). W celu opracowania go ustalono wymagania, jakie musiał spełniać (wydajność, zasilanie, warunki środowiskowe, możliwości komunikacji, itp). Podjęto decyzję o zastosowaniu komponentów dostępnych komercyjnie, a jako podstawę systemu przyjęto sterownik PLC klasy przemysłowej. Sterownik został wyposażony we wzmacniacze do mostków tensometrycznych, do których można podłączyć maksymalnie nawet 32 przetworniki.

Warstwa programowa

Program sterownika napisano w języku tekstowym (ST). Z punktu widzenia funkcjonalnego umożliwia on rejestrację sygnałów wejściowych na dowolnej liczbie kanałów. Program sprawdza czy na danym kanale wartość sygnału wejściowego przekracza ustawioną wartość progową (dodatnią lub ujemną). Wartości progowe są w programie stałe, należy je podać przed wgraniem bootowalnego obrazu programu do sterownika. To samo dotyczy zerowania wskazań z przetworników. Zerowanie polega na zapisaniu wartości odczytu

w momencie uznawanym za zerowy (tj. w położeniu statycznej równowagi pojazdu na płaskim podłożu). Wartość ta zapisywana jest w pamięci trwałej sterownika. W związku z tym przed implementacją systemu należy wykonać zerowanie oraz wyznaczenie progowych wartości sygnału dla każdego z kanałów.

W momencie przekroczenia wartości progowej na danym kanale, program zapisuje tę wartość. W kolejnych pętlach sprawdza czy aktualna wartość odczytu jest większa niż zapisana oraz czy wartość wciąż przekracza próg. Jeśli wartość wzrosła, nadpisuje poprzednią. Zapis do pliku (plik tekstowy rozdzielany przecinkami .csv) następuje po spadku wartości poniżej wartości progowej. W ten sposób, po przekroczeniu wartości progowej, zapisywany w pamięci jest tylko jeden rekord. Każdy rekord składa się z numeru kanału, daty, godziny oraz maksymalnej wartości w ramach pojedynczego przekroczenia wartości progowej. Data i czas zapisane w rekordzie odpowiadają momentowi wystąpienia maksymalnej wartości w ramach jednego przekroczenia progu. Program wykonuje instrukcje sekwencyjnie, tj. sprawdza wartości pomiarowe oraz przekroczenie wartości progowych dla kolejnych czynnych kanałów w ramach jednej pętli głównej.



Rys. 7. Schemat blokowy programu

Z punktu widzenia programistycznego, program podzielony jest na program główny, blok funkcyjny kalendarza oraz blok funkcyjny wzmacniacza. Blok kalendarza odpowiada za odczytywanie daty i godziny z zegara czasu rzeczywistego w sterowniku. Za wartość odczytu przyjęto czas UTC. Blok wzmacniacza umożliwia przetworzenie sygnału pomiarowego. Na wejściu możliwe jest skalowanie sygnału, zerowanie kanału pomiarowego oraz nastawienie wartości progowej, natomiast na wyjściu znajduje się sygnał odczytanej

wartości z przetwornika oraz binarny sygnał w przypadku przekroczenia zadanej wartości progowej.

Program główny zawiera większość procesów zachodzących w sterowniku. W warstwie deklaracji zmiennych i stałych definiowane są:

- a) ścieżka zapisu danych lokalnie na sterowniku oraz kopii na karcie SD,
- b) wartości progowe zadziałania układu rejestracji danych, zarówno dodatnich jak i ujemnych,
- c) nazwy kanałów pomiarowych, które zapisywane są w pliku wyjściowym.

W warstwie programu definiowane są czynne kanały pomiarowe (istnieje możliwość wyłączenia niewykorzystywanych kanałów). Strukturę funkcjonalną programu opisuje schemat blokowy na rysunku 7.

PODSUMOWANIE

W artykule przedstawiono projekt prototypowego układu monitorowania przeciążeń ustroju nośnego pojazdu terenowego wysokiej mobilności. Prototypowy przetwornik został najpierw przetestowany w warunkach laboratoryjnych, a system akwizycji w warunkach symulacyjnych. Następnie układ został zainstalowany na pojeździe testowym. Podczas wstępnych testów, unoszono koła pojazdu wymuszając obciążenia ustroju nośnego pojazdu. Dotychczasowe testy wykazały poprawność działania układu. Obecnie trwają dalsze prace nad jego rozwojem.

Literatura

- [1] Ranasinghe, K.; Kapoor, R.; Gardi, A.; Sabatini, R.; Wickramanayake, V.; Ludovici, D.: *Vehicular Sensor Network and Data Analytics for a Health and Usage Management System*. Sensors 2020, 20, 5892. <https://doi.org/10.3390/s20205892>
- [2] Zhao Y., Liu X.: *The Study of Vehicle Load Monitoring System*. Applied Mechanics and Materials Vols 505-506 (2014) pp 384-387
- [3] Kosobudzki M.: *Preliminary selection of road test sections for high-mobility wheeled vehicle testing under proving ground conditions*. Applied Sciences. 2022, vol. 12, nr 7, art. 3513, s. 1-14. <https://doi.org/10.3390/app12073513>
- [4] Stefanow D., Dudziński P.: Soil shear strength determination methods – State of the art, Soil & Tillage Research, Volume 208, article id. 104881, <https://doi.org/10.1016/j.still.2020.104881>
- [5] Chang-kai Wen, Zhi-yong Liu, Guang-wei Wu, Chun-jiang Zhao, Li-ping Chen, Yan-xin Yin, Zhi-jun Meng: *Digital twin-driven fatigue life prediction framework of mechanical structures using a power density theory: Application to off-road vehicle front axle housing*. Measurement 2023, Volume 220, <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2023.113352>
- [6] Styburski W.: *Przetworniki tensometryczne. Konstrukcja, projektowanie, użytkowanie*. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne WNT, Warszawa, 1971

DESIGN OF A PROTOTYPE SYSTEM FOR MONITORING OF LOADS ACTING ON THE FRAME OF A HIGH-MOBILITY OFF-ROAD VEHICLE

Summary

High-mobility wheeled vehicles are designed for operation on public paved roads and off-road. In some specific cases, the cargo can cause loads on the vehicle exceeding maximum values causing damage to the vehicle. In order to reduce that risk, it is necessary to continuously monitor the strain on key structural components of the vehicle and store the loading history. The article presents a prototype system for monitoring of loads acting on the frame of a high-mobility off-road vehicle. The system comprises of a specially designed strain sensor connected to developed system acquiring and evaluating the measurement data. Components of the system were tested in laboratory conditions and the whole system has been mounted on a vehicle for preliminary tests which proved the system to fulfill its basic tasks.

Stanislav MELNYK*
Filip TRZASKOWSKI*
Marek MYSIOR*
Sebastian KOZIOŁEK*

BADANIE PROBLEMÓW ROZWOJU MASZYN I URZĄDZEŃ ZASILANIA AWARYJNEGO Z WYKORZYSTANIEM INŻYNIERII WYNAŁAZCZOŚCI

Rozwój urządzeń zasilania awaryjnego ma kluczowe znaczenie dla bezpieczeństwa i dostępności energii, szczególnie w sytuacjach ograniczonego dostępu do infrastruktury. Celem pracy było opracowanie autorskiej metody badania trendów rozwoju tych systemów, obejmującej cztery etapy: planowanie, modelowanie funkcyjne z wykorzystaniem TRIZ, ocenę innowacyjności z użyciem generatywnej sztucznej inteligencji oraz formułowanie trendu. Analiza wykazała, że kierunki rozwoju obejmują wzrost efektywności, niezawodności i mobilności, integrację z OZE oraz zastosowanie technologii takich jak IoT, AI i Vehicle-to-Grid. Zaproponowano także alternatywne rozwiązanie systemu zasilania, na podstawie którego oszacowano trendy. Wnioski potwierdzają skuteczność metody w identyfikacji kierunków rozwoju i wskazują na potrzebę dalszych badań praktycznych w celu weryfikacji założeń i rozwoju innowacyjnych rozwiązań odpowiadających na zmieniające się potrzeby użytkowników.

• Politechnika Wrocławska, Wydział Mechaniczny, Katedra Konstrukcji Badań Maszyn i Pojazdów

WSTĘP

Systemy zasilania awaryjnego odgrywają kluczową rolę we współczesnym świecie, w którym niezawodność dostaw energii jest istotnym wyzwaniem technologicznym, społecznym i ekonomicznym. Ich głównym celem jest zapewnienie ciągłości dostaw energii elektrycznej podczas przerw w głównym źródle zasilania lub destabilizacji sieci. Znaczenie tych systemów wzrasta szczególnie w obliczu katastrof naturalnych, konfliktów zbrojnych czy rosnących wymagań dotyczących efektywności energetycznej i ochrony środowiska.

Historia rozwoju systemów zasilania awaryjnego nierozdzielnie łączy się z odkryciami w dziedzinie elektryczności i magnetyzmu. Jednym z pierwszych kamieni milowych było sformułowanie w 1785 roku przez Charlesa-Augustina de Coulomba prawa opisującego oddziaływania elektrostatyczne [1]. Kolejny krok nastąpił w 1799 roku, kiedy Alessandro Volta zbudował pierwsze ogniwo elektrochemiczne [6, 3]. W 1831 roku Michael Faraday odkrył zjawisko indukcji elektromagnetycznej, będące podstawą dla generatorów prądu elektrycznego i prądnic [4]. Przełomowe było także opracowanie pierwszego silnika czterosuwowego przez Nikolausa Otto w 1876 roku oraz silnika wysokoprężnego Rudolfa Diesla w 1893 roku [17], które stały się podstawą generatorów spalinowych. Istotny postęp w XX wieku nastąpił wraz z wynalezieniem tranzystora w 1947 roku (John Bardeen, Walter Brattain, William Shockley) [10] oraz tranzystorów MOSFET[18] umożliwiających miniaturyzację elektroniki zasilającej. Wprowadzenie akumulatorów litowo-polimerowych w 2001 roku [14] oraz superkondensatorów w 2009 roku [19], znacząco poszerzyło możliwości magazynowania energii. W kolejnych latach powstały mikrogridy i zaawansowane systemy zarządzania energią (EMS) [1], integrujące źródła i magazyny energii w jeden ekosystem. Od 2020 roku zastosowanie technologii Internetu Rzeczy (IoT) umożliwiło monitoring systemów zasilania awaryjnego w czasie rzeczywistym [11]. Od 2024 roku rozwija się również wykorzystanie sztucznej inteligencji (AI) do optymalizacji działania tych systemów, co otworzyło perspektywy głębszej automatyzacji i efektywności [8]. Innym rozwijającym się kierunkiem jest technologia Vehicle-to-Grid (V2G) [9], umożliwiająca dwukierunkową wymianę energii między pojazdami elektrycznymi (EV) a siecią elektroenergetyczną. Dzięki temu pojazdy elektryczne mogą pełnić funkcję awaryjnych źródeł zasilania w sytuacjach krytycznych [12].

Wraz z zastosowaniem bardziej zaawansowanych technologii w dziedzinie zasilania awaryjnego, obserwuje się coraz wyraźniejszy podział na systemy stacjonarne i mobilne. **Urządzenia stacjonarne**, takie jak generatory czy magazyny energii, instalowane są na stałe w obiektach przemysłowych, szpitalach i centrach danych, gdzie zapewniają długotrwałą i stabilną pracę. Są one często zintegrowane z EMS, charakteryzują się niższą emisją hałasu i zanieczyszczeń oraz możliwością współpracy z odnawialnymi źródłami energii. Przykładem jest łączenie magazynów energii z instalacjami fotowoltaicznymi w celu zwiększenia efektywności i ograniczenia emisji substancji szkodliwych [13]. Natomiast **urządzenia mobilne** są przeznaczone do działania w trudnych i niestabilnych warunkach, takich jak awarie sieci energetycznych, kataklizmy czy konflikty zbrojne. Cechują się one mobilnością, łatwością transportu oraz prostotą obsługi. Choć technologie takie jak IoT są coraz popularniejsze w systemach stacjonarnych, ich zastosowanie w urządzeniach mobilnych bywa ograniczone ze względu na problemy z komunikacją w sytuacjach awaryjnych. Obecnie urządzenia mobilne coraz częściej integruje się z odnawialnymi źródłami energii, np. mobilne magazyny energii współpracujące z systemami fotowoltaicznymi [5]. Wadą takich rozwiązań jest duży gabaryt względem mocy oraz zależność od warunków atmosferycznych [2], jednak ich istotną zaletą pozostaje brak konieczności zużywania paliwa oraz zerowa emisyjność w czasie pracy. Mimo dostępności różnych technologii, w sytuacjach kryzysowych agregaty prądotwórcze wciąż pozostają najbardziej autonomicznym i wydajnym źródłem energii. Choć mają one wady, takie jak zależność od paliwa oraz potrzeba regularnej konserwacji, liczne zalety – m.in. mobilność, wszechstronność, różnorodność dostępnych modeli, szybkość uruchamiania oraz stabilność pracy – powodują, że ta grupa urządzeń jest nadal preferowana.

Analizując powyższy rys historyczny, zauważalne są pewne prawidłowości. W pierwszej połowie XIX wieku pojawiły się początki, takie jak wynalezienie ogniwa elektrochemicznego oraz prądnicy. Technologie te rozwijały się równolegle, reprezentując dwa odmienne podejścia. W przypadku prądnic istotnym przełomem było skonstruowanie silnika czterosurowego przez Nikolausa Otto, co umożliwiło odejście od silników parowych, a następnie powstanie silnika o zapłonie samoczynnym. Te dwie jednostki nadal konkurują pod względem wydajności, niezawodności, zużycia paliwa, emisyjności oraz mobilności. Inaczej przebiegał rozwój systemów sterowania prądem z prądnic. Od XIX do XXI wieku były one systematycznie modernizowane, z kluczowym przełomem w postaci wynalezienia tranzystora w XX wieku, co pozwoliło zmniejszyć rozmiary i zwiększyć efektywność układów sterujących, które obecnie wykorzystują już sztuczną inteligencję. Baterie także przeszły liczne zmiany materiałowe i konstrukcyjne; obecnie dominują rozwiązania litowo-polimerowe i litowo-jonowe, często stosowane z generatorami lub systemami energii odnawialnej. Współczesnym trendem jest integracja tych technologii w inteligentne sieci energetyczne, automatycznie reagujące na zaburzenia. Wobec nowych konfliktów zbrojnych w Europie wzrosło zainteresowanie mobilnymi urządzeniami zasilania awaryjnego. Pojawia się pytanie, czy jest to początek nowego trendu, czy jedynie chwilowe zjawisko.

W niniejszym artykule autorzy poszukują odpowiedzi na powyższe pytania, stosując systematyczną analizę trendów rozwoju z wykorzystaniem TRIZ oraz Inżynierii Wynałazczości. Jedną z obecnie znanych metod prognozowania jest analiza trendów ewolucji systemów technicznych (TESE) [7], która koncentruje się na relacjach pomiędzy systemem technicznym, jego subsystemem oraz supersystemem, umożliwiając przewidywanie kierunków rozwoju technologii. Metoda ta jednak uwzględnia potrzeby użytkowników jedynie w ograniczonym stopniu. Rozwinięciem tej koncepcji jest metodologia FORMAT [23], która analizuje ewolucję systemu technicznego wraz z jego otoczeniem, uwzględniając systemy rywalizujące, i składa się z czterech kroków.

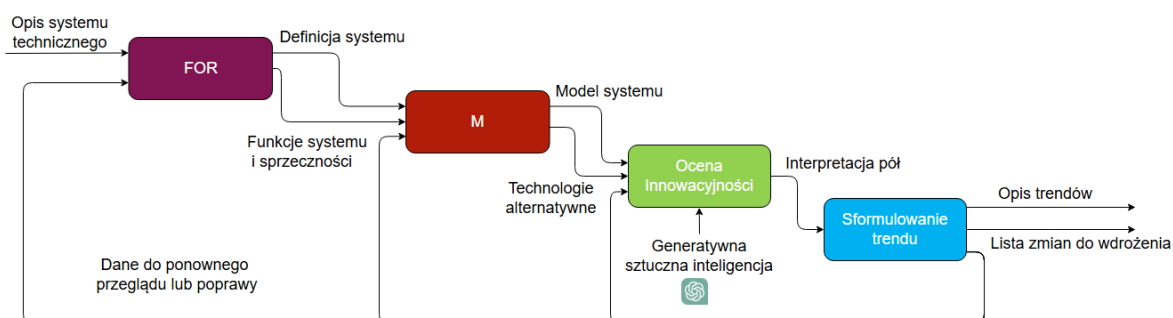
1. **FOR (Formułowanie)** – to definicja systemu technicznego, supersystemu i jego celów.

2. **M (Modelowanie)** – polega na stworzeniu modelu funkcyjnego systemu oraz na identyfikacji systemów rywalizujących.
3. **A (Działanie)** – to formułowanie prognozy na podstawie danych, identyfikując trendy i ograniczenia.
4. **T (Transfer)** – to przedstawienie wyników w postaci raportów i prezentacji, które stanowią podsumowanie zidentyfikowanych trendów.

W odróżnieniu od TESE, metoda FORMAT uwzględnia ewolucję i zmienność potrzeb użytkowników, jednak robi to w ograniczonym zakresie, trudnym do ilościowego porównania z innymi koncepcjami. Analizuje ona wprowadzanie systemy rywalizujące i ich parametry, ale nie uwzględnia ich ważności z punktu widzenia użytkownika końcowego. Aby przezwyciężyć te ograniczenia, autorzy proponują metodę integrującą istniejące podejścia z Inżynierią Wynalazczości [24], co pozwala na kompleksową analizę trendów rozwoju technologicznego z uwzględnieniem zarówno ewolucji technicznej, jak i zmieniających się potrzeb użytkowników. W badaniu wykorzystano m.in. Ocenę Innowacyjności [16] do identyfikacji wpływu potrzeb użytkowników na trendy rozwoju systemów zasilania awaryjnego oraz zaproponowano sposób integracji tej oceny z metodą FORMAT.

MATERIAŁ I METODY

Na rysunku 1 przedstawiono schemat proponowanej metody badania trendów rozwoju systemów technicznych, obejmującej cztery kroki. Pierwszy z nich polega na analizie opisu systemu technicznego w celu określenia funkcji głównej, kluczowych cech oraz horyzontu prognozy. Etap FOR (Formulate) w metodzie FORMAT obejmuje definiowanie celów oraz planowanie projektu. Zdefiniowano system i supersystem, a także określono cel, obszar geograficzny, rynek docelowy i funkcję główną systemu.



Rys. 1. Diagram ilustrujący zaproponowaną metodę badania trendów rozwoju systemów technicznych

W drugim kroku przeprowadzane jest modelowanie funkcyjne systemu z wykorzystaniem Analizy Funkcyjnej TRIZ [21],[15], identyfikując funkcje podstawowe, pomocnicze i dodatkowe. Etap M (Model) obejmuje budowę szczegółowego modelu systemu, uwzględniającego subsystemy, supersystemy oraz systemy rywalizujące. Określono wskaźniki wydajności, koszty, funkcje pożyteczne i szkodliwe. Czwarty etap – ocena innowacyjności [16],[25] – analizuje potencjał techniczny, rynkowy i koncepcyjny rozwiązań względem istniejących technologii, określając ich wartość dodaną. Model funkcyjny posłużył do zdefiniowania funkcji, wymagań, metod i parametrów, którym przypisano atrybuty przy użyciu generatywnej sztucznej inteligencji (Multi-Role Prompting [22] i *Role Prompting* [20]) oraz dużych modeli językowych (LLM). Pozwoliło to wyłonić kluczowe cechy systemu atrakcyjne dla użytkowników i wyznaczyć kierunek rozwoju zwiększający jego potencjał innowacyjny. Ostatnim krokiem było sformułowanie trendu rozwoju wraz z listą niezbędnych zmian przed komercjalizacją, integrującą wyniki wcześniejszych etapów.

WYNIKI

Zgodnie z pierwszym krokiem metodologii FORMAT (FOR), zdefiniowano system i supersystem, cel systemu, obszar geograficzny, rynek docelowy oraz funkcję główną. W przypadku samochodowego agregatu prądotwórczego system stanowi sam agregat, natomiast supersystem obejmuje jego otoczenie. Określono, że obszar geograficzny obejmuje Polskę, Europę Wschodnią oraz kraje afrykańskie, natomiast rynek docelowy to państwa zagrożone kryzysem lub już go doświadczające. Funkcją główną systemu jest generowanie pola elektromagnetycznego, a celem prognozy – identyfikacja trendów rozwoju systemów zasilania awaryjnego. W kolejnym etapie badania, czyli przejściu od kroku FOR do etapu M (Model), rozpoczęto definiowanie komponentów systemu i supersystemu. Ich zestawienie zawarto w tabeli 1, odnoszącej się do rozwiązania zilustrowanego na rysunku 2.

Tabela 5. Zbiór komponentów systemu i supersystemów

Komponenty systemu	Komponenty supersystemu
K1 Sterownik prądnicy	Elementy samochodu:
K2 Pole elektromagnetyczne	S1 Zawieszenie
K3 Przewód	S2 Koło
K4 Prądnica	S3 Pedał gazu
K5 Koszyk	S4 Silnik
K6 Sterownik gazu	S5 Płyn chłodzący
K7 Wiatrak	S6 Chłodnica
K8 Sterownik temperatury	S7 Zbiornik paliwa
K9 Rama	S8 Paliwo
	S9 Powietrze
	S10 Człowiek
	S11 Podłoże

Następnie, autorzy przeszli do wskaźników wydajności oraz związanych z nimi kosztami, widocznymi w tabeli 2.

Tabela 6. Parametry opisujące miarę funkcji użytecznych ST (Performances) oraz jego kosztów (Expenses)

Performances	Expenses
Moc generowana [W]	Zajmowane miejsce [m ²]
Czas działania [godz.]	Zużycie paliwa [l/h]
Wydajność przestrzenna [kW/m ²]	
Sprawność energetyczna [%]	
Emisja spalin [t CO ₂]	

Kolejnym etapem było modelowanie funkcyjne, które oparte jest o podział funkcji systemu na pożyteczne i szkodliwe. Funkcje podstawowe wykonywane są na celu systemu, dodatkowe na komponencie supersystemu, pomocnicze wykonywane na komponentach systemu. Schemat funkcji pożytecznych i szkodliwych przedstawiono na rysunku 2.

Następnym krokiem było zdefiniowanie technologii konkurencyjnych wobec agregatu prądotwórczego napędzanego silnikiem pojazdu. Należą do nich tradycyjne agregaty, banki energii, elektrownie węglowe, gazowe i jądrowe, a także źródła odnawialne, takie jak panele słoneczne i turbiny wiatrowe. Na podstawie zdefiniowanych funkcji podstawowych i dodatkowych oraz listy systemów rywalizujących określono wymagania, metody i parametry opisujące działanie analizowanych systemów technicznych. Wyniki tego etapu przedstawiono na rysunku 4. Otrzymany zbiór parametrów został następnie wykorzystany do przypisania atrybutów metodą KANO z użyciem Generatywnej Sztucznej Inteligencji. W tym celu opracowano pięć person odzwierciedlających typowych użytkowników systemów awaryjnego zasilania. Na ich podstawie przeprowadzono symulowaną ankietę Kano z wykorzystaniem dużego modelu językowego GPT-4o-mini przez interfejs ChatGPT, przypisując parametrom odpowiednie atrybuty: A, Lq, Mb lub I. Charakterystyki person zestawiono w tabeli 3.

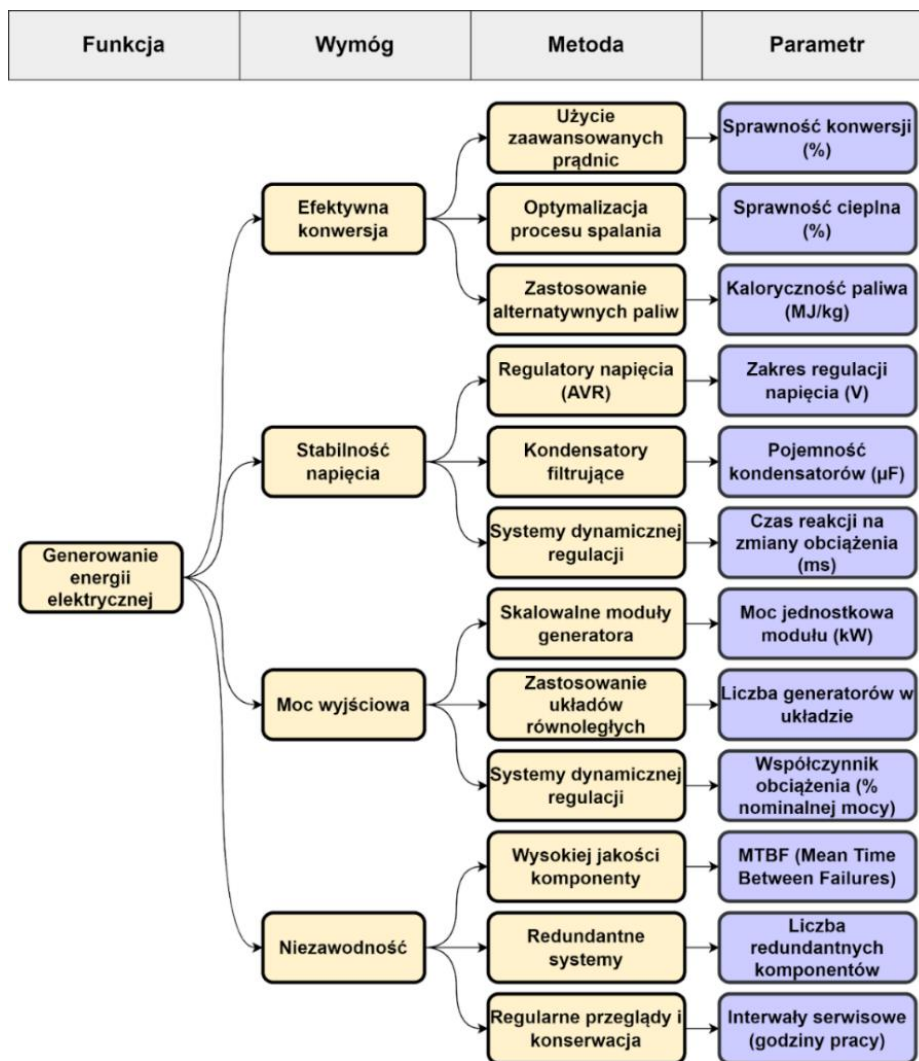
Tabela 7. Zbiór person wykorzystany do przypisania atrybutów KANO do parametrów zidentyfikowanych w rezultacie przeprowadzonej analizy funkcyjnej

Persona 1: Jesteś użytkownikiem odpowiedzialnym za monitorowanie infrastruktury energetycznej i zapewnienie ciągłości dostaw energii. Twoją główną motywacją jest poszukiwanie nowoczesnych technologii wspierających sektor energetyczny oraz ochrona ludności przed skutkami przerw w dostawach energii. Zmagasz się z ograniczonymi zasobami i czasem, co sprawia, że potrzebujesz niezawodnych agregatów prądotwórczych oraz szybkich dostaw sprzętu.
Persona 2: Jesteś użytkownikiem zajmującym się dystrybucją sprzętu technicznego. Twoją główną motywacją jest rozwój działalności oraz pomoc w stabilizacji sytuacji energetycznej. Zmagasz się z wyzwaniami związanymi z logistyką dostaw, wysokimi kosztami transportu oraz zapewnieniem wsparcia technicznego w trudnych warunkach. Potrzebujesz wydajnych agregatów prądotwórczych, partnerów logistycznych oraz nowoczesnych technologii do monitorowania sprzętu.
Persona 3: Jesteś użytkownikiem, który pragnie zabezpieczyć swoje gospodarstwo domowe w obliczu niestabilnych dostaw energii. Twoją główną motywacją jest zapewnienie bezpieczeństwa i komfortu swoim bliskim. Zmagasz się z wysokimi kosztami urządzeń energetycznych oraz trudnościami w znalezieniu niezawodnych rozwiązań. Potrzebujesz niedrogich i niezawodnych agregatów prądotwórczych oraz dostępu do informacji o oszczędzaniu energii.
Persona 4: Jesteś specjalistą zajmującym się przywracaniem stabilności systemów energetycznych. Twoją główną motywacją jest szybkie reagowanie na kryzysowe sytuacje i wspieranie lokalnych społeczności. Zmagasz się z uszkodzeniami infrastruktury, ograniczonymi zasobami oraz czasem na naprawy. Potrzebujesz trwałych agregatów prądotwórczych, dostępu do części zamiennych oraz wsparcia technicznego.
Persona 5: Jesteś osobą zaangażowaną w działania na rzecz lokalnych społeczności. Twoją główną motywacją jest znalezienie praktycznych rozwiązań energetycznych oraz wspieranie mieszkańców w trudnych sytuacjach. Zmagasz się z częstymi przerwami w dostawach energii, ograniczonymi zasobami oraz trudnościami logistycznymi. Potrzebujesz przystępnych cenowo agregatów prądotwórczych oraz wsparcia technicznego.

W tabeli 4 przedstawiono przyporządkowanie atrybutów A, Mb, Lq lub I do każdego ze zidentyfikowanych parametrów.

Tabela 8. Przyporządkowanie atrybutów A, Mb, Lq lub I do każdego ze zidentyfikowanych parametrów

Parametr	Atrybut
Sprawność konwersji (%)	Lq
Sprawność cieplna (%)	Lq
Kaloryczność paliwa (MJ/kg)	I
Zakres regulacji napięcia (V)	Mb
Pojemność kondensatorów (µF)	I
Czas reakcji na zmiany obciążenia (ms)	Lq
Moc jednostkowa modułu (kW)	Lq
Liczba generatorów w układzie	Mb
Współczynnik obciążenia (% nominalnej mocy)	Lq
MTBF (Mean Time Between Failures)	Mb
Liczba redundantnych komponentów	A
Interwały serwisowe (godziny pracy)	Lq

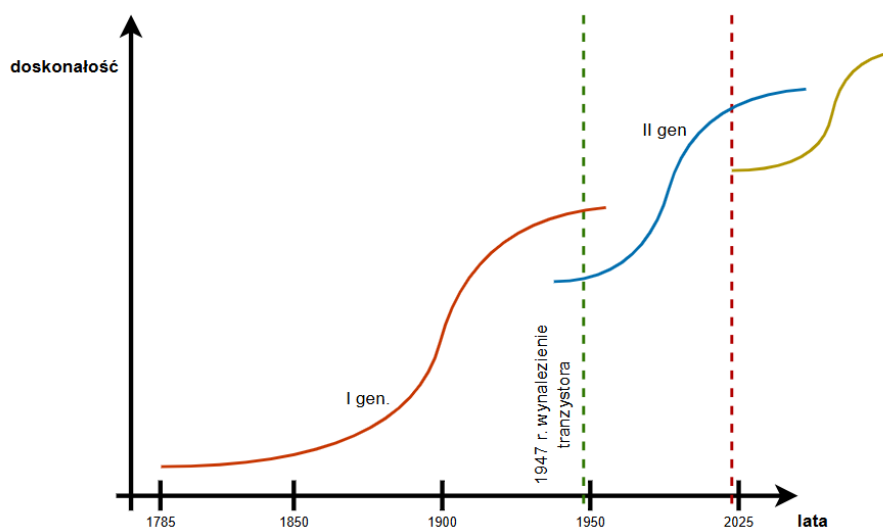


Rys. 4. Diagram funkcji, wymagań, metod i parametrów samochodowego agregatu prądotwórczego

Zastosowanie metody KANO, nawet w formie symulacji na przykładzie alternatywnego systemu, umożliwia określenie przewidywanego trendu rozwoju i identyfikację cech istotnych z perspektywy użytkownika. Na podstawie wyników z tabeli 4 kluczowe cechy to cechy liniowe (Lq) i atrakcyjne (A). Lq wpływają proporcjonalnie na satysfakcję klientów i obejmują takie parametry jak sprawność konwersji i cieplna, czas reakcji na zmiany obciążenia, moc jednostkowa modułu, współczynnik obciążenia oraz interwały serwisowe. Cechy atrakcyjne, postrzegane jako innowacyjne, reprezentowane są przez liczbę redundantnych komponentów. Cechy obojętne (I), takie jak kaloryczność paliwa i pojemność kondensatorów, nie wpływają istotnie na satysfakcję, o ile spełnione są minimalne wymagania. Natomiast cechy podstawowe (Mb) są traktowane jako oczywiste – ich brak powoduje niezadowolenie, ale dalszy rozwój nie przekłada się na wzrost satysfakcji, jeśli osiągnięto poziom akceptowalny.

DYSKUSJA

Na rysunku 5 zobrazowano rozwój systemów awaryjnego zasilania, podzielony na trzy etapy.



Rys. 5. Ewolucja systemów awaryjnego zasilania

Pierwsza krzywa obrazuje postęp od 1785 roku, kiedy Charles-Augustin de Coulomb sformułował prawo elektrostatyki. Faza wzrostu trwała do końca XIX wieku, obejmując kluczowe wynalazki, takie jak silnik czterosuwowy Nikolausa Otto i silnik Diesla. Ich zastosowanie zrewolucjonizowało prądnice, prowadząc do kolejnego etapu wzrostu, zakończonego technologiczną dojrzałością. Przełom nastąpił w 1947 roku wraz z wynalezieniem tranzystora, co zapoczątkowało nową fazę dynamicznego rozwoju, trwającą do dziś. Obecnie systemy bazujące na mikroprocesorach i sztucznej inteligencji wchodzą w fazę dojrzewania. W 2022 roku, w kontekście wojny na Ukrainie, pojawił się wzrost zainteresowania prostymi technologiami zasilania, co należy traktować jako przejściowe zaburzenie trendu. Aktualnie rozwój systemów zasilania awaryjnego zmierza w kierunku poprawy efektywności, niezawodności i elastyczności, co potwierdzają wyniki analizy funkcyjnej i klasyfikacja cech metodą KANO. Priorytetem staje się poprawa parametrów takich jak sprawność konwersji, sprawność cieplna i dynamiczne dopasowanie do zmiennych warunków pracy. Modułowość oraz integracja z odnawialnymi źródłami energii wspierają elastyczność i ekologiczność. Wprowadzanie rozwiązań takich jak redundancja czy systemy inteligentnego zarządzania zwiększa funkcjonalność przy jednoczesnym ograniczeniu potrzeby ingerencji użytkownika. Rozwój koncentruje się obecnie na realnych potrzebach użytkowników, nie tylko na aspektach czysto technicznych. W kontekście koncepcji Vehicle-to-Grid (V2G), która wykorzystuje samochody elektryczne jako tymczasowe magazyny energii, wskazano istotne ograniczenie – energia pochodzi z sieci, więc w przypadku awarii jej ponowne dostarczenie jest problematyczne. Autorzy proponują alternatywne rozwiązanie: samochodowy agregat prądotwórczy, w którym pojazd z silnikiem spalinowym stanowi część układu generującego energię elektryczną. System ten znajduje się obecnie na etapie koncepcji, nie opracowano jeszcze prototypu, a funkcje takie jak wytwarzanie energii czy regulacja obrotów są jedynie założeniami teoretycznymi. Brak testów uniemożliwia weryfikację skuteczności – dopiero dalsze badania oraz budowa prototypu pozwolą to ocenić. Z perspektywy rozwoju technologicznego koncepcja ta mieści się w fazie wczesnego wzrostu, zgodnie z charakterystyką krzywej S.

PODSUMOWANIE

Przeprowadzone badania umożliwiły identyfikację trendów rozwoju systemów zasilania awaryjnego dzięki zintegrowanej metodzie łączącej kroki FOR i M z metodologią FORMAT, analizę funkcyjną TRIZ oraz Ocenę Innowacyjności zaczerpniętą z Inżynierii Wynalazczości.

Metoda ta pozwoliła określić wymagania, metody oraz parametry analizowanych systemów. Istotną rolę w definiowaniu funkcji systemu alternatywnego odegrały tradycyjne agregaty, banki energii, elektrownie węglowe, atomowe, gazowe oraz źródła odnawialne (panele słoneczne, wiatraki). Do symulacji ankiety KANO wykorzystano Generatywną Sztuczną Inteligencję, która za pomocą Multi-Role Prompting odpowiadała na pytania z perspektywy różnych person, uwzględniając ich potrzeby i wyzwania związane z użytkowaniem. Na tej podstawie przypisano atrybuty KANO, wskazując cechy kluczowe (liniowe), takie jak sprawność konwersji, sprawność cieplna czy czas reakcji na zmiany obciążenia, które wymagają priorytetowego rozwijania. Za istotne dla innowacyjności uznano także cechy atrakcyjne, np. liczbę redundantnych komponentów. Cechy obojętne (np. kaloryczność paliwa) oraz podstawowe (np. zakres regulacji napięcia) mają mniejszy wpływ na satysfakcję, jeśli spełniają minimalne wymagania użytkowników. Osiągnięto cel prognozy, formułując trendy rozwoju uwzględniające ewolucję techniczną oraz zmieniające się potrzeby użytkowników, ukierunkowane na poprawę efektywności, niezawodności i elastyczności systemów. Wyniki wskazują na ich potencjał innowacyjny, jednak wymagają dalszej weryfikacji praktycznej poprzez testy i ankiety z realnymi użytkownikami. Niniejszy artykuł przedstawia zarys metody i demonstuje jej potencjalne zastosowanie.

Literatura:

- [1] Becker J. i in.: *Energy management system for a multi-source storage system electric vehicle*. IEEE, Seoul, Korea (South), 2012.
- [2] Bensaber, Abdelhaq: *Power flow control and management of a Hybrid Power System*. 2019.
- [3] Cecchini R., Pelosi G.: *Alessandro Volta and his battery*. 1992.
- [4] Chatterjee S.: *Michael Faraday: Discovery of electromagnetic induction*. 2002.
- [5] Ebaid, Munzer S. Y.: *Offgrid Portable Solar PV system for Emergency Conditions*. 2023.
- [6] Etkin, V. A.: *Modified Coulomb law*. 2017.
- [7] Ghane, Mostafa i in.: *TRIZ trend of engineering system evolution: A review on applications, benefits, challenges and enhancement with computer-aided aspects*. 2022.
- [8] Harika, Ala i in.: *Harnessing The Power of Artificial Intelligence for Disaster Response and Crisis Management*. IEEE, Gautam Buddha Nagar, India, 2024.
- [9] Hosseini, Sayed Saeed i in.: *The plug-in electric vehicles for power system applications: The vehicle to grid (V2G) concept*. 2012.
- [10] Iwai, Hiroshi i Durga Misra: *The Transistor was Invented 75 Years Ago: A Big Milestone in Human History*. IOP Publishing, 2022.
- [11] Jose, Akhil i in.: *Solid-State Circuit Breaker based Smart Distribution Board with IoT Integration*. IEEE, Tirunelveli, India, 2020.
- [12] Kalra, Mankaran Singh: *How Does Vehicle To Grid Integration (V2G) Impact Energy Management And Grid Stability, And What Are The Potential Benefits And Challenges With Its Implementation?* 2024.
- [13] Klausmann, Florian i Anna-Lena Klingler: *Adaptive Control Strategy for Stationary Electric Battery Storage Systems with Reliable Peak Load Limitation at Maximum Self-Consumption of Locally Generated Energy*. 2023.
- [14] Macdonald, Digby D. i in.: *Development of novel strategies for enhancing the cycle life of lithium solid polymer electrolyte batteries. Final report*. 2001.
- [15] Mysior M., Koziółek S.: *Use of Function Analysis in the Design of Multi-Functional Products*. Springer Nature Switzerland, Cham, 2023.
- [16] Pryda B. i in.: *Method of Innovation Assessment of Products and Processes in the Initial Design Phase: 18th International TRIZ Future Conference, TFC 2018, Strasbourg, France, October 29–31, 2018, Proceedings*. 2018.
- [17] S., E. C.: *Nikolaus August Otto, 1832–1891*. 1932.
- [18] Sah C., Jie B.: *A History of MOS Transistor Compact Modeling*. 2005.
- [19] Sahay K., Dwivedi B.: *Supercapacitors Energy Storage System for Power Quality Improvement: An Overview*. 2009.
- [20] Schulhoff S. i in.: *The Prompt Report: A Systematic Survey of Prompting Techniques*. arXiv, 2024.
- [21] Souchkov V.: *Extension of Function Modeling to Non-Technical Systems*. 2019.
- [22] Wang, Zekun Moore i in.: *RoleLLM: Benchmarking, Eliciting, and Enhancing Role-Playing Abilities of Large Language Models*. arXiv, 2024.

- [23] Cascini G., Ramadurai B., Słupiński M. i in.: *FORMAT Handbook – Knowing the Future is Possible*. FORMAT Consortium, Second Edition, November 2015.
- [24] Koziołek S., Kucharavy D., Becattini N.: *Inżynieria wynalazczości – metodologia projektowania innowacyjnych systemów technicznych*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2021.

A STUDY ON THE DEVELOPMENT CHALLENGES OF EMERGENCY POWER EQUIPMENT BASED ON INVENTIVE ENGINEERING PRINCIPLES

Summary

The development of emergency power supply systems is crucial for ensuring energy security and availability, especially in situations with limited access to infrastructure. The aim of this study was to develop an original method for analyzing development trends of such systems, consisting of four stages: project planning, functional modeling using TRIZ, innovation assessment with generative artificial intelligence, and trend formulation. The analysis revealed that key directions of development include improved efficiency, reliability, and mobility, integration with renewable energy sources, and the application of technologies such as IoT, AI, and Vehicle-to-Grid. An alternative emergency power system concept was also proposed and used to estimate future trends. The findings confirm the method's effectiveness in identifying technological development paths and highlight the need for further practical research to validate the assumptions and support the development of innovative solutions addressing evolving user needs.

ROZPOZNAWANIE SPOIN LASEROWYCH W MODELACH NUMERYCZNYCH

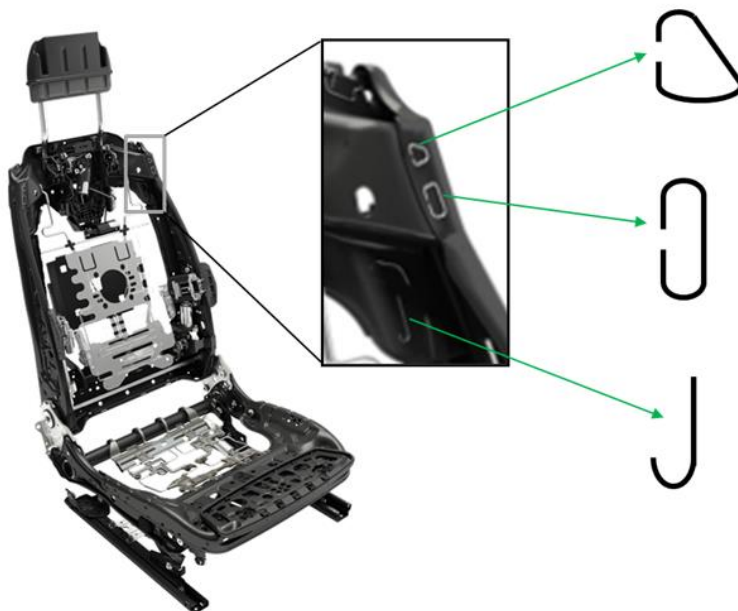
Celem pracy było opracowanie metody automatycznego rozpoznawania spoin laserowych w modelach numerycznych, co ma kluczowe znaczenie w analizie wytrzymałościowej struktur takich jak elementy karoserii pojazdów. Przeanalizowano różne podejścia do identyfikacji spoin, wskazując na ograniczenia metod manualnych i półautomatycznych. Zaproponowano algorytm oparty na klasteryzacji elementów PLINK, wykorzystujący metodę DBSCAN. Przeprowadzone testy wykazały wysoką skuteczność algorytmu w identyfikacji spoin.

* Brose Sitech Sp. z o.o.

** Politechnika Wrocławska

WSTĘP

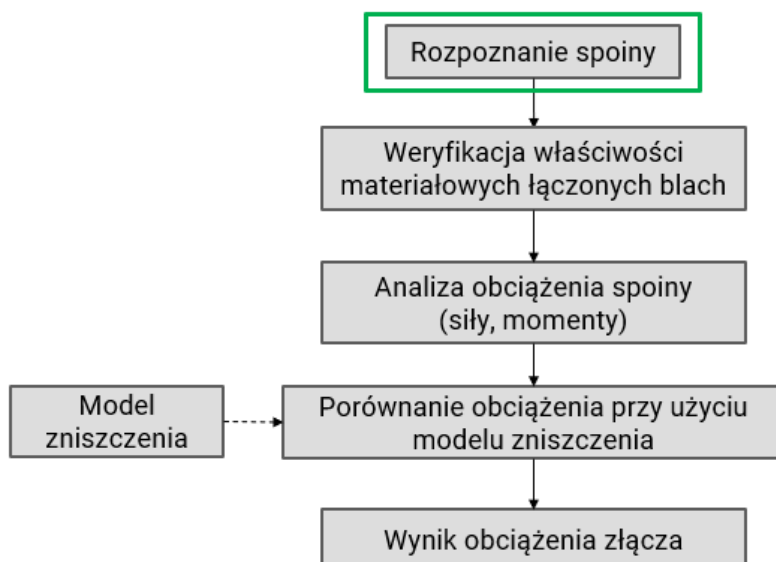
Celem przeprowadzonych badań, było wykonanie analizy możliwości rozpoznawania spoin laserowych w modelach numerycznych. Wynika to z faktu, że zakładkowe złącza wykonywane techniką spawania laserowego bardzo często występują jako zbiór wielu niezależnych ściegów, które zapewniają integralność struktury. Przykładem takiej konstrukcji jest karoseria pojazdu samochodowego lub stelaż siedziska przedstawiony na rysunku 15. Możemy na nim dostrzec, kilka spoin łączących, w jednym obszarze, dwa te same elementy, jednak każda z nich charakteryzuje się inną ścieżką. Z tych powodów w strukturach występuje od 100 do nawet 1000 niezależnych połączeń, które w toku prowadzenia obliczeń numerycznych należy przeanalizować i ocenić pod względem ich wytrzymałości.



Rys. 15. Przykładowe kształty spoin laserowych, występujących w strukturach nośnych siedzisk [1]

Rozważając struktury związane z pojazdami samochodowymi, ważnym aspektem jest szeroki zakres prowadzonych na nich testów, wynikające z eksploatacji. Jest to szeroka grupa testów obejmująca m.in. zderzenia przednie oraz tylne, ochronę przed ładunkiem wynikającą z regulacji UN-R17 [2], testy statycznej wytrzymałości ujęte w normie FMVSS 207 [3], czy wytrzymałość systemu kotwiczeń ISOFIX wg UN-14 [4]. Kompleksowy przegląd wymagań prawnych stawianych przed pojazdami samochodowymi został opisany m.in. w publikacji [5].

Kilkanaście testów, które należy zweryfikować dla danej konstrukcji, gdzie w każdym z nich występuje sto spoin daje sumarycznie tysiące złączy, które muszą być poddane ocenie. Należy tu zaznaczyć, że jest tu mowa o jednym, zdefiniowanym stanie konstrukcyjnym, a przecież podczas rozwoju konstrukcji następują zmiany, które obejmują także usytuowanie oraz kształt spoin. Biorąc to pod uwagę w trakcie całego procesu projektowania należy zweryfikować dziesiątki tysięcy spoin i ocenić ich wytrzymałość.



Rys. 16. Schematyczny proces weryfikacji obciążenia spoiny

Schematyczny wygląd procesu weryfikacji spoin przedstawiono na rysunku 16. Poniższa praca, skupia się na pierwszym kroku, jakim jest rozpoznanie spoiny w wyniku modelu numerycznego, aby możliwe było przeprowadzenie analizy obciążenia i oceny złączy.

SPOSOBY NA ROZPOZNANIE SPOIN W MODELU NUMERYCZNYM

Rozważane spoiny laserowe modelowane są przy użyciu elementów skończonych typu PLINK w środowisku obliczeniowym Pamcrash. Wynika to z faktu, że ten typ elementu pozwala na najszybsze oraz niezależne od siatki elementów skończonych łączonych części utworzenie spoiny [6]. Tym samym każde analizowane złącze składa się z szeregu elementów PLINK, które muszą być traktowane jako grupa, aby móc zweryfikować siły przez nie przenoszone.

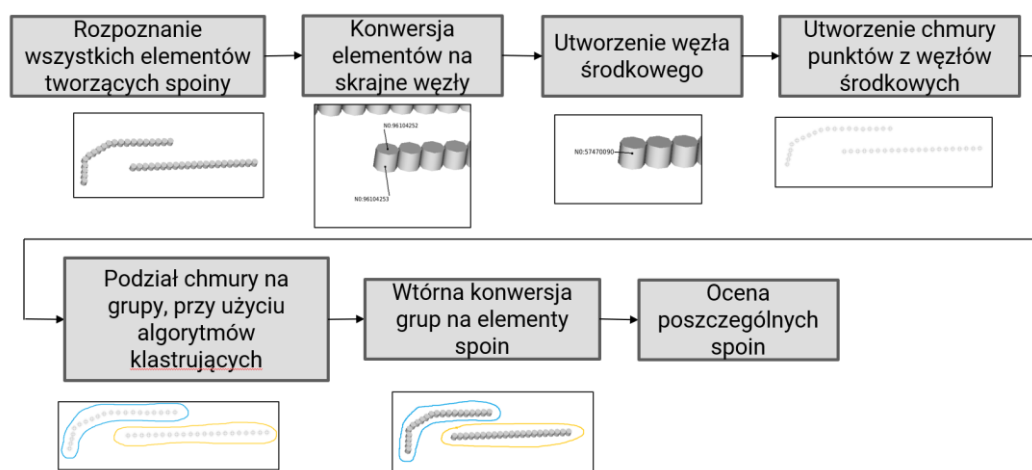
Gdy rozpoczynamy rozważania na temat koncepcji rozpoznawania spoin laserowych w modelu numerycznym, głównym rozróżnieniem jest to, jak duży nakład manualnej pracy jest wymagany, aby osiągnąć rezultat. Pierwszą możliwą metodą jest ręczna analiza przez pracownika modelu numerycznego i wskazanie wszystkich elementów tworzących spoinę. Podejście takie, może dać bardzo szybkie wyniki, jednakże przy opisanej wcześniej skali analiza całego szeregu wyników wydaje się niemożliwa, tylko przy użyciu ręcznej pracy. Drugą możliwością, jest przygotowanie schematu, zgodnie z którym każda ze spoin charakteryzować się będzie indywidualnym numerem parametru własności, co umożliwi ich rozróżnienie podczas oceny. Wadą tego podejścia jest konieczność utrzymania indywidualnych definicji własności dla każdej spoiny i jakiegokolwiek próby ich zmiany, będą musiały zostać zastosowane w każdej definicji. Dodatkowo wymaga to od pracownika dokładnej weryfikacji, czy elementy nie mieszają się pomiędzy definicjami. Trzecią z możliwości, jest utworzenie grup na etapie pre-processingu modelu numerycznego, które to będą wskazywać, które konkretnie elementy wchodziły w skład poszczególnych spoin. Rozwiązanie to nie posiada wady z drugiego konceptu, jednakże dużym problemem jest konieczność każdorazowej zmiany grup, po jakiegokolwiek

edycji spoin i weryfikacja ich poprawnego przypisania. Czwarta możliwość, to zastosowanie schematu numerowania i zarezerwowanie dla każdej ze spoin konkretnego zakresu numerów, w jakim będą się znajdować elementy. Podejście to wydaje się systematyczne, jednakże łączy ono wady poprzednich rozwiązań oraz generuje nowe, jak np. konieczność przewidzenia maksymalnej liczby elementów w spoinie, tym samym ograniczając maksymalną długość, po której przekroczeniu otrzymamy dwie, a nie jedną spoinę wg tego schematu. Ponadto wszystkie przedstawione rozwiązania wymagają nakładu pracy na etapie pre-processingu, co wymaga odpowiedniego przygotowania modelu przed obliczeniami. Ostatnia z zaproponowanych możliwości opiera się na automatycznym rozpoznaniu spoiny dopiero na etapie wyniku symulacji. Idea ta, jest najbardziej uniwersalna, jednakże wymaga opracowania algorytmu oraz przygotowania programu, który ten algorytm wykona.

Podejście automatycznego rozpoznawania spoin posiada najwięcej zalet spośród wymienionych, w szczególności uniezależnienie się od przygotowania modelu, co umożliwia m.in. analizę historycznych wyników obliczeń. Dodatkowo nie występuje w nim konieczność prowadzenia specjalnych przygotowań w modelu przed startem obliczeń. Mimo konieczności przygotowania nowego algorytmu, to właśnie ten koncept jest najbardziej obiecujący, a jednorazowe przygotowanie programu, umożliwi ciągle stosowanie go w przyszłości.

ALGORYTMÓW ROZPOZNAWANIA SPOIN

Schemat algorytmu umożliwiającego rozpoznanie spoin w wyniku obliczeń numerycznych przedstawiony został na rysunku 17.



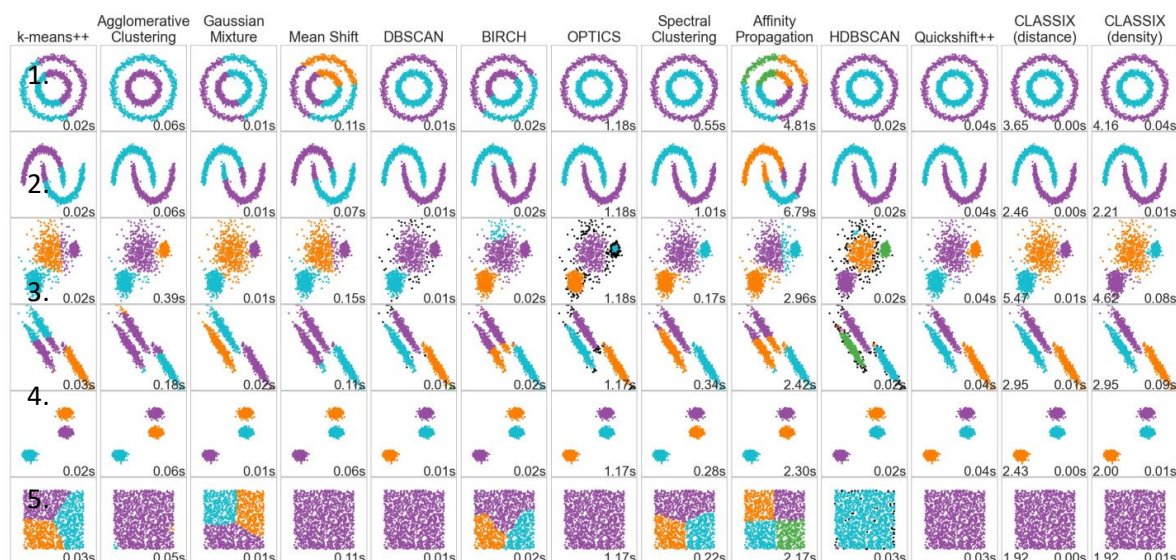
Rys. 17. Schemat procesu rozpoznawania spoin

Program operujący na opisywanym algorytmie został napisany przy użyciu języka programowania Python 3. Pierwszym krokiem, który jest wykonywany jest przeprowadzenie analizy wyniku i pobranie do tablicy modułu *pandas* numerów wszystkich elementów typu PLINK, wraz z informacjami o łączonych elementach oraz ich współrzędnych. Drugim krokiem jest przeprowadzenie konwersji do dwóch skrajnych węzłów opisanych współrzędnymi w układzie XYZ. Dalsze operacje, to wyznaczenie współrzędnych środka takiego połączenia i dopisanie ich do utworzonej wcześniej tablicy. Zebranie danych odnoście punktów środkowych umożliwia utworzenie z nich chmury punktów, która w kolejnym kroku poddawana jest ich grupowaniu poprzez algorytmy klastrowe. Zagadnienie to jest znane w wielu dziedzinach, gdzie służy do rozwiązywania problemów związanych np. z wyszukiwaniem obszarów, w których występuje zwiększona liczba wypadków drogowych lub wsparcia przy odkrywaniu oszustw ubezpieczeniowych [7].

Z uwagi na mnogość rozwiązywanych problemów związanych z grupowaniem, powstał cały szereg algorytmów, które na różne sposoby przeprowadzają łączenie punktów.

Według opracowania [8] wyróżnić można pięć typów algorytmów klastrujących:

- a) Algorytm oparty na partycjonowaniu, które traktują środek punktów danych jako środek klastra. Są one proste i łatwe do zrozumienia, są skalowalne, jednak każdorazowe przeliczenie może zmienić rozmiar klastra, co powoduje również problemy z przewidywaniem ilości klastrow w końcowym wyniku. Przykładem takiego algorytmu jest k-means oraz k-modes.
- b) Algorytmy oparte na hierarchii, np. Ward i BIRCH, pokazują relację pomiędzy każdą parą klastrow w zależności od medium podobieństwa zwanego dendrogramem. Te algorytmy są łatwe do wdrożenia oraz nie wymagają żadnych parametrów wejściowych, są natomiast wrażliwe na wartości odstające.
- c) Algorytmy oparte na gęstości oddzielają obiekty danych na podstawie ich regionów gęstości, łączności i granicy. Dane, które znajdują się w regionie o dużej gęstości danych, są uważane za należące do tego samego klastra. Te algorytmy są odporne na szum i wartości odstające, a powstające klastry mają losowy kształt. Ich wadą jest brak możliwości pracy na ogromnych i rozproszonych zbiorach danych, a także na zbiorach o dużej liczbie wymiarów. Przykładem algorytmu tego typu jest DBSCAN i OPTICS.
- d) Algorytmy oparte na siatce zmieniają oryginalną przestrzeń danych w strukturę siatki o określonym rozmiarze klastrow w celu zebrania regionalnych danych statystycznych, a następnie wykonują klasteryzację na siatce, zamiast bezpośrednio w bazie danych. Zaletą tego rodzaju podziału jest wydajność aktualizacji dla danych o dużej liczbie wymiarów, jednak wymagają dużej uwagi przy wyborze projekcji i płaszczyzny cięcia. Są to np. algorytmy WaveCluster i OPTIGRID.
- e) Algorytmy oparte na modelu wybierają konkretny model dla każdego klastra i znajdują najlepsze dopasowanie dla tego wzorca. Wymagają one wcześniejszego opracowania modelu i nauczania go poprawnego zachowania w przewidywanych przez nas sytuacjach.



Rys. 18. Wizualizacja wyników klastrowania przykładowych algorytmów [9]

Na rysunku 18 przedstawiono wizualizację dla wyników klastrowania różnych zbiorów wg 13 algorytmów. Spoiny jako obiekty ciągłe w obrębie jednego połączenia, a w przypadku modelu numerycznego jako zbiór punktów odległych od siebie o maksymalnie milimetr możemy traktować jako układ wielu linii ciągłych. Z tego powodu należy przeanalizować wyniki klastrowania dla zbiorów 1., 2. i 4. z poniższej wizualizacji, ponieważ odpowiadają one oczekiwanemu schematowi. Warianty 3. 5. i 6. przedstawiają chmury punktów, które nie

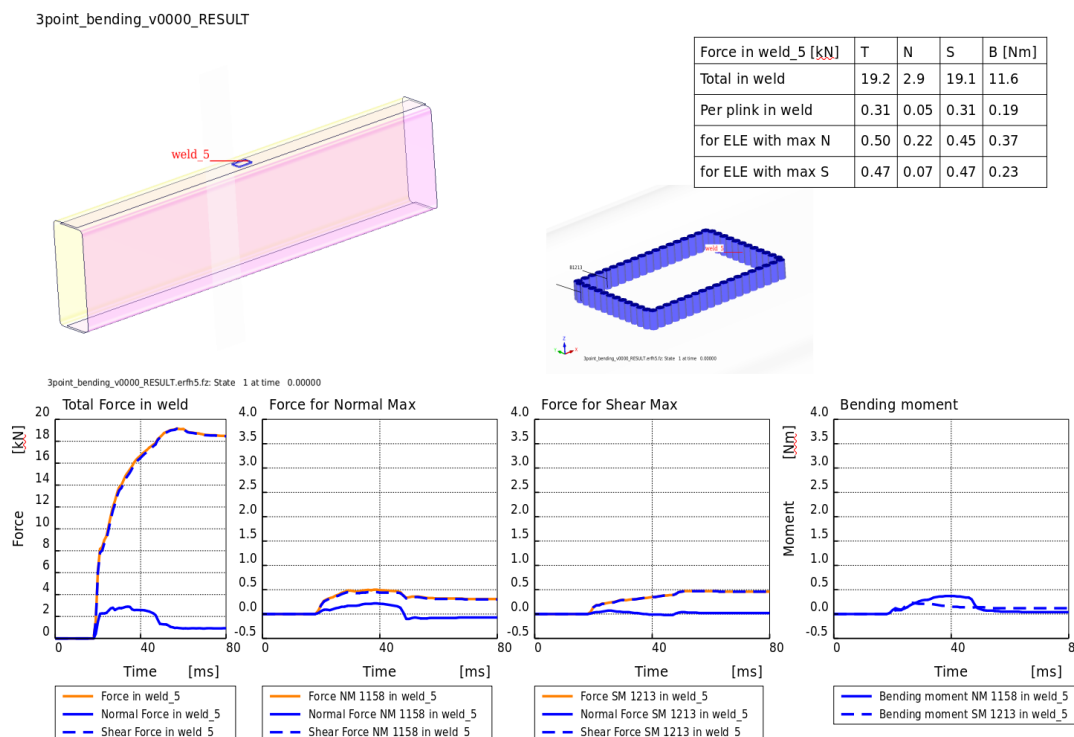
odzwierciedlają oczekiwaną sytuację, więc nie były brane pod uwagę przy wyborze najbardziej odpowiedniego algorytmu.

Oczekiwanym rezultatem klastrowania jest rozróżnienie dla wszystkich trzech rozpatrywanych zbiorów niezależnych linii. Z przeprowadzonej analizy wynika, że najlepszym typem algorytmu klastrowania w przypadku rozpoznawania spoin będzie ten oparty na gęstości, ponieważ spoiny będą cechowały się wyraźnym wzrostem zagęszczenia węzłów je tworzących w porównaniu to całego obszaru fotela. Spośród dostępnych algorytmów opartych na gęstości najwięcej zalet miał algorytm DBSCAN, który pozwala na bezpośrednie ustawienie parametru określającego dystans pomiędzy punktami znajdującymi się w jednym klastrze. Inne algorytmy, m.in. HDBSCAN wymagają wskazania liczby klastrów, na które wg gęstości podzielony ma zostać model, co jest wysoką przeszkodą, w przypadku wyszukiwania spoin.

Do przygotowania operacji klastrowania zbioru danych wybrany został algorytm DBSCAN dostępny w module „cluster” w bibliotece „scikit” języka Python [10], dzięki czemu możliwa jest prosta implementacja algorytmu w przygotowywanym programie. Jako parametry wejściowe ustawiono maksymalny dystans pomiędzy punktami należącymi do jednego klastra na 2,0 mm, co jest dystansem prawie dwukrotnie większym od odległości pomiędzy elementami tworzącymi spoinę, jednak jest zdecydowanie mniejszy niż dystans między dwoma spoinami, dzięki czemu nie powinno dojść do błędu w postaci rozbicia jednej spoiny, jak i połączenia spoin ze sobą. Algorytm jako wynik działania zwraca podzielone na klastry punkty tworzące spoiny w postaci słownika.

PRAKTYCZNE WYKORZYSTANIE

Przedstawiony algorytm został poddany testom polegającym na rozpoznaniu spoin w rurze utworzonej z dwóch ceowników połączonych 10 spoinami. Rezultat tego działania, wraz z dalszą analizą sił przebiegających przez spoinę przedstawiono na rysunku 19.



Rys. 19. Przykład rozpoznania spoin na profilu poddanym testowi 3-punktowego zginania

Jak można zaobserwować algorytm doprowadził do poprawnej identyfikacji wszystkich elementów składających się na spoinę, co umożliwiło następną analizę sił rozciągających, tnących oraz momentu zginającego, którym złącze to jest obciążone. Informacje te, razem

z modelem zniszczenia, dla konkretnej pary materiałów umożliwi ocenę spoiny i uzyskanie informacji czy wynikłe podczas testu obciążenie jest dla niej obciążeniem niszczącym.

PODSUMOWANIE I WNIOSKI

Przedstawione badania wykazały, że odpowiednio dobrany algorytm umożliwia na wysoko posuniętą automatyzację oceny wyników. Działania takie, szczególnie w przypadku spoin gdy ich liczba w pojedynczej symulacji przekracza setki wystąpień, a uwzględniając różne prowadzone testy mowa o tysiącach złącz, umożliwiają uzyskanie informacji o ich obciążeniu w krótkim czasie.

Główne wnioski płynące z tej pracy w kwestii algorytmu to:

1. Umożliwia rozpoznanie spoin na wyniku modelu numerycznego.
2. Rozpoznane spoiny mogą być poddane dalszej analizie, m.in. sił, które przenoszą.
3. Podany przykład użycia pokazał, że nie pojawiają się błędne przypisania elementów do innych spoin.

Ponadto badania pokazują szereg możliwych usprawnień, wynikających z stosowania automatyzacji do procesu rozpoznawania spoin:

1. Odpowiednio dobrany algorytm, umożliwia na podział wyniku modelu numerycznego na spoiny, w czasie sekund, co jest nieosiągalne dla człowieka.
2. Wraz ze wzrostem liczby połączeń, korzyści z przygotowania algorytmu rosną.

Zastosowanie algorytmu DBSCAN w środowisku obliczeniowym pozwala na efektywne wsparcie procesu projektowania i testowania konstrukcji spawanych, m.in. w przemyśle motoryzacyjnym.

Praca jest finansowana przez Ministerstwo Nauki i Szkolnictwa Wyższego na podstawie umowy nr DWD/5/0312/2021.

Literatura

- [1] Zdjęcie konstrukcji siedziska. [Online]. https://autocomponentsindia.com/wp-content/uploads/2016/10/media-Pictures-Press-2016-Brose_Sitz_Vordersitzstruktur.jpg
- [2] Michoński A., Czmochoński J.: *Wpływ sposobu modelowania zakładowych spoin laserowych w środowisku Pamcrash na rozkład naprężenia*, Computer Aided Engineering. Nauka i przemysł, 2022, s. 115-122.
- [3] Amiruzzaman M., Rahman R., Islam M. R., and Nor R. M.: *Logical analysis of built-in DBSCAN Functions in Popular Data Science Programming Languages, MIJST*, vol. 10, no. 1, pp. 25-32, Jun. 2022. DOI: [https://doi.org/10.47981/j.mijst.10\(01\)2022.349\(25-32\)](https://doi.org/10.47981/j.mijst.10(01)2022.349(25-32))
- [4] Benabdellah A. Ch. and Aissani B.: *A survey of clustering algorithms for an industrial context*. Procedia Computer Science, vol. 148, pp. 291-302, 2019. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.procs.2019.01.022>.
- [5] Chen X. and Gu S.: *Fast and explainable clustering based on sorting*, Pattern Recognition vol. 150, June 2024. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.patcog.2024.110298>
- [6] Christiansen J., Bastien Ch., *Nonlinear optimization of vehicle safety structures*, Butterworth-Heinemann 2016.
- [7] FMVSS Standard No. 207; Seating systems.
- [8] Regulamin nr 14 Europejskiej Komisji Gospodarczej Organizacji Narodów Zjednoczonych (EKG ONZ), „Jednolite przepisy dotyczące homologacji pojazdów w odniesieniu do kotwiczeń pasów bezpieczeństwa, systemów kotwiczenia ISOFIX i kotwiczeń górnego paska mocują.”
- [9] Regulamin nr 17 Europejskiej Komisji Gospodarczej Organizacji Narodów Zjednoczonych (EKG ONZ), „Jednolite przepisy dotyczące homologacji pojazdów w odniesieniu do siedzeń, ich mocowań i zagłówek.”
- [10] Scikit-learn, „DBSCAN clustering.” [Online]. <https://scikit-learn.org/stable/modules/generated/sklearn.cluster.DBSCAN.html>

RECOGNITION OF LASER WELDS IN NUMERICAL MODELS

Summary

The aim of this study was to develop a method for the automatic recognition of laser welds in numerical models, which is crucial for strength analysis of structures such as vehicle body components. Various approaches to weld identification were analyzed, highlighting the limitations of manual and semi-automated methods. A clustering-based algorithm was proposed, using the DBSCAN method to group the midpoints of PLINK elements. Tests confirmed the algorithm's high effectiveness in identifying welds, enabling further automated analysis of their load-bearing capacity.

Przemysław MOCZKO*
Jędrzej WIĘCKOWSKI*
Marcin KONARZEWSKI**
Carsten LIES***
David LÖPITZ***
Mateusz MĄDRY*
Tomasz OSIECKI****
Robert PANOWICZ**
Marek PASZTETNIK*****
Claudia SBRIGLIO*
Holger SEIDLITZ****
Bogusław SZCZUPAK*

CELE I WYZWANIA INTEGRACJI CZUJNIKÓW ŚWIATŁOWODOWYCH W PROCESIE PULTRUZZI – PROJEKT I-FOSENS

W niniejszej pracy opisano cele i wyzwania związane z integracją czujników światłowodowych w procesie pultruzji. Wspomniane czujniki są znane w technice pomiarowej już od wielu lat. Do tej pory w inżynierii mechanicznej były głównie używane jako zewnętrzne elementy pomiarowe. W ramach realizacji opisanych prac badawczo-rozwojowych zbadana zostanie możliwość integracji włókien światłowodowych w procesie pultruzji, oraz ich wpływ na właściwości mechaniczne gotowego produktu.

*Politechnika Wrocławska
** Wojskowa Akademia Techniczna im. Jarosława Dąbrowskiego
*** Fraunhofer Institute for Machine Tools and Forming Technology
**** Fraunhofer Institute for Applied Polymer Research
***** Zachodnia Izba Gospodarcza – Pracodawcy i Przedsiębiorcy

WSTĘP

Głównym celem projektu jest opracowanie technologii umożliwiającej wytwarzanie elementów kompozytowych zawierających czujniki światłowodowe, w tym samym procesie produkcyjno-technologicznym. Potrzeba integracji czujników podyktowana jest przez wzrastający udział kompozytów w produkcji komponentów składowych maszyn i urządzeń. Materiały kompozytowe, w szczególności zbrojone włóknami, wymagają odmiennych technik diagnostycznych, niż obecnie wykorzystywane w przypadku materiałów metalicznych. Wynika to z faktu, że większość metod pomiarowych wykorzystywanych do diagnostyki uszkodzeń elementów wykonanych z metali, nie może być wykorzystywana przy diagnostyce materiałów kompozytowych. Z tego powodu istnieje potrzeba alternatywnych metod diagnostycznych. Taką metodą może być właśnie integracja czujników diagnostycznych w procesie produkcyjnym.

Warto również zauważyć, że mechanizmy uszkodzeń dla kompozytów są inne niż dla metali. Przekłada się to również na obserwowane symptomy uszkodzeń. W przypadku metali są to pęknięcia materiału rodzimego lub jego odkształcenia plastyczne oraz defekty spoin i połączeń. Przy zastosowaniu odpowiednich technik NDT są one możliwe do obserwacji, nawet w przypadku niewidocznych uszkodzeń na powierzchni zewnętrznej. W przypadku kompozytów najczęstszymi rodzajami uszkodzeń są: uszkodzenia włókien zbrojenia, degradacja osnowy oraz delaminacja. Wymienione uszkodzenia są niewykrywalne dostępnymi technikami NDT wykorzystywanymi w diagnostyce maszyn i urządzeń.

Literatura przedmiotu opisuje różne przypadki uszkodzeń maszyn wykonanych z kompozytów. W pracy [1] autorzy opisują zjawisko delaminacji w turbinach wiatrowych.

Polega ono na rozwarstwieniu się sąsiadujących warstw kompozytu. Powoduje to znaczące obniżenie właściwości mechanicznych materiału. W konsekwencji może dojść awarii urządzenia nawet przy braku przekroczenia założonych w projekcie obciążeń. W przypadku tak dużych obiektów jak turbiny wiatrowe konsekwencje są ogromne. Na rysunku 1 pokazano turbinę wiatrową po wystąpieniu awarii. W przypadku konstrukcji kompozytowych odmienne są też techniki ich łączenia. Obecnie w przypadku połączeń nierozłącznych stosuje się klejenie. Przykłady możliwych uszkodzeń opisano w pracy [2]. Autorzy skupili się w niej na opisie przyczyn i przebiegu pęknięć w warstwie klejonej. Z analizy zaprezentowanych wyników kluczowe jest, że rozwój pęknięcia warstwy klejonej jest zależny od wielu czynników. Miedzy innymi, od wartości siły, liczby cykli i rodzaju defektu początkowego. Instalacja czujnika pomiarowego w obrębie połączenia klejonego umożliwiłaby monitorowanie rozwoju pęknięcia w czasie. Osiągnięcie tego celu jest możliwe przez zintegrowanie w materiale rodzimym czujnika diagnostycznego.

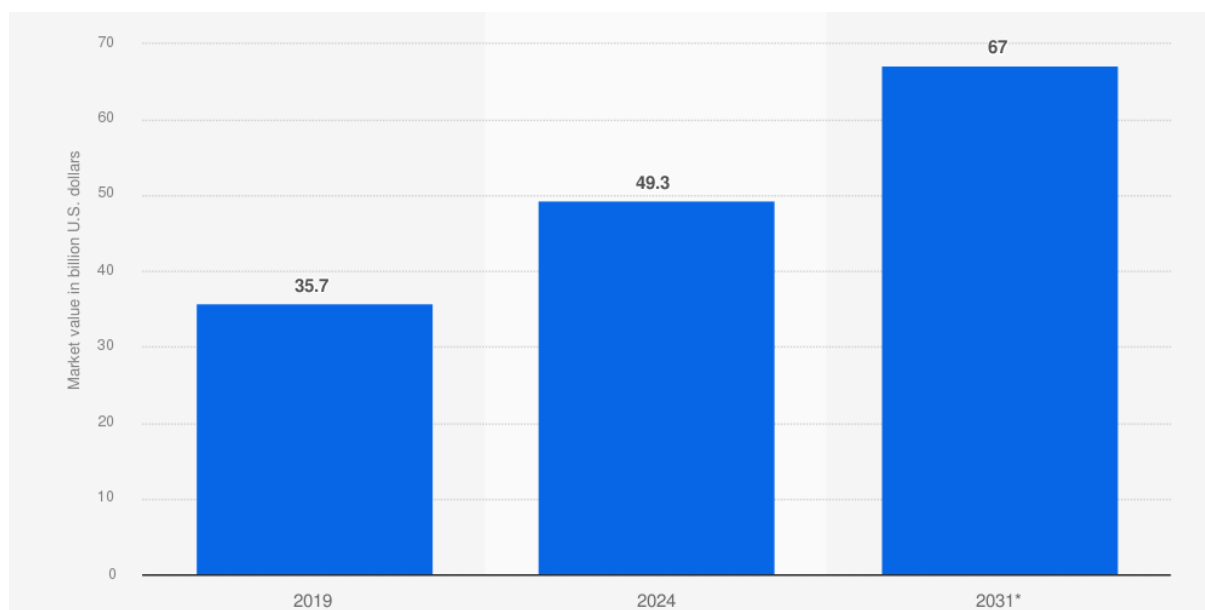


Rys. 6. Zawalenie się turbiny wiatrowej z powodu awarii łopat [3]

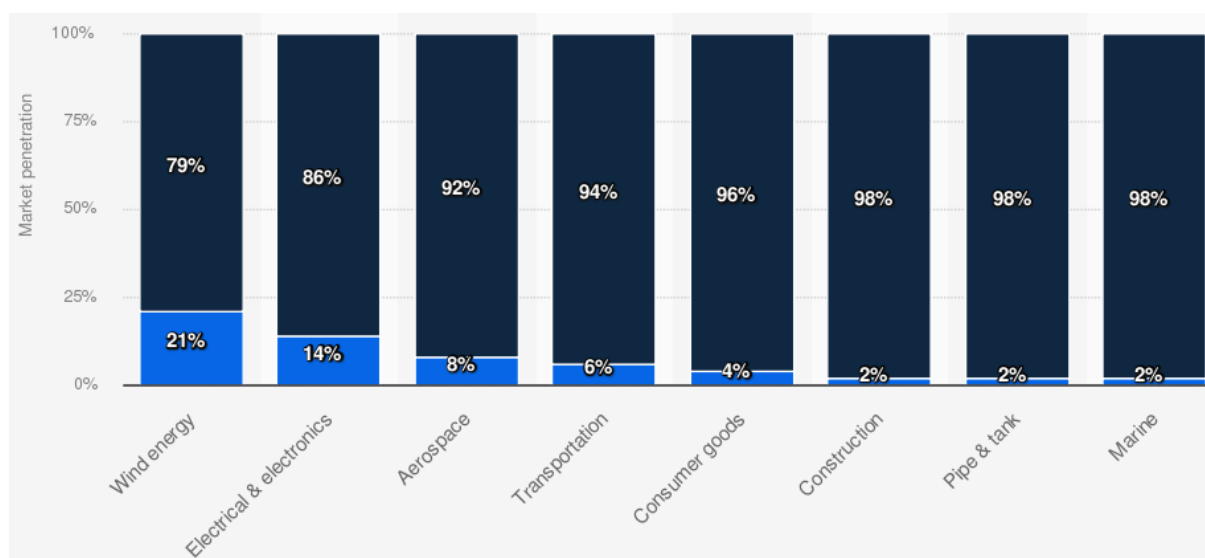
Obecne wykorzystanie czujników światłowodowych w monitorowaniu oparte jest o ich montaż na badanym obiekcie. W wypadku konstrukcji wykonanych z betonu i metali takie podejście jest wystarczające. Niestety w przypadku omawianych w artykule materiałów kompozytowych taka lokalizacja jest niewystraszająca. Wynika to z faktu, że mechanizmy zniszczenia są inne niż w wymienionych materiałach. W celu dokładnej diagnostyki kluczowe jest umiejscowienie czujnika wewnątrz badanej struktury. Obecne prace naukowe opisują jedynie wykorzystanie czujników światłowodowych w gotowych produktach kompozytach jako czujniki zewnętrzne [4]-[6]. Znane są w literaturze opracowania opisujące integrację czujnika światłowodowego w trakcie procesu pultruzji w dodatkowej operacji [7]-[8] głównie dla potrzeb badań laboratoryjnych zachowania samych czujników. Proces wytwórczy zakłada dodanie czujnika po etapie kąpieli włókien wzmacniających w żywicy tworzącej osnowę. Mając na uwadze potrzeby diagnostyczne i wzrost wykorzystania kompozytów istnieje potrzeba opracowania technologii, która umożliwi również integracji czujników pomiarowych, która uwzględni również proces kąpieli w żywicy.

Jak pokazują dostępne dane statystyczne, trend wykorzystywania kompozytów jest rosnący. Szacuje się, że do roku 2031 urośnie on w ujęciu finansowym o około 35% [9]. Będzie to oznaczało, że ich wykorzystanie zostanie rozszerzone poza obiekty wysokiej technologii. Obecne udziały kompozytów w poszczególnych branżach przedstawiono na rysunku 3. Zestawiając to z danymi z rysunku 2 wyraźnie widać, że w dłuższej perspektywie rynek kompozytów również powinien rosnąć. W przypadku drogich i specjalistycznych obiektów

koszty monitorowania i eksploatacji zazwyczaj nie są kluczowe. W przypadku bardziej masowych produktów, zasadne jest wykorzystywanie tańszych technik diagnostycznych. Dlatego proces integracji czujnika na etapie produkcji elementu, może znacząco ograniczyć niezbędne nakłady finansowe do wprowadzenia systemu diagnostycznego.



Rys. 7. Wartość rynkowa wraz z prognozą materiałów kompozytowych na świecie w latach 2019 i 2024 z prognozą na rok 2031 [9]

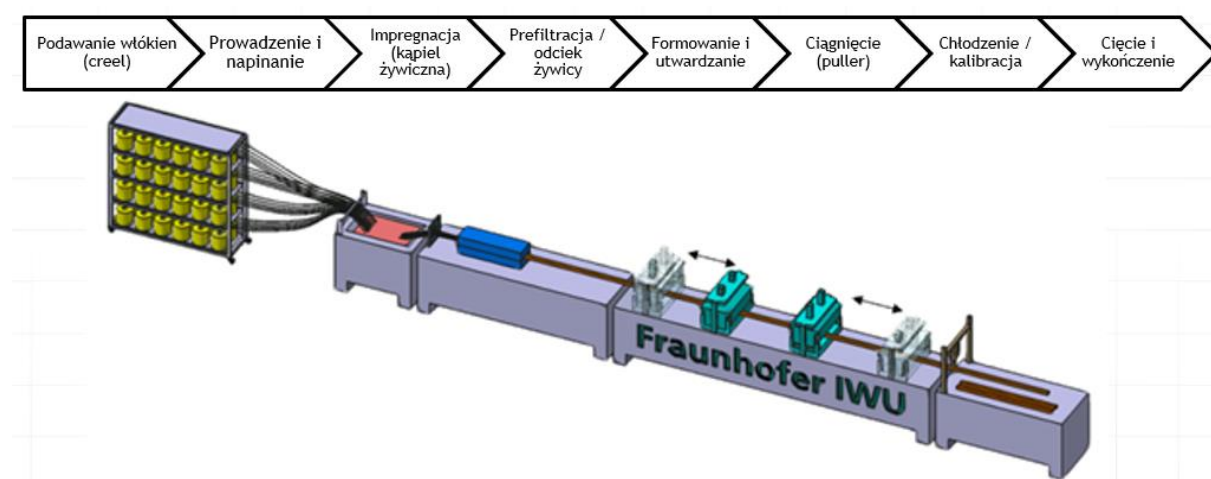


Rys. 8. Udział w rynku stali i aluminium w porównaniu z materiałami kompozytowymi na świecie w 2023 r. według segmentów [9]

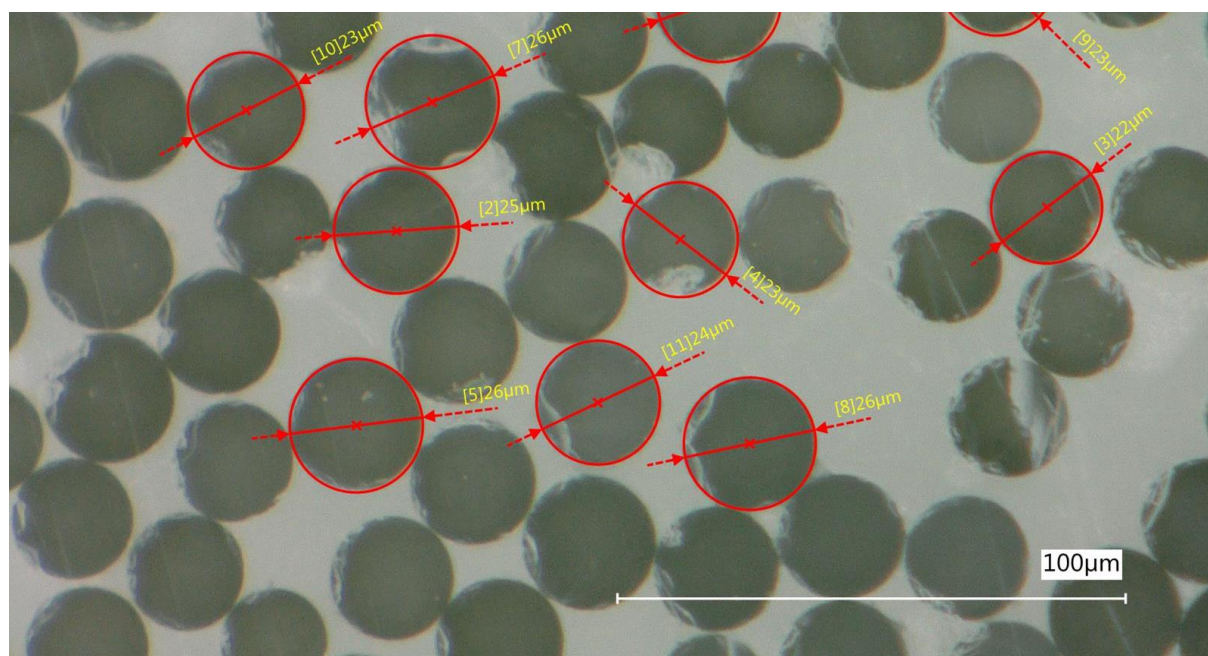
PROCES PULTRUZZJI

Pultruzja jest procesem formowania profili o stałym przekroju w sposób ciągły. Szczególnie chętnie wykorzystywana przy produkcji komponentów zbrojonych włóknami – kompozytów. Sama metoda w skrócie polega na przeciąganiu włókien przez kolejne etapy, których celem jest formowanie i wypełnienie pustych przestrzeni żywicą. Na rysunku 4 przedstawiono schemat kompletnego procesu pultruzji. Jest to proces o dobrych właściwościach ekonomicznych przy masowej produkcji profili, które wykonano z materiałów kompozytowych. Jest to proces ciągły, który umożliwia wytwarzanie lekkich profili z tworzyw

sztucznych, z możliwością wzmacniania produktów włóknami (np. szklanymi). Zaletą tego sposobu wytwarzania jest dodatkowo możliwość produkowania profili o różnych długościach na tej samej linii technologicznej. Kolejnym atutem jest to, że odpowiednia konfiguracja linii pozwala produkować także profile zakrzywione o stałym promieniu, a samą technologię cechuje wysoki stopień swobody projektowania geometrii przekroju i orientacji włókien. Do wad tej technologii zaliczyć można brak możliwości produkcji bardziej skomplikowanych geometrii (np. korpusy). Z punktu widzenia integracji czujników światłowodowych (wykonane są one z włókien szklanych) jako wadę należy zaliczyć pozycjonowanie włókien wewnątrz profilu. Przykładową strukturę mikroskopową przedstawiono na rysunku 5. Obecnie w procesie pultruzji nie praktykuje się prowadzenia zbrojenia w sposób umożliwiający jego pozycjonowanie w kontrolowany sposób.



Rys. 9. Schemat przebiegu procesu pultruzji



Rys. 10. Struktura mikroskopowa profilu wytworzonego w procesie pultruzji

ZAŁOŻENIA PROJEKTOWE I EFEKTY

Głównym celem projektu jest opracowanie technologii, która umożliwi integrację czujnika światłowodowego w procesie pultruzji. Cel ten ma być osiągnięty przez zrealizowanie następujących kroków. Pierwszym jest wprowadzenie niezbędnych modyfikacji w linii

technologicznie dla procesu pultruzji (rys. 4), które umożliwią wykorzystanie włókien światłowodowych przy produkcji profili. Drugim jest przeprowadzenie testów przy produkcji próbek, w których część zbrojenia jest zastąpiona czujnikami światłowodowymi. Trzecim krokiem będzie przebadanie wytworzonych próbek, pod kątem ich właściwości mechanicznych. Celem badań jest określenie wpływu integracji czujników na parametry wytrzymałościowe kompozytu.

Na obecnym etapie realizacji projektu prowadzone są prace związane z produkcją próbek. Dokonano analizy i wyboru włókien światłowodowych posiadających możliwości integracji w procesie pultruzji. Przeprowadzono również pierwszy proces produkcyjny próbek w 4 różnych wariantach, różniących się zastosowaną żywicą oraz wykorzystaniem włókien czujników: pierwszy żywica Elium® bez czujnika, drugi żywica epoksydowa bez czujnika, trzeci żywica Elium® z czujnikiem oraz czwarty żywica epoksydowa z czujnikiem. Na rysunku 6 widać miejsce łączenia się zbrojenia z czujnikiem w trakcie procesu.



Rys. 11. Proces integracji zbrojenia z włóknem światłowody

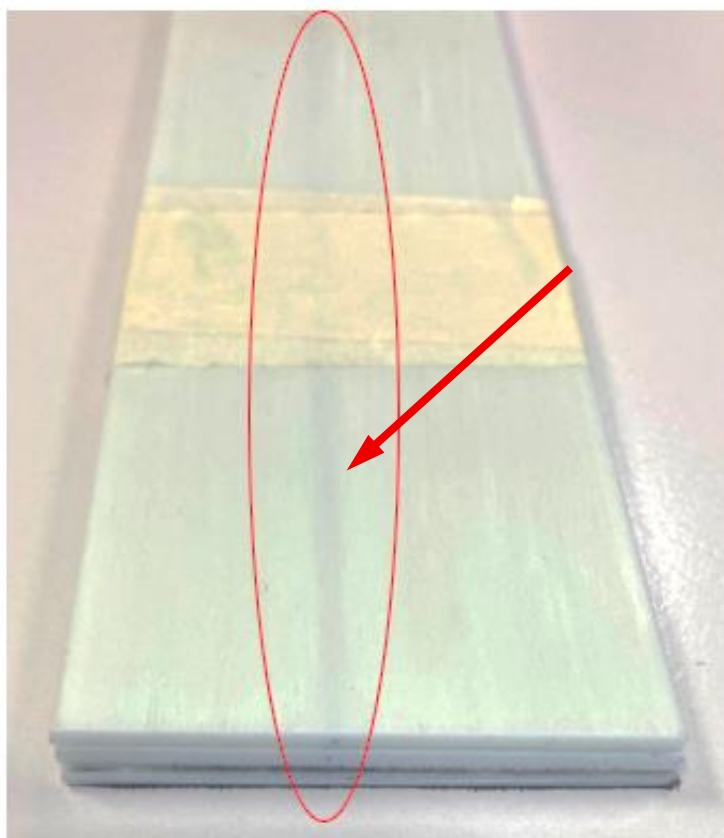
W trakcie procesu pultruzji nie pojawiły się problemy z samą technologią. Obsługa techniczna urządzenia nie zgłaszała uwag odnośnie przebiegu procesu. Otrzymane produkty końcowe, po ocenie okiem nieuzbrojonym, również nie wykazują istotnych defektów. Na rysunku 7 widoczne są przykładowe profile wytworzone w ramach pierwszych testów.



Rys. 12. Próbkki wytworzone w ramach pierwszych testów

Po dokładniejszej analizie w laboratorium stwierdzono 3 główne problemy, które są ważne dla założonego celu w projekcie. Pierwszy dotyczy umożliwienia wygodnego połączenia

z aparaturą pomiarową. Czujniki światłowodowe wykorzystują zjawisko transmisji światła zachodzącego wewnątrz włókna. Wpływ różnych zjawisk takich jak np. temperatura, odkształcenia i ciśnienie powoduje zmianę właściwości wiązki światła (intensywność, faza, polaryzacja lub długość fali). Zmiana parametrów fizycznych światła (fali elektromagnetycznej) wpływa na jego transmisję, która podlega pomiarowi. Z tego powodu czujniki światłowodowe wymagają dokładnego ich połączenia z aparaturą pomiarową, aby ograniczyć wpływ samego łączenia na wyniki pomiarów. Wynika to z faktu, że wiązka światła powinna zostać do włókna wprowadzona z jak najmniejszymi stratami i zakłóceniami. Drugi problem dotyczy pozycjonowania włókna czujnika światłowodowego w przekroju próbki. Na rysunku 8 widać lokalizację czujnika w długości profilu (oznaczenie czerwonym kolorem). Po dokładnej analizie widać, że zmienia on swoje położenie. Sama szerokość śladu ma zupełnie inne przyczyny. Wynika ona prawdopodobnie z reakcji warstwy ochronnej czujnika z żywicą. Dokładny mechanizm będzie dopiero analizowany w kolejnych etapach badawczych. Dlatego trzecim problemem jest znalezienie odpowiedzi na pytanie jaki jest wpływ warstwy ochronnej czujnika na proces pultruzji.



Rys. 13. Próbką z widoczną strefą reakcji z warstwą ochronną

Dalsze prace badawcze będą skupione wokół 3 głównych kierunków. Pierwszy dotyczy będzie wykonania badań materiałowych próbek w różnych konfiguracjach (żywica, udział objętościowy włókien, udział objętościowy czujnika światłowodowego). Badania pozwolą na zebranie niezbędnych danych do walidacji modelu MES. Efektem końcowym projektu ma być również określenie granicznej zawartości włókien światłowodowych. Drugi kierunek badań dotyczy budowy i następnie walidacji modelu MES. Walidacja będzie się opierała o dane z wykonanych badań materiałowych. Model będzie wykonany w sposób umożliwiający zastosowania metody homogenizacji (z ang. forward homogenization) – to formalna procedura, w której zgodnie z zasadą Hill-Mandela odwzorowuje się złożoną mikrostrukturę kompozytu (włókna + matryca, pory, wtrącenia) jednolitym materiałem zastępczym o tensorze sztywności

„C”. Trzeci kierunek badań dotyczy wykonanie i przetestowanie demonstratora w warunkach laboratoryjnych. Celem tego działania jest walidacja opracowanej technologii w znanych warunkach.

WNIOSKI

Obecny etap realizacji projektu, pozwala na sformułowanie wstępnych wniosków. Na obecnym etapie prac potwierdzono możliwość integracji włókien światłowodowych w procesie pultruzji, który wykorzystuje również zbrojenie w końcowym produkcie. Wyprodukowano w pełni funkcjonalne elementy kompozytowe ze zintegrowanymi czujnikami światłowodowymi, które zostaną poddane badaniom wpływu integracji na własności kompozytu. Ponadto otwarte zostają pytania o zakres stosowalności i wpływie procesu pultruzji na właściwości pomiarowe włókien światłowodowych. Badania te umożliwią w dalszym etapie realizacji projektu na opracowanie wytycznych i produkcji testowego elementu konstrukcyjnego, który poddany zostanie wszechstronnym badaniom funkcjonalnym, w celu oceny zaproponowanej metody diagnostycznej.

Finansowanie

Projekt współfinansowany przez Narodowe Centrum Badań i Rozwoju w ramach programu CORNET 36, DWM/CORNET-36/68/2024

Literatura

- [1] Lee H. G., Kang M. G., Park, J.: *Fatigue failure of a composite wind turbine blade at its root end*. Composite Structures, 133, 878-885, 2015. <https://doi.org/10.1016/j.compstruct.2015.08.010>
- [2] Kruse T., Körwien T., Heckner S., Geistbeck M.: *Bonding of CFRP primary aerospace structures – crackstopping in composite bonded joints under fatigue*. In Proceedings of the 20th International Conference on Composite Materials (ICCM/20), Copenhagen, 2015 (pp. 19-24).
- [3] Wymore M. L., Van Dam J. E., Ceylan H., Qiao D.: *A survey of health monitoring systems for wind turbines*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 52, 976-990, 2015. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.07.110>
- [4] Güemes A., Fernandez-Lopez A., Pozo AR, Sierra-Pérez J.: *Structural Health Monitoring for Advanced Composite Structures: A Review*. Journal of Composites Science. 2020; 4(1):13.
- [5] Mihailov S. J.: *Fiber Bragg grating sensors for harsh environments*. Sensors (Basel, Switzerland), 12(2), 1898–1918, 2012.
- [6] Schenato L.: *A review of distributed fibre optic sensors for geo-hydrological applications*. Applied Sciences, 7(9), 896, 2017.
- [7] Kalamkarov A. L., Fitzgerald S. B., MacDonald D. O., Georgiades A. V.: *The mechanical performance of pultruded composite rods with embedded fiber-optic sensors*. Composites science and technology, 60(8), 1161-1169, 2000. [https://doi.org/10.1016/S0266-3538\(00\)00021-X](https://doi.org/10.1016/S0266-3538(00)00021-X)
- [8] Maldonado-Hurtado D., Madrigal J., Penades A., Ruiz R., Crespo AI., Sales S. *Pultruded FRP Beams with Embedded Fibre Bragg Grating Optical Sensors for Strain Measurement and Failure Detection*. Sensors, 21(21), 7019, 2021. <https://doi.org/10.3390/s21217019>
- [9] www.statista.com

OBJECTIVES AND CHALLENGES OF INTEGRATING FIBRE OPTIC SENSORS IN PULTRUSION – I-FOSENS PROJECT

Summary

This paper describes the objectives and triggers associated with the integration of fiber optic sensors. These sensors have been known in measurement technology for many years. Until now, in mechanical engineering, they have mainly been used as external measuring elements. As part of the research and development work described above, the possibility of integrating optical fibers in the pultrusion process and their impact on the mechanical properties of the finished product will be investigated.

GENERATYWNA SZTUCZNA INTELIGENCJA W PROJEKTOWANIU I KONSTRUOWANIU

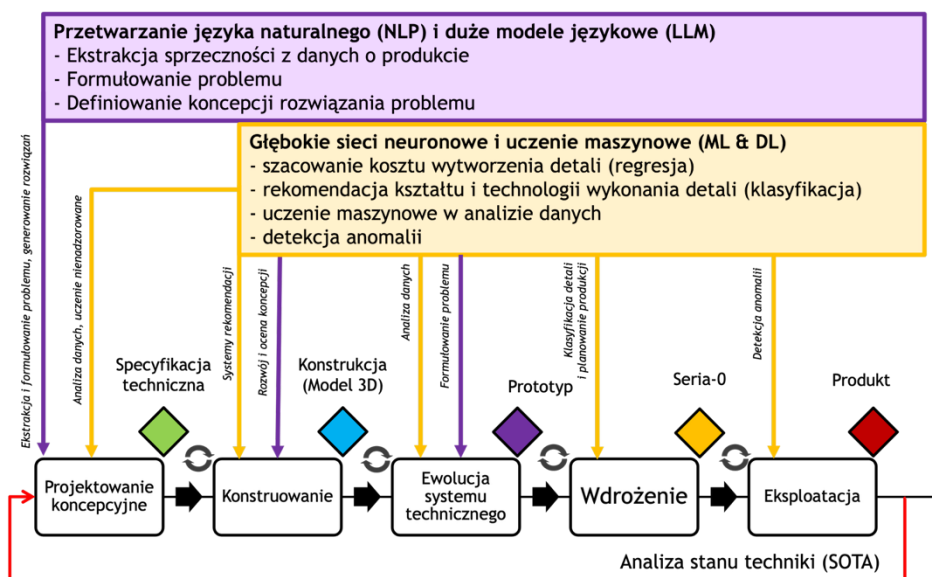
W artykule przedstawiono wybrane możliwości zastosowania generatywnej sztucznej inteligencji oraz dużych modeli językowych (LLM) w procesie projektowania i konstruowania. Przedstawiono przykład wykorzystania LLM do formułowania i rozwiązywania sprzeczności technicznych, a także do opisu rysunku technicznego oraz automatycznej ekstrakcji cech konstrukcyjnych na podstawie dokumentacji technicznej.

* Politechnika Wrocławska, Wydział Mechaniczny

1. WSTĘP

Technologie komputerowego wspomagania procesów inżynierskich (CAx) odgrywają dziś kluczową rolę na wielu etapach projektowania i konstruowania maszyn, urządzeń oraz pojazdów. Są one powszechnie stosowane w projektowaniu i konstruowaniu systemów technicznych [1], analizie wytrzymałościowej ustrojów nośnych [2], [3], oraz planowaniu i optymalizacji procesów wytwarzania [4]. W ciągu ostatnich lat pojawia się również coraz więcej badań z zakresu wykorzystania Sztucznej Inteligencji (SI) do wspomagania procesów inżynierskich [5], [6]. Istotnym impulsem w rozwoju narzędzi wspomagania prac inżynierskich z wykorzystaniem SI był rozwój w ostatnich latach Generatywnej SI, tj. zbioru narzędzi i technik służących do generowania tekstu, obrazów, filmów, itp., z wykorzystaniem modeli generatywnych, takich jak Duże Modele Językowe (LLM) oraz Generatywne Sieci Przeciwwstawne (GAN). Te pierwsze są wykorzystywane w procesie projektowania do ekstrakcji informacji [7], [8] oraz generowania koncepcji projektowych [9], [10]. Sieci GAN są natomiast wykorzystywane na etapie doboru kształtu oraz optymalizacji topologicznej [11].

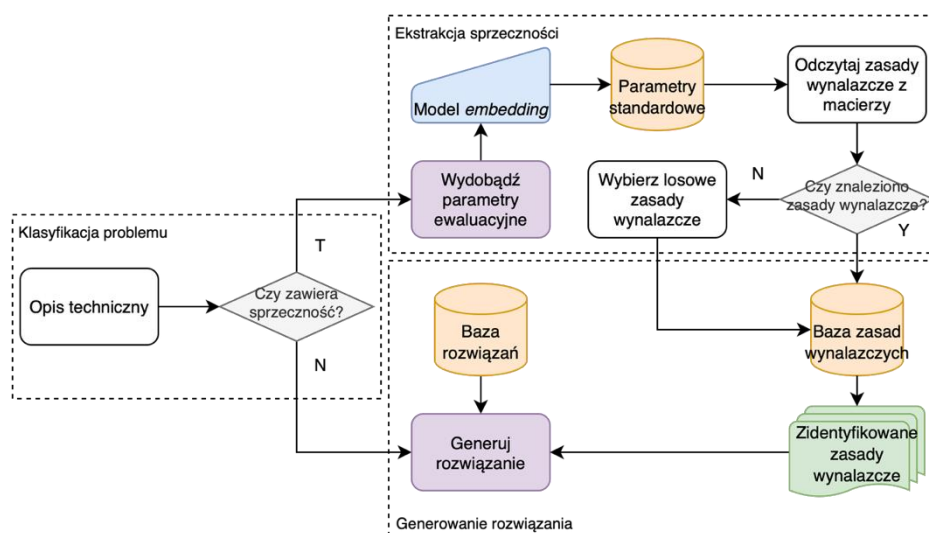
W niniejszej pracy autorzy przedstawiają możliwości wykorzystania Sztucznej Inteligencji (SI), w tym Uczenia Maszynowego (ML), Głębokiego Uczenia (DL) oraz Przetwarzania Języka Naturalnego (NLP) w procesie projektowania i konstruowania systemów technicznych, oraz prezentują wyniki autorskich badań efektywności wykorzystania Generatywnej SI w formułowaniu i rozwiązywaniu sprzeczności technicznych oraz ekstrakcji informacji technicznych z dokumentacji CAD.



Rys. 1. Obszary zastosowania Sztucznej Inteligencji w projektowaniu i konstruowaniu

2. ROZWIĄZYWANIE SPRZECZNOŚCI TECHNICZNYCH

Rozwiązywanie sprzeczności technicznych stanowi jedno z podstawowych narzędzi TRIZ (Teoria Rozwiązywania Innowacyjnych Zadań). Sama sprzeczność techniczna to sytuacja, w której zmiana jednego parametru system technicznego powoduje korzystną zmianę jednego parametru ewaluacyjnego, przy jednoczesnej niekorzystnej zmianie innego parametru ewaluacyjnego [12]. Typowym przykładem sprzeczności technicznej w inżynierii jest zwiększenie grubości przekroju belki o przekroju prostokątnym (*działanie*), co prowadzi do zwiększenia jej sztywności (*pożądaný efekt*) oraz masy (*niepożądaný efekt*). W TRIZ, rozwiązywanie sprzeczności technicznych jest procesem algorytmicznym, w którym każdemu z parametrów ewaluacyjnych przypisywany jest jeden z 39 standardowych parametrów, a otrzymana w ten sposób para poprawianych i zachowywanych parametrów jest wykorzystywana do identyfikacji podzbioru 40 zasad wynalazczych, służących jako inspiracja przy generowaniu koncepcji projektowej. Generatywna SI stwarza szansę automatyzacji tego procesu poprzez automatyzację procesu identyfikacji, formułowania oraz rozwiązywania sprzeczności technicznych, jak przedstawiono na rysunku 2.



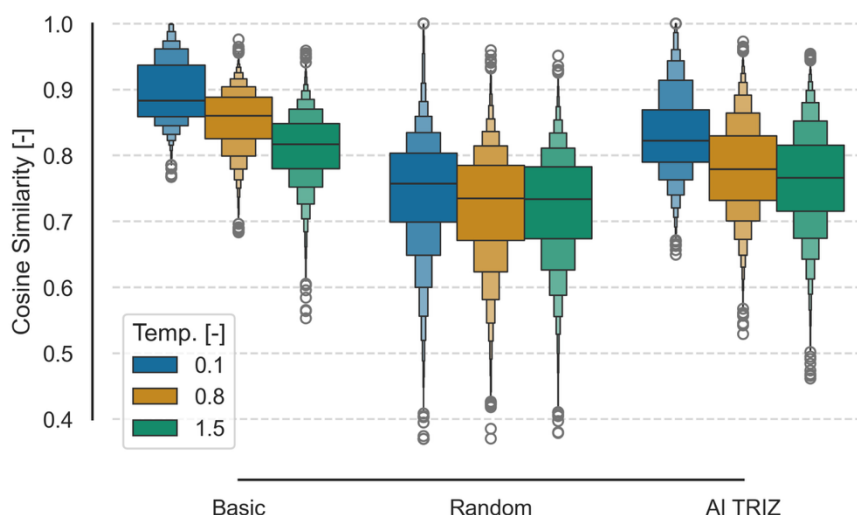
Rys. 2. Schemat metody rozwiązywania sprzeczności technicznych z wykorzystaniem Generatywnej SI

W pierwszym kroku metody przeprowadzana jest klasyfikacja tekstu źródłowego pod kątem występowania w nim sprzeczności technicznej. Do tego celu można wykorzystać dedykowany klasyfikator tekstu na bazie modelu BERT lub konwersacyjny Duży Model Językowy taki jak *gpt-4.1* lub *llama3.3:70b*. W drugim kroku formułowana jest sprzeczność techniczna poprzez transformację opisu problemu do ustrukturyzowanej postaci (*JSON Mode*), zawierającej trzy kluczowe elementy sprzeczności technicznej: działanie, pożądaný efekt i niepożądaný efekt. Dla każdego z dwóch efektów, przyporządkowany jest następnie przynajmniej jeden parametr standardowy w wyniku wyszukiwania semantycznego z wykorzystaniem miary podobieństwa cosinusowego oraz osadzeń językowych (*embeddings*). W kroku 3, dla zidentyfikowanych par parametrów, identyfikowany jest zbiór zasad wynalazczych, których treść stanowi element zapytania skierowanego do Dużego Modelu Językowego w celu wygenerowania koncepcji rozwiązania problemu źródłowego. Na tym etapie, możliwe jest również wykorzystanie innych, znanych rozwiązań z dziedziny problemu oraz uwzględnienie ich w kontekście modelu.

Przedstawiona powyżej metoda została zastosowana do generowania koncepcji rozwiązania poniższego problemu, opisanego szerzej w pracy [13]: *Zastosowanie sklejki jako podłogi w przyczepach to opłacalne rozwiązanie. Podejście to jest powszechnie stosowane przez producentów przyczep w całej Europie. Sklejka zapewnia wystarczającą nośność, a jej*

cena jest niska i dostępność wysoka. Dodatkowo, przyczepa z podłogą ze sklejki jest łatwa w produkcji. Jednakże wierzchnia warstwa sklejki łatwo się rysuje i ulega uszkodzeniom od przewożonego ładunku, co skraca żywotność panelu podłogowego. Problem ten został prawidłowo zaklasyfikowany w pierwszym kroku jako zawierający sprzeczność techniczną, więc w kroku drugim został przeformułowany do postaci: *Jeżeli wykorzystam sklejkę jako podłogę przyczepy, to ułatwię proces produkcji przyczepy i zmniejszę koszty (32- łatwość wytwarzania), ale zmniejszę żywotność przyczepy w wyniku pojawiających się uszkodzeń i zadrapań (34- łatwość naprawy)*. W nawiasach przedstawiono parę standardowych parametrów TRIZ, będących ze sobą w sprzeczności. Dla tej kombinacji, zidentyfikowano w macierzy sprzeczności 4 zasady wynalazcze sugerowane do jej rozwiązania [14]: (1) Segmentacja, (9) Wcześniejsze przeciwdziałanie, (11) Zawczasu podłożona poduszka oraz (35) Zmiana własności fizycznych. Przykładowe rozwiązanie, zaproponowane przez model *gpt-4.1* na podstawie zasady (1): *Zastosowując zasadę wynalazczą TRIZ „Segmentacja”, praktycznym rozwiązaniem jest dodanie wymiennej warstwy ochronnej lub modułowych paneli na powierzchni podłogi ze sklejki. Takie segmenty ochronne (np. gumowe maty lub cienkie blachy) mogą być łatwo wymieniane w przypadku uszkodzenia, chroniąc tym samym właściwą strukturę sklejki. Podejście to pozwala zachować niskie koszty, upraszcza naprawy i wydłuża trwałość podłogi przyczepy poprzez lokalizację zużycia do łatwo wymiennych elementów, zamiast do głównej konstrukcji podłogi*.

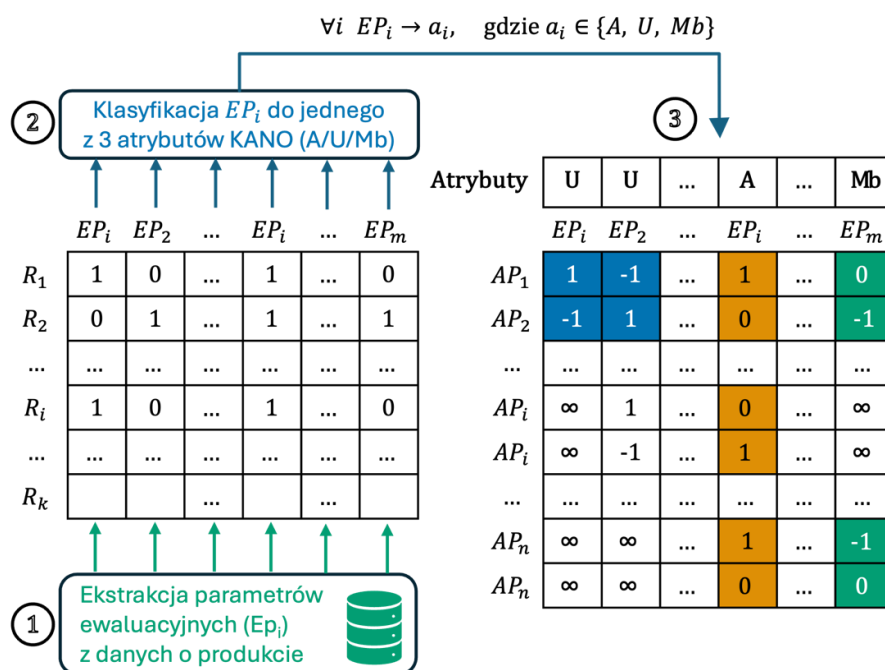
W dalszej części pracy przedstawiono wyniki zastosowania proponowanej metody na przykładzie generowania koncepcji rozwiązań dla 12 problemów technicznych oraz 3 metod. W pierwszej (*basic*), dla każdego problemu generowano 3 rozwiązania bez uwzględnienia zasad wynalazczych. W drugim przypadku (*random*), wybrano 3 losowe zasady wynalazcze, natomiast w trzecim przypadku (*AI TRIZ*) skorzystano z zaproponowanej metody. Na rysunku 3 przedstawiono miarę podobieństwa cosinusowego (*cosine-similarity*) pomiędzy wygenerowanymi koncepcjami w ramach każdej z grup. Otrzymane wyniki wskazują, że generowanie rozwiązań z wykorzystaniem zasad wynalazczych TRIZ zwiększają różnorodność generowanych koncepcji.



Rys. 3. Miara podobieństwa cosinusowego w ramach każdej z 3 metod generowania rozwiązań z wykorzystaniem Dużego Modelu Językowego

Ważnym zagadnieniem w rozwiązywaniu sprzeczności technicznych jest właściwy wybór tej, którą należy rozwiązać w pierwszej kolejności. Ta problematyka została wskazana w pracy [15], gdzie również zdefiniowano pojęcie *poli-sprzeczności*, rozumianej jako sytuacja, w której określone działanie prowadzi do zmiany więcej niż dwóch parametrów ewaluacyjnych. Taka

sytuacja jest typowa dla złożonych systemów technicznych. W aspekcie wyboru sprzeczności technicznych, które powinny zostać rozwiązane w pierwszej kolejności, autorzy proponują wykorzystanie metody przedstawionej na rysunku 4, wykorzystującej informacje o opiniach klientów pozyskanych z zewnętrznych źródeł.



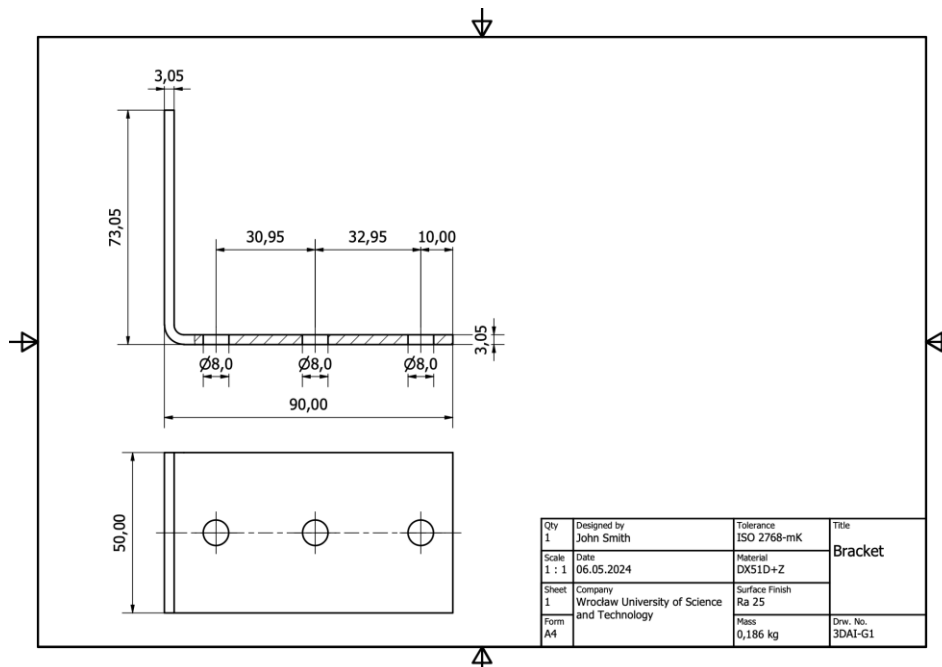
Rys. 4. Metoda identyfikacji sprzeczności z wykorzystaniem opinii klientów

W pierwszym kroku metody, zbiór parametrów ewaluacyjnych jest ekstrahowany z danych o produkcie, które są dostępne na stronach e-commerce, w katalogach produktowych czy patentach [7]. Następnie, korzystając ze zbioru recenzji $S \in \{R_1, \dots, R_k\}$, przeprowadza się klasyfikację wieloetykietową, identyfikując zbiór parametrów ewaluacyjnych, które pojawiają się w danej recenzji R_i . W drugim kroku metody, przeprowadzanych jest m klasyfikacji, dla każdego parametru ewaluacyjnego osobno, w wyniku którego do każdego parametru ewaluacyjnego przypisywany jest jeden z atrybutów Kano [16]. Sam proces klasyfikacji realizowany jest przez Duży Model Językowy w taki sposób, że w wiadomości systemowej podane są informacje dot. atrybutów Kano uwzględnionych w klasyfikacji (A, U, Mb) wraz z instrukcją dotyczącą klasyfikacji, a w wiadomości użytkownika umieszczony jest zbiór recenzji odpowiadających danemu parametrowi EP_i . W kroku 3, formułowane są poli-sprzeczności techniczne, które uwzględniają przypisane parametrom ewaluacyjnym atrybuty. W sytuacji, kiedy $EP_i \rightarrow A$, rozwiązywanie sprzeczności powinno prowadzić do zwiększenia wartości tego parametru, co będzie miało wpływ na zwiększenie satysfakcji klienta. W sytuacji, kiedy $EP_i \rightarrow Mb$, wartość EP_i nie powinna być pogorszona, bo może to wpłynąć negatywnie na zadowolenie klienta. Poprawa tego parametru nie wpłynie natomiast na zwiększenie zadowolenia klienta. Dla parametrów $EP_i \rightarrow Lq$ mamy do czynienia z typową sprzecznością techniczną, która powinna być rozwiązana za pomocą znanych narzędzi TRIZ. Przedstawiona powyżej metoda stwarza możliwość automatycznej ekstrakcji poli-sprzeczności, z uwzględnieniem danych o produkcie (*Voice of the Product*) oraz opinii użytkowników (*Voice of the Client*).

3. EKSTRAKCJA INFORMACJI Z DOKUMENTACJI CAD

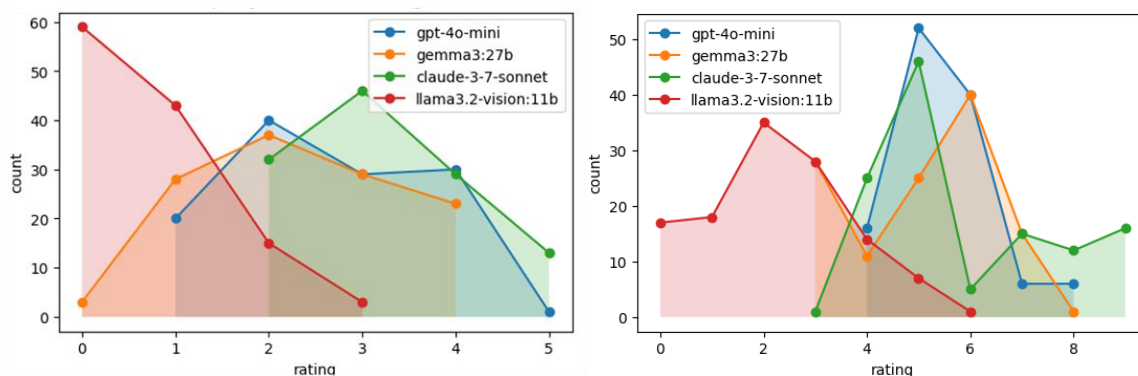
Zapis konstrukcji w postaci modeli CAD 3D oraz opracowywanych na ich podstawie rysunków płaskich jest powszechnie stosowany w konstruowaniu maszyn, urządzeń

W porównaniu do poprzedniego zadania, obniżenie efektywności odnotowano również w przypadku modelu *gemma3:27b* (średnio **2.34/5** pkt) oraz *gpt-4o-mini* (średnio **2.60/5** pkt). Najlepsze rezultaty uzyskał model *claude-3-7-sonnet* (średnio **3.19/5** pkt), który wyróżnił się najbardziej trafnymi i spójnymi opisami. Przykładowy rysunek zawierający dane do ekstrakcji przedstawiono na rysunku 6. Jest to rysunek przedstawiający część giętą, wraz z tabelą rysunkową oraz opisami zawierającymi ekstrahowane wielkości.



Rys. 6. Rysunek techniczny kątownika giętego, wykorzystanego w zadaniu ekstrakcji informacji

Podobnie jak w poprzednim zadaniu, odpowiedź generowana była w języku angielskim, a jej przykład wygenerowany przez model *claude-3-7-sonnet*, przetłumaczony na język polski przedstawiony jest poniżej: *Na podstawie dostarczonego rysunku technicznego wyodrębniono następujące informacje: liczba otworów: 3 (trzy otwory okrągłe widoczne w widoku dolnym), chropowatość powierzchni: Ra 25 (oznaczona na rysunku), materiał: DX51D+Z (wskazany w polu materiałowym), liczba gięć: 1 (jedno gięcie widoczne w miejscu utworzenia kształtu litery L), liczba odchyłeń kąta od 90°: 0 (gięcie pod kątem prostym), łączna długość spoin: 0 mm (brak zaznaczonych spoin na rysunku), masa: 0,186 kg (wskazana w polu masy), technologia: formowanie blachy (na podstawie charakterystyki elementu, będącego giętym wspornikiem blaszanym), grubość: 3,05 mm (oznaczona w przekroju). Rysunek przedstawia wspornik w kształcie litery L z trzema otworami montażowymi, wykonany z ocynkowanej blachy stalowej DX51D+Z o grubości 3,05 mm. W tym zadaniu model *llama3.2-vision:11b* (średnio **2.24/9** pkt) osiągnął wyraźnie słabsze wyniki w porównaniu do pozostałych modeli. Wysoką skutecznością wykazały się natomiast modele *gpt-4o-mini* (średnio **5.45/9** pkt), oraz *gemma3:27b* (średnio **5.05/9** pkt), które poradziły sobie z tym zadaniem na bardzo dobrym poziomie. Najlepszy rezultat uzyskał model *claude-3-7-sonnet* (średnio **5.90/9** pkt), jako jedyny osiągając maksymalną liczbę punktów. Na rysunku 7 przedstawiono zbiorcze wyniki dla wszystkich analizowanych modeli. Na szczególną uwagę zasługuje zbliżona jakość generowanych odpowiedzi przez modele *gpt-4o-mini* oraz *gemma3:27b*. Pierwszy z tych modeli jest modelem o zamkniętym dostępie, co oznacza konieczność wysłania zapytania na zewnętrzne serwery należące do dostawcy modelu celem wygenerowania odpowiedzi. Model *gemma3:27b* jest modelem o otwartych wagach, co umożliwia jego wykorzystanie w odizolowanym, bezpiecznym środowisku, zachowując prywatność danych.*



Rys. 7. Rozkład ocen dla 4 modeli językowych w zadaniu opisu rysunku technicznego (po lewej) oraz ekstrakcji informacji z rysunku technicznego (po prawej)

Wśród odpowiedzi wygenerowanych przez wszystkie modele językowe, zaobserwowano kilka szczególnie interesujących przypadków. Przykładowo, model *llama3.2-vision:11b* wykazywał trudności z poprawnym odczytaniem materiału, z którego wykonany jest detal przedstawiony na rysunku technicznym. Pomimo tego, model był w stanie rozpoznać nazwę instytucji (Politechnika Wrocławska), umieszczoną na rysunku. W niektórych przypadkach prowadziło to do błędnych wniosków, tak jak w poniższej odpowiedzi: „Rysunek nie precyzuje dokładnego rodzaju metalu, ale wskazuje, że jest to projekt Politechniki Wrocławskiej, co sugeruje, że typowymi materiałami stosowanymi w takich projektach są powszechnie używane metale, takie jak aluminium lub stal. Jednak z braku jednoznacznych informacji zakładamy: – materiał = stal (przyjęto ze względu na brak specyfikacji)”. Innym interesującym przypadkiem była odpowiedź modelu *gemma3:27b*, podczas generowania opisu rysunku technicznego przedstawiającego świecę zapłonową. W sytuacji, gdy na rysunku widoczna była nazwa części, model interpretował termin „świeca” dosłownie i opisywał ją jako cylindryczną świeczkę, tłumacząc „świeca” jako „spark plug candle”. Natomiast w przypadku braku podpisu na rysunku, model nie potrafił poprawnie zidentyfikować części, ale opis nigdy nie uwzględniał powiązań ze świeczką.

4. PODSUMOWANIE

W pracy przedstawiono możliwości zastosowania Generatywnej Sztucznej Inteligencji, w szczególności Dużych Modeli Językowych (LLM), w rozwiązywaniu sprzeczności technicznych, ekstrakcji cech konstrukcyjnych z dokumentacji 2D oraz opisywaniu rysunków technicznych części. Otrzymane i zaprezentowane wyniki wskazują na wysoki potencjał tej technologii w automatyzacji i optymalizacji procesu projektowania i konstruowania, poprzez dostarczenie nowych narzędzi przetwarzania informacji. W kontekście formułowania sprzeczności technicznych, Duże Modele Językowe ułatwiają ekstrakcję parametrów ewaluacyjnych z tekstu oraz identyfikację zbioru zasad wynalazczych rekomendowanych do rozwiązania zidentyfikowanej sprzeczności. Stwarza to szansę na rozwój automatycznych systemów pozyskiwania wiedzy technicznej z patentów, opisów technicznych itp., co umożliwia inżynierowi konstruktorowi uwzględnienie większej liczby czynników wpływających na jakość proponowanego rozwiązania.

Dalsze kierunki badań powinny prowadzić do opracowania zintegrowanej Inteligentnej Metody Projektowania i Konstruowania (IMPK) maszyn, urządzeń i pojazdów z wykorzystaniem SI, umożliwiającej efektywny rozwój innowacyjnych produktów i technologii, wykorzystując nie tylko algorytmy generatywne, ale również te z obszaru Uczenia Maszynowego, Głębokiego Uczenia i Przetwarzania Języka Naturalnego. Konieczne jest również przeprowadzenie dalszych badań w zakresie skuteczności wykorzystania

zaproponowanych metod w rozwiązywaniu rzeczywistych problemów projektowania i konstruowania maszyn, urządzeń i pojazdów.

Finansowanie. Badania przedstawione w niniejszej publikacji zostały w całości ufundowane przez Narodowe Centrum Nauki w ramach realizacji grantu nr 2024/08/X/ST8/00391.

Podziękowania. Opracowano przy użyciu zasobów udostępnionych przez Wrocławskie Centrum Sieciowo-Superkomputerowe

Literatura

- [1] Mysior M., Koziółek S., Pryda B.: *Conceptual Design and Concept Development of Compressed Biogas Transport System Using CAD/CAE*, w Proceedings of the 14th International Scientific Conference: Computer Aided Engineering, E. Rusiński i D. Pietrusiak, Red., w Lecture Notes in Mechanical Engineering. Cham: Springer International Publishing, 2019, s. 518–526. doi: 10.1007/978-3-030-04975-1_60.
- [2] Łyskawiński W., Jędrzycka C., Stachowiak D., Łukaszewicz P., Czarnecki M.: *Finite element analysis and experimental verification of high reliability synchronous reluctance machine*, Eksploat. Niezawodn. - Maint. Reliab., 2022, doi: 10.17531/EIN.2022.2.20.
- [3] Mysior M., Koziółek S., Borek A.: *Comparative examination of the modular honeycomb trailer platform in operational conditions*, Int. J. Adv. Manuf. Technol., kwi. 2025, doi: 10.1007/s00170-025-15559-y.
- [4] Ikubanni P. P., et al.: *Present and Future Impacts of Computer-Aided Design/ Computer-Aided Manufacturing (CAD/CAM)*, J. Eur. Systèmes Autom., t. 55, nr 3, s. 349–357, cze. 2022, doi: 10.18280/jesa.550307.
- [5] Chan S. L., Lu Y., Wang Y.: *Data-driven cost estimation for additive manufacturing in cybermanufacturing*, J. Manuf. Syst., t. 46, s. 115–126, sty. 2018, doi: 10.1016/j.jmsy.2017.12.001.
- [6] Shabestari S. S., Herzog M., Bender B.: *A Survey on the Applications of Machine Learning in the Early Phases of Product Development*, Proc. Des. Soc. Int. Conf. Eng. Des., t. 1, nr 1, s. 2437–2446, lip. 2019, doi: 10.1017/dsi.2019.250.
- [7] Berdyugina D., Cavallucci D.: *Automatic extraction of inventive information out of patent texts in support of manufacturing design studies using Natural Languages Processing*, J. Intell. Manuf., t. 34, nr 5, s. 2495–2509, cze. 2023, doi: 10.1007/s10845-022-01943-y.
- [8] Polak M. P., et al.: *Flexible, Model-Agnostic Method for Materials Data Extraction from Text Using General Purpose Language Models*, 27 styczeń 2024, arXiv: arXiv:2302.04914. doi: 10.48550/arXiv.2302.04914.
- [9] Zhu Q., Luo J.: *Generative Transformers for Design Concept Generation*, 7 listopad 2022, arXiv: arXiv:2211.03468. doi: 10.48550/arXiv.2211.03468.
- [10] Jiang S., Luo J.: *AutoTRIZ: Artificial Ideation with TRIZ and Large Language Models*, 2 kwiecień 2024, arXiv:2403.13002. doi: 10.48550/arXiv.2403.13002.
- [11] Regenwetter L., Nobari A. H., Ahmed F.: *Deep Generative Models in Engineering Design: A Review*, J. Mech. Des., t. 144, nr 7, s. 071704, lip. 2022, doi: 10.1115/1.4053859.
- [12] Altshuller G.: *And Suddenly the Inventor Appeared: TRIZ, the Theory of Inventive Problem Solving*, 2nd edition. Worcester, Mass: Technical Innovation Center, Inc., 1996.
- [13] Mysior M., Pietrucha G., Koziółek S.: *Strength testing of a modular trailer with a sandwich platform*, Eksploat. Niezawodn. – Maint. Reliab., t. 24, nr 1, s. 163–169, mar. 2022, doi: 10.17531/ein.2022.1.18.
- [14] Ikovenko S., et al.: *Współczesna Teoria Rozwiązywania Innowacyjnych Zadań*, III. Warszawa: Novismo Sp. z o.o., 2019.
- [15] Rousselot F., Zanni-Merk C., Cavallucci D.: *Towards a formal definition of contradiction in inventive design*, Comput. Ind., t. 63, nr 3, s. 231–242, kwi. 2012, doi: 10.1016/j.compind.2012.01.001.
- [16] Xu Q., Jiao R. J., Yang X., Helander M., Khalid H. M., Opperud A.: *An analytical Kano model for customer need analysis*, Des. Stud., t. 30, nr 1, s. 87–110, sty. 2009, doi: 10.1016/j.destud.2008.07.001.

GENERATIVE ARTIFICIAL INTELLIGENCE IN CONCEPTUAL AND ENGINEERING DESIGN

Summary

The article presents selected applications of generative artificial intelligence and large language models (LLMs) in the design and engineering process. It illustrates the use of LLMs for formulating and resolving technical contradictions, as well as for describing technical drawings and automatically extracting design features from engineering documentation.

COMPUTATIONAL STUDY OF FIBER REINFORCED POLYMER IMPACTED BY STEEL CORE PROJECTILES WITH DIFFERENT NOSE SHAPES

This study presents a numerical investigation of the ballistic performance of aramid CT716/DCPD laminates impacted by 7.62 mm steel core projectiles with different nose shapes, namely blunt, hemispherical, and ogival. Finite element (FE) simulations are used to evaluate the penetration dynamics, deformation characteristics, and energy absorption profiles of the laminates. Results indicate that projectile geometry plays a significant role in determining failure modes, residual velocities, and energy absorption capacities. Among the tested shapes, blunt projectiles caused the highest energy absorption and most severe delamination. The study contributes to the optimization of protective composite systems against varying projectile threats.

* Department of Mechanics, Materials and Biomedical Engineering, Wrocław University of Science and Technology, Smoluchowskiego 25, 50-370 Wrocław, Poland

INTRODUCTION

Advances in composite materials have driven innovation in lightweight ballistic protection systems used in military, aerospace, and automotive industries. Among the widely used fibers, aramid stands out due to its high strength-to-weight ratio, dimensional stability, and excellent energy absorption capabilities. However, ballistic performance is influenced not only by fiber and matrix properties but also by projectile parameters, particularly nose geometry [1, 2].

Most prior studies have explored the effects of impact velocity, fiber type, matrix selection, and laminate architecture. However, the specific role of projectile shape-despite its direct influence on stress concentration, failure propagation, and damage area-has received limited attention [3-5]. This work addresses this gap by examining the impact of three common projectile geometries on aramid/DCPD laminate performance: blunt, hemispherical, and ogival.

By simulating the high-velocity impact behavior of these projectiles on an 8 mm thick aramid/DCPD laminate, we aim to establish a clearer understanding of how impactor geometry dictates the failure mechanism, energy dissipation, and deformation of the composite. These insights are critical for tailoring armor designs for specific ballistic threats.

MATERIALS AND METHODS

COMPOSITE AND PROJECTILE

The laminate consists of 20 plies of Twaron CT716 aramid fabric impregnated with 20% dicyclopentadiene (DCPD) matrix, yielding a total thickness of 8 mm. The fabric has a plain weave, with each ply approximately 0.4 mm thick. The DCPD matrix, polymerized using a Grubbs catalyst, provides high tensile and bending strength with moderate ductility. The projectiles are made of AISI 4340 steel, each weighing 7.1 g, and heat-treated to HRC 35. Three distinct nose geometries are considered: blunt (flat tip), hemispherical, and ogival (pointed tip). These geometries influence contact surface area and energy transmission during impact (fig. 1). The material data of the composite is given below (fig. 2).

Table 1. Material data for aramid CT 716/DCPD after applying the rule of mixture [3]

Material/Properties	$E_1 = E_2$ (MPa)	E_3 (MPa)	ρ (kg/m ³)	ν (-)	G (MPa)
---------------------	----------------------	----------------	--------------------------------	--------------	------------

CT 716/DCPD laminate	63460	9488.5	20.55	0.32	3906
-------------------------	-------	--------	-------	------	------

Where: E – Young’s modulus, ν – Poisson’s ratio, ρ – density, G – shear modulus.

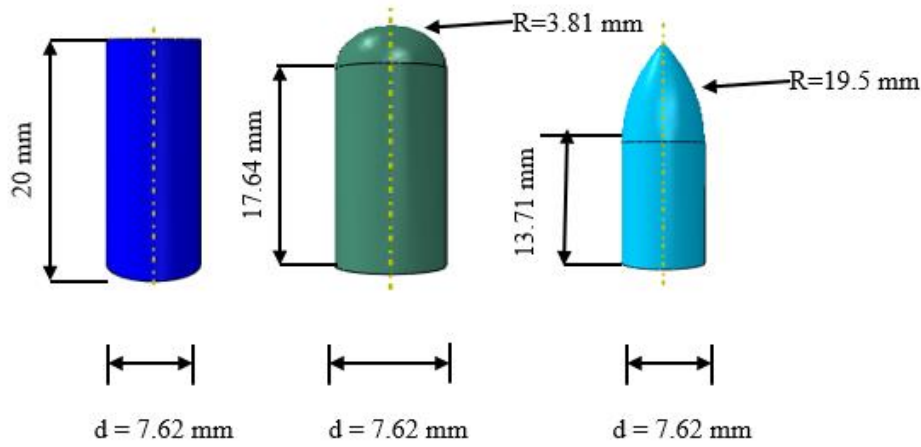


Fig. 1. Schematic view and dimension of steel core impactors used

SIMULATION SETUP

Finite element simulations are conducted using Abaqus/CAE. The composite is modeled as a $50 \times 50 \times 8$ mm plate, while the projectile geometry is discretized using high-resolution 3D hex elements (fig. 2). Boundary conditions include full constraint on the plate edges and initial velocity imparted to the projectile along the z-axis. Mesh size is set to 0.5 mm for accuracy. The laminate is modeled as an orthotropic elastic-plastic material based on homogenized properties. The projectile uses the Johnson-Cook material model to account for strain rate, temperature, and strain hardening effects [6, 7]. Contact is defined with a friction coefficient of 0.2.

Simulation time is set at 171 μ s, long enough to capture full penetration or stoppage. Initial velocities range from 400 to 1290 m/s.

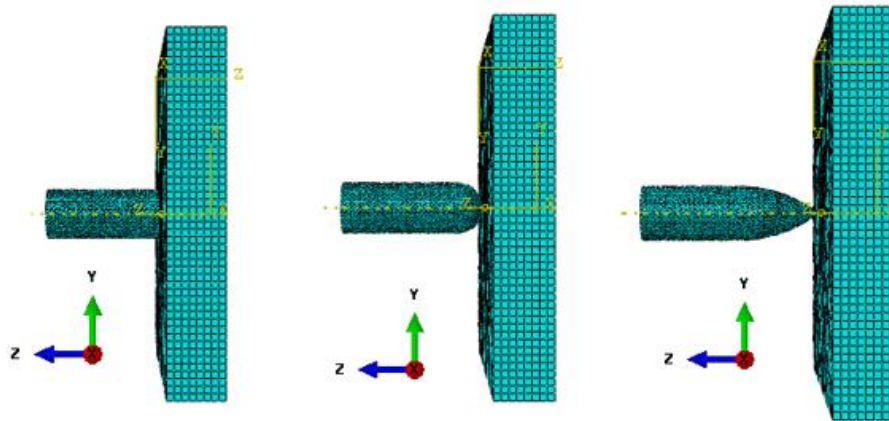


Fig. 2. Discretization of the impactors and laminate

RESULTS AND DISCUSSION

BALLISTIC PERFORMANCE

The residual velocity and energy absorption of each impact event are determined using simulation outputs. Fitting the residual velocity data to the Lambert-Jonas equation enables the estimation of ballistic limit velocity for each projectile type. Ballistic limit velocities are found to be: Ogival: 670 m/s; Hemispherical: 1200 m/s and Blunt: 1150 m/s as seen in figure 3.

Corresponding perforation energy thresholds are 655.49 J (ogival), 2197.65 J (hemispherical), and 3032.68 J (blunt), indicating that blunt and hemispherical shapes demand greater energy for full penetration (fig. 4).

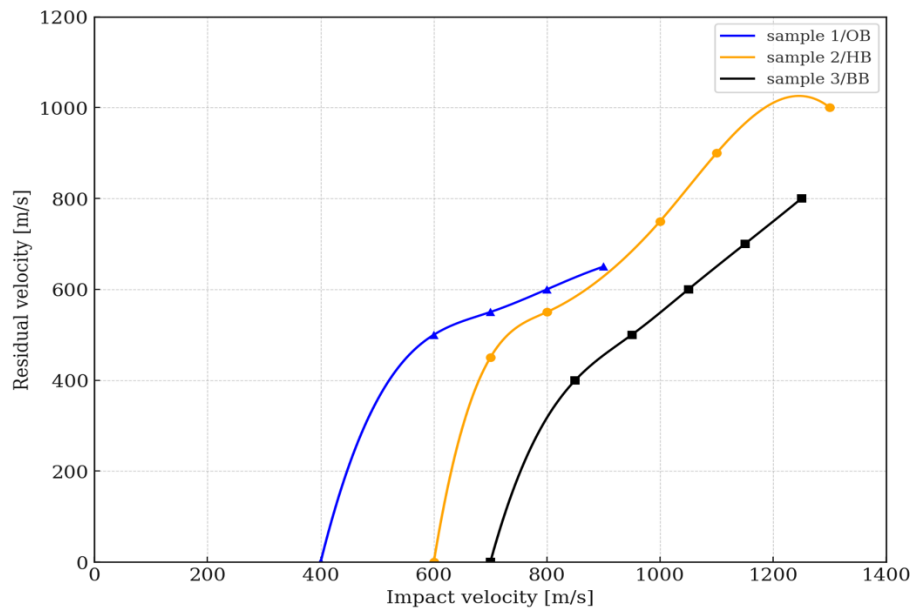


Fig. 3. Residual velocity plot at different impact velocities

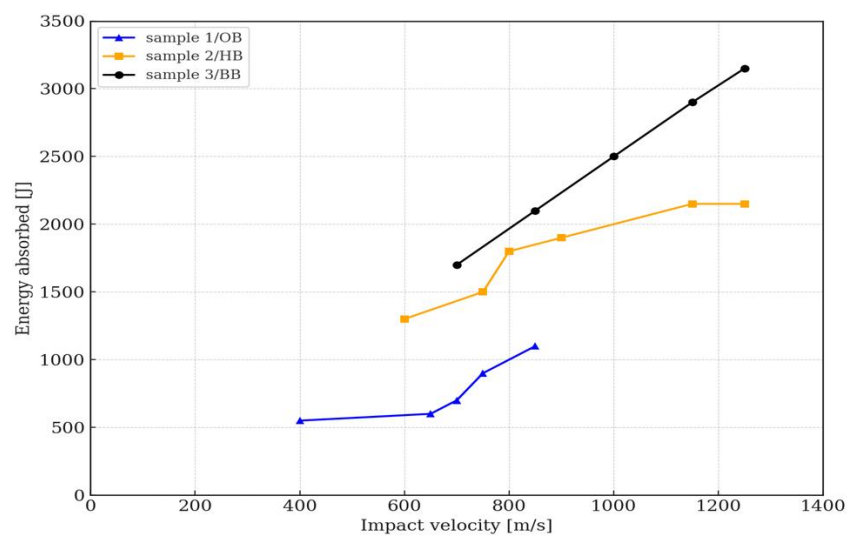


Fig. 4. Energy absorption curves of aramid laminates penetrated by different impactor types at different impact velocities

PENETRATION MECHANISM

Blunt projectiles caused the most widespread delamination and back-face bulge due to large contact area and high compressive forces. Hemispherical impactors led to membrane stretching and rear-face failure, while ogival impactors concentrated damage near the impact point, producing localized fiber failure. SEA was calculated for each case to evaluate the efficiency of the laminate in absorbing impact energy (fig. 5). Blunt projectiles showed the highest SEA, correlating with increased delamination and rear-face deformation.

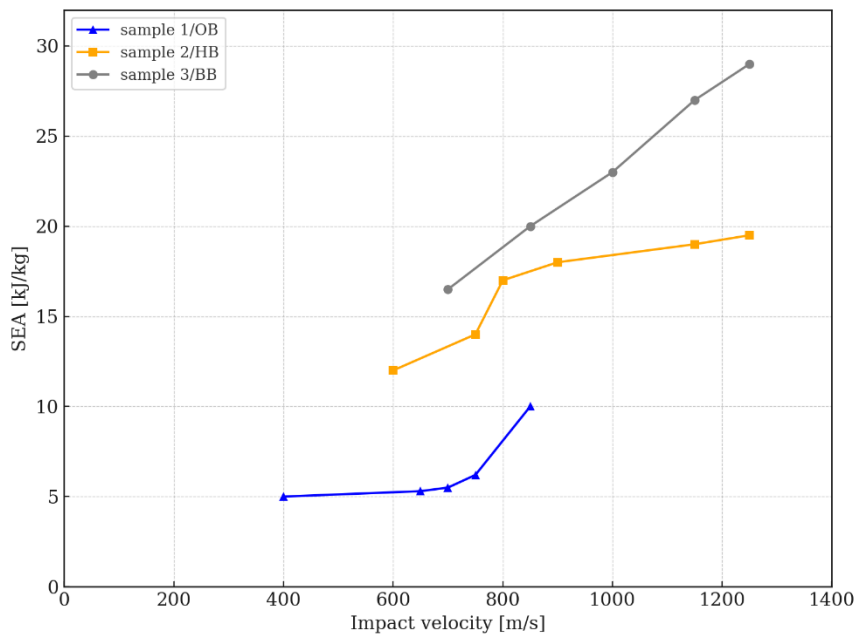


Fig. 5. SEA-impact velocity plot for each sample impacted by different impactors

CONCLUSION

Projectile nose shape significantly affects the ballistic resistance and failure mechanisms of aramid/DCPD composite laminates:

- Blunt projectiles induce maximum energy absorption and extensive delamination.
- Hemispherical projectiles produce widespread rear-face deformation.
- Ogival projectiles result in localized failure with lower energy transfer.

These results emphasize the importance of tailoring protective composites to expected projectile threats. The numerical modeling approach demonstrated here offers a reliable method for evaluating impact responses in future armor material development

References

- [1] Das, Jagan S., Shaw A., Pal A.: *Determination of inter-yarn friction and its effect on ballistic response of para-aramid woven fabric under low velocity impact*, Compos. Struct., vol. 120, pp. 129–140, 2015.
- [2] Żochowski P., Pacek D., Bednarczyk E., Bajkowski M., Grygoruk R., Magier M., et al.: *Modeling and ballistic tests of selected soft point projectiles in a water medium*, Continuum Mech. Thermodyn., pp. 1–18, 2023.
- [3] Olaleye K., Pyka D., Kurzawa A., Bocian M., Jamroziak K.: *Energy absorption behavior of aramid/DCPD backing to determining the blunt trauma criterion of a human head in a ballistic helmet*, Compos. Struct., vol. 2024, p. 118172, 2024.
- [4] Mazurkiewicz Ł., Małachowski J., Baranowski P.: *Optimization of protective panel for critical supporting elements*, Compos. Struct., vol. 134, pp. 493–505, 2015.
- [5] Zhang R., Han B., Zhong J.-Y., Qiang L.-S., Ni C.-Y., Zhang Q., et al.: *Enhanced ballistic resistance of multilayered cross-ply UHMWPE laminated plates*, Int. J. Impact Eng., vol. 159, p. 104035, 2022.
- [6] Ahmed S., Zheng X., Yan L., Zhang C., Wang X.: *Influence of asymmetric hybridization on impact response of 3D orthogonal woven composites*, Compos. Sci. Technol., vol. 199, p. 108326, 2020.
- [7] Gregori D., Scazzosi R., Nunes S. G., Amico S. C., Giglio M., Manes A.: *Analytical and numerical modelling of high-velocity impact on multilayer alumina/aramid fiber composite ballistic shields: Improvement in modelling approaches*, Compos. B Eng., vol. 187, p. 107830, 2020.

APLIKACJA SAMO-NADZOROWANYCH SIECI NEURONOWYCH DO DETEKCJI USZKODZEŃ SILNIKÓW W OPARCIU O SYGNAŁY DŹWIĘKOWE

Zbadano zastosowanie Wariacyjnego Autoenkodera (VAE) do rozróżniania stanów technicznych silników elektrycznych na podstawie danych akustycznych. Architektura VAE, ucząc się w trybie samo-nadzorowanym, ekstrahuje kluczowe cechy sygnałów bez wcześniejszej wiedzy o typach uszkodzeń. Wykazano, że deskryptory wygenerowane przez VAE pozwalają na lepszą i zautomatyzowaną separację sygnatur dźwiękowych odpowiadających różnym stanom silnika niż deskryptory tradycyjne.

* KOMES Sp. z o.o., ul. Na Grobli 34, 50-421 Wrocław

WPROWADZENIE

Współczesne systemy, zwłaszcza w dziedzinie monitorowania stanu technicznego (SHM), generują ogromne zbiory danych w formie szeregów czasowych. Analiza tych danych, historycznie manualna, jest obecnie automatyzowana przy użyciu uczenia maszynowego [1]. Tradycyjne podejście opiera się na ręcznej ekstrakcji cech (np. z domeny czasu i częstotliwości), co wymaga specjalistycznej wiedzy [2, 3, 4]. Alternatywą są nadzorowane sieci neuronowe, które automatycznie uczą się cech z surowych danych, jednak ich wadą jest konieczność posiadania dużych, oznaczonych zbiorów danych, co w rzeczywistych warunkach bywa niepraktyczne [1].

Odpowiedzią na te ograniczenia są samo-nadzorowane autoenkodery (AE), które uczą się efektywnej reprezentacji danych poprzez ich kompresję i rekonstrukcję [1, 5]. W pracy skupiono się na **Autoenkoderze Wariacyjnym (VAE)** – zaawansowanym wariacie AE, który mapuje dane na rozkłady prawdopodobieństwa. Taka architektura zwiększa odporność na szum obecny w danych i sprzyja naturalnemu grupowaniu się podobnych danych, co poprawia interpretowalność wyników [6]. Mimo że badania pokazały, że VAE są użyteczne jako etap wstępny dla klasyfikatorów [7, 8, 9, 10], ich potencjał w zastosowaniach w pełni nienadzorowanych pozostaje niezbadany w polu SHM.

Do przetwarzania danych sekwencyjnych, zamiast klasycznych sieci rekurencyjnych (RNN), w modelu zastosowano nowoczesną i wydajniejszą obliczeniowo architekturę **Liniowej Jednostki Rekurencyjnej (LRU)**, która eliminuje problem zanikającego gradientu oraz pozwala na efektywniejsze wykorzystanie sprzętu obliczeniowego [11].

Głównym celem pracy jest zbadanie, czy autoenkoder wariacyjny oparty na architekturze LRU może usprawnić nienadzorowaną detekcję uszkodzeń. W tym celu wytrenowano model na publicznie dostępnym zbiorze sygnałów akustycznych silnika elektrycznego, zawierającym pięć różnych stanów technicznych [12].

Uzyskane wyniki zwizualizowano i porównano z rezultatami standardowej metody ekstrakcji cech po zastosowaniu na nich metod grupowania. W celu porównania jakości wyodrębnionych grup użyto następujących metryk: Adjusted Rand Index oraz Adjusted Mutual Information. Na zakończenie, przy użyciu dekodera autoenkodera, wygenerowano sygnatury reprezentujące wyodrębnione grupy, aby zwizualizować dominujące wzorce charakterystyczne dla poszczególnych trybów uszkodzeń.

W niniejszej pracy podjęto próbę odpowiedzi na następujące pytania badawcze:

1. Czy możliwe jest zastosowanie modeli opartych na architekturze autoenkodera w celu udoskonalenia obecnych metod nienadzorowanej detekcji uszkodzeń?

2. Czy autoenkodery, zastosowane do analizowanych danych, zapewniają wysoką interpretowalność i wiarygodność wyników?
3. Jakie wyzwania należy rozwiązać przed aplikacją Wariacyjnych Autoenkoderów w warunkach rzeczywistych?

METODOLOGIA I ZAIMPLEMENTOWANE ROZWIĄZANIA

Metoda Referencyjna: Ekstrakcja Parametrów z Szeregów Czasowych



Rys. 1. Przykładowy proces analizy danych akustycznych przy użyciu metod ML

Ekstrakcja parametrów jest jedną z fundamentalnych metod analizy danych w postaci szeregów czasowych. Polega ona na wyodrębnieniu z sygnału parametrów opisowych i statystycznych, zarówno w domenie czasu, jak i częstotliwości. Metodologia ta znajduje szerokie zastosowanie, m.in. w detekcji uszkodzeń na podstawie analizy odpowiedzi wibracyjnych [2] oraz w detekcji uszkodzeń opartej na emisji akustycznej [2, 3, 4].

W niniejszej pracy posłużyła ona jako metoda referencyjna do oceny efektywności proponowanego modelu Wariacyjnego Autoenkodera. Zestaw wyodrębnionych parametrów został oparty na pracach [4, 19], z uwzględnieniem wyłącznie parametrów adekwatnych dla analizowanego zbioru danych, te parametry to: Amplitude, Energy, Root Mean Squared, Zero Crossings, Temporal Centroid, Non-dimensional amplitude, Mean Frequency, Frequency Centroid, Dominant Peak Frequency, Spectral Spread, Spectral Skewness, Spectral Kurtosis, Weighted Peak Frequency.

Grupowanie Danych

Do grupowania danych użyto algorytmów **K-Means** oraz **Modelu Mieszanin Gaussowskich (GMM)**. GMM zostało wybrane jako algorytm towarzyszący standardowej metodzie (K-means) [19], ponieważ model ten efektywnie odnajduje rozkłady gaussa, których oczekuje się w przestrzeni ukrytej autoenkodera wariacyjnego (VAE). Przed klastrowaniem wszystkie cechy poddano standaryzacji (do średniej równej 0 i wariancji równej 1).

Metryki Oceny Jakości Grupowania

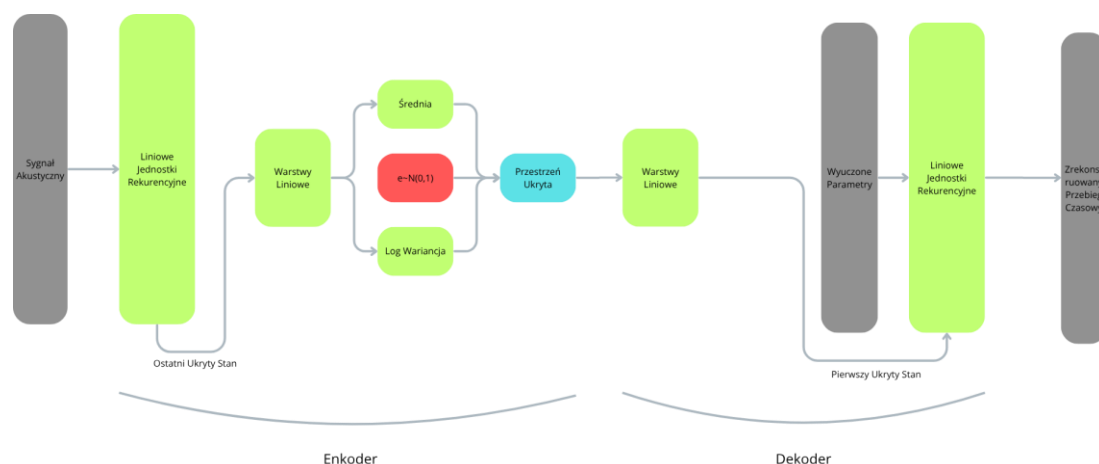
W celu oceny jakości grupowania wykorzystano metryki Adjusted Rand Index (ARI) oraz Adjusted Mutual Information (AMI). Metryka ARI kwantyfikuje podobieństwo między dwoma grupowaniami danych, uwzględniając wszystkie pary elementów. Wartość wskaźnika jest korygowana względem losowego przypisania, w związku z czym wynik 1 oznacza idealną zgodność, 0 zgodność na poziomie losowym, a wartości ujemne wskazują na wynik gorszy od losowego [21, 22]. Metryka AMI natomiast ocenia wzajemną informację dzieloną przez grupowaniami (z korektą na losowość). Wynik 1 oznacza, że znajomość przydziału do jednego grupowania gwarantuje pewność przydziału w drugim grupowaniu. 0 wskazuje, że znajomość przynależności do jednego grupowania daje jedynie informacje oczekiwaną przy kompletnej niezależności grupowań [21].

Transformacja Danych Wejściowych

Każde nagranie akustyczne podzielono na segmenty po 1000 próbek, a następnie każdy z nich poddano procesowi normalizacji:

1. Transformacja Fouriera (FFT) w celu przejścia do dziedzinie częstotliwości.
2. Obliczenie modułu widma.
3. Zastosowanie skali logarytmicznej. Wprowadzono minimalny próg równy 0.1 przed operacją logarytmu, aby ograniczyć wpływ szumu i wzmocnić składowe o niskiej energii.
4. Standaryzacja danych (do średniej 0 i odchylenia standardowego 1) w celu zapewnienia stabilności procesu uczenia.

Hiperparametry i Architektura Modelu VAE:



Rys. 2. Architektura zaimplementowanego Wariacyjnego Autoenkodera

- Moduł LRU: 12 warstw (rozmiar wejściowy: 64, wewnętrzny: 256).
- Warstwy Liniowe: 7 warstw, każda o rozmiarze 256 neuronów.
- Przestrzeń ukryta: 20 wartości.
- Architektura była inspirowana publicznie dostępną implementacją VAE [23]
- Optymalizator: ADAM z początkowym współczynnikiem uczenia 5×10^{-5} i dynamiczną redukcją (ReduceLROnPlateau).
- Regularyzacja: Dropout (współczynnik 0.1) oraz Batch Normalization.
- Inicjalizacja: Xavier uniform dla warstw generujących parametry rozkładu.
- Podział danych: Zbiór walidacyjny stanowił 20% danych treningowych.
- Liczba epok: 250 przy 50 iteracjach na pętli z 20 próbkami na iterację.

Wykorzystane Biblioteki

Wszystkie implementacje wykonano w języku **Python**, korzystając z następujących bibliotek i narzędzi: PyTorch [13], NumPy [16], Pandas [17], SciPy [18], Scikit-learn [20], Matplotlib [14], Seaborn [15] oraz DearPyGui. W celu implementacji LRU wykorzystano kod z [24].

OPIS ZBIORU DANYCH I EKSPERYMENTÓW

Tabela 2. Charakterystyka zbioru treningowego

Silnik	Łożysko	Uszkodzenie
1	FAFNIR 203KD	Inner Race
2	FAFNIR 203KD	Inner Race
3	FAFNIR 203KD	Inner Race
6	FAFNIR 203KD	Outer Race
7	FAFNIR 203KD	Outer Race
8	FAFNIR 203KD	Outer Race
13	FAFNIR 203KD	Ball
14	NSK 6203ZZ	Ball
15	FAFNIR 203KD	Ball
18	NSK 6203ZZ	Cage
19	FAFNIR 203KD	Cage
20	NSK 6203ZZ	Cage

Tabela 3. Charakterystyka zbioru testowego

Silnik	Łożysko	Uszkodzenie
4	FAFNIR 203KD	Inner Race
5	FAFNIR 203KD	Inner Race
9	FAFNIR 203KD	Outer Race
10	FAFNIR 203KD	Outer Race
11	FAFNIR 203KD	Ball
12	FAFNIR 203KD	Ball
16	NSK 6203ZZ	Cage
17	NSK 6203ZZ	Cage

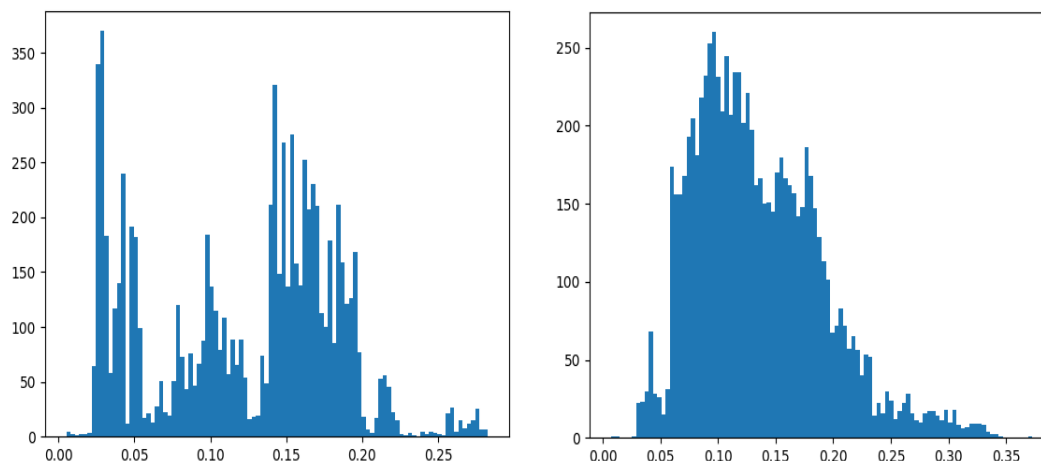
W celu rzetelnego porównania, zaimplementowany model zestawiono z optymalną konfiguracją metody referencyjnej. Została ona wyłoniona drogą przeszukiwania wyczerpującego wszystkich kombinacji parametrów, wybierając tę, która osiągnęła najwyższy wynik metryki Adjusted Mutual Information (AMI).

Badania przeprowadzono na publicznie dostępnym zbiorze danych akustycznych [12], zawierającym pomiary z 20 silników elektrycznych (próbki 42 kHz), dla których zdefiniowano trzy etapy rozwoju uszkodzenia. Z nagrań wyodrębniono próbki o długości 1000 wartości, uzyskując 420 próbek na każdy etap uszkodzenia dla pojedynczego silnika.

Dla każdego typu uszkodzenia dane podzielono na **zbiór treningowy (3 silniki)** i **testowy (2 silniki)**. Aby zminimalizować wpływ różnic konstrukcyjnych, do zbioru testowego dla danego uszkodzenia włączono wyłącznie silniki z tym samym typem łożyska.

WYNIKI

Na rysunku 3 przedstawiono rozłożenie wartości AMI na zbiorze treningowym względem podziału na 5 stanów dla różnych selekcji spośród rozważanych parametrów. Po lewej przy zastosowaniu K-Means, po prawej przy zastosowaniu GMM. Wartości AMI osiągają lepsze wyniki przy zastosowaniu GMM, także dalsze eksperymenty skupiły się na tej metodzie. Optymalny przyjęty zestaw parametrów jest następujący: Energy, RMS, Zero Crossings, Frequency Centroid, Mean Frequency.



Rys. 3. Rozłożenie wartości AMI na zbiorze treningowym względem podziału na 5 stanów dla różnych selekcji spośród rozważanych parametrów

Na rysunku 4 przedstawiono rozłożenie wyekstrahowanych parametrów dla zbioru testowego. Po lewej znajdują się parametry wyekstrahowane przez metodę referencyjną. Natomiast po prawej znajdują się parametry wyekstrahowane przez VAE. Odpowiednio wyselekcjonowane parametry metodą referencyjną mogą dobrze rozdzielać różne rodzaje uszkodzeń, lecz mnogość różnych parametrów może utrudniać ich odpowiednie dobranie. VAE automatyzuje ten proces zwracając ograniczoną liczbę parametrów efektywnie opisujących te charakterystyki.



Rys. 4. Rozłożenie wyekstrahowanych parametrów dla zbioru testowego

W tabeli 4 przedstawiono metryki dla różnych ilości szukanych grupowań przy zastosowaniu metody GMM. Po lewej wartości dla standardowej metody ekstrakcji parametrów. Po prawej dla zaimplementowanego VAE. Wartości dla zaimplementowanej metody są przeważnie wyższe sugerując, że badana architektura efektywniej rozdziela sygnały związane z uszkodzeniami różnego rodzaju. Wysokie wartości metryk mogą częściowo wynikać z efektywnej izolacji nieuszkodzonych sygnałów, które są wysoce reprezentowane w zbiorze danych.

Tabela 4. Metryki dla różnych ilości szukanych grupowań przy zastosowaniu metody GMM

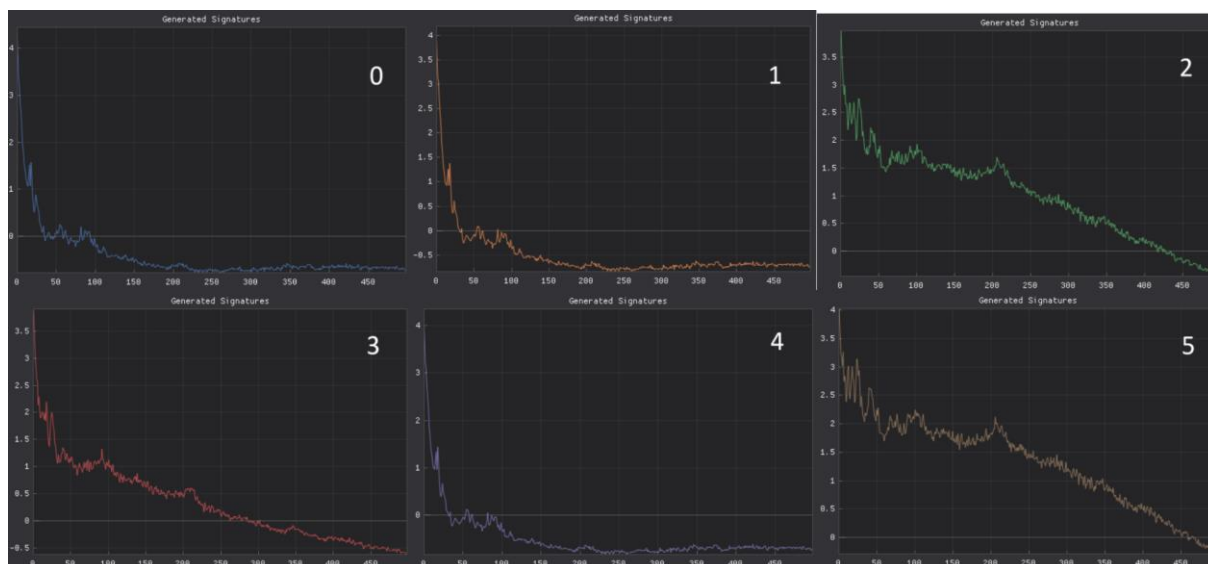
liczba szukanych grup	Metoda standardowa		Metoda VAE	
	ARI	AMI	ARI	AMI
3	0.46	0.63	0.28	0.45
4	0.36	0.42	0.52	0.55
5	0.34	0.37	0.56	0.55
6	0.40	0.50	0.62	0.59
7	0.30	0.46	0.63	0.59
8	0.23	0.40	0.63	0.58
9	0.31	0.47	0.63	0.56

Na rysunku 5 przedstawiono wizualizację skonstruowanych grup pomiarów z wykorzystaniem GMM. Po lewej przy użyciu standardowej metody. Po prawej przy użyciu VAE. Obie metody są w stanie efektywnie odseparować różne grupy uszkodzeń, lecz nie są w stanie kompletnie ich rozdzielić.



Rys. 5. Wizualizacja skonstruowanych grup pomiarów z wykorzystaniem GMM

Na rysunku 6 pokazano sygnatury rozdzielonych grup pozyskane poprzez rekonstrukcje danych przy użyciu dekodera i średnich wartości każdego z odseparowanych rozkładów Gaussa. Pośród sygnatur można zidentyfikować dwie różne rodziny sygnałów akustycznych różniące się poziomem energii dla komponentów o wyższej częstotliwości. Uszkodzenia koszyka oraz wewnętrznej bieżni (2, 3, 5) zdają się zawierać komponenty o wyższych częstotliwościach, podczas gdy pozostałe rodzaje uszkodzeń (0, 4) nie wydają się posiadać żadnych znaczących różnic względem nieuszkodzonych silników (1).



Rys. 6. Sygnatury rozdzielonych grup pozyskane poprzez rekonstrukcje danych przy użyciu dekodera i średnich wartości każdego z odseparowanych rozkładów Gaussa

DYSKUSJA

Zgodnie z rysunkiem 3, w metodzie referencyjnej wybór algorytmu grupującego (gdzie GMM okazał się skuteczniejszy) oraz jego parametrów jest kluczowy dla uzyskania znaczących rezultatów. Jednocześnie wyniki przedstawione na rysunkach 4 i 5 oraz w tabeli 4 pokazują, że zaimplementowany model VAE jest efektywną alternatywą, gwarantując wyższe wartości metryk ARI i AMI przy braku wcześniejszej wiedzy o zbiorze danych.

Jednocześnie na rysunku 4 widać jeden z głównych problemów jaki może być obecny przy aplikacji VAE. Mianowicie w celu ograniczenia wpływu wprowadzanego wewnątrz szumu na jakość rekonstrukcji, model może nauczyć się przekazywać kopie tego samego parametru. To zjawisko może ograniczyć zdolność modelu do nauki bardziej subtelnych struktur oraz regularyzacji własnej przestrzeni, w wyniku czego ukryta przestrzeń produkowana przez model może być mniej ekspresywna i interpretowalna. Dalsze badania dotyczące implementacji bardziej zaawansowanych architektur mogą być niezbędne w celu rozwiązania tego problemu.

Sygnatury wygenerowane przez model pozwalają na wgląd w struktury opisywane przez przestrzeń ukrytą. Aczkolwiek sygnatury prezentowane na rysunku 6 nie dają wglądu w przyczynę efektywnego rozdzielania silników nieuszkodzonych od silników uszkodzonych, pozwalają one na zinterpretowanie podziału między zidentyfikowanymi grupami (0, 1, 4) i (2, 3, 5) oraz zapewnienie wytłumaczalności i dalszej weryfikowalności przy użyciu innych metod.

Ostatecznie zakres badań opisanych w tej pracy jest relatywnie wąski i dalsze badania są niezbędne w celu określenia efektywności modelu VAE w większym zakresie przypadków. W szczególności dalsze badania są niezbędne by uprościć proces transformacji danych w celu minimalizacji utraty informacji w nich zawartych, w tym celu modyfikacje proponowanej architektury mogą być wymagane.

PODSUMOWANIE

Przeprowadzone badania potwierdzają, że autoenkodery wariacyjne (VAE) stanowią obiecującą metodę udoskonalenia nienadzorowanej detekcji uszkodzeń, osiągając wyniki porównywalne lub wyższe od tradycyjnych technik analitycznych. Dzięki zdolności do generowania weryfikowalnych sygnatur dla odkrytych grup, VAE zapewniają wysoką interpretowalność i wiarygodność wyników, co wyróżnia je na tle innych architektur sieci

neuronowych. Niemniej jednak, przed praktycznym wdrożeniem konieczne jest przeprowadzenie dalszych badań w celu określenia zakresu ich efektywności na zróżnicowanych zbiorach danych oraz opracowanie mechanizmów zapobiegających uczeniu się przez model reprezentacji o niskiej ekspresywności.

Podziękowania

Część pracy wykonana w ramach tego artykułu została przeprowadzona jako część pracy licencjackiej na Uniwersytecie w Maastricht, w związku z tym autorzy tej pracy chcieliby podziękować profesorom Tang Guangzhi oraz Dreesen Philippe za wsparcie przy badaniach.

Literatura

- [1] Vashishtha G., Chauhan S., Sehri M., Zimroz R., Dumond P., Kumar R., and Gupta M. K.: *A roadmap to fault diagnosis of industrial machines via machine learning: A brief review*. Measurement, vol. 242, p. 116216, 11 2024. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2024.116216>
- [2] Sause M. G. R. and Jasiuniene E.: *Structural health monitoring damage detection systems for aerospace*. 1 2021. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1007/978-3-030-72192-3>
- [3] Ding W., Yang C., and Zhang S.: *Acoustic-Signal-Based Damage Detection of Wind Turbine Blades—A Review*. Sensors, vol. 23, no. 11, p. 4987, 5 2023. [Online]. Available: <https://doi.org/10.3390/s23114987>
- [4] Smolnicki M., Duda S., Zielonka P., and Stabla P.: *Damage characterisation of GFRP composites based on clustering acoustic emission events utilizing single-failure-cause tests as reference*. Composite Structures, p. 118596, 9 2024. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.compstruct.2024.118596>
- [5] Cai B., Yang S., Gao L., and Xiang Y.: *Hybrid variational autoencoder for time series forecasting*. Knowledge-Based Systems, vol. 281, p. 111079, 10 2023. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.knosys.2023.111079>
- [6] Kingma D. P. and Welling M.: *Auto-Encoding variational Bayes*. arXiv (Cornell University), 1 2013. [Online]. Available: <https://arxiv.org/abs/1312.6114>
- [7] Huang Y., Chen C.-H., and Huang C.-J.: *Motor fault detection and feature extraction using RNN-Based Variational Autoencoder*. IEEE Access, vol. 7, pp. 139 086–139 096, 1 2019. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1109/access.2019.2940769>
- [8] Meng Z., Zhan X., Li J., and Pan Z.: *An enhancement denoising autoencoder for rolling bearing fault diagnosis*. Measurement, vol. 130, pp. 448–454, 8 2018. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2018.08.010>
- [9] Jiao J., Zhao M., Lin J., and Zhao J.: *A multivariate encoder information based convolutional neural network for intelligent fault diagnosis of planetary gearboxes*. Knowledge-Based Systems, vol. 160, pp. 237–250, 7 2018. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.knosys.2018.07.017>
- [10] Fu X., Luo H., Zhong S., and Lin L.: *Aircraft engine fault detection based on grouped convolutional denoising autoencoders*. Chinese Journal of Aeronautics, vol. 32, no. 2, pp. 296–307, 1 2019. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.cja.2018.12.011>
- [11] Orvieto A., Smith S. L., Gu A., Fernando A., Gulcehre C., Pascanu R., and De S.: *Resurrecting recurrent neural networks for long sequences*. arXiv (Cornell University), 1 2023. [Online]. Available: <https://arxiv.org/abs/2303.06349>
- [12] Sehri M., Dumond P., and Bouchard M.: *University of Ottawa constant load and speed rolling-element bearing vibration and acoustic fault signature datasets*. Data in Brief, vol. 49, p. 109327, 6 2023. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.dib.2023.109327>
- [13] Paszke A., Gross S., Massa F., Lerer A., Bradbury J., Chanan G., Killeen T., Lin Z., Gimelshein N., Antiga L., Desmaison A., Knopf A., Yang E. Z., DeVito Z., Raison M., Tejani A., Chilamkurthy S., Steiner B., Fang L., Bai J., and Chintala S.: *PyTorch: An Imperative Style, High-Performance Deep Learning Library*. arXiv (Cornell University), vol. 32, pp. 8026–8037, 1 2019. [Online]. Available: <https://arxiv.org/pdf/1912.01703.pdf>
- [14] Hunter J. D.: *Matplotlib: A 2d graphics environment*. Computing in Science & Engineering, vol. 9, no. 3, pp. 90–95, 2007.
- [15] Waskom M. L.: *Seaborn: statistical data visualization*. Journal of Open Source Software, vol. 6, no. 60, p. 3021, 2021. [Online]. Available: <https://doi.org/10.21105/joss.03021>

- [16] Harris C. R., Millman K. J., van der Walt S. J., Gommers R., Virtanen P., Cournapeau D., Wieser E., Taylor J., Berg S., Smith N. J., Kern R., Picus M., Hoyer S., van Kerkwijk M. H., Brett M., Haldane A., del Río J. F., Wiebe M., Peterson P., G'érard-Marchant P., Sheppard K., Reddy T., Weckesser W., Abbasi H., Gohlke C., and Oliphant T. E.: *Array programming with NumPy*. Nature, vol. 585, no. 7825, pp. 357–362, Sep. 2020. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1038/s41586-020-2649-2>
- [17] McKinney W. et al.: *Data structures for statistical computing in python*. in Proceedings of the 9th Python in Science Conference, vol. 445. Austin, TX, 2010, pp. 51–56.
- [18] Virtanen P., Gommers R., Oliphant T. E., Haberland M., Reddy T., Cournapeau D., Burovski E., Peterson P., Weckesser W., Bright J., van der Walt S. J., Brett M., Wilson J., Millman K. J., Mayorov N., Nelson A. R. J., Jones E., Kern R., Larson E., Carey C. J., Polat I., Feng Y., Moore E. W., VanderPlas J., Laxalde D., Perktold J., Cimrman R., Henriksen I., Quintero E. A., Harris C. R., Archibald A. M., Ribeiro A. H., Pedregosa F., van Mulbregt P., and SciPy 1.0 Contributors: *SciPy 1.0: Fundamental Algorithms for Scientific Computing in Python*. Nature Methods, vol. 17, pp. 261–272, 2020.
- [19] Muir C., Swaminathan B., Almansour A. S., Sevenser K., Smith C., Presby M., Kiser J. D., Pollock T. M., and Daly S.: *Damage mechanism identification in composites via machine learning and acoustic emission*. npj Computational Materials, vol. 7, no. 1, 6 2021. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1038/s41524-021-00565-x>
- [20] Pedregosa F., Varoquaux G., Gramfort A., Michel V., Thirion B., Grisel O., Blondel M., Prettenhofer P., Weiss R., Dubourg V., Vanderplas J., Passos A., Cournapeau D., Brucher M., Perrot M., and Duchesnay E.: *Scikit-learn: Machine learning in Python*. Journal of Machine Learning Research, vol. 12, pp. 2825–2830, 2011.
- [21] Vinh N. X., Epps J., and Bailey J.: *Information Theoretic measures for clusterings comparison: variants, properties, normalization and correction for chance*. Journal of Machine Learning Research, vol. 11, no. 95, pp. 2837–2854, 3 2010. [Online]. Available: <http://jmlr.csail.mit.edu/papers/volume11/vinh10a/vinh10a.pdf>
- [22] Hubert L. and Arabie P.: *Comparing partitions*. Journal of Classification, vol. 2, no. 1, pp. 193–218, 12 1985. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1007/bf01908075>
- [23] Lodaya T., et. al.: *Variational Recurrent Autoencoder for timeseries clustering in pytorch*. GitHub, 2023. [Online]. Available: <https://github.com/tejaslodaya/timeseries-clustering-vae> (Accessed: 31 July 2025)
- [24] Forgione M., et al.: *Unofficial PyTorch implementation of DeepMind's LRU with a system identification example*. GitHub, 2025. [Online]. Available: <https://github.com/forgi86/sysid-pytorch-lru> (Accessed: 31 July 2025)

PRELIMINARY STUDY OF THE APPLICATION OF THE SELF-SUPERVISED NEURAL NETWORKS FOR THE ELECTRIC ENGINE FAULT DIAGNOSIS

Summary

This paper investigates the application of a Variational Autoencoder (VAE) for distinguishing between the operational states of electric motors based on acoustic data. The VAE architecture, learning in a self-supervised manner, extracts key features from the signals without prior knowledge of the fault types. It was demonstrated that the descriptors generated by the VAE allow for a more reliable and automated separation of sound signatures corresponding to different motor states compared to traditional descriptors.

ASPEKTY PROJEKTOWE I EKSPERYMENTALNE NA PRZYKŁADZIE URZĄDZENIA DO REJESTRACJI ROZKŁADU NACISKÓW STOPY PODCZAS CHODU

Przedstawiono proces projektowy i eksperymentalny urządzenia do rejestracji nacisków stopy podczas chodu. Opracowano prototyp wkładki pomiarowej opartej na czujnikach FSR i mikrokontrolerze Arduino Leonardo. Wkładkę podzielono na 9 stref funkcjonalnych, uwzględniając aspekty biomechaniczne. Przeprowadzono kalibrację czujników oraz testy w warunkach statycznych i dynamicznych. Uzyskane wyniki potwierdzają poprawność działania systemu i jego przydatność w analizie chodu.

* Wojskowa Akademia Techniczna

WSTĘP

Chód stanowi podstawową formę lokomocji człowieka; według badań przeciętnie poświęcamy na niego 82 minuty dziennie, podczas gdy 182 minuty spędzamy w pozycji stojącej, a około 580 minut w pozycji siedzącej. We wszystkich wymienionych aktywnościach stopy pozostają obciążone w różnym stopniu, utrzymując kontakt z podłożem. Podczas chodu rozkład nacisku na poszczególne części stopy waha się od 0 do ponad 1,2-krotności masy ciała, natomiast w ciągu dnia stopy osoby ważącej około 70 kg mogą przenosić łącznie ponad 2000 ton obciążenia³. Na zmiany rozkładu ciężaru ma wpływ bardzo wiele czynników jak np. prędkość, obuwie czy stan zdrowia⁴⁻¹¹. Dodatkowo wszelkie dysfunkcje lub patologie zaburzające biomechanikę stopy i rozkład obciążeń mogą prowadzić do odczuwalnego bólu lub dyskomfortu oraz negatywnie oddziaływać na cały układ biomechaniczny człowieka. Wykrycie nieprawidłowych profili rozkładu obciążenia może umożliwić wczesną diagnozę wybranych patologii, co w dalszej perspektywie sprzyja poprawie ogólnego stanu zdrowia pacjenta lub wyników sportowych.

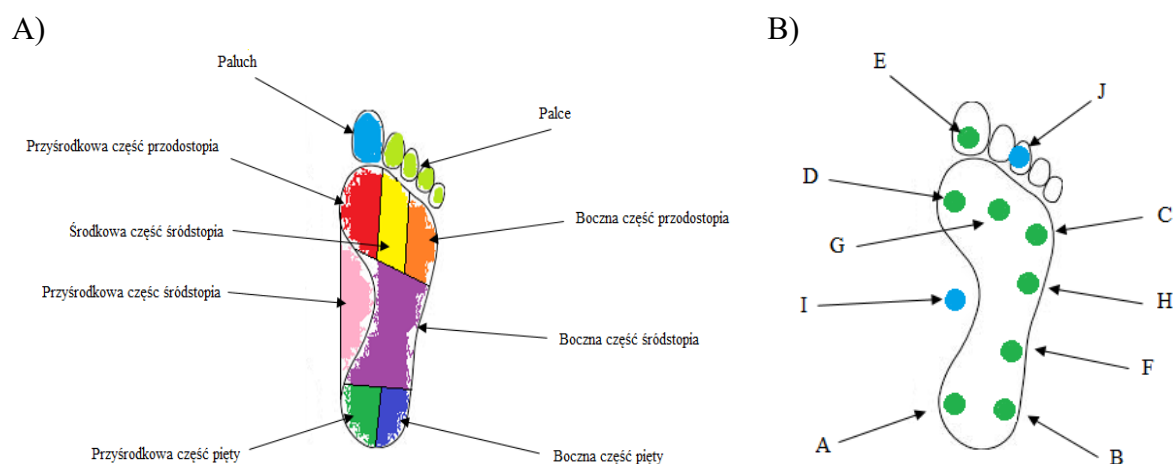
Poza standardową diagnostyką kliniczną, pomiar rozkładu obciążeń jest wykorzystywany w diagnostyce sportowej, zarówno w sporcie profesjonalnym, jak i amatorskim. Wraz z rosnącą popularnością zdrowego stylu życia w krajach wysoko rozwiniętych obserwuje się dynamiczny wzrost zainteresowania aktywnością fizyczną, zwłaszcza bieganiem i crossfitem. Trend ten przyczynił się do intensywnego rozwoju powiązanych branż, w szczególności przemysłu obuwniczego i tekstylnego. Równocześnie wzrosła świadomość sportowców-amatorów w zakresie doboru sprzętu sportowego oraz biomechanicznych i fizjologicznych uwarunkowań wpływających na efektywność treningu. Jak wskazują autorzy obszernej metaanalizy¹² w ostatnich latach odnotowano istotny wzrost zainteresowania bieganiem amatorskim. Analiza obejmująca dane z lat 1960–2013 wykazała niemal czterokrotny wzrost liczby organizowanych maratonów w samej Europie od początku lat 2000, co potwierdza rosnącą popularność tej formy aktywności fizycznej.

Biorąc powyższe pod uwagę, korzystne jest opracowanie urządzenia umożliwiającego pomiar rozkładu obciążenia na podłoże. Co prawda obecnie istnieje szereg systemów pomiarowych, jednakże są one bądź drogie w zakupie, lub umożliwiają pomiar jedynie w ograniczonym obszarze. W związku z tym w artykule przedstawiono proces opracowania relatywnie taniego i mobilnego urządzenia pomiarowego w formie wkładki do butów, przeznaczonego do rejestracji oraz analizy rozkładu nacisku stopy na podłoże podczas chodu.

URZĄDZENIE POMIAROWE

Uwzględniając anatomiczną złożoność stopy oraz różnorodność możliwych patologii i wariantów chodu, zdecydowano się ograniczyć funkcjonalność projektowanej wkładki pomiarowej do podstawowych parametrów. Pierwszą z funkcji stanowi rejestracja i wizualizacja zmian rozkładu nacisków stopy w poszczególnych fazach cyklu chodu. Drugą, ocena zmian w zakresie pronacji i supinacji stopy na podstawie uzyskanych map rozkładu nacisku.

Jednym z początkowych etapów projektu było zaplanowanie rozmieszczenia czujników na wkładce pomiarowej. Analiza dostępnych publikacji wykazała, że w przeważającej liczbie badań stosowane są wkładki zaprojektowane na potrzeby akademickie i badawcze¹³⁻²⁰ analiza konstrukcji wkładek pomiarowych wskazuje na brak jednolitego podejścia co do optymalnej liczby zastosowanych czujników nacisku. Najczęściej stosuje się od trzech do szesnastu rezystancyjnych czujników typu FSR (ang. Force Sensitive Resistor).^{17-19,21,22} Liczba zastosowanych czujników bezpośrednio determinuje liczbę stref pomiarowych, na jakie można podzielić powierzchnię stopy, co wpływa na dokładność i rozdzielczość uzyskiwanych danych. W zakresie rozmieszczenia czujników, a tym samym wyodrębnienia stref pomiarowych na stopie, również występuje znaczne zróżnicowanie podejść badawczych. Dobrym przykładem jest obszar pięty, dla którego stosuje się dwie odrębne konfiguracje. Pierwsze podejście zakłada umieszczenie pojedynczego czujnika w centralnym punkcie kontaktu kości piętowej z podłożem, co skutkuje wyższymi wartościami siły rejestrowanymi w początkowej fazie kroku^{16,21}. Alternatywna konfiguracja obejmuje rozmieszczenie czujników po bocznych stronach pięty, przyśrodkowej i bocznej^{17,19,23}. Choć takie rozmieszczenie skutkuje niższymi odczytami siły (ze względu na ich rozproszenie na większej powierzchni), umożliwia jednocześnie rejestrację rotacji wewnętrznej i zewnętrznej stopy, co stanowi istotną zaletę diagnostyczną.



Rys. 1. A) Podział stopy na strefy. B) Rozmieszczeni czujników na stopie: (A) przysródkowa część pięty, (B) boczna część pięty, (C) boczna część przodostopia, (D) przysródkowa część przodostopia, (E) paluch, (F) boczna część śródstopia (tył), (G) środkowa część przodostopia, (H) boczna część śródstopia (tył), (I) przysródkowa część śródstopia, (J) palce

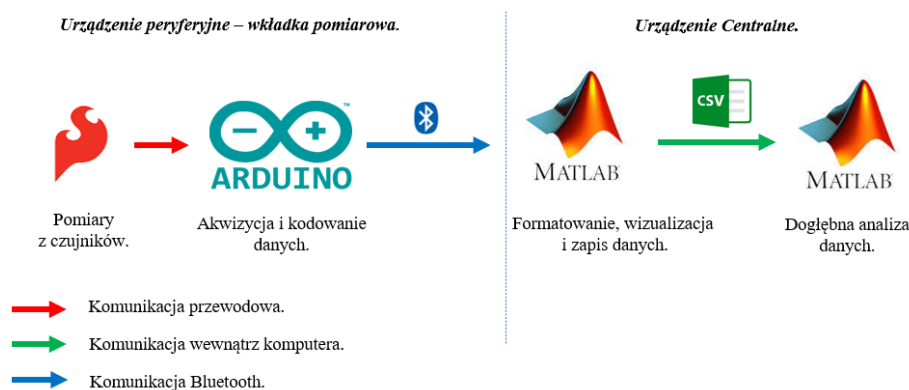
Uwzględniając założone wymagania funkcjonalne, zdecydowano się na podział stopy na dziewięć stref pomiarowych (rys. 1A), odpowiadających planowanemu zastosowaniu wkładki. W przedniej części stopy wyróżniono dwie strefy: „Paluch” oraz „Palce stopy”, których zadaniem jest rejestracja stopnia obciążenia palców, szczególnie w końcowej fazie podporu (odciążania stopy). Kolejne trzy strefy obejmują przodostopie: część boczną, środkową oraz przysródkową. Analiza danych z tych obszarów umożliwi ocenę zmian rozkładu nacisku w poszczególnych fazach chodu oraz identyfikację ruchów pronacyjnych i supinacyjnych. Następnie wyodrębniono dwie strefy obejmujące śródstopie: przysródkową i boczną. Analiza nacisków w tych obszarach umożliwia ocenę stanu łuków podłużnych stopy oraz rotacji w jej

środkowej części. Ostatnią część podziału stanowi pięta, którą rozdzielono na dwa obszary: boczny i przyśrodkowy. Boczna część pięty stanowi zazwyczaj pierwszy punkt kontaktu stopy z podłożem podczas chodu czy biegu. Zgodnie z wynikami badań, osoby wykazujące istotnie wyższy nacisk w bocznej części pięty w porównaniu do przyśrodkowej są bardziej narażone na kontuzje, w tym tzw. „kolano biegacza”, dolegliwość często obserwowaną u początkujących biegaczy.

Po podziale stopy na strefy funkcjonalne, zaplanowano rozmieszczenie czujników (rys. 1B). Każdą strefę objęto co najmniej jednym sensorem, uwzględniając spodziewane naciski oraz struktury anatomiczne. Wykorzystano rezystancyjne czujniki siły w formie cienkowarstwowych elementów o grubości około 0,5 mm, zakończone okrągłym polem pomiarowym. Czujniki tego typu w stanie spoczynku cechują się zmienną rezystancją zależną od siły działającej na czujnik, co umożliwia pośredni pomiar nacisku poprzez zmianę napięcia wyjściowego, zaś ich elastyczna konstrukcja pozwala na bezpieczne zginanie. Wykorzystano dwa typy czujników: SparkFun SEN-08685 i FSR-402, które różnią się od siebie zakresem pomiarowym oraz czułością. Zakresy pomiarowe dobrano na podstawie przewidywanych obciążeń – w mocno obciążonych strefach (np. pięta, przodostopie) wartości nacisku mogą dochodzić do 400 N u osoby o masie 70 kg. W obszarach wysokiego nacisku umieszczono czujniki o większym zakresie pomiarowym (zielone), natomiast w rejonach wymagających precyzji – czujniki o mniejszym zakresie, lecz większej dokładności (niebieskie). Czujniki „A” i „B” rozmieszczono po obu stronach pięty, co umożliwiła detekcję pronacji i supinacji. Czujniki „C” i „D” w przyśrodkowym i bocznym przodostopie monitorują rozkład nacisku i rotacje stopy; wspiera je czujnik „G” w strefie środkowej. Czujniki „F” i „H” na bocznym śródstopiu oceniają pracę bocznego łuku i dynamikę pronacji/supinacji. Czujnik „I”, pod łukiem przyśrodkowym, rejestruje subtelne zmiany w obciążeniu – zastosowano tu sensor o wysokiej czułości. Czujniki „E” i „J” w rejonie palucha i palców analizują fazę odciążania stopy.

Sposób przesyłania danych

W opracowywanej wkładce system przepływu danych podzielono na dwie części (rys. 2). Pierwszą stanowi wkładka pomiarowa. Sygnały z czujników umieszczonych na wkładce trafiają do mikrokontrolera, który pełni funkcję prostego systemu wbudowanego. Do tego celu wybrano Arduino Leonardo oparty na mikrokontrolerze ATmega32u4, który dysponuje wystarczającą liczbą wejść analogowych, pozwalających na podłączenie wymaganej liczby czujników. W mikrokontrolerze dane są grupowane, kodowane i przesyłane do komputera. Komunikacja może odbywać się zarówno przewodowo z wykorzystaniem magistrali szeregowej lub bezprzewodowo za pomocą protokołu bluetooth. Druga część systemu to jednostka centralna, na której dane odbierane są za pomocą środowiska MATLAB. Program konwertuje zakodowane ciągi ASCII na wartości liczbowe i zapisuje je w macierzy, przygotowując do dalszej analizy.



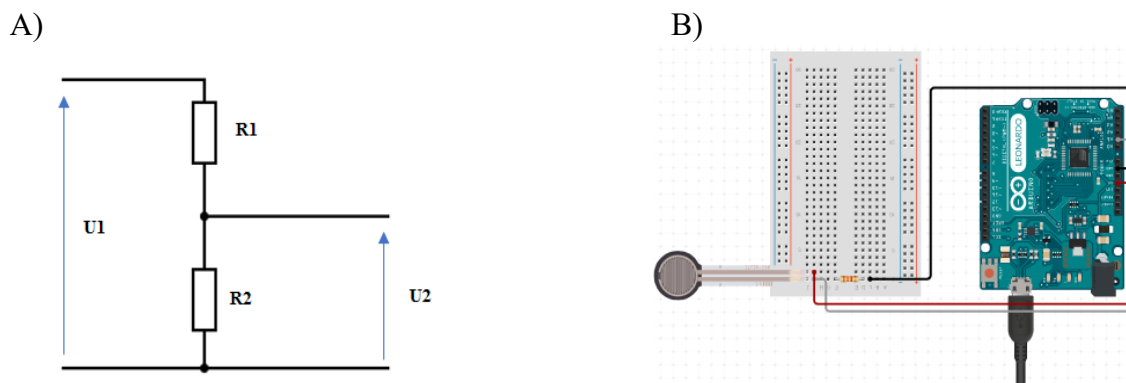
Rys. 2. Schemat przepływu danych w systemie pomiarowym

KALIBRACJA CZUJNIKÓW

Poprawność działania układu pomiarowego zależy od precyzyjnej kalibracji czujników nacisku. Proces ten polega na określeniu zależności między znanym obciążeniem a sygnałem wyjściowym czujnika. Choć producent udostępnia charakterystyki techniczne, w celu weryfikacji postanowiono przeprowadzić kalibrację niezależnie. Uzyskana krzywa została porównana z danymi katalogowymi.

Układ pomiarowy

Kalibrację przeprowadzono, przykładając do czujnika znane obciążenia w zakresie jego charakterystyki, a następnie rejestrując sygnał wyjściowy. Zbudowano układ składający się z badanego czujnika umieszczonego na wkładce i połączonego z mikrokontrolerem (rys. 3B). Do obciążania zastosowano maszynę wytrzymałościową KAPPA 50 DS firmy Zwick Roell, która wyposażona w głowicę pomiarową o maksymalnym obciążeniu 500N pozwoliła na precyzyjne i stabilne przyłożenie siły przez wymagany czas pomiaru. Sygnał odbierany z czujnika przez port szeregowy komputera ma postać surową, tj. nieprzetworzoną. Rejestrowane wartości odpowiadają napięciu wyrażonemu w formacie 10-bitowym, co oznacza, że zakres napięcia 0–5 V odwzorowany jest jako liczby całkowite od 0 do 1023. Znając napięcie zasilania, wartość rezystora zastosowanego w układzie oraz napięcie wyjściowe, możliwe jest obliczenie chwilowej rezystancji czujnika FSR. W tym celu układ traktuje się jako dzielnik napięcia (rys. 3A).



Rys. 3. A) Schemat dzielnika napięcia, gdzie: U_1 – napięcie wejściowe układu, w przypadku Arduino jest to 5V, U_2 – napięcie wyjściowe, odczytywane w postaci bitowej na wejściu analogowym, R_1 – rezystancja chwilowa czujnika FSR, R_2 – rezystancja rezystora odniesienia, B) schemat układu testowego

Korzystając z wzoru na prawo Ohma ułożony został układ równań dla powyższego układu dzielnika napięć (1):

$$\{U_1 = I_1 * (R_1 + R_2) \quad U_2 = I_2 * R_2 \quad (1)$$

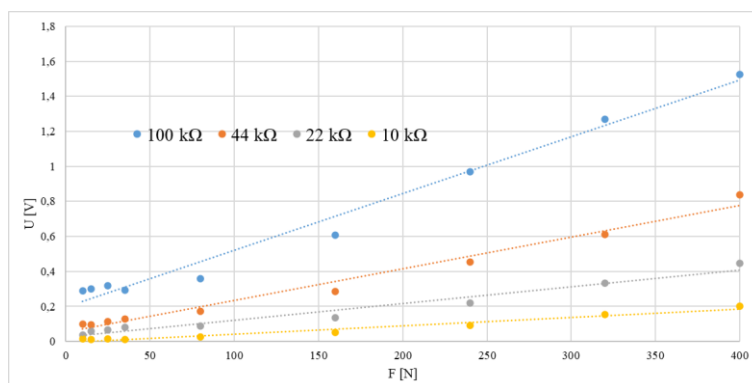
Zakładając uproszczenia wynikające z nieobciążonego układu wyznaczono relację pozwalającą określić wartość rezystancji czujnika $R_1(2)$, dzięki czemu można określić chwilowe obciążenie czujnika na podstawie wyznaczonej krzywej kalibracyjnej:

$$R_1 = \frac{(U_1 - U_2) * R_2}{U_2} \quad (2)$$

Badania kalibracyjne

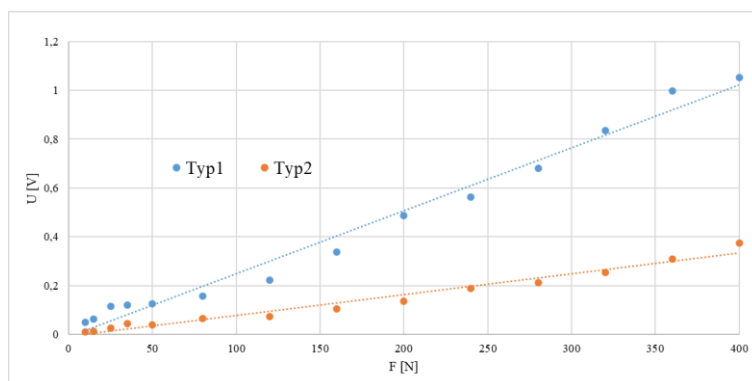
W ramach kalibracji przeprowadzono testy wpływu rezystora odniesienia na odczyty. Pierwszym krokiem była analiza wpływu doboru rezystora odniesienia na rezystancję i konduktancję czujnika. Wykorzystano czujnik SparkFun SEN-08685 (0–450 N), który obciążano siłami: 10, 15, 25, 35, 80, 160, 240, 320 i 400 N. Pomiary przeprowadzono dla

rezystorów 10, 22, 44 i 100 k Ω . Ze względu na niską czułość czujnika w dolnym zakresie, zastosowano gęstszy próg obciążeń w zakresie poniżej 100 N. Na podstawie wyników (rys. 4) stwierdzono, że rezystor 100 k Ω zapewnia najbardziej optymalną rozdzielczość sygnału różnice napięcia między kolejnymi poziomami obciążenia są największe. Zapewnia to wyższą czułość na zmiany siły. Jednocześnie, w całym zakresie do 100 N, napięcia różnią się minimalnie niezależnie od użytego rezystora, co potwierdza ograniczoną czułość czujników FSR dla małych obciążeń.



Rys. 4. Zależność napięcia (U) od siły obciążającej (F) dla wybranych rezystorów odniesienia

Ponadto w trakcie badań stwierdzono, że pomimo faktu, że wszystkie badane czujniki są tego samego modelu to możemy wyróżnić wśród nich 2 podtypy różniące się rezystancją i co za tym idzie sygnałem wyjściowym. W związku z tym zostały one dokładnie podzielone i wyznaczone zostały dla nich dwie odrębne krzywe kalibracyjne (rys. 5).



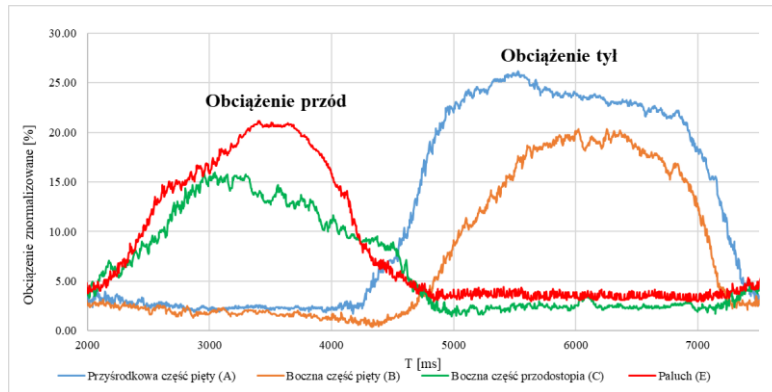
Rys. 5. Krzywe kalibracyjne zależności napięcia (U) od siły obciążającej (F) dla podtypów czujnika SEN-08685

Kolejnym krokiem było przekształcenie otrzymanych wyników do relacji rezystancja-obciążenie i przyrównanie otrzymanych charakterystyk do charakterystyki z dokumentacji oraz powtórzenie procesu dla czujników 402.

Wyniki i wnioski

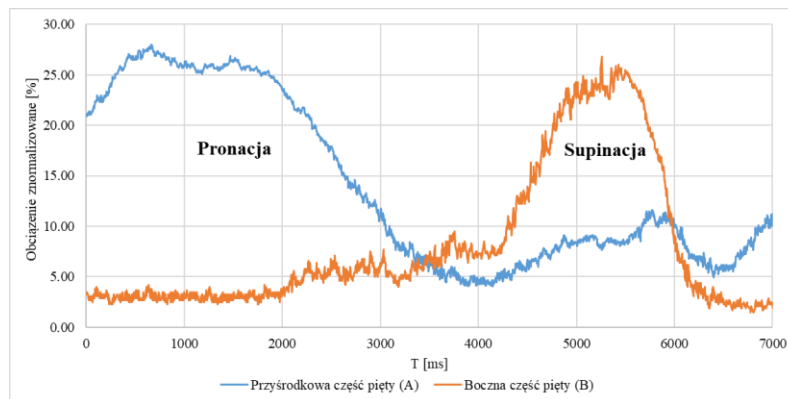
Bazując na wcześniej przedstawionych założeniach oraz badaniach wstępnych przygotowano prototyp wkładki do butów pozwalającej na rejestrację nacisków. Testy pilotażowe wkładki pozwoliły wyznaczyć charakterystyki obciążeń w zależności od ułożenia stopy. Sprawdzone zostało położenie stopy zgodnie z wcześniejszymi założeniami. Przed wykonaniem testów wykonana została kalibracja w celu późniejszej normalizacji wyników do masy ciała. Masa ciała określana została na podstawie uśrednionego 10s pomiaru ze stania na jednej nodze i w stosunku do tego pomiaru określany był procentowy stosunek pomiaru. Poniżej przedstawione zostały wybrane najważniejsze przebiegi obrazujące działanie

urządzenia. Na rysunku 6 przedstawiono przenoszenie ciężaru na przód i tył stopy i wyraźnie można wyróżnić moment przenoszenia ciężaru z przodu na tył stopy.



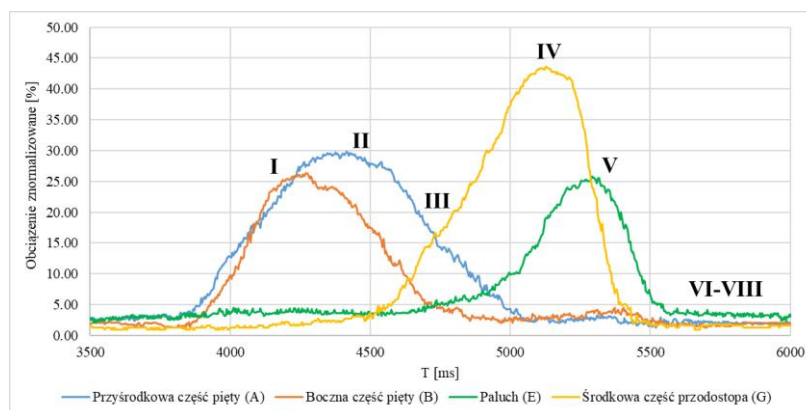
Rys. 6. Przebiegi obciążenia czujników podczas przenoszenia ciężaru ciała z przodu na tył stopy

Poniższy wykres (rys. 7) przedstawia odczyty z czujników piętowych podczas wymuszonej pronacji i supinacji stopy pozwalający jednoznacznie stwierdzić ułożenie stopy podczas pomiaru.



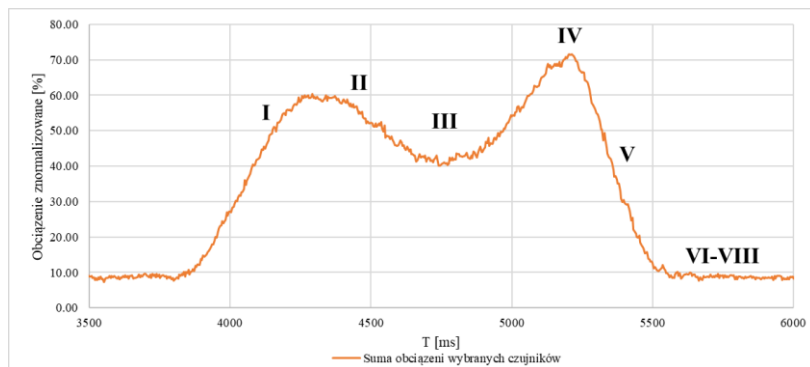
Rys. 7. Przebiegi obciążenia czujników piętowych podczas wymuszonej pronacji i supinacji

Kolejnym istotnym elementem pomiarów jest rysunek 8, który przedstawia odczyty wybranych czujników podczas pojedynczego cyklu chodu nagranego podczas badania. Analizując poniższe przebiegi wyraźnie można wyznaczyć fazę kontaktu i fazę przenoszenia oraz kolejne pod fazy chodu, zaczynając od kontaktu pięty z podłożem (I) następnie przechodząc przez pod fazy obciążenia stopy i przeniesienia ciężaru na przód (II-IV). Wyraźnie można wyznaczyć pod fazę wybicia (V) oraz następnie fazę przenoszenia (VI-VIII) kiedy stopa pozostaje odciążona.



Rys. 8. Przebiegi obciążeń wybranych czujników podczas pojedynczego cyklu chodu

Ostatnim przedstawionym przebiegiem jest krzywa określająca sumę procentową masy ciała podczas obciążenia stopy, poniżej przedstawiono wykres krzywej odpowiadającej czujnikom z przebiegu przedstawionego na rysunku 8. Można zauważyć zgodność kształtu przebiegu z literaturą. Wskazane czujniki odpowiadają za odczyt 80% obciążenia masy ciała podczas chodu natomiast średnia sumaryczna wartość obciążeń ze wszystkich czujników oscylowała na poziomie 120%.



Rys. 9. Przebiegi sum obciążeń wybranych czujników podczas pojedynczego cyklu chodu

Ważnym aspektem uwidaczniającym się w powyższych przebiegach są niezerowe odczyty w fazie przenoszenia stopy. Wynikać to może z szumu generowanego poprzez nacisk jaki stopa w zawiązanym bucie wywiera na wkładkę lub przez napięcia mechaniczne powstające na wkładce w wyniku niedokładnego dopasowania samej wkładki do buta. Podobne efekty nie występowały podczas obciążania wkładki nie umieszczonej w bucie co sugeruje potrzebę zaprojektowania dodatkowych mechanizmów kalibracyjnych niwelujących wspomniane szumy.

Przeprowadzone badanie pilotażowe pozwoliło na stwierdzenie poprawności działania urządzenia, kolejnym krokiem w rozwoju projektu będzie wykonanie badań na większej, statystycznie istotnej próbie i porównanie wyników z certyfikowanym urządzeniem pomiarowym. Udało się osiągnąć warunek kosztowy projektu, przedstawione urządzenie jest przynajmniej trzykrotnie tańsze od podobnej klasy urządzeń dostępnych na rynku.

Literatura

- [1] Johansson M. S., et al.: *Time spent cycling, walking, running, standing and sedentary: A cross-sectional analysis of accelerometer-data from 1670 adults in the Copenhagen City Heart Study*. BMC Public Health 19, 1–13 (2019).
- [2] Jaszczur I., Koprowski P. & Wrzosek Z.: *Próba stworzenia kryteriów oceny funkcji chodu z wykorzystaniem platformy PDM-S*. Acta Bio-Optica et Informatica Medica. Inżynieria Biomedyczna 19, 24–31 (2013).
- [3] Hughes J. et al.: *Reliability of pressure measurements: the {EMkD} F system*.
- [4] Birtane M. & Tuna H.: *The evaluation of plantar pressure distribution in obese and non-obese adults*. Clinical Biomechanics 19, 1055–1059 (2004).
- [5] Brown H. E. & Mueller M. J.: *A 'step-to' gait decreases pressures on the forefoot*. Journal of Orthopaedic and Sports Physical Therapy 28, 139–145 (1998).
- [6] Burnfield J. M., Few C. D., Mohamed O. S. & Perry J.: *The influence of walking speed and footwear on plantar pressures in older adults*. Clinical Biomechanics 19, 78–84 (2004).
- [7] Drerup B., Kolling C., Koller A. & Wetz H. H.: *Verringerung des plantaren spitzendrucks beim diabetiker durch verkürzung der schrittlänge*. Orthopade vol. 33 1013–1019 Preprint at <https://doi.org/10.1007/s00132-004-0702-8> (2004).
- [8] Hills A. P., Hennig E. M., McDonald M. & Bar-Or O.: *Plantar pressure differences between obese and non-obese adults: A biomechanical analysis*. Int J Obes 25, 1674–1679 (2001).
- [9] Hsi W.-L., Kang J.-H. & Lai J.-S.: *Distribution of plantar pressure on the second metatarsal head during walking*. 103, 540–545.
- [10] Rosenbaum D., Hautmann S., Gold M. & Claes L.: *Effects of walking speed on plantar pressure patterns and hindfoot angular motion*. Gait Posture 2, 191–197 (1994).

- [11] Taylor A. J., Menz H. B. & Keenan A.-M.: *The influence of walking speed on plantar pressure measurements using the two-step gait initiation protocol*. 14, 49–55.
- [12] Scheerder J., Breedveld K. & Borgers J.: *Running across Europe: The Way Forward. Running Across Europe: The Rise and Size of One of the Largest Sport Markets* (2015). doi:10.1057/9781137446374.0017.
- [13] Eguchi R., Yorozu A., Fukumoto T. & Takahashi M.: *Ground reaction force estimation using insole plantar pressure measurement system from single-leg standing*. in 2016 {IEEE} International Conference on Multisensor Fusion and Integration for Intelligent Systems ({MFI}) 109–113 (IEEE). doi:10.1109/MFI.2016.7849475.
- [14] Guo, R. et al.: *A Shoe-Integrated Sensor System for Long-Term Center of Pressure Evaluation*. 21, 27037–27044.
- [15] Hsu W.-C., Sugiarto T., Chen J.-W. & Lin Y.-J.: *The Design and Application of Simplified Insole-Based Prototypes with Plantar Pressure Measurement for Fast Screening of Flat-Foot*. 18, 3617.
- [16] Jasiewicz B. et al.: *Investigation of Impact of Walking Speed on Forces Acting on a Foot–Ground Unit*. Sensors 22, (2022).
- [17] Luna-Perejón F. et al.: *Smart Shoe Insole Based on Polydimethylsiloxane Composite Capacitive Sensors*. Sensors 23, 25113560 (2023).
- [18] Nascimento D. H. A. et al.: *Development of a Human Motion Analysis System Based on Sensorized Insoles and Machine Learning Algorithms for Gait Evaluation*. 7, 98.
- [19] Tahir A. M. et al.: *A Systematic Approach to the Design and Characterization of a Smart Insole for Detecting Vertical Ground Reaction Force ({vGRF}) in Gait Analysis*. 20, 957.
- [20] Tiwari A. & Joshi D.: *Template-Based Insoles for the Center of Pressure Estimation in Different Foot Sizes*. 4, 1–4.
- [21] Choi H. S., Lee C. H., Shim M., Han J. I. & Baek Y. S.: *Design of an Artificial Neural Network Algorithm for a Low-Cost Insole Sensor to Estimate the Ground Reaction Force ({GRF}) and Calibrate the Center of Pressure ({CoP})*. 18, 4349.
- [22] Zuñiga J. et al.: *Development of 3D-Printed Orthopedic Insoles for Patients with Diabetes and Evaluation with Electronic Pressure Sensors*. 6, 95.
- [23] Ivanov K. et al.: *Design of a Sensor Insole for Gait Analysis*. in Intelligent Robotics and Applications (eds. Yu, H. et al.) vol. 11743 433–444 (Springer International Publishing).

DESIGN AND EXPERIMENTAL ASPECTS BASED ON A DEVICE FOR RECORDING FOOT PRESSURE DISTRIBUTION DURING GAIT

Summary

The study presents the design and experimental process of a device for recording foot pressure during gait. A prototype of a measurement insole was developed, based on FSR sensors and an Arduino Leonardo microcontroller. The insole was divided into 9 functional zones, taking biomechanical aspects into account. Sensor calibration and tests were conducted under both static and dynamic conditions. The results confirm the system's correct operation and its usefulness in gait analysis.

The study presents design and research issues related to the development of a low-cost system for measuring foot pressure distribution during gait. To this end, a prototype of a smart insole was designed, enabling real-time pressure data acquisition. The design process was preceded by an analysis of existing technological solutions and scientific literature in the fields of gait biomechanics and foot anatomy. Project implementation included conceptual development, sensor placement planning, selection of electronic components, sensor calibration, and a series of preliminary and final tests. The device was built using an Arduino Leonardo microcontroller and FSR (Force Sensitive Resistor) sensors. A system of 10 sensors was designed and positioned at key points on the foot, enabling detailed analysis of gait phases. Sensor signals were processed using voltage divider circuits. Force values were determined based on individual calibration curves, developed with consideration for the material properties of the insole. The insole was subjected to experimental testing under both static and dynamic load conditions. Additionally, an analysis of pressure distribution during a single gait cycle was conducted.

Krzysztof PRAŻNOWSKI*
Przemysław WORWĄG*
Łukasz KONIECZNY**
Mariusz GRABA*

WYKORZYSTANIE SYGNAŁÓW DIAGNOSTYCZNYCH DO OCENY STANU PODROZJAZDNICY KOLEJOWEJ

Praca dotyczy oceny stanu technicznego podrozjazdniczy z wykorzystaniem metod badawczych opartych na analizie sygnału drganiowego. Badania przeprowadzono w wybranym miejscu infrastruktury kolejowej z podrozjazdnicą z widocznymi śladami zużycia. Do rejestracji parametrów drganiowych wykorzystano trzy czujniki trójosiowe wykonane w technologii MEMS. Rejestracje przeprowadzono w oparciu o autorski program opracowany w pakiecie LabView. Do analizy danych zarejestrowanych w trakcie badań wykorzystano autorski skrypt opracowany w pakiecie obliczeniowym Matlab. Do analizy sygnału wykorzystano krótkoterminową transformatę Fouriera (STFT) i wyznaczono wartość współczynnika SNR dla przyjętych punktów pomiarowych. W rezultacie widoczne jest zróżnicowanie współczynnika SNR w miejscu zużycia rozdzielniczy.

* Politechnika Opolska, Wydział Mechaniczny

** Politechnika Śląska, Wydział Transportu i Inżynierii Lotniczej

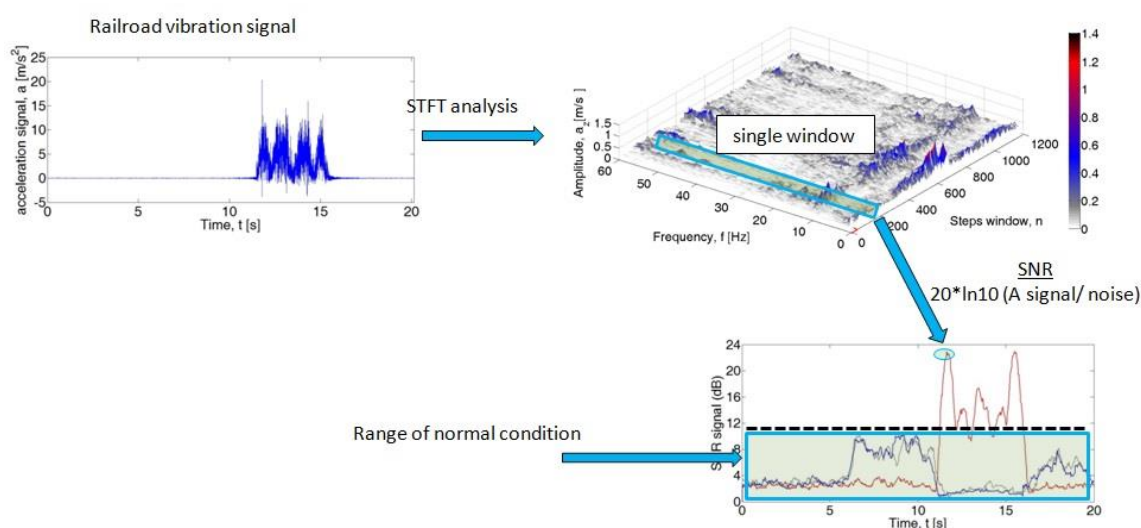
WSTĘP

Rozwój infrastruktury kolejowej przyczynia się do zwiększenia prędkości ruchu pociągów. To z kolei wymaga od zarządców infrastruktury kolejowej zwiększenia nakładów na diagnostykę i utrzymanie linii kolejowych, aby zapewnić bezpieczeństwo podróżnym. Infrastruktura kolejowa to złożony system zależności, w którym najsłabszy element decyduje o poziomie bezpieczeństwa całego systemu. W wyniku analiz zagrożeń wynikających ze wzrostu prędkości ruchu kolejowego, kluczowym elementem systemu jest stan techniczny elementów systemu kolejowego oraz właściwa procedura diagnostyczna i utrzymaniowa. Do elementów systemu kolejowego należą rozjazdy i przejazdy kolejowe, które charakteryzują się bardzo złożoną konstrukcją. Wymaga to nie tylko dużej liczby komponentów (takich jak szyny, rozjazdy, zwrotnice, podpory rozjazdów, prowadnice ślizgowe itp.), ale także różnych typów komponentów i technologii (urządzenia mechaniczne do obsługi rozjazdów, urządzenia elektryczne do sterowania itp.). Ta złożoność systemów kolejowych sprawia, że są one podatne na awarie, które mogą ostatecznie prowadzić do opóźnień, a nawet wypadków śmiertelnych. Dlatego ważne jest opracowanie odpowiednich technik monitorowania stanu w celu wykrywania i diagnozowania usterek w systemach kolejowych. Statystyki z linii kolejowej Zhuzhou-Hengyang w Chinach wykazały, że ponad 40% wszystkich awarii było związanych z awarią sprzętu S&C [1]. Awarie systemu mogą być spowodowane zmianami warunków środowiskowych i/lub błędem ludzkim. Każda awaria podczas procesu konserwacji, taka jak brak smarowania, niewłaściwa obsługa lub luźne elementy mocujące, może prowadzić do awarii systemu infrastruktury [2]. W artykule [3] przedstawiono system wizyjny, który w połączeniu z narzędziami do analizy przetwarzania obrazu może wykrywać zużycie i odległość między kluczowymi elementami rozjazdu kolejowego. W wyniku symulacji wykazano, że podczas przejazdu przez rozjazd z prędkością powyżej 250 km/h zużycie rozjazdu wzrasta dziesięciokrotnie. Wyniki te wskazują na potrzebę diagnostyki częstotliwości online. W artykule [4] przedstawiono wyniki badania dynamiki typowego pionowego rozjazdu kolejowego pod obciążeniem poruszających się pociągów. Analiza dotyczyła przejazdów o stałej prędkości, w których badano jedynie dynamikę pionową (w tym ruchy kołysania i przechylania). W przypadku przejazdów nierównych intensywność obciążenia uderzeniowego na przejeździe silnie zależy od prędkości pociągu. Wzrost siły nacisku w porównaniu z siłą statyczną wynosi około 100% przy prędkości 70 km/h i 200% przy prędkości 150 km/h.

Autorzy pracy [5] przedstawili metodologię symulacji degradacji profili szyn na rozjazdach i przejazdach. Przedstawiona metodologia obejmuje: symulację dynamicznej interakcji pojazd- tor z uwzględnieniem stochastycznych zmian danych wejściowych. Autorzy stwierdzili, że zwiększenie nacisku na oś z 25 ton do 30 ton zwiększyło zmianę profilu pionowego o 27%, a wartość liczbową kryterium RCF [Rolling Contact Fatigue] wzrosła o 10%. W pracy [6] zaproponowano metody przetwarzania obrazu z wykorzystaniem ekstrakcji krawędzi Canny'ego i transformaty Hougha. Przedstawione rozwiązanie ma na celu wczesną diagnostykę usterek na przejazdach i zapobieganie potencjalnym wypadkom w oparciu o przetwarzanie obrazu. Márquez i in. [7] zaproponowano rozwiązanie monitorowania (wykrywania) poważnych awarii związanych ze zużyciem mechanizmów układu rozjazdowego. Autorzy rozważyli różne awarie spowodowane zużyciem przemieszczonych elementów (w tym suchych i o zmiennym smarowaniu) oraz wartość prądu pobieranego przez elementy sterujące (przełączające).

METODYKA PROWADZENIA BADAŃ I UKŁAD POMIAROWY

Przedstawione przykłady metodyki prowadzonych badań w kontekście analizy stanu technicznego elementów infrastruktury kolejowej ilustrują różnorodność prac badawczych realizowanych w tym obszarze. Ich istotą jest możliwie wczesne wykrywanie uszkodzeń i niedoprowadzenie do poważnych katastrof w ruchu kolejowym. Autorzy niniejszej pracy wykorzystali wybrane metody analizy drgań elementów podrozdzi kolejowej do oceny jej stanu technicznego jako elementu nawierzchni kolejowej. Przeprowadzone badania przeprowadzono w warunkach normalnej eksploatacji rozjazdu dla zróżnicowanych składów pociągów. Metodyka opiera się na rejestracji drgań w wybranych punktach podrozdzi (rys. 1) za pomocą trzech trójosiowych czujników przyspieszenia połączonych z autorską aplikacją opracowaną w środowisku LabView. Zarejestrowane dane poddawane są analizie w dziedzinie czasu i częstotliwości. Analiza w dziedzinie czasu pozwoliła na wstępną ocenę występujących drgań pod względem wartości szczytowych oraz kształtu przebiegu drgań. Do analizy w dziedzinie częstotliwości wykorzystano krótkoczasową transformatę Fouriera (STFT).



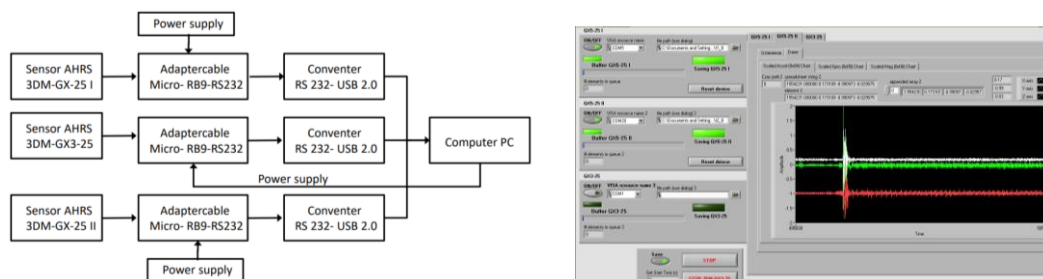
Rys. 1. Schemat analizy danych

W tym celu opracowano aplikację w środowisku LabView. Do analizy zarejestrowanych danych wykorzystano skrypt obliczeniowy w środowisku MatLab. Opracowany program umożliwia prezentację wyników w dziedzinie czasu i częstotliwości (krótkoczasowa transformata Fouriera – STFT) w postaci spektrogramów. Na ich podstawie przedstawiono

wyniki pomiarów przyspieszeń oraz wyznaczono wartość współczynnika SNR (stosunek sygnału do szumu). Uzyskane wartości SNR w funkcji czasu stanowiły podstawę do wnioskowania o stanie technicznym podrozdźnicy.

UKŁAD POMIAROWY

Układ pomiarowy (rys. 2) składa się z czujników przyspieszenia, układów zasilania oraz aplikacji do rejestracji parametrów prądu. W układzie pomiarowym wykorzystano dwa czujniki AHRS 3DM-GX5-25 i jeden czujnik 3DM-GX3-25. Dane techniczne czujników przedstawiono w tabeli 1.



Rys. 2. Schemat blokowy układu pomiarowego i panelu przedniego urządzenia pomiarowego

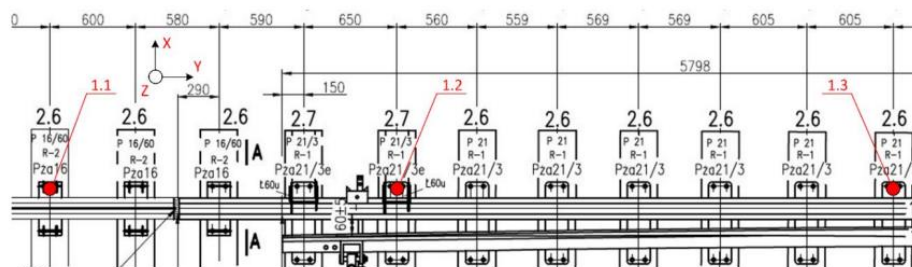
Opracowana w programie LabView autorska aplikacja pomiarowa umożliwia podgląd aktualnych parametrów z trzech czujników pomiarowych oraz zapis danych do pliku tekstowego. Do zasilania czujników zastosowano zewnętrzny system baterijny. Ze względu na zróżnicowaną częstotliwość próbkowania zastosowanych czujników, opracowano system synchronizacji danych.

Tabela 1. Specyfikacja wykorzystanych czujników

Nazwa	3DMGX5-AHRS	3DM-X3-25
Zakres pomiaru	$\pm 8g$	$\pm 8g$
Nieliniowość pomiaru	$\pm 0,02\%$ fs	$\pm 0,1\%$ fs
Rozdzielczość	0,02mg	80 $\mu g/\sqrt{Hz}$
Pasmo częstotliwości	225Hz	225Hz
Częstotliwość próbkowania	1000Hz	30kHz
Limit wstrząsu mechanicznego	500g/1ms	500g
Wymiary	36,0 x 36,6 x 11,1mm	115200 ÷ 921600bps

BADANIA W WARUNKACH RZECZYWISTYCH

Badania przeprowadzono w warunkach normalnej eksploatacji infrastruktury kolejowej na klasycznym rozjeździe kolejowym typu Rz 60E1-300-1:9Psb. Rozjazd znajduje się w Ozimku, na terenie pod nastawnią kolejową Ozimek (linia kolejowa nr 144, odległość 55 km 800 m). Dopuszczalna prędkość pociągu na torze prostym tego rozjazdu wynosi 140 km/h.

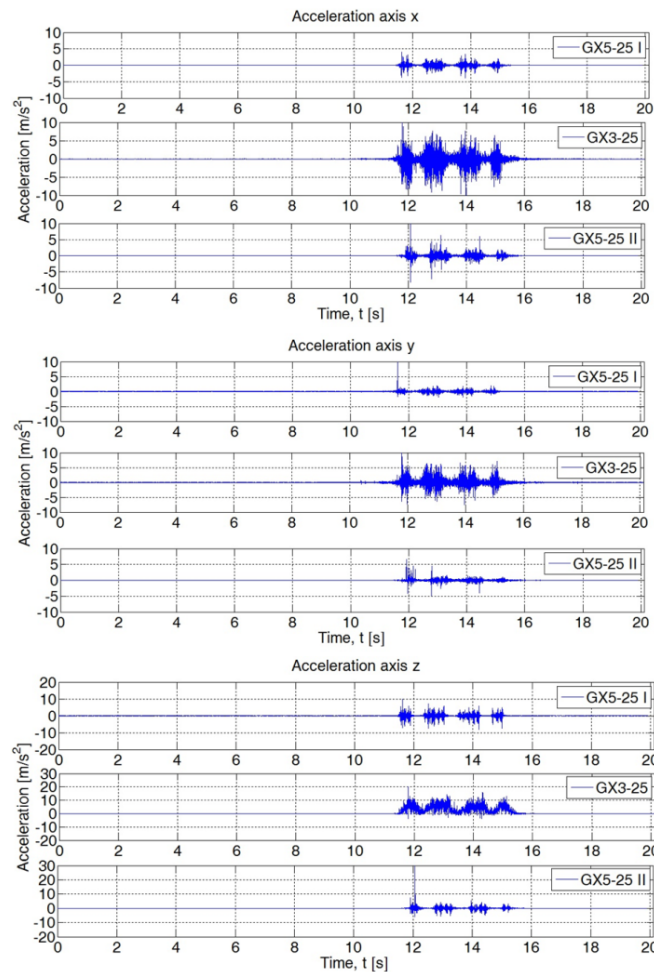


Rys. 3. Schemat rozmieszczenia punktów pomiarowych na fragmencie rysunku półwrotnicy lewej

Przed wykonaniem pomiarów wybrano punkty pomiarowe. Założono, że w tym fragmencie mogą wystąpić zwiększone drgania i pionowe ugięcie konstrukcji podczas ruchu kół pociągu. Ze względu na zastosowanie trzech czujników, punkty pomiarowe podzielono na podpunkty. Ich dokładne położenie pokazano na rys. 3: 1.1 - czujnik 3DM-GX5-25 I, przed zamknięciem punktu licowania, 1.2 - czujnik 3DM-GX3-25, zamknięcie punktu licowania, 1.3 – czujnik 3DM-GX5-25 II. Wszystkie czujniki przyspieszenia zamontowano do podroczajdnic w punktach pomiarowych (na płycie żebrowej) za pomocą elementów magnetycznych. Umożliwiło to pomiar drgań występujących na rozjeździe z wykluczeniem bezpośredniego wpływu drgań szyny. Osie pomiarowe czujników zorientowano w następujących kierunkach: oś X oznacza drgania wzdłużne rozjazdu, oś Y drgania poprzeczne, a oś Z drgania pionowe. Odnosząc osie do toru pociągu, oś X będzie wskazywać drgania poprzeczne rozjazdu, a oś Y drgania wzdłużne. Informacje o masach składów pociągów i prędkościach uzyskano od dyżurnego ruchu. Nie ma znaczenia czy pociąg będzie w fazie dotarcia, czy wybiegu, ponieważ jego masa i bezwładność są zbyt duże, a odcinek pomiarowy zbyt krótki, aby prędkość mogła ulec drastycznej zmianie.

ANALIZA WYNIKÓW POMIARÓW

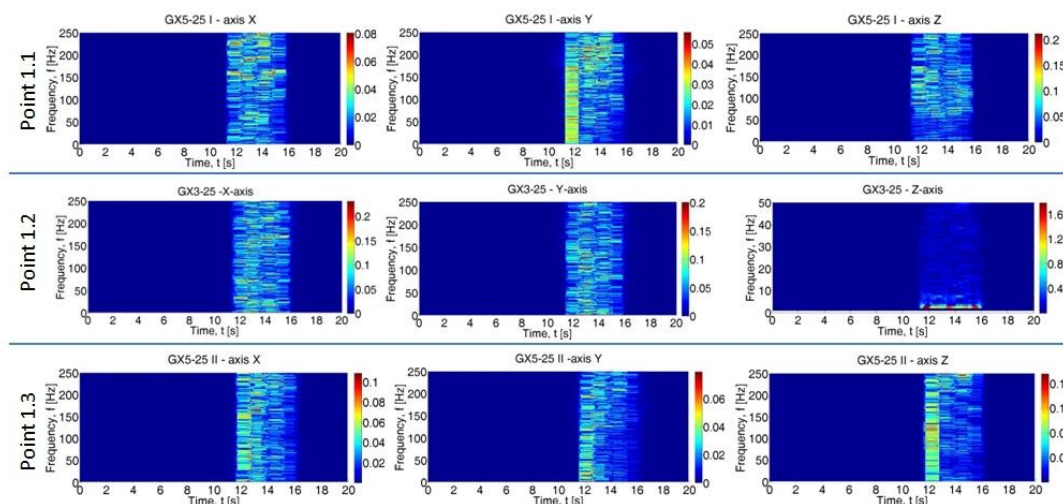
Przykładowe przebiegi w dziedzinie czasu dla przykładowego pomiaru pokazano na rysunku 4. Pokazują one składowe amplitudy osi x, y, z w punktach pomiarowych 1.1, 1.2 i 1.3. Analizując oba pomiary, wyraźnie widać różnice w uzyskanych przebiegach wykonanych w punkcie 1.2. Amplitudy drgań podłużnych i poprzecznych występujące dla badanego rozjazdu mają większe wartości przyspieszeń w stosunku do wartości zarejestrowanych w pozostałych punktach pomiarowych. Podobnie jest w przypadku drgań pionowych, jednak różnice nie są aż tak znaczące. Bardzo istotne są natomiast przebiegi drgań pionowych uzyskane dla punktu 1.2.



Rys. 4. Przebiegi przyspieszeń w dziedzinie czasu dla przykładowego pomiaru

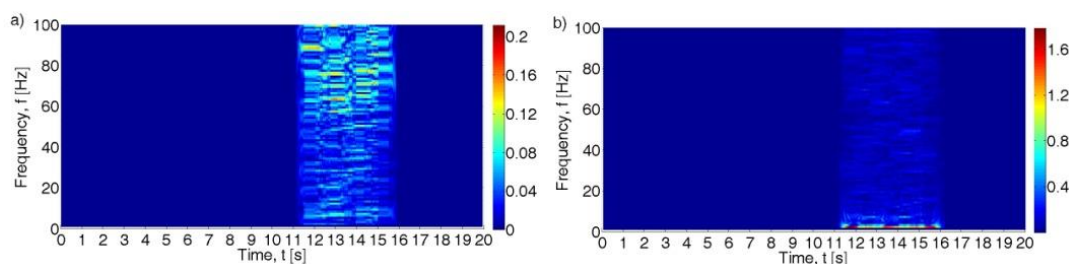
W chwili przyjazdu koła pociągu w rejon wybranego punktu pomiarowego rejestrowane są drgania dwustronne (o charakterze sinusoidalnym). W przypadku drgań osi Z punktu 1.2, przebiegi mają charakter zjawiska uderowego. Zjawisko to występuje dla wszystkich pomiarów wykonanych w punkcie pomiarowym 1.1. Dla podróżnej badanej w punkcie 1.2 zauważono również, że popada ona w drgania pionowe jeszcze przed przybyciem koła. Wiele pomiarów pokazuje, że ich początek następuje przed zarejestrowaniem koła przez czujnik 1.1 lub 1.3. Dla tego zjawiska występują charakterystyczne nachylenia wznoszące i opadające, jak widać na rysunku 6.9. Powyższe czynniki wskazują, że podsypka podróżnej w punkcie 1.2 jest słaba, co powoduje wzrost drgań wzdłużnych i poprzecznych oraz występowanie uderzeń pionowych w momencie przyjazdu koła pociągu. Analizując zarejestrowany sygnał w dziedzinie częstotliwości (rys. 5), wyraźnie widać obecność składowych amplitud drgań w całym paśmie częstotliwości (do 250 Hz). Charakteryzują się one jednak stosunkowo niską intensywnością. Dla punktu pomiarowego 1.1 stwierdzono wyraźną tendencję, polegającą na pojawianiu się pionowych drgań dominujących o częstotliwościach w paśmie 100÷150 Hz. W pozostałych pomiarach wykonanych w punktach 1.1 i 1.3 amplitudy dominujące osiągają zmienne wartości. Ich charakter nie wskazuje na występowanie anomalii w rejonie badanych podróżnych. W tym przypadku najbardziej reprezentatywne przebiegi to wyniki uzyskane w punkcie 1.2. Przeprowadzając analizę porównawczą drgań poprzecznych i podłużnych tego punktu oraz pozostałych, widać wyraźnie, że intensywność drgań jest wyraźnie wyższa. Różnica ta jest jednym z czynników wskazujących na nieprawidłowy stan rozjazdu. Jednakże, biorąc pod uwagę drgania pionowe (oś z), zauważalne są istotne różnice. Najsilniejsze drgania

rejestrowane są w obrębie blokady punktu styku. Występują one w zakresie niskich częstotliwości do 20 Hz, w przeciwieństwie do pozostałych pomiarów.



Rys. 5. Periodogramy przyspieszeń dla przykładowego przejazdu

Dla składowej pionowej (oś z) w zakresie do 100 Hz widoczne jest, że pasma koncentracji amplitud dominujących zmieniają się w zależności od punktu pomiarowego (rys. 6). W punkcie 1.1 występujące amplitudy mają charakter losowy. Wzrost ich wartości obserwuje się od 60 Hz w górę. Zauważalny wzrost amplitudy jest widoczny, gdy koło przejeżdża nad punktem pomiarowym. Wartość szczytowa wynosi 0,16 m/s². Amplitudy o podobnej wartości utrzymują się w całym zakresie przejazdu pociągu. W rezultacie można wnioskować, że w tym miejscu nie występuje znaczące uszkodzenie toru. W punkcie pomiarowym 1.2 zlokalizowanym w punkcie czołowym śluży, w całym zakresie przejazdu pociągu można zaobserwować pasmo amplitud dominujących o częstotliwości 3 Hz. Wartości amplitud wahają się od 1,2 m/s² do 1,8 m/s². W pozostałym zakresie częstotliwości wartość amplitudy nie przekracza 0,2 m/s². Wskazuje to na występowanie uderzeń między elementami toru, w wyniku toczenia się kół składu pociągu. Zdaniem autorów może to dostarczyć istotnych informacji o wystąpieniu zużycia elementów zamka punktu styku.



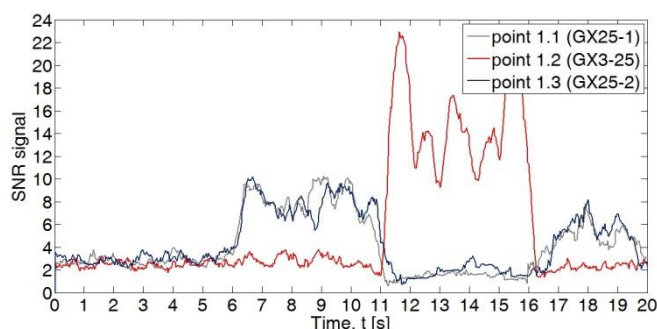
Rys. 6. Periodogramy przyspieszeń pionowych w osi Z: a) punkt 1.1, b) punkt 1.2

Z drugiej strony, w punkcie 1.3, położonym za blokadą punktu natarcia, widoczny jest wzrost amplitud do 0,16 m/s², gdy koła przejeżdżają nad punktem pomiarowym (szczególnie zauważalny w zakresie częstotliwości 80 Hz i 90 Hz). Następnie amplitudy zanikają do wartości nieprzekraczającej 0,12 m/s² bez wyraźnego pasma dominującego. Na podstawie wyników przedstawionych na rys. 6 stwierdzono, że w przypadku wystąpienia awarii następuje wyraźny wzrost wartości amplitudy dominującej w danym paśmie w stosunku do pozostałego pasma częstotliwości (szumu). Analizowana awaria odnosi się do zużycia powodującego zubożenie powierzchni styku, co skutkuje powstaniem szczeliny. W celu uzyskania informacji, które mogą stanowić objaw diagnostyczny, wyznaczono SNR (stosunek sygnału do szumu) opisany

równaniem (1). W rozpatrywanym zagadnieniu stosunek ten odnosi się do wartości amplitud dominujących w paśmie do 10 Hz i wartości średniej amplitud w paśmie do 100 Hz.

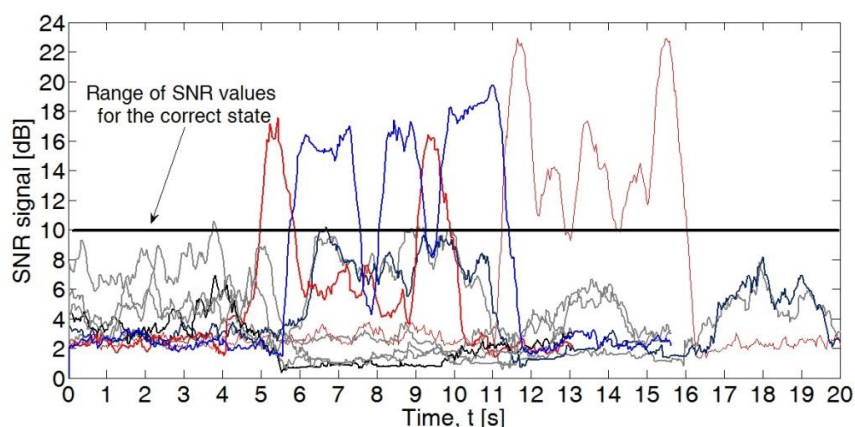
$$SNR = 20 \log_{10} \frac{A_{signal}}{A_{ratio}} \quad (1)$$

W wyniku zastosowania SNR do analizy składowej z (oś pionowa) zarejestrowanych przebiegów w punktach: 1.1, 1.2, 1.3 uzyskano przebiegi pokazane na rysunku 7.



Rys. 7. Sygnał SNR dla przykładowego przejazdu pociągu

Analizując uzyskane wartości SNR dla przejazdów w punktach 1.1, 1.2 i 1.3, stwierdzono, że wartość 1.1 nie przekracza 10 dB. Wynika to ze znacznego szumu losowego występującego w całym zakresie częstotliwości, który został stwierdzony podczas analizy periodogramów STFT we wcześniejszym opisie. W punkcie 1.2 obserwuje się znaczny wzrost wartości współczynnika na początku przejazdu pociągu przez punkt pomiarowy. Wartości SNR wynoszą wówczas 22,5 dB dla przejazdu 1 i 17,5 dB dla przejazdu 13. W trakcie przejazdu wartość SNR maleje, a następnie rośnie do wartości zbliżonych do uzyskanych w momencie kontaktu kół z podłożem. Wartości SNR w punkcie 1.3 są mniejsze i nie przekraczają 8 dB. W ramach badań przeanalizowano uzyskane wartości SNR. Porównanie przykładowych przebiegów SNR dla badanych punktów 1.1, 1.2, 1.3 przedstawiono na rysunku 8. W przypadku przebiegów zastępowanych widoczna jest zmienność wartości SNR. W przypadku dobrze utrzymanego toru wartość ta nie przekracza 10 dB. W przypadku przebiegów z uszkodzonym elementem wartość współczynnika przekracza 10 dB.



Rys. 8. Zakres poprawnego stanu technicznego podrozdzielnicy

W związku z tym, dla rozpatrywanego przypadku przyjęto wartość zakresu diagnostycznego 10 dB. Wówczas przekroczenie tej wartości może stanowić sygnał alarmowy o zajściu procesu znacznego zużycia elementów współpracujących. Sygnał ten może stanowić podstawę do dalszej analizy rozpatrywanego punktu pomiarowego.

PODSUMOWANIE

Na podstawie analizy drgań wybranych punktów konstrukcji rozjazdu kolejowego, tj. blokady czołowej, wyznaczono zakres parametru diagnostycznego wskazującego na występowanie zużycia elementów współpracujących. Przeprowadzając analizę porównawczą uzyskanych przebiegów czasowych i częstotliwościowych, zaobserwowano istotnie zwiększone wartości przyspieszeń w punkcie blokady czołowej (punkt 1.2). Wartość amplitudy drgań jest kilkakrotnie większa niż w pozostałych badanych punktach. Jest to szczególnie widoczne dla osi Z. Dla punktów 1.1 i 1.3 zarejestrowane sygnały przyspieszenia mają kształt sinusoidalny, co jest związane z drganiami wywołanymi toczeniem się kół wagonów po szynie. Jest to widoczne w uzyskanych widmach STFT, w których nie widać pasma amplitud dominujących. Widmo ma charakter szumu wywołanego toczeniem się kół wagonów po nawierzchni toru. Dla punktu pomiarowego 1.2 przebieg drgań charakteryzuje się występowaniem zboczy narastających przy zbliżaniu się koła i zboczy opadających przy oddalaniu się koła. Ten wzór odnosi się do wpływu elementów współpracujących podrozdżadnicy. Świadczy to o zużyciu tych elementów. Analizując uzyskane widma częstotliwości przedstawione w postaci spektrogramów w punkcie 1.2, stwierdzono, że w paśmie niskich częstotliwości (od 2 do 3 Hz) dominuje pasmo amplitud. Występujące amplitudy charakteryzują się kilkakrotnie wyższą wartością w stosunku do drgań zarejestrowanych w punktach 1.1 i 1.3. W wyniku dalszej analizy sygnału wyznaczono wartości SNR (stosunek sygnału do szumu) w zakresie do 100 Hz. Uzyskane przebiegi sygnałów w analizowanych punktach ilustrują, jak kształtuje się wartość sygnału użytecznego (wymuszenia od kół wagonów) na tle szumu w widmie sygnału. W punktach 1.1 i 1.3 wartość SNR nie przekracza 10 dB. Natomiast w punkcie 1.2 waha się ona od 16 do 22 dB dla wszystkich analizowanych przejazdów. Opracowana metoda pomiaru i analizy wyników pozwala na wstępne określenie występowania uszkodzeń rozjazdów kolejowych na podstawie pomiaru drgań i oceny wartości współczynnika SNR. Autorzy zwracają uwagę na potrzebę dalszych badań w celu określenia wpływu temperatury otoczenia, prędkości jazdy i zużycia na wartość analizowanego współczynnika.

Literatura

- [1] Cheng Y., Zhao, H.: *Fault detection and diagnosis for railway switching points using fuzzy neural network*. In Proceedings of the 10th Conference on Industrial Electronics and Applications (ICIEA), Auckland, New Zealand, 15–17 June 2015; pp. 860–865.
- [2] *Rail Safety and Standards Board*. Formal Inquiry: Derailment of Train 1T60, 1245 hrs Kings Cross to Kings Lynn at Potters Bar on 10 May 2002, Appendix; RSSB: London, UK, 2005; pp. 1–164.
- [3] Kisilowski J., Kowalik R.: *Railroad Turnout Wear Diagnostics*. Sensors 2021, 21,6697. <https://doi.org/10.3390/s21206697>
- [4] Andersson C., Dahlberg T.: *Load Impacts at Railway Turnout Crossing*. Int. J. Veh. Mech. Mobil. 1999, 33, 131–142.
- [5] Johansson A., Palsson, B., Ekh M., Nielsen J.C.O., Ander, M.K.A., Brouzoulis J., Kassa E.: *Simulation of wheel-rail contact and damage in switches & crossings*. Wear 2011, 271, 472–481.
- [6] Karakose M., Yaman O., Akin E.: *Detection of Rail Switch Passages Through Image Processing on Railway Line and Use of Condition-Monitoring Approach*. Conference: International Conference on Advanced Technology & Sciences (ICAT'16) At: Konya, Turkey Volume: 99-105.
- [7] Márquez F.P.G., Tercero D.J.P., Schmid F.: *Unobserved component models applied to the assessment of wear in railway points*. A case study. Eur. J. Oper. Res. 2007, 176, 1703–1712.

THE USE OF VIBROACOUSTIC SIGNALS TO ASSESS THE CONDITION OF A RAILROAD RAILWAY SWITCH

Summary

The work concerns the assessment of the technical condition of the turnout sleeper with the use of research methods based on the analysis of the vibration signal. The tests were carried out in a selected place of the railway infrastructure with a turnout sleeper with visible signs of wear. Three three-axis sensors made in the MEMS technology were used to record the vibration parameters. Registrations were carried out on the basis of the

proprietary program developed in the LabView package. The original script developed in the Matlab calculation package was used to analyze the data recorded during the research. For the signal analysis, the short-term Fourier transform (STFT) was used and the value of the SNR coefficient for the adopted measurement points was determined. As a result, there is a visible differentiation of the SNR coefficient at the point of wear of the switchboard.

Beata PYTLIK*
Daniel SMYKOWSKI*
Tomasz TIETZE*
Piotr SZULC*

IMPACT OF THE LENGTH-TO-DIAMETER RATIO OF CAPSULES IN A LOW TEMPERATURE PCM HEAT STORAGE UNIT

The aim of the study was to optimize the design of a heat storage unit with phase change material (PCM) encapsulated in longitudinal, cylindrical capsules containing RT64HC paraffin. The heat storage unit consisted of a tank with cylindrical capsules, immersed in water as HTF. The impact of the length-to-diameter ratio (l/d in the range of 15-37) of the capsules on the effective heat exchange between HTF and the PCM was investigated. Optimization of the l/d ratio of the capsules showed that higher l/d values ensure more efficient heat transfer. It was found that the l/d ratio strongly affects the total heat flux coefficient, and as a result, reduces the charging time. Total charging time, defined as the time required to melt the entire volume of the PCM, is up to 35% shorter for an l/d ratio above 28, which is recommended for the design of heat storage units with encapsulated PCM.

*Faculty of Mechanical and Power Engineering, Wrocław University of Science and Technology

INTRODUCTION

Thermal energy storage (TES) systems have emerged as a critical technology for addressing the temporal mismatch between energy supply and demand, particularly in renewable energy applications and waste heat recovery. Among various TES technologies, phase change materials (PCMs) have attracted significant attention due to their high energy storage density and isothermal operation during phase transition. The encapsulation of PCMs in various geometries, particularly cylindrical capsules, has become a prevalent approach to enhance heat transfer rates while preventing leakage and maintaining structural integrity during repeated thermal cycling.

The geometric configuration of PCM capsules plays a fundamental role in determining the overall thermal performance of the storage system. The length-to-diameter (l/d) ratio of cylindrical capsules represents a critical design parameter that influences both the heat transfer characteristics and the packing efficiency within the storage unit. While spherical encapsulation has been extensively studied due to its uniform heat transfer properties, cylindrical capsules offer distinct advantages in terms of manufacturing feasibility, packing arrangements, and directional heat transfer control. The optimization of the l/d ratio involves a complex interplay between conduction-dominated heat transfer within the PCM, the surface area available for heat exchange, and the practical constraints of system integration.

Previous investigations have demonstrated that the capsule geometry significantly affects the melting and solidification behavior of encapsulated PCMs. Authors in [1] conducted a comprehensive analysis of heat transfer in spherical capsules filled with paraffin wax, establishing fundamental relationships between capsule diameter and thermal response time. Their work revealed that smaller capsules exhibited faster charging and discharging rates due to reduced conduction distances, though this came at the expense of increased encapsulation costs and complexity. Building upon these findings, Karthikeyan et al. [2] extended the analysis to cylindrical geometries, demonstrating that the l/d ratio could be optimized to achieve comparable performance to spherical capsules while offering improved packing factors in rectangular storage tanks.

The thermal behavior of encapsulated PCMs is governed by the Stefan problem, which describes the moving boundary between solid and liquid phases during melting and solidification. For cylindrical capsules, the radial and axial heat transfer mechanisms contribute differently to the overall thermal response. Wu et al. [3] developed analytical solutions for the

phase change process in finite cylinders, showing that the optimal l/d ratio depends strongly on the boundary conditions and the relative importance of radial versus axial heat transfer. Their analysis indicated that for most practical applications with radial heat transfer dominance, l/d ratios between 1 and 3 provided the best compromise between thermal performance and material utilization.

Computational studies have provided deeper insights into the optimization process. Hosseini et al. [4] employed CFD simulations to investigate the natural convection effects in horizontal cylindrical capsules with varying l/d ratios. Their results demonstrated that natural convection becomes increasingly important for larger diameter capsules, leading to asymmetric melting patterns. This effect is however negligible in the case of longitudinal capsules with small diameter. This finding suggests that the optimal l/d ratio must account for both conduction and convection mechanisms, particularly for low-conductivity organic PCMs.

The integration of multiple capsules within a storage system introduces additional complexity to the optimization problem. Bellan et al. [5] examined the thermal performance of packed bed systems containing spherical and cylindrical capsules, revealing that the void fraction and flow distribution patterns significantly influence the optimal capsule dimensions. For cylindrical capsules arranged in cross-flow configurations, they found that l/d ratios near unity provided the most uniform temperature distributions and highest efficiency. However, parallel flow arrangements favored higher l/d ratios due to enhanced axial heat transfer along the flow direction.

Mahdi and Nsofor [6] investigated the combined effect of internal fins and capsule aspect ratio on melting enhancement, demonstrating that the optimal l/d ratio decreases when internal heat transfer augmentation is employed. This suggests that geometric optimization must be performed in conjunction with other enhancement strategies to achieve system-level performance targets.

The authors of the study focused on the impact of the length-to-diameter ratio of capsules on the effective heat exchange and reduction of charging time. Therefore, the aim of the research presented in the article was to optimize the l/d ratio values to ensure efficient heat transfer between the HTF and PCM.

MATERIALS AND METHODS

The object of the study was a heat storage unit consisting of a vertical cylindrical tank filled with RT64HC paraffin [7], encapsulated in cylindrical capsules. The properties of RT64HC paraffin are listed in Table 1. The heat transfer fluid was water. The longitudinal capsules were symmetrically arranged in a vertical layout, with the HTF flowing between them. The geometry of the storage model was based on the assumptions of a laboratory-scale heat storage unit with a height of 1200 mm and a diameter of 500 mm (table 2 and figure 1).

Table 1. Properties of the PCM used in the study [7]

Parameter	Value
Phase change temperature range	57-72°C
Phase change peak	64°C
Latent heat	250 kJ/kg

Specific heat capacity

solid 2.7 kJ/(kg·K)

liquid 2.3 kJ/(kg·K)

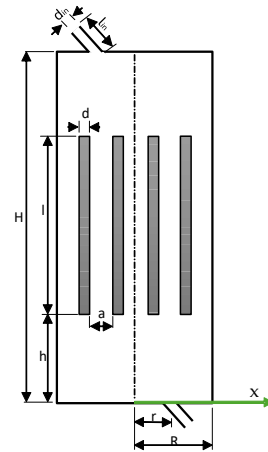


Fig. 1. Scheme of the heat storage unit and its dimensions

Table 2. Heat storage unit parameters

Parameter	Symbol	Value
Height of the storage unit, mm	H	1200
Radius of the storage unit	R	250
Total number of capsules in the cross-section	n	10
Diameter of the inlet and outlet nozzles, mm	d _{in}	50
Nozzle height, mm	h _{in}	100
Distance of the nozzle from the axis, mm	r	250
Inclination angle of the inlet and outlet nozzle, deg	α	45°
Position of the capsules, mm	h	100.3-281.8
Width of the channel between the capsules, mm	a	6.9-20.9
Capsule diameter, mm	d	27-42.4
Capsule length, mm	l	636.4-999.5

Uniform HTF flow between the capsules ensures efficient heat transfer. The following coefficients were defined to rate the uniformity of HTF flow:

Δv – the difference between the minimum and maximum HTF velocity in the cross-section between the capsules (figure 2). This parameter takes lower values for more uniform flow. In the case of equal velocities in all channels, its value is 0;

k – represents the differences in pressure drop along the channels (figure 2)

$$k = \max (\Delta p_i) - \min (\Delta p_j). \quad (1)$$

Pressure drop (Δp) is determined in each of the 11 channels (designated as i and j). For an ideally uniform flow, the value of k will be equal to 0.

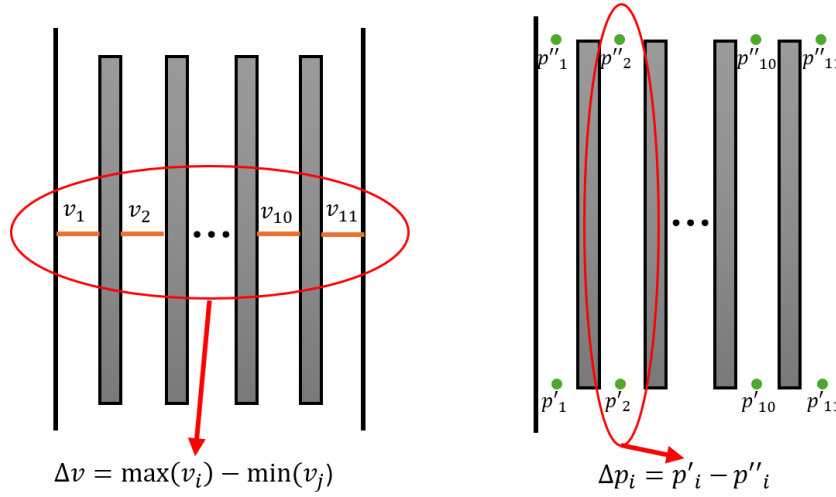


Fig. 2. Graphical interpretation of the parameters Δv and k , used to rate the uniformity of HTF flow in the channels between the capsules

The uniformity of pressure drop in the channels between the capsules is represented by the coefficient k (equation 1, figure 2). The lower is the value of the parameter k , the lower is the difference between the pressure drop in each channel.

The considered model of the heat storage unit is represented by three domains: the heat transfer fluid, the capsule and tank walls, and the phase change material. The first domain is the heat transfer fluid, which includes the heat transfer process between the HTF and the capsule walls. The second domain consists of the capsule and tank walls. In the capsule walls, the heat conduction process is considered, while the tank walls are treated as insulated. The third domain is the PCM, which includes heat transfer with phase change [8]. For the simulation of HTF flow, the realizable k - ϵ turbulent flow model was used. The adopted boundary conditions and input parameters are summarized in table 3. The simulations represented 180 minutes of heat storage unit charging, using water at a temperature of 80°C. For each geometry variant, the initial temperature of all domains was equal to 20°C.

In order to optimize the flow of the HTF, the difference in the flow velocity and the differences between the maximum and minimum pressure drop in the channels between the capsules were determined depending on l/d ratio. Additionally, the analysis of heat flux depending on l/d ratio was conducted, where Total Heat Flux coefficient (THF, W/m^2) was adopted as the indicator

$$q_{tot} = \rho \mathbf{u} E + q, \quad (2)$$

where: q_{tot} – total heat flux, W/m^2 , ρ – density, kg/m^3 , $\mathbf{u}$ – velocity, m/s , E – enthalpy, J/kg , q – conductive heat flux, W/m^2 .

Table 3. Boundary conditions and input parameters of the simulation

External walls	Thermal insulation
Shell inlet	Inflow velocity
Shell outlet	Pressure, $p_0=0$
Thin layer, thermally conductive approximation (3 mm)	
HTF-PCM interface	$\lambda = 16.3, \frac{W}{(m \cdot K)},$
	$\rho = 7990, \frac{kg}{m^3},$
	$C_p = 500 J/(kg \cdot K)$

Inflow velocity	3 m/s
Initial temperature	25°C
HTF inlet temperature	80°C

Total Heat Flux represents the intensity of heat transfer between the HTF and the heat storage material. The higher is the THF value at a given moment, the more intense is the heat transfer, and as a consequence, the charging time is reduced.

RESULTS AND DISCUSSION

Figure 3 shows the velocity distribution in each of the channels between the capsules for four representative l/d ratios: 15, 22, 30, and 37.

Due to the heat transfer between the heat transfer fluid and the PCM inside the capsules, the analysis was focused on the HTF velocity close to the capsule walls. figure 4 shows the difference in HTF velocity Δv , close to the capsule walls, depending on the l/d ratio. The characteristics shown in figure 10 indicate that the difference in HTF velocity close to the capsule walls is lowest for an l/d ratios of 15 and above 30. For l/d ratios above 30, the velocity difference is practically constant. The highest values of Δv occur in the l/d ratio range of 20-24, indicating that this is the least preferable capsule layout in terms of heat transfer. Velocity and pressure distribution of the heat transfer fluid for l/d values of 15, 22, 30, and 37 were also analyzed, as shown in figure 6.

The correlation between coefficient k and l/d ratio is shown in figure 5. In all cases, the high-pressure area is located towards the inlet nozzle. The channels which inlets are located in this area are characterized by the highest HTF velocity magnitudes.

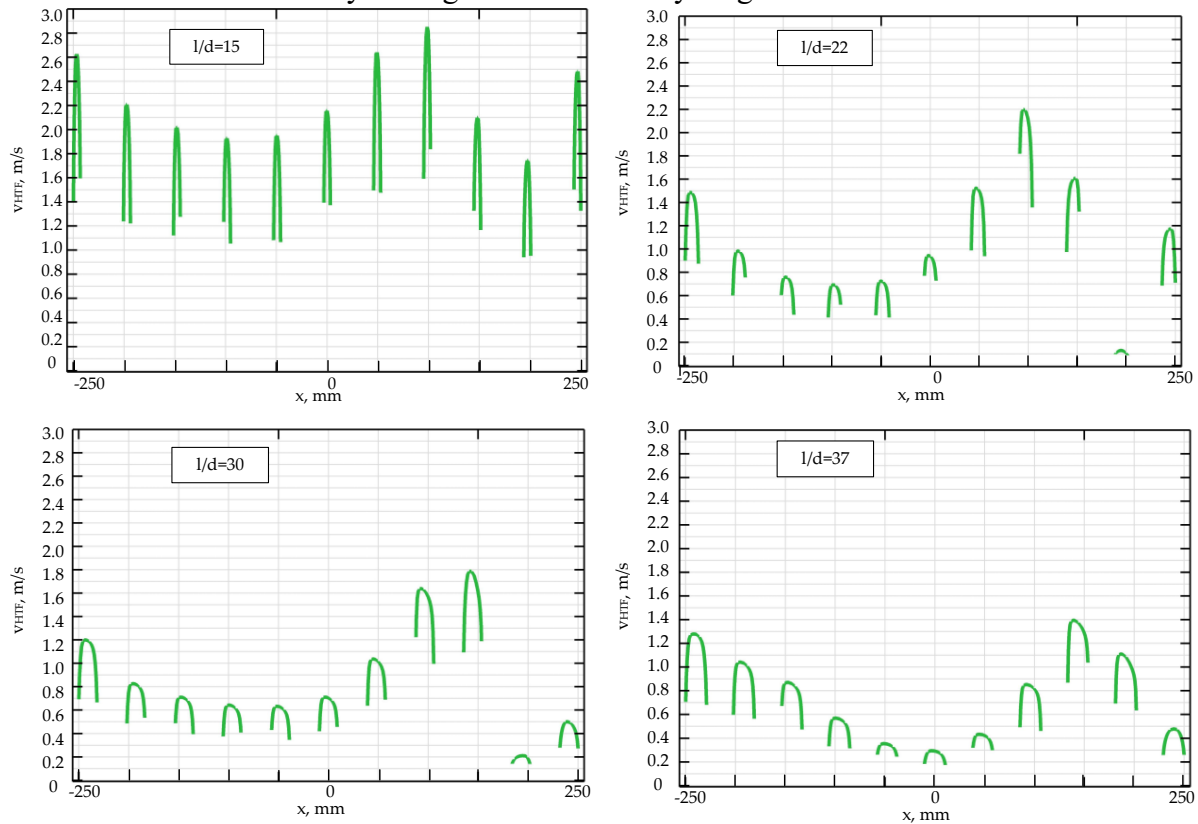


Fig. 3. HTF velocity distribution in the channels between the capsules for four representative l/d ratios

Figure 5 shows that the lowest values of the pressure drop difference were observed for l/d ratio in the range of 28-37 and do not exceed 1 kPa. For l/d ratios below 28, the coefficient k decreases almost linearly and ranges from 1.2 to 2.7 kPa.

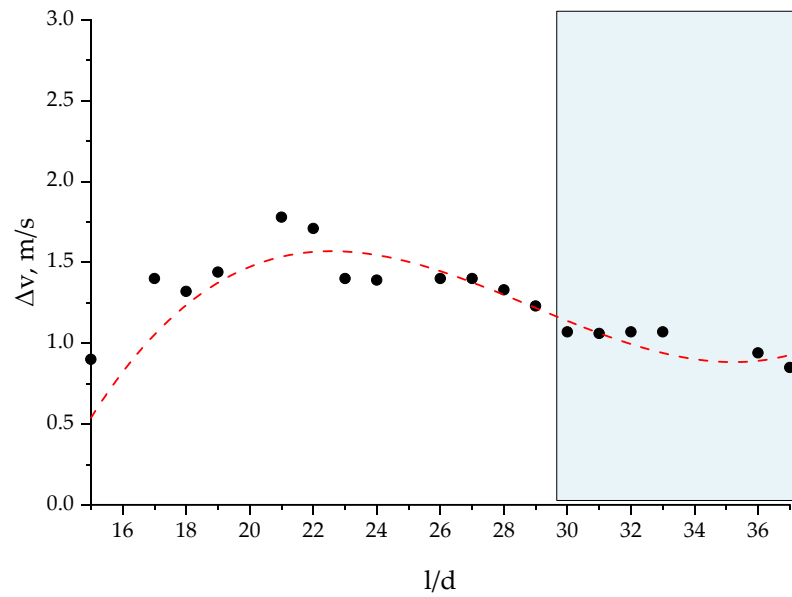


Fig. 4. Difference in HTF flow velocity near the walls depending on l/d ratio

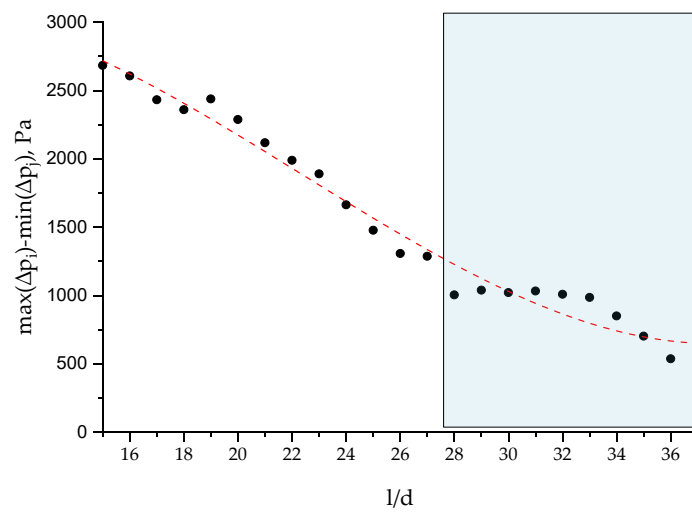
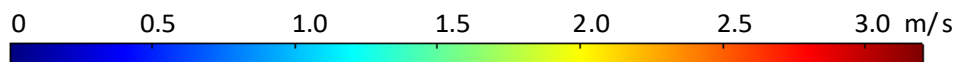


Fig. 5. Difference in pressure drop in each channel depending on l/d ratio



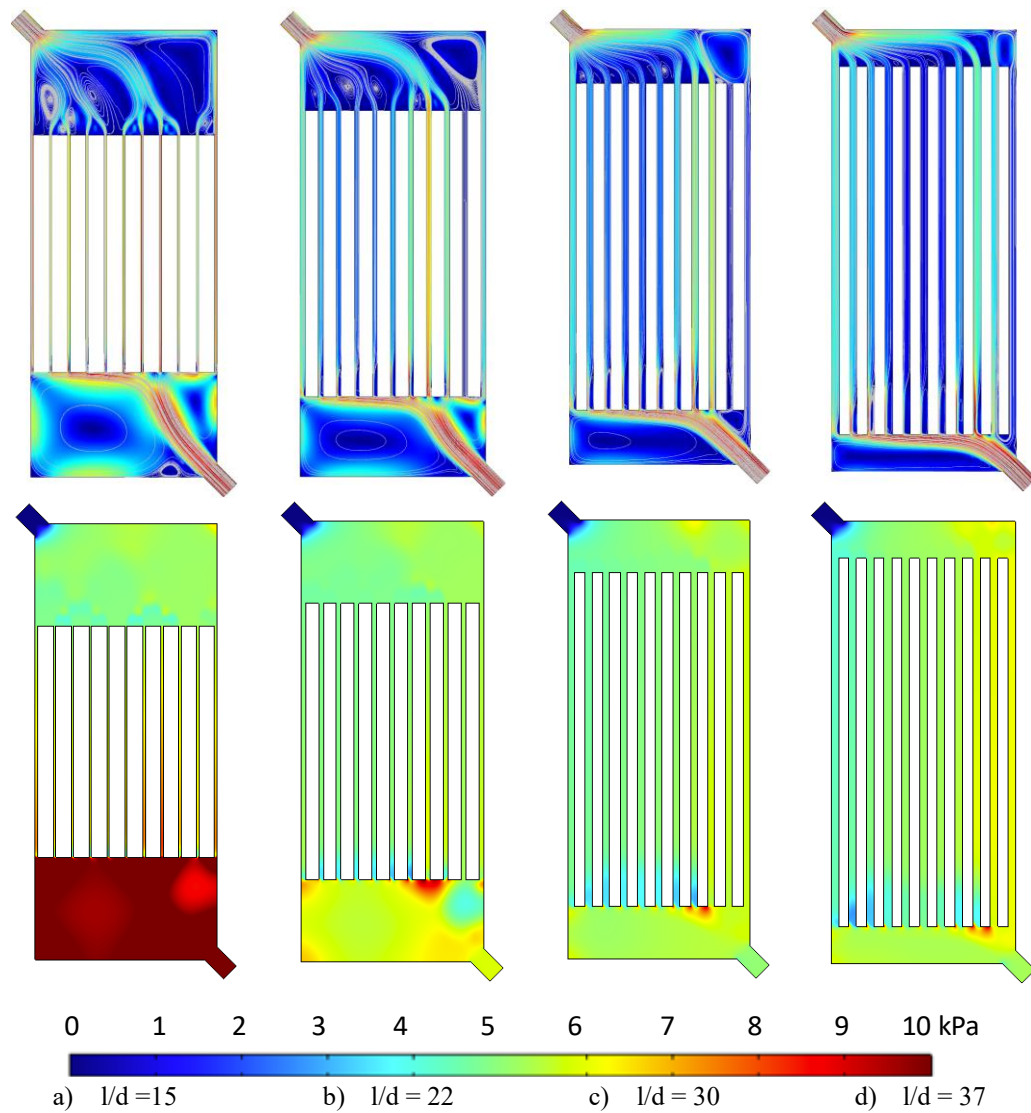


Fig. 6. HTF velocity (top) and pressure (bottom) distribution colormaps for representative l/d ratios

Figure 7 shows the correlation between the THF parameter in the phase change material and l/d ratio during the entire charging (0–180 minutes). The THF magnitude shows a decreasing trend over time, which results from the decreasing temperature difference between the HTF and the PCM. During the 10 minute of charging, for l/d ratios of 26 and 37, the THF value is c.a. 300 W/m², while for $l/d=15$, the THF inside the capsules is c.a. 180 W/m². During 180 minute of charging, the THF magnitude is c.a. 180 W/m² for l/d ratios of 26 and 37, while for $l/d=15$, it is approximately 70 W/m². In the initial phase of charging, the THF values range from 900 W/m² for $l/d=15$ to 1200 W/m² for $l/d=37$. It should be emphasized that for l/d ratios below 28, the THF value is almost constant, with a significant increase observed for higher l/d ratios.

Up to 30 minutes of charging, the largest differences in THF values for different l/d ratios are observed. Then, these differences fade with further progress of charging. After 180 minutes of charging, the THF magnitude does not exceed 160 W/m² for all l/d ratios.

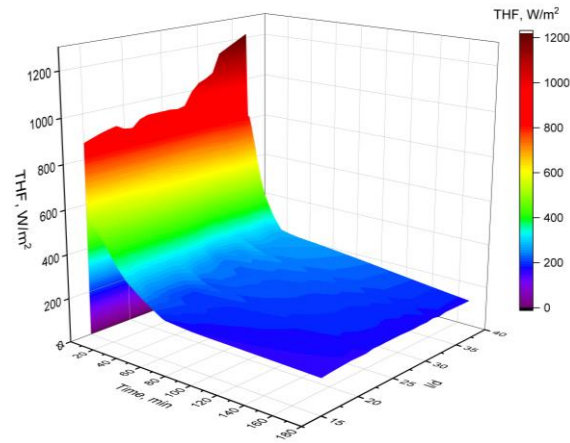


Fig. 7. Correlation between the THF in the phase change material and l/d ratio during the entire charging (0–180 minutes)

The consequence of different THF values inside the PCM material are varying charging times of the heat storage, as shown in figure 8. The charging time is defined as the time required for the entire volume of PCM to reach the phase transition temperature. The relative charging time is referred to the maximum charging time, which occurs for $l/d=22$. For l/d in the range of 15–20, a complete phase change of the PCM material is not observed within 180 minutes, hence they are not included in the graph.

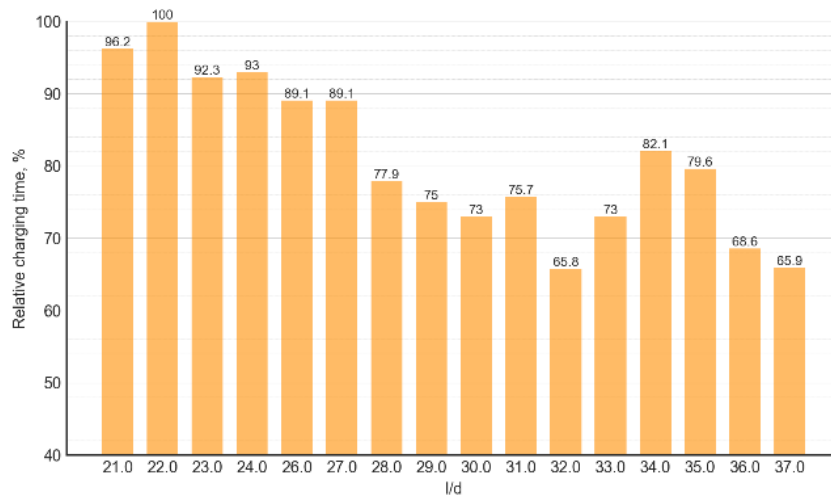


Fig. 8. Relative charging time for different l/d capule ratios

For the models with l/d ratios below 28, the largest relative charging time values are observed, ranging from 89.1% to 100%. In contrast, for l/d above 28, the relative charging time decreases and ranges from 65.8% to 82.1%. The shortest relative charging time values occur for l/d ratios equal to 32 and 37. The reduction in charging time is primarily influenced by the THF values in the initial phase of charging (up to 30 minutes).

SUMMARY AND CONCLUSIONS

For the design of heat storage units with encapsulated phase change material (PCM), the key factor for their effective operation is the highest possible heat flux between the heat transfer fluid (HTF) and the PCM. The factors determining the value of the heat flux are the position of the nozzles and the geometry of the capsules. The aim of the article was to optimize these

elements of the heat storage unit with encapsulated PCM. The considered heat storage unit consisted of a tank filled with cylindrical capsules containing RT64HC paraffin, which were flowed around by water in the role of heat transfer fluid. The optimized parameter was the ratio of the capsule length to their diameter (l/d). The novelty element of the presented research is the ratio of the capsule length to their diameter (l/d).

The l/d ratio of the capsules should be above 28. These values were determined based on fitted functions $\Delta v=f(l/d)$ and $k=f(l/d)$, for which the function minimum was determined. Analogously to the optimization of nozzle positioning, l/d ratios over 28 ensure a uniform distribution of HTF velocity and pressure between the capsules.

The highest THF values are provided by an l/d ratio over 28. THF shows a decreasing trend over time, which results from the decreasing temperature difference between the heat transfer fluid and the PCM. At the beginning of the charging process, THF values for l/d over 28, range from c.a. 1000-1200 W/m². However, after about 30 minutes of charging, THF values are at a comparable level regardless of the l/d ratio. This significantly impacts the charging time of the storage unit, which varies depending on the l/d ratio. For the design of heat storage units with encapsulated PCM, an l/d ratio above 28 is recommended, as it reduces the total charging time-defined as the time required to melt the entire volume of PCM-by up to 35%.

References

- [1] Regin A. F., Solanki S. C., Saini J. S.: *Heat transfer characteristics of thermal energy storage system using PCM capsules: A review*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 12(9), 2008, 2438-2458.
- [2] Karthikeyan S., Ravikumar Solomon G., Kumaresan V., Velraj R.: *Parametric studies on packed bed storage unit filled with PCM encapsulated spherical containers for low temperature solar air heating applications*. Energy Conversion and Management, 78, 2014, 74-80.
- [3] Wu S., Fang G., Liu X.: *Thermal performance simulations of a packed bed cool thermal energy storage system using n-tetradecane as phase change material*. International Journal of Thermal Sciences, 49(9), 2015, 1752-1762.
- [4] Hosseini M. J., Rahimi M., Bahrampoury R.: *Experimental and computational evolution of a shell and tube heat exchanger as a PCM thermal storage system*. International Communications in Heat and Mass Transfer, 50, 2014, 128-136.
- [5] Bellan S., Gonzalez-Aguilar J., Romero M., Rahman M. M., Goswami D. Y., Stefanakos E. K., Couling D.: *Numerical analysis of charging and discharging performance of a thermal energy storage system with encapsulated phase change material*. Applied Thermal Engineering, 71(1), 2015, 481-500.
- [6] Mahdi J. M., Nsofor E. C.: *Melting enhancement in triplex-tube latent heat energy storage system using nanoparticles-metal foam combination*. Applied Energy, 191, 2017, 22-34.
- [7] Rubitherm, Techdata_-RT64HC_EN_09102020, Oct. 2020.
- [8] Pytlik B., Smykowski D., Szulc P.: *The Impact of Baffle Geometry in the PCM Heat Storage Unit on the Charging Process with High and Low Water Streams*. Energies, 15(24), 2022.
- [9] Anwajler B., Smykowski D., Kasperski J.: *Application of a phase change numerical model to the simulation of freezing and thawing of wrapped foods*. Heat and Mass Transfer, 60(4), 2024.

Beata PYTLIK*
Daniel SMYKOWSKI*
Tomasz TIETZE*
Piotr SZULC*

OPTIMIZATION OF THE POSITION OF THE INLET AND OUTLET NOZZLES IN A LOW TEMPERATURE HEAT STORAGE UNIT WITH TUBULAR PCM CAPSULES

The aim of the article was optimization the position of the inlet and outlet nozzles in a heat storage unit filled with encapsulated phase change material (PCM) in cylindrical capsules. The analyzed heat storage unit consisted of a tank filled with cylindrical capsules containing RT64HC paraffin, surrounded by heat transfer fluid (HTF), which was water. In the studies, the distance of the nozzles from the tank axis was varied in the range of 0-R (where R is the tank radius) and their inclination angle in the range of 0-90°. Uniform HTF flow between the capsules ensures efficient heat transfer. As the optimization criterion, custom coefficients indicating the differences in velocity and pressure in the channels between the capsules were defined. It was shown that the optimal position of the nozzles is the maximum distance from the tank axis, and the optimal inclination angle equal 45°.

*Faculty of Mechanical and Power Engineering, Wrocław University of Science and Technology

INTRODUCTION

In the face of growing global energy demand and intensive efforts to reduce greenhouse gas emissions, effective management of energy resources becomes a key challenge. The dynamic development of renewable energy sources, such as solar and wind energy, requires the introduction of advanced energy storage technologies that will balance the periodic fluctuations in energy production and consumption. Energy storage plays a crucial role in ensuring the stability of energy systems, enabling more efficient use of available resources and increasing the reliability of supply. Over the years, several methods of storing different forms of energy have been developed, each characterized by a different level of technological readiness level, as well as advantages and limitations [1].

Effective heat storage is crucial for the development of the energy sector. Since the building sector accounts for about one-third of global energy consumption, with more than 50% used for space heating and cooling, effective heat storage is the key to energy development [2]. Currently, intensive research is being conducted to improve the efficiency of heat storage systems, including technologies using phase change materials (PCM). These materials, due to their ability to store and release significant amounts of heat during phase transitions, have a potential to revolutionize the heat storage sector and contribute to more efficient use of renewable energy sources [3]. PCMs are already used in a wide range of commercial products, from early-stage solutions to those used as standards in various fields [4]. An example of PCM application in heat storage is a study comparing a system containing 22.4 dm³ of water and 9.6 dm³ of PCM with a water system of 32 dm³ capacity. The system with PCM achieved a water temperature of 28.5°C, while the system without PCM reached only 19°C under the same conditions [5].

Despite their high heat capacity, PCMs are characterized by a relatively low heat transfer coefficient, which can significantly reduce the efficiency of phase change heat storage units. Various techniques have been introduced to improve heat transfer in PCM storage units, such as microencapsulation of PCM [6] the use of high thermal conductivity material additives to PCM [7], including metal particles [8], nanomaterials such as carbon nanotubes [9] and graphene [10]. Another technique to improve the efficiency of PCM storage units is to enhance the heat exchange surface by using fins [11] and metal foams [12]. However, heat storage units using complex microencapsulation techniques, advanced fin shapes, or expensive nanomaterial

additives are not feasible for industrial-scale installations [13]. The authors focused on the positioning of the working fluid nozzles. Therefore, the aim of the research presented in the article was to optimize the position of the inlet and outlet nozzles for uniform HTF.

MATERIALS AND METHODS

The object of the study was a heat storage unit consisting of a vertical cylindrical tank filled with RT64HC paraffin [14] encapsulated in cylindrical capsules. The properties of RT64HC paraffin are listed in Table 1. The heat transfer fluid, which was water, was supplied to and removed from the tank through two single nozzles. The longitudinal capsules were symmetrically arranged in a vertical layout, with the HTF flowing between them. The geometry of the storage model was based on the assumptions of a laboratory-scale heat storage unit with a height of 1200 mm and a diameter of 500 mm. The scheme of the heat storage unit and the dimensions are presented in figure 1 and table 2.

Table 1. Properties of the PCM used in the study [14]

Parameter	Value
Phase change temperature range	57-72°C
Phase change peak	64°C
Latent heat	250 kJ/kg
Specific heat capacity	
solid	2.7 kJ/(kg·K)
liquid	2.3 kJ/(kg·K)
Density (solid) (20°C)	880 kg/m ³
Density (liquid) (80°C)	780 kg/m ³
Thermal conductivity	
solid	0.20 W/(m·K)
liquid	0.15 W/(m·K)

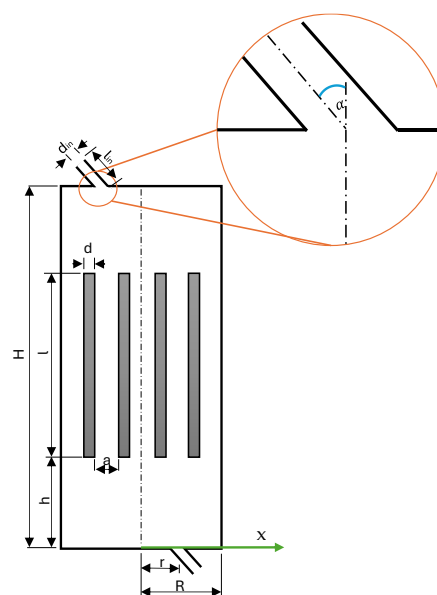


Fig. 1. Scheme of the heat storage unit and its dimensions

Table 2. Heat storage unit parameters

Parameter	Symbol	Value
Height of the storage unit, mm	H	1200
Radius of the storage unit	R	250
Total number of capsules in the cross-section	n	10
Diameter of the inlet and outlet nozzles, mm	d_{in}	50
Nozzle height, mm	h_{in}	100
Distance of the nozzle from the axis, mm	r	$0 \div R$
Inclination angle of the inlet and outlet nozzle, deg	α	$0 \div 90^\circ$
Position of the capsules, mm	h	100.3-281.8
Width of the channel between the capsules, mm	a	6.9-20.9
Capsule diameter, mm	d	27-42.4

Numerical CFD modeling performed in COMSOL Multiphysics was used for optimization of the distance of the inlet and outlet nozzle from the longitudinal axis of the tank. The optimization criterion was to minimize the difference between the maximum and minimum velocity in the channels between the capsules. This allowed to ensure uniform flow of the HTF. Based on this, the optimal distance of the nozzles from the tank axis was determined. In the second stage, the optimal inclination angle of the nozzles was determined by minimizing the difference between the maximum and minimum pressure drop and the difference between the maximum and minimum velocity in the channels.

Optimization of the position of the inlet and outlet nozzles involved analyzing the impact of the distance of the nozzles from the storage axis and their inclination angle on the HTF flow between the capsules. Uniform HTF flow between the capsules ensures efficient heat transfer. The following coefficients were defined to rate the uniformity of HTF flow:

Δv – the difference between the minimum and maximum HTF velocity in the cross-section between the capsules (figure 2). This parameter takes lower values for more uniform flow. In the case of equal velocities in all channels, its value is 0;

k – represents the differences in pressure drop along the channels (figure 2, equation 1).

$$k = \max(\Delta p_i) - \min(\Delta p_j) \quad (1)$$

Pressure drop (Δp) is determined in each of the 11 channels (designated as i and j). For an ideally uniform flow, the value of k will be equal to 0.

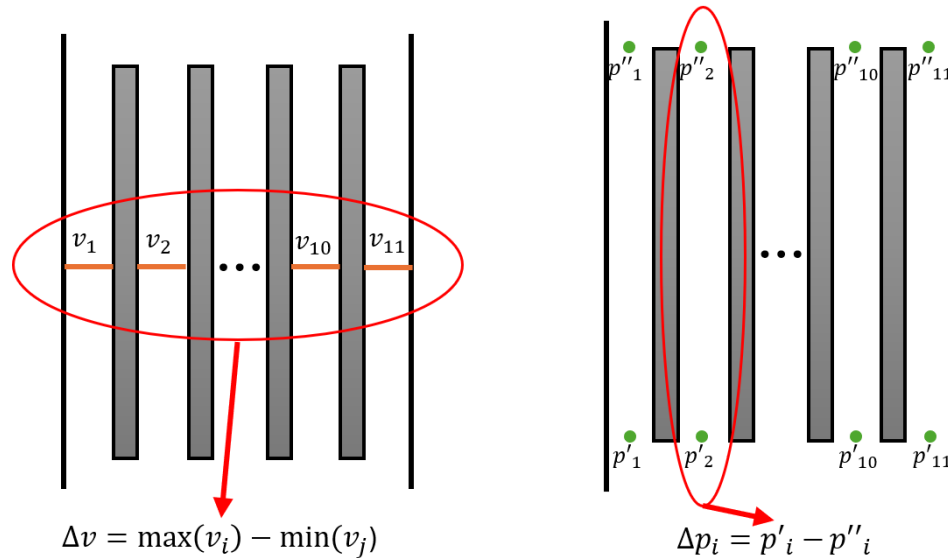


Fig. 2. Graphical interpretation of the parameters Δv and k , used to rate the uniformity of HTF flow in the channels between the capsules

The distance of the inlet and outlet nozzles from the tank axis was varied in the range of 0– R , where R is the tank radius. Then, the inclination angle of the nozzles was varied in the range of 0–90° relative to the tank axis (figure 1). The numerical model of HTF flow and heat transfer with phase change was described in [15, 16]. The considered model of the heat storage unit is represented by three domains, highlighted in blue: the heat transfer fluid, the capsule and tank walls, and the phase change material. The first domain is the heat transfer fluid, which includes the heat transfer process between the HTF and the capsule walls. The second domain consists of the capsule and tank walls. In the capsule walls, the heat conduction process is considered, while the tank walls are treated as insulated. The third domain is the PCM, which

includes heat transfer with phase change [15]. For the simulation of HTF flow, the realizable k- ϵ turbulent flow model was used. The adopted boundary conditions and input parameters are summarized in table 3.

The simulations represented 180 minutes of heat storage unit charging, using water at a temperature of 80°C. For each geometry variant, the initial temperature of all domains was equal to 20°C.

In order to optimize the flow of the HTF, the difference in the flow velocity and the differences between the maximum and minimum pressure drop in the channels between the capsules were determined depending on l/d ratio. Additionally, the analysis of heat flux depending on l/d ratio was conducted, where Total Heat Flux coefficient (THF, W/m²) was adopted as the indicator (eq. 2).

$$q_{tot} = \rho \mathbf{u} E + \mathbf{q}, \quad (2)$$

where: q_{tot} – total heat flux, W/m², ρ – density, kg/m³, $\mathbf{u}$ – velocity, m/s, E – enthalpy, J/kg, $\mathbf{q}$ – conductive heat flux, W/m².

Table 3. Boundary conditions and input parameters of the simulation

External walls	Thermal insulation
Shell inlet	Inflow velocity
Shell outlet	Pressure, $p_0=0$
HTF-PCM interface	Thin layer, thermally conductive approximation (3 mm) $\lambda = 16.3, \frac{W}{(m \cdot K)}, \rho = 7990, \frac{kg}{m^3}, C_p = 500 J/(kg \cdot K)$
Inflow velocity	3 m/s
Initial temperature	25°C
HTF inlet temperature	80°C

RESULTS AND DISCUSSION

Figure 3 shows the velocity difference (Δv) of HTF between the capsules, depending on the nozzle distance from the tank axis for the largest (l/d=37), intermediate (l/d=22) and the smallest (l/d=15) length to diameter ratio of the capsules. The characteristics shown in Figure 4 indicate that the HTF velocity difference between the channels decreases as the nozzles are shifted from the tank axis. This means that, regardless of the l/d ratio, the most uniform HTF flow between the capsules was achieved for the nozzle position most distant from the tank axis. For the nozzle located at the tank axis, the largest differences in the HTF velocity were observed for all considered l/d ratios. As the nozzles are shifted towards the tank wall, velocity differences decrease and gain similar values for the edge position. This effect is repeatable for all l/d ratios.

Optimization of the nozzle inclination angle was performed on a model with nozzles located at the edge of the tank. Figure 4 shows the difference between the minimum and maximum HTF velocity of obtained in the cross-section between the capsules depending on the nozzle inclination angle, for l/d ratios equal to 37, 22 and 15. The largest velocity differences were observed for the highest (90°) and lowest (0°) values of nozzle inclination angle.

The correlation $\Delta v = f(\alpha)$ was approximated using a quadratic function. The fitted equations for l/d ratios of 15, 22, and 37 are presented in table 4. The parameter α_v represents the nozzle inclination angle corresponding to the minimum of the $\Delta v = f(\alpha)$ function.

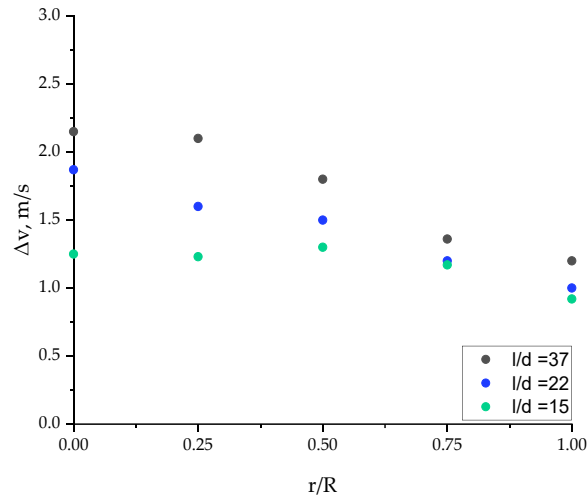


Fig. 3. Difference in HTF velocity between the capsules depending on the nozzle position for $l/d=15, 22$, and 37

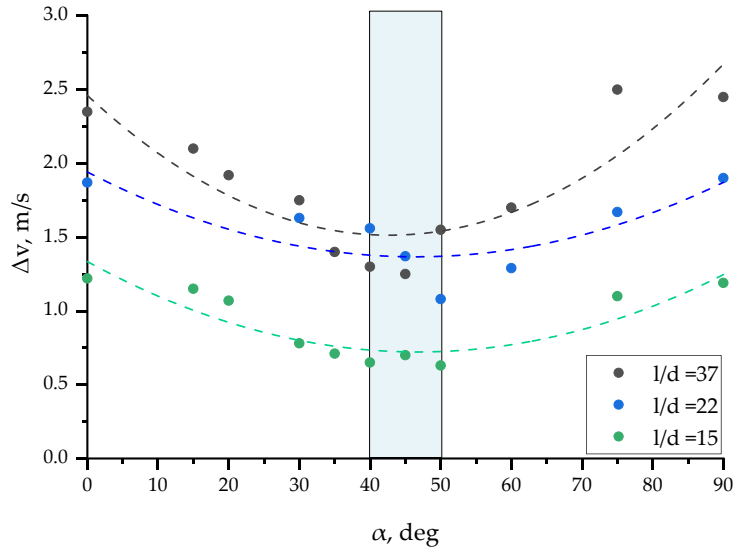


Fig. 4. Difference in the HTF velocity between the capsules depending on the nozzle inclination angle for l/d values of 15, 22, and 37. The points represent values obtained from simulations, and the dashed line represents the fitted function

Table 4. Parameters of fitted functions for $\Delta v = f(\alpha)$

l/d	Equation	α_v
15	$0.0003\alpha^2 - 0.026\alpha + 1.335$	44.1
22	$0.0003\alpha^2 - 0.025\alpha + 1.942$	41.3
37	$0.0005\alpha^2 - 0.044\alpha + 2.469$	43.7

Based on the plots presented in figure 4 and table 4, the optimal nozzle inclination angle was determined. The optimal nozzle configuration ensured the most uniform HTF velocity distribution between the capsules. For all evaluated l/d values, the optimal angle is within the range of $40-50^\circ$. The range of the optimal nozzle inclination angle is highlighted in figure 4.

Figure 5 shows HTF pressure and velocity distribution colormaps for $l/d=37$ and nozzle inclination angles of 0° , 45° , and 90° .

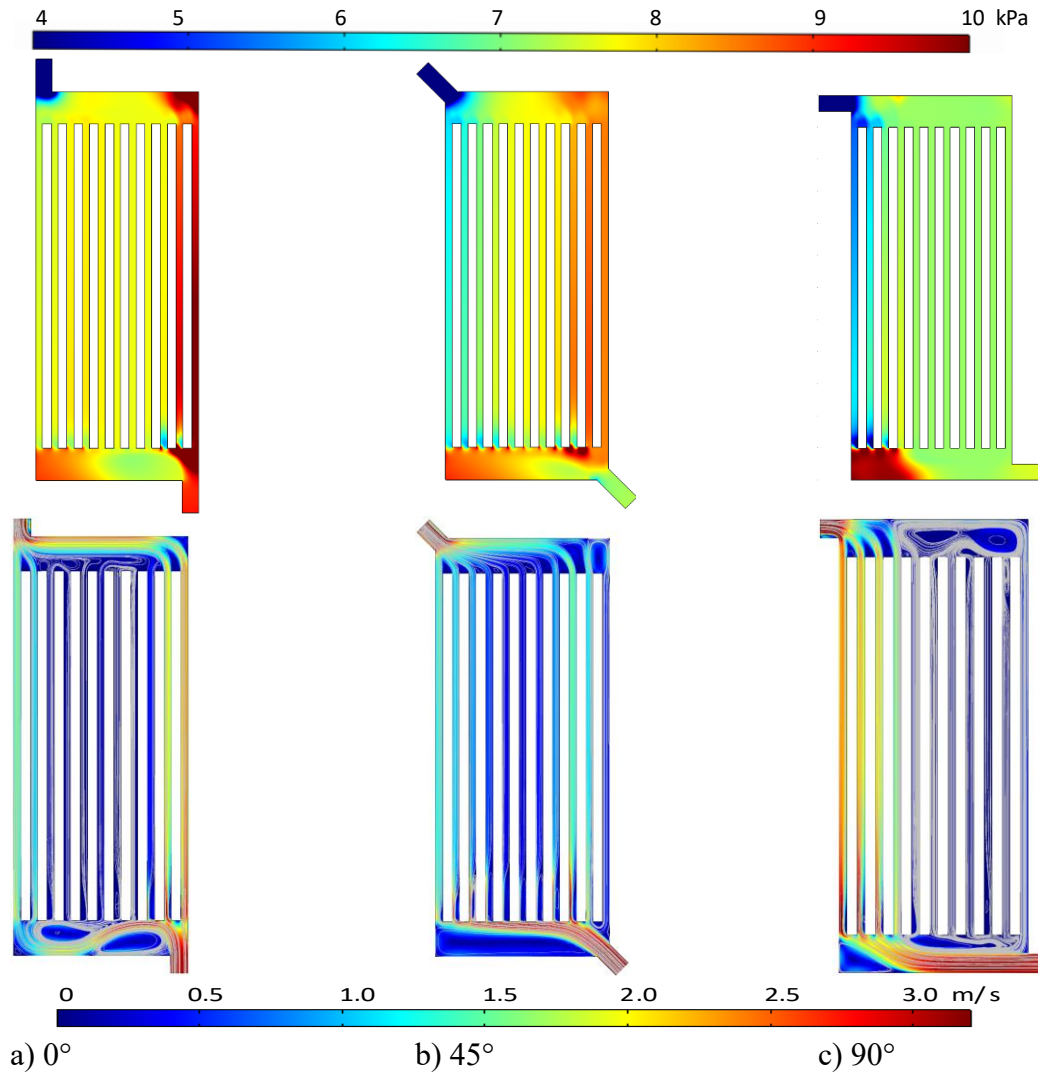


Fig. 5. Pressure and velocity distribution colormaps for $l/d=37$ and nozzle inclination angles of 0° , 45° , and 90°

Analyzing the pressure and velocity distribution in figure 5, it can be observed that for a nozzle inclination angle of 45° , the pressure and velocity distribution in the channels is the most uniform. The model with nozzles positioned at a 45° angle is characterized by the absence of dead zones with fluid circulation in the inlet and outlet areas. Only in the last channel (on the right side) a reverse flow is observed. For 0° and 90° , dead zones were observed in the inlet and outlet areas, and the flow occurs only in few channels. In the case of a 0° angle, the flow occurs through four channels, two extreme ones on the left and right sides. For a 90° angle, the flow occurs through four extreme channels on the left side. The analysis of the pressure distribution, allows to conclude that there is a correlation between the pressure distribution in the inlet area and the velocity distribution in the channels. In the case of the model with nozzles positioned at a 45° angle, the pressure distribution in the inlet area to the channels is uniform, and the pressure values exceed 8 kPa. For 0° and 90° angles, the pressure distribution in the inlet area is uneven. In the case of a 0° angle, the high-pressure area (above 8 kPa) is located on the right and left sides of the tank, while for a 90° angle, it is only on the left side. In the remaining areas of the inlet zone, low pressure is observed, which coincides with the location of the dead zones.

In all cases, the high-pressure area is located opposite the inlet nozzle. The channels located towards the inlets are characterized by the highest HTF velocity magnitudes. Figure 6 shows

the value of the k coefficient (eqn. 1), depending on the nozzle inclination angle for l/d ratios equal to 15, 22, and 37.

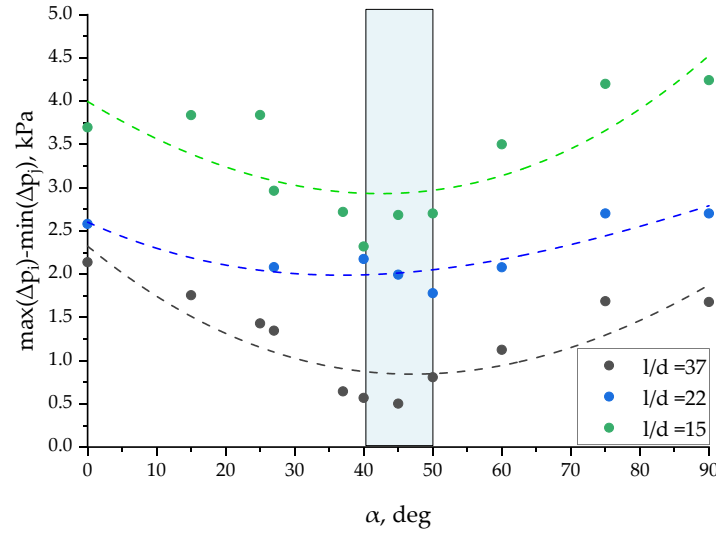


Fig. 6. The value of the k coefficient depending on the inlet nozzle inclination angle for l/d ratios of 15, 22, and 37. The points represent values obtained from simulations, the dashed line represents the fitted function

The correlation $k = f(\alpha)$ was approximated using a cubic polynomial. The fitted equations for l/d values of 15, 22, and 37 are presented in table 5. The parameter α_p represents the nozzle inclination angle corresponding to the minimum of the function $k = f(\alpha)$.

Table 5. Parameters of fitted functions for $k = f(\alpha)$

l/d	Equation	α_p
15	$5 \cdot 10^{-6}\alpha^3 + 0.0001\alpha^2 - 0.041\alpha + 4.016$	45.9
22	$2 \cdot 10^{-6}\alpha^3 + 0.0006\alpha^2 - 0.036\alpha + 2.600$	36.8
37	$10^{-6}\alpha^3 + 0.0008\alpha^2 - 0.066\alpha + 2.324$	44.8

Based on the functions presented in figure 6 and table 5, the optimal nozzle inclination angle was determined. The optimal angle assumed the most uniform HTF pressure distribution between the capsules. For all evaluated l/d values, the optimal angle is in the range of 40-50°, highlighted in figure 6. The heat storage model with optimized nozzle position and inclination angle was then subjected to capsule geometry optimization.

SUMMARY AND CONCLUSIONS

For the design of heat storage units with encapsulated phase change material (PCM), the key factor for their effective operation is the highest possible heat flux between the heat transfer fluid (HTF) and the PCM. The factors determining the value of the heat flux are the position of the nozzles and the geometry of the capsules. The aim of the article was to optimize these elements of the heat storage unit with encapsulated PCM. The considered heat storage unit consisted of a tank filled with cylindrical capsules containing RT64HC paraffin, which were flowed around by water in the role of heat transfer fluid.

Based on the performed optimization, it was found that the inlet and outlet nozzles should be located at the edge of the tank, i.e., at a distance R from its longitudinal axis. The optimal inclination angle is 45° relative to the longitudinal axis. These values were determined based on fitted functions $\Delta v = f(r)$, $\Delta v = f(\alpha)$ and $k = f(\alpha)$, for which the function minimum was

determined. Such nozzle positioning ensures a uniform distribution of HTF velocity and pressure between the capsules. The criteria for rating the flow uniformity were defined using specific coefficients (fig. 2).

References

- [1] Romdhane S. Ben, Amamou A., Khalifa R. Ben, Saïd N. M., Younsi Z., Jemni A.: *A review on thermal energy storage using phase change materials in passive building applications*. Journal of Building Engineering, 32, 2020.
- [2] Rathore P. K. S., Shukla S. K.: *Potential of macroencapsulated PCM for thermal energy storage in buildings: A comprehensive review*. Construction and Building Materials, 20, 2019.
- [3] Sitka A., Szulc P., Smykowski D., Tietze T., Anwajler B., Pytlik B., Jodkowski W., Redzicki R.: *The impact of binary salt blends composition on their thermophysical properties for innovative heat storage materials*. J. Manuf. Mater. Process. 8, 2024.
- [4] Gamisch S., Kick M., Klünder F., Weiss J., Laurenz E., Haussmann T.: *Thermal storage: from low-to-high temperature systems*. Energy Technology, 11(12), 2023.
- [5] Shareef A. S., Al-Mousawi F. N., Sachit H. S.: *Experimental study of a PCM storage system integrated with a thermal solar collector*. IOP 3rd International Conference Series: Materials Science and Engineering, 4-6 November 2019, Kerbala, Iraq, Jan. 2020.
- [6] Roberts N. S., Al-Shannaq R., Kurdi J., Al-Muhtaseb S. A., Farid M. M.: *Efficacy of using slurry of metal-coated microencapsulated PCM for cooling in a micro-channel heat exchanger*. Appl Therm Eng, 122, 2017.
- [7] Qureshi Z. A., Ali H. M., Khushnood S.: *Recent advances on thermal conductivity enhancement of phase change materials for energy storage system: a review*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 01, 2018.
- [8] Tian H., Du L., Wei X., Deng S., Wang W., Ding J.: *Enhanced thermal conductivity of ternary carbonate salt phase change material with Mg particles for solar thermal energy storage*, Appl Energy, 204, 2017.
- [9] Qian T., Li J., Feng W., Nian H.: *Single-walled carbon nanotube for shape stabilization and enhanced phase change heat transfer of polyethylene glycol phase change material*. Energy Convers Manag, 143, 2017.
- [10] Zhang L., Yang W., Jiang Z., He F., Zhang K., Fan J., Wu J.: *Graphene oxide-modified microencapsulated phase change materials with high encapsulation capacity and enhanced leakage-prevention performance*, Appl Energy, 197, 2017.
- [11] Feng G., Wang T., Li X., He N., Wang G., Zhang Y.: *Simulation of a composite latent heat storage tank with horizontal baffles and two phase-change temperatures*. Appl Therm Eng, 225, 2023.
- [12] Joshi V., Rathod M. K.: *Constructal enhancement of thermal transport in metal foam-PCM composite-assisted latent heat thermal energy storage system*. Numeri Heat Transf A Appl, 75(6), 2019.
- [13] Rahimi M., Ardahaie S. S., Hosseini M. J., Gorzin M.: *Energy and exergy analysis of an experimentally examined latent heat thermal energy storage system*. Renew Energy, 147, 2020.
- [14] Rubitherm, Techdata -RT64HC_EN_09102020, Oct. 2020.
- [15] Pytlik B., Smykowski D., Szulc P.: *The impact of baffle geometry in the PCM heat storage unit on the charging process with high and low water streams*, Energies, 15(24), 2022.
- [16] Anwajler B., Smykowski D., Kasperski J.: *Application of a phase change numerical model to the simulation of freezing and thawing of wrapped foods*. Heat and Mass Transfer, 60(4), 2024.

OCENA ODPUSZCZALNOŚCI TRUDNOŚCIERALNEJ STALI HARDOX EXTREME

Niniejsza praca dotyczy oceny odpuszczalności trudnościeralnej stali Hardox Extreme – materiału o wyjątkowo wysokiej twardości, ale ograniczonej plastyczności. Przeprowadzono eksperymenty z odpuszczaniem w różnych wariantach temperaturowych i czasowych, mierząc zmiany twardości i mikrostruktury. Wykazano, że odpuszczanie powyżej 200°C prowadzi do degradacji struktury martenzytu i spadku twardości. Zastosowanie parametru Hollomona-Jaffe'a umożliwiło ocenę intensywności odpuszczania. Stwierdzono, że stal ta ma ograniczone możliwości modyfikacji plastyczności bez utraty wytrzymałości, co warunkuje jej zastosowania.

* Politechnika Wrocławska, Wydział Mechaniczny

1. WPROWADZENIE

Niskostopowe martenzytyczne stale z borem stanowią wiodącą grupę materiałów stosowanych na elementy narażone na zużywanie ściernie, takie jak lemiesze pługów czy łyżki koparki [1–4]. Ich twardość klasyfikowana jest najczęściej co 50 jednostek w skali Brinella, a stale o twardości 400-500 HBW uznawane są jako spawalne, podatne na gięcie i cięcie. Wśród wymienionej grupy tworzyw metalicznych, stal Hardox Extreme określana jest jako najtwardsza na świecie stal konstrukcyjna (o deklarowanej twardości 60 HRC), rekomendowana do wykorzystania na płyty wykładzinowe i jastrychowe [5], które pracują głównie w warunkach zużywania ściernego. Ze względu na niskie właściwości plastyczne stali ($KCV = 12,3 \text{ J/cm}^2$, $A = 3,5\%$, $Z = 10,1\%$), możliwości jej wykorzystania w warunkach zużywania ścierno-udarowego są znacznie ograniczone. Stosunek umownej granicy plastyczności do wytrzymałości na rozciąganie $R_{p0.2}/R_m$ wynosi w tym przypadku 0,64 – 0,74 [6], co oznacza, że trwałe odkształcenie materiału zachodzi dla podobnej wartości naprężeń, co przerwanie jego ciągłości. Powyższa zależność najczęściej jest wskazywana przez konstruktorów maszyn podstawowych górnictwa węgla brunatnego jako główny czynnik (oprócz spawalności) limitujący wykorzystanie wysokowytrzymałych stali niskostopowych na konstrukcje tych maszyn [7].

Podstawowym zabiegiem obróbki cieplnej umożliwiającym podwyższenie ciągliwości materiału przy jednoczesnym zachowaniu wysokich wskaźników wytrzymałościowych jest odpuszczanie [8]. Według [9], przeprowadzenie procesów odpuszczania w niskostopowych stalach martenzytycznych może wpłynąć korzystnie na podniesienie odporności na zużywanie ściernie ze względu na wydzielenie drobnych, iglastych węglików ϵ , wywołując w ten sposób także wzrost granicy plastyczności $R_{p0.2}$ i udarność. Podwyższenie temperatury obróbki cieplnej powyżej 180°C powoduje obniżenie zarówno właściwości plastycznych, mechanicznych jak i tribologicznych ze względu na koagulację węglików. Podobne wnioski zostały sformułowane również w [10], gdzie testy zużywania ślizgowego przeprowadzone podczas odpuszczania stali NM600 wykazały najwyższą odporność na zużywanie w temperaturze 150°C. Także według [11, 12], procesy zużywania stali o twardości 500 HBW są najmniej intensywne po przeprowadzeniu zabiegów odpuszczania w 200°C. Należy jednakże zaznaczyć, że odpuszczalność materiału zależna jest od jego składu chemicznego (głównie zawartości pierwiastków nie węglotwórczych), w związku z czym każdy gatunek stali należy rozpatrywać indywidualnie, a ogólna tendencja wskazuje, że wraz ze wzrostem temperatury odpuszczania stali martenzytycznych odporność na ścieranie maleje, ale w mniejszym stopniu niż twardość [13].

W związku z powyższym, autorzy pracy zdecydowali się poddać ocenie odpuszczalność stali Hardox Extreme, analizując zmiany twardości i mikrostruktury badanego materiału poddanego różnym wariantom obróbki cieplnej po hartowaniu.

2. MATERIAŁY I METODYKA

Do badań wykorzystano arkusze stali Hardox Extreme o grubości 10 mm dostarczone przez autoryzowanego dystrybutora, firmę STAL-HURT. Skład chemiczny stali został przedstawiony w tabeli 1. Analizy składu chemicznego wykonano metodą spektralną z użyciem analizatora emisyjnego z wyładowaniem jarzeniowym Leco GDS500A. Podczas analiz stosowano następujące parametry umożliwiające jonizację gazu obojętnego: $U = 1250$ V; $I = 45$ mA; 99,999% argonu. Uzyskane wyniki stanowiły średnią arytmetyczną z co najmniej pięciu pomiarów. Zgodnie z przedstawionymi danymi, stal Hardox Extreme należy do grupy stali średnio węglowych ($C=0,44\%$), w której istotnymi pierwiastkami podnoszącymi hartowność jest mangan, chrom, nikiel. Dodatek aluminium i tytanu zapewnia zachowanie drobnoziarnistej struktury poprzez wytworzenie związków z tlenem i azotem, stanowiących istotną przeszkodę dla migracji granic ziaren w temperaturze austenitzowania.

Tabela 1. Skład chemiczny (% wag.) stali Hardox Extreme.

C	Mn	Si	P	S	Cr	Ni	Mo
0,45	1,00	0,14	0,006	0,000	0,07	0,70	0,07
V	Cu	Al	Ti	Nb	Co	B	Zr
0,008	0,005	0,04	0,003	0,000	0,01	0,0011	0,000

Wszystkie operacje cieplne wykonano w gazoszczelnych piecach komorowych FCF 12SHM/R firmy Czylok z zastosowaniem atmosfery ochronnej gazu obojętnego 99,95% argonu. Zabiegi obróbki cieplnej obejmowały przeprowadzenie zabiegów odpuszczania stali Hardox Extreme w stanie dostarczenia, w zakresie temperaturowym 100-700°C (z przeskokiem temperaturowym co 100°C) dla czasu wygrzewania równego 1, 3 oraz 5 godzin. W ten sposób rozważaniami objęto materiał poddany 21 różnym wariantom obróbki cieplnej.

Badania twardości przeprowadzono metodą Vickersa z diamentowym czworokątnym ostrosłupem foremnym o kącie wierzchołkowym 136° pod obciążeniem 1 Kg z wykorzystaniem twardościomierza firmy Matsuzawa, model MMT-X7B.

Zdjęcia mikrostruktur wykonano przy użyciu mikroskopu elektronowego (SEM) Phenom XL, stosując obrazowanie BSE oraz napięcie przyspieszające 15 keV. Badaniom poddano materiał wytrawiony 5% roztworem HNO_3 .

Następnie, na podstawie uzyskanych wyników, wyznaczono parametr Hollomona-Jaffe'a (H-J), zgodnie ze wzorem 1., który jest empirycznym parametrem stosowanym do porównywania wpływu temperatury i czasu odpuszczania stali na jej właściwości mechaniczne.

$$H - J = T \cdot (C + \log(t)) \cdot 10^{-3}; \quad (1)$$

gdzie:

H-J – parametr Hollomona-Jaffe

T – temperatura [K],

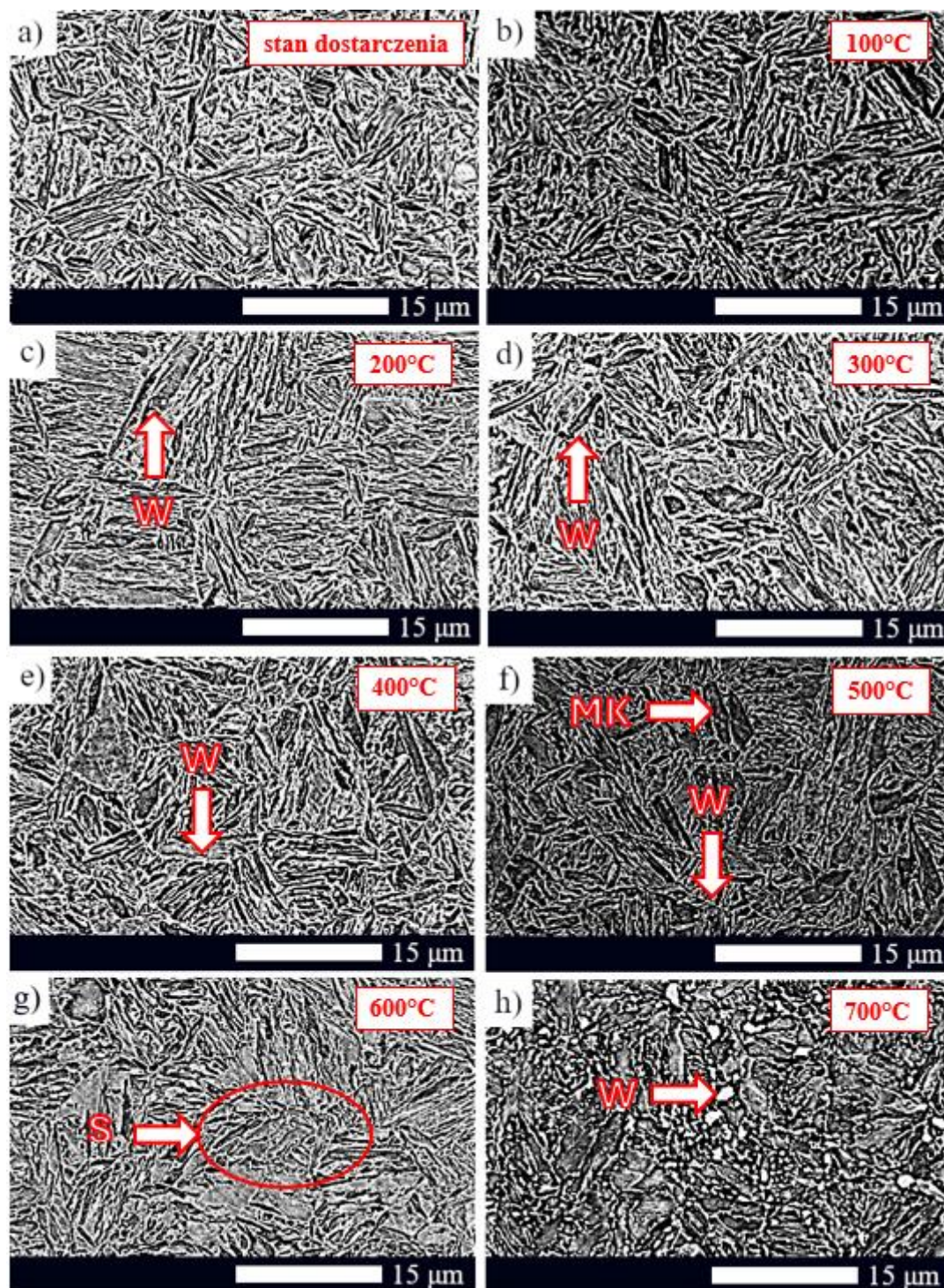
t – czas [h],

C – stała; przyjęto uśrednioną wartość $C=20$.

3. WYNIKI BADAŃ I DYSKUSJA

Zgodnie z załączoną dokumentacją mikroskopową można stwierdzić, że mikrostruktura stali Hardox Extreme w stanie dostarczenia oraz po odpuszczaniu w temperaturze 100°C złożona jest z drobnolistwowego martenzytu odpuszczania (rys. 1a, b). Charakteryzuje się ona

wyraźną budową hierarchiczną, opartą na podziale ziarna byłego austenitu kolejno na pakiety, bloki i listwy. Ze względu na zawartość węgla na poziomie 0,45%, w stali nie obserwuje się obszarów złożonych z martenzytu hartowania, co jest spowodowane wytrąceniem się drobnych faz węglkowych pomiędzy blokami martenzytu w wyniku zachodzących procesów samoodpuszczania. Badania wskazują także na obecność martenzytu, który uległ koalescencji – w tym przypadku, dochodzi do połączenia się bloków wykazujących tą samą orientację krystalograficzną, co tworzy znacznie grubsze struktury.

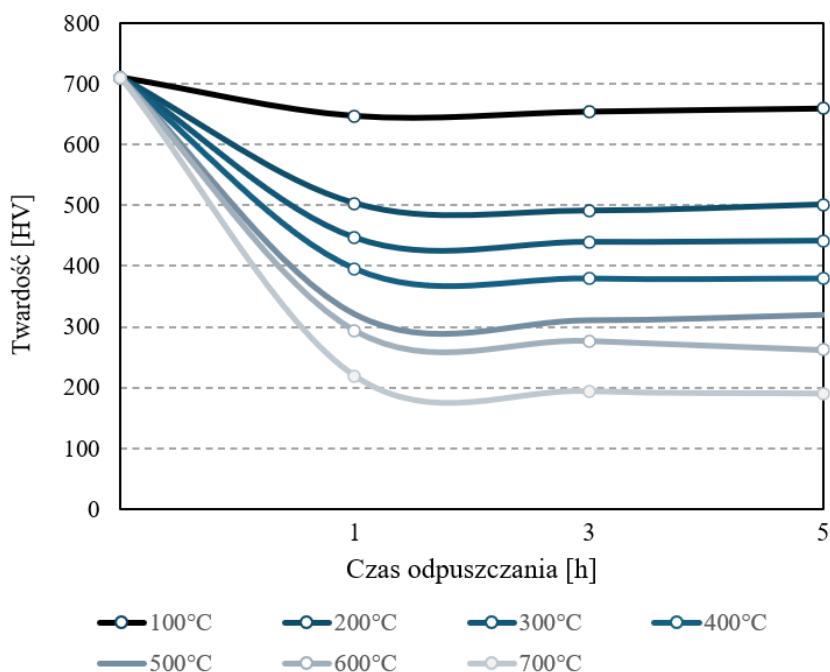


Rys. 1. Mikrostruktura stali Hardox Extreme w stanie dostarczenia oraz po odpuszczaniu w zakresie temperaturowym 100-700 °C w czasie 3h. W – węgliki, MK – martenzyt, który uległ koalescencji, S – sorbit. SEM, obrazowanie BSE, trawiono 5% HNO₃

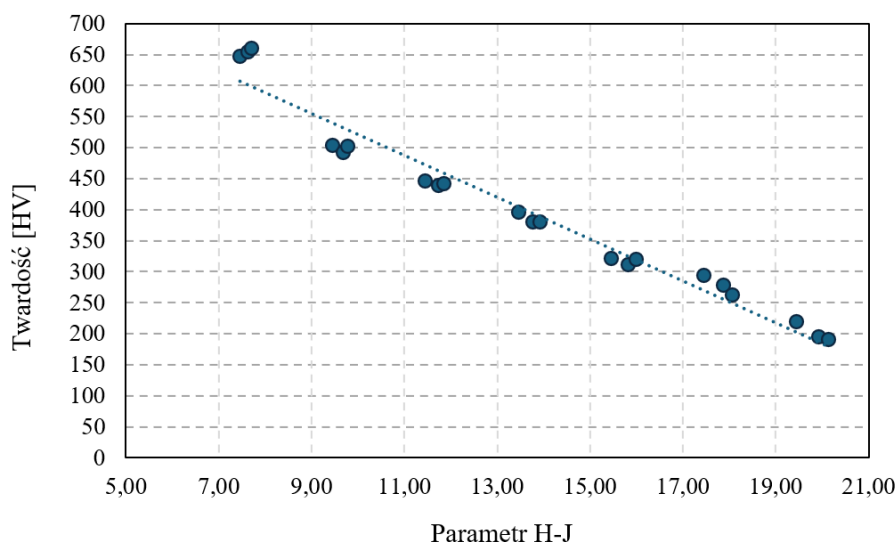
Rozkład struktury martenzytycznej zauważalny jest dla materiału odpuszczonego w temperaturze 200°C, gdzie można zaobserwować wyraźne wydzielenia węglików w obrębie poszczególnych bloków (rys. 1c). Dla materiału wygrzewanego w temperaturze 300°C obserwuje się pasmowość, będącą efektem mikrosegregacji składu chemicznego, wpływającą na nierównomierny przebieg przemian zachodzących w martenzycie (rys. 1d). Wraz ze zwiększaniem temperatury do 400°C, w materiale dochodzi do znacznego rozkładu martenzytu, a węgliki tworzą wyraźną siatkę na granicach ziaren byłego austenitu (rys. 1e).

Materiał odpuszczony w temperaturze 500°C i wyższej wykazuje strukturę sorbitu odpuszczania (rys. 1f, g). Charakteryzuje się ona pasmowo ułożonymi obszarami złożonymi z ferrytu ze skoagulowanym cementytem. Wraz ze wzrostem temperatury odpuszczania, wydzielania cementytu na granicach ziaren byłego austenitu stają się wyraźniejsze. Zwiększa się również rozmiar wydzieleń cementytu (rys. 1h).

Na rysunku 2. zestawiono wyniki pomiarów twardości po przeprowadzeniu zabiegów obróbki cieplnej. Dla każdej kombinacji parametrów obróbki cieplnej obliczono wartość parametru Hollomona-Jaffe'a (H-J), który umożliwia porównanie wpływu różnych wariantów odpuszczania na właściwości mechaniczne materiału (rys. 3).



Rys. 2. Wpływ temperatury i czasu odpuszczania na twardość HV stali Hardox Extreme



Rys. 3. Zależność twardości HV od parametru Hollomona-Jaffe'a

Materiał poddany zabiegom odpuszczania w temperaturze wynoszącej 100 °C, niezależnie od czasu wygrzewania (1–5 h), wykazał bardzo wysoką twardość rzędu 647–659 HV. Dla materiału odpuszczonego w temperaturze 200 °C twardość obniżyła się do zakresu 491–503 HV, a przy dalszym wzroście temperatury obserwuje się obniżenie właściwości mechanicznych. Dla 300 °C zmierzona twardość wynosiła 441–446 HV, natomiast przy 400 °C osiągnięto poziom 379–395 HV. Odpuszczanie w 500 °C skutkowało spadkiem twardości do 320 HV. Dla temperatury 600 °C zanotowano twardości 294 HV (1 h) oraz 262 HV (5 h), natomiast przy najwyższej temperaturze odpuszczania wynoszącej 700 °C – 219 HV (1 h) i 190 HV (5 h).

Wraz ze wzrostem wartości parametru H-J, co odpowiada bardziej intensywnemu odpuszczaniu (wyższa temperatura i dłuższy czas), obserwuje się systematyczny spadek twardości. Dane wskazują na wyraźną, zbliżoną do liniowej zależność między twardością a wartością parametru H-J w analizowanym zakresie, co potwierdza możliwość stosowania tego parametru do przewidywania efektów zastosowanej obróbki cieplnej (rys. 3). Należy wskazać, że uzyskane wartości są zgodne z danymi literaturowymi zawartymi w [14]. Przykładowo, stal HSLA o zawartości węgla 0,30%, w której dodatkami stopowymi jest chrom, mangan i krzem, po odpuszczaniu w temperaturze 600 °C przez 24 h lub 650 °C w czasie 3 h osiąga twardość 262 HV, przy wartościach H-J równych odpowiednio 18,24 i 18,44. Z kolei dla stali PHS-1500 o jednorodnej mikrostrukturze martenzytycznej, której początkowa twardość wynosi 495 HV, odpuszczanie skutkujące spadkiem do 250 HV wiąże się z uzyskaniem parametru H-J $\approx 18,00$ [15]. Podobne wnioski sformułowano także w [16,17].

4. WNIOSKI

Na podstawie przeprowadzonych badań można sformułować następujące wnioski:

- Stal Hardox Extreme wykazuje bardzo wysoką twardość w stanie dostarczenia (ok. 650 HV), która stopniowo maleje wraz ze wzrostem temperatury i czasu odpuszczania.
- Odpuszczanie w temperaturach powyżej 200 °C prowadzi do stopniowej degradacji mikrostruktury martenzytycznej – obserwuje się wydzielanie i koagulację węglików oraz powstawanie struktury sorbitu odpuszczania, co skutkuje wyraźnym spadkiem twardości (do poziomu ok. 190 HV przy 700 °C/5 h).
- Parametr Hollomona-Jaffe'a (H-J) dobrze koreluje ze zmianami twardości, umożliwiając przewidywanie efektów zastosowanej obróbki cieplnej i ocenę intensywności odpuszczania.

- Uzyskane wyniki potwierdzają ograniczoną odpuszczalność stali Hardox Extreme, a jej zastosowanie w warunkach wymagających kompromisu między twardością a plastycznością powinno być dokładnie analizowane – zwłaszcza przy projektowaniu elementów eksploatowanych w środowiskach ścierno-udarowych.

Literatura

- [1] Ligier K., Zemlik M., Lemecha M., Konat Ł., Napiórkowski J.: *Analysis of Wear Properties of Hardox Steels in Different Soil Conditions*. Materials 2022, 15, 7622, doi:10.3390/ma15217622.
- [2] Zemlik M., Białobrzaska B., Stachowicz M., Hanszke J.: *The Influence of Grain Size on the Abrasive Wear Resistance of Hardox 500 Steel*. Applied Sciences 2024, 14, 11490, doi:10.3390/app142411490.
- [3] Lindroos M., Valtonen K., Kemppainen A., Laukkanen A., Holmberg K., Kuokkala V.-T.: *Wear Behavior and Work Hardening of High Strength Steels in High Stress Abrasion*. Wear 2015, 322–323, 32–40, doi:10.1016/j.wear.2014.10.018.
- [4] Konat Ł., Pękalski G.: *Overview of Materials Testing of Brown-Coal Mining Machines (Years 1985–2017)*. In Mining Machines and Earth-Moving Equipment; Springer International Publishing: Cham, 2020; pp. 21–58.
- [5] SSAB SSAB High-Strength Steel – Sheet, Plate, Coil, Tube, Profile 2021.
- [6] Białobrzaska B., Jasiński R., Konat Ł., Szczepański Ł.: *Analysis of the Properties of Hardox Extreme Steel and Possibilities of Its Applications in Machinery*. Metals (Basel) 2021, 11, 162, doi:10.3390/met11010162.
- [7] Konat Ł., Pękalski G.: *Assessment of the Condition of the Constructional Material*. In Maintenance Strategy of Surface Mining Machines and Facilities with High Degree of Technical Degradation; Dudek, D., Ed.; Publishing House of Wrocław University of Science and Technology: Wrocław, 2013; pp. 329–340.
- [8] Zemlik M., Konat Ł., Grygier D.: *Influence of Tempering Temperature on the Abrasive Wear of High-Strength, Martensitic Boron Steel Hardox Extreme*. Tribologia 2023, 303, 97–106, doi:10.5604/01.3001.0016.2937.
- [9] Deng X.T., Fu T.L., Wang Z.D., Misra R.D.K., Wang G.D.: *Epsilon Carbide Precipitation and Wear Behaviour of Low Alloy Wear Resistant Steels*. Materials Science and Technology 2016, 32, 320–327, doi:10.1080/02670836.2015.1137410.
- [10] Pei Y., Xia D., Wang S., Cong L., Wang X., Wang D.: *Effects of Temperature on the Tribological Properties of NM600 under Sliding Wear*. Materials 2019, 12, 4009, doi:10.3390/ma12234009.
- [11] Haiko O., M.I., P.D., O.N., R.V., H.V., & K.A.: *Effect of Finish Rolling and Quench Stop Temperatures on Impact-Abrasive Wear Resistance of 0.35 % Carbon Direct-Quenched Steel*. Tribologia – Finnish Journal of Tribology 2017, 35, 5–21.
- [12] Wen E., Song R., Xiong W.: *Effect of Tempering Temperature on Microstructures and Wear Behavior of a 500 HB Grade Wear-Resistant Steel*. Metals (Basel) 2019, 9, 45, doi:10.3390/met9010045.
- [13] Hebda M., W.M.: *Tribologia*, Wydawnictwa Naukowo-techniczne: Warszawa, 1999;
- [14] Janjusevic Z., Gulisija Z., Mihailovic M., Pataric A.: *The Investigation of Applicability of the Hollomon-Jaffe Equation on Tempering the HSLA Steel*. Chemical Industry and Chemical Engineering Quarterly 2009, 15, 131–136, doi:10.2298/CICEQ0903131J.
- [15] Midawi A.R.H., Sherepenko O., Ramachandran D.C., Akbarian S., Shojaei M., Zhang T., Ghassemi-Armaki H., Worswick M., Biro E.: *Prediction of Mechanical Properties in the Sub-Critical Heat Affected Zone of AHSS Spot Welds Using Gleeble Thermal Simulator and Hollomon-Jaffe Model*. Metals (Basel) 2023, 13, 1822, doi:10.3390/met13111822.
- [16] Salas Vicente F., Carcel Carrasco J., Fernández Antoni R., Ferrero Taberner J.C., Pascual Guillamón M.: *Hardness Prediction in Quenched and Tempered Nodular Cast Iron Using the Hollomon-Jaffe Parameter*. Metals (Basel) 2021, 11, 297, doi:10.3390/met11020297.
- [17] Białobrzaska B., Jasiński R.: *Resistance to Abrasive Wear with Regards to Mechanical Properties Using Low-Alloy Cast Steels Examined with the Use of a Dry Sand/Rubber Wheel Tester*. Materials 2023, 16, 3052, doi:10.3390/ma16083052.

TEMPERING ASSESSMENT OF WEAR-RESISTANT HARDOX EXTREME STEEL

Summary

This paper concerns the assessment of the tempering of wear-resistant steel Hardox Extreme – a material with extremely high hardness but limited ductility. Tempering experiments were carried out at different temperature and time, measuring changes in hardness and microstructure. It was shown that tempering above 200°C leads to degradation of the structure of the martensite and a decrease in hardness. The use of the Hollomon-Jaffe parameter made it possible to assess the intensity of tempering. It was found that the steel has limited ability to modify plasticity without loss of strength, which conditions its applications.

Łukasz SADOWSKI*
Hassan ABDOLPOUR*
Maciej MARUT**

PARAMETRIC DESIGN APPROACH FOR STRATEGIC MARINE INFRASTRUCTURE

Marine infrastructure (e.g., ports, ferry terminals, quay walls) is entering an era of modernization requiring advanced design methodologies. This paper presents a parametric design approach leveraging integrated tools (Grasshopper, Tekla Structures, SOFiSTiK) to strategically enhance the planning and delivery of marine projects. Key structural components are modeled algorithmically, enabling rapid geometry generation and seamless export to a detailed Building Information Model (BIM) and structural analysis environment. This approach facilitates efficient exploration of design alternatives and optimization of structural systems, leading to more resilient and material-efficient infrastructure. The interoperability between parametric modeling and BIM ensures consistency from concept through construction, and provides lifecycle advantages by producing a comprehensive digital model for maintenance and future adaptation. The findings underscore the role of parametric BIM workflows in improving efficiency, sustainability, and project outcomes for critical marine infrastructure.

* Faculty of Civil Engineering; Wrocław University of Science and Technology, Wrocław, Poland
** COWI A/S, Wrocław, Poland

1. INTRODUCTION

The development of maritime infrastructure plays a key role in shaping the security, logistics, and economic potential of coastal and island regions. Ensuring the reliability and adequate capacity of strategic facilities—such as ports, quays, piers, and cargo handling structures—is particularly crucial, as these often serve as “gateways” for the functioning of entire countries or essential industrial sectors. Contemporary challenges, such as the dynamic evolution of regulations and standards, and the necessity to adapt rapidly to emerging trends—such as the “green transition” or the expansion of military infrastructure—require the implementation of advanced design tools that enable swift responses to changing requirements [1].

This paper presents the concept of parametric design applied to the marine construction sector, highlighting both the benefits and practical aspects of implementing this methodology in real-world projects. A case study concerning a structure built on a Norwegian fjord is included to illustrate tangible savings and the design flexibility made possible by parametric methodologies. The article also emphasizes the growing role of tools that automate the design process and the potential of artificial intelligence to further revolutionize the field [2, 3].

2. DEFINITION AND SIGNIFICANCE OF STRATEGIC INFRASTRUCTURE

Strategic infrastructure comprises a collection of facilities, systems, and installations whose operation is crucial for national security, smooth functioning of the economy, as well as the continuity of essential services for the state and society. In the maritime sector, particularly vital are ports, cargo handling quays, piers for large vessels, mooring dolphins, service platforms, and specialized terminals [4]. Any loss of functionality of such infrastructure can result in serious economic and social consequences, exposing a region to risks associated with disruptions in the supply of resources, goods, or even tourism services.



Fig. 1. Example of marine infrastructure – Left: Port of St. Maarten; Right: St. Lucia, Castries /Source: Author's photography/

An example of a location with high strategic importance is the port of Sint Maarten in the Caribbean (fig. 1), which serves tourist traffic or port of Saint Lucia—cargo handling, that forms the backbone of the island's supplies. Infrastructure such as cruise ship piers is not only a key element of the tourism industry but is also decisive from the viewpoint of transport security. In industry, cargo handling quays remain equally important, enabling the flow of containers and large-scale logistics operations. In practice, port infrastructure consists not only of the prominent waterfront lines and cranes but also of less conspicuous yet essential elements—such as service platforms, mooring dolphins, and auxiliary access structures (fig. 2).



Fig. 2. Example of marine infrastructure – Mooring dolphins and catwalks – Port of St. Maarten /Source: Author's photography/

The range of requirements for strategic infrastructure is broad and includes not only the need to comply with national and international technical standards but also the adaptation of structures to new trends, for example, the green energy transition or the expansion of military and defense facilities [2]. Due to the dynamic nature of these changes, designers are faced with the challenge of rapidly developing and optimizing solutions, also for facilities with unusual geometries or in technically and environmentally variable contexts [2, 3].

3. METHODOLOGY OF PARAMETRIC DESIGN

Parametric design represents a modern approach to engineering modeling, in which the form and properties of the final object are defined precisely through a set of input variables and established mathematical or logical relationships among them. Unlike standard geometric modeling—where every modification requires manual adjustments—the parametric methodology ensures that any changes to input data are automatically reflected in the construction’s geometry, calculations, and design documentation [2, 5]. This feature proves especially vital in contexts involving frequent design iterations arising from evolving regulations, standards, or environmental loads [2, 6].

The process typically begins with the careful definition of a range of parameters. These parameters describe not only the geometric dimensions and the location of key points, but also anticipated operational loads and region-specific regulatory requirements. Collected input data is then processed by purpose-built algorithms, which utilize graphical or text-based environments dedicated to parametric design, such as Grasshopper, Dynamo, or Python scripts. The result of such an integrated system is the automatic generation of the construction’s geometric model as well as the production of engineering calculations, construction drawings, and comprehensive material and operational reports [6].

A parametric model can be considered a “living design tool,” facilitating multiple rapid iterations and enabling flexible adaptation of technical concepts to shifting requirements—both technical and environmental. Such integration helps designers avoid the propagation of errors that are almost inevitable in traditional, fragmented approaches, where different versions arise independently across various stages and software platforms.

The advantages of implementing parametric design methodology are multifaceted. Most importantly, it leads to substantial savings in time, a benefit that becomes increasingly apparent during iterative processes and the optimization of structural solutions [2, 7]. The automatic updating of all project documentation in response to changes in input data minimizes the risk of inconsistencies and eliminates the burdensome need for manual corrections. Parametric design is also far better suited to projects involving irregular shapes and unconventional geometries, where continuous manual modifications would otherwise become impractical or impossible. In practice, this translates into not only more efficient use of materials and lower construction costs but also increased precision and safety of the final solution [2, 3].

An excellent example of a comprehensive realization where parametric tools could have been key to success is the Little Island project in New York City (fig. 3). In this exceptional development, the complexity of the “pot” elements—the park’s main structural components—reached a level at which traditional design techniques would not have been realistic or sufficiently precise. Thanks to the application of parametric generation of point clouds and the automatic formulation of interconnected geometric forms, it became possible to efficiently translate even the most unconventional conceptual assumptions into viable, constructible engineering solutions [2, 3].



Fig. 3. Example of difficult infrastructure – Little Island – New York /Source: Author's photography/

4. CASE STUDY: THE PIER PROJECT IN THE NORWEGIAN FJORDS

To demonstrate the practical possibilities and benefits arising from the application of parametric design in the maritime infrastructure sector, it is helpful to refer to the example of a project carried out in the Norwegian fjords. In this case, the project involved the reconstruction of a pier that constituted an important element of the local port infrastructure, holding strategic significance for both cargo and passenger traffic. The investment process began with the demolition of existing structures (fig. 4), including a bridge and part of a marina, which, due to their technical condition and insufficient operational parameters, were qualified for replacement by a more modern structure, compliant with current standards and capable of addressing future challenges.



Fig. 4. Norwegian ferry quay - view of the old ramp and platform /Source: COWI A/S/

The design process was based on parametric modeling, which integrated both formal requirements derived from Eurocode standards and Norwegian regulations as well as geotechnical data unique to the region [8]. The ground conditions, typical of Norwegian fjords, consisted mainly of schist rock overlain by a thin layer of sediments. These sediments, characterized by low strength and small thickness, were excluded as load-bearing components in the main structural calculations. Additionally, the project team incorporated the experience gained from similar projects executed in Egypt and Greenland, applying lessons learned to refine the design approach.

An essential phase in project preparation was the effective combination of various parametric and analytical tools. The geometry model was created in Grasshopper, which offered significant flexibility in defining and instantly modifying key construction parameters. The finalized geometric model was transferred to the Tekla Structures environment, where detailed construction documentation and shop drawings were generated. Simultaneously, the same model was used for analysis in SOFiSTiK software, enabling structural calculations that remained in perfect alignment with any geometric changes made (fig. 5).

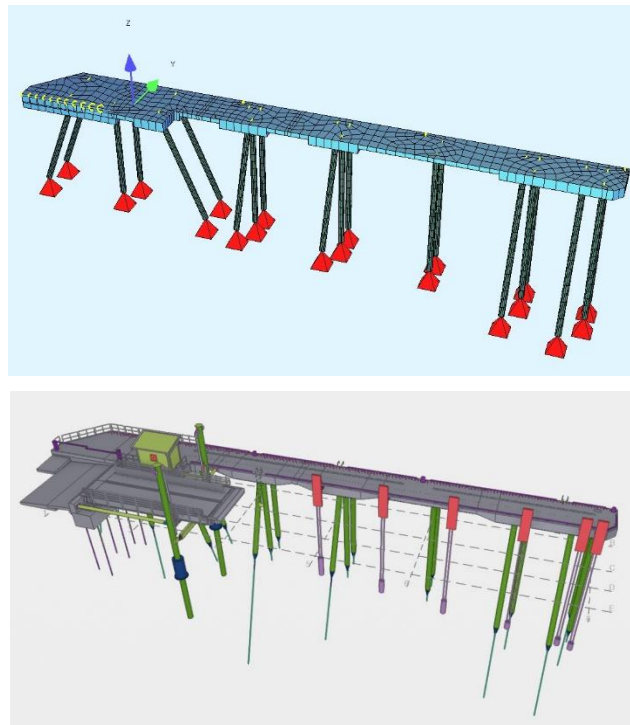


Fig. 5. Upper: Structural analysis model created in SOFiSTiK used for load and deformation evaluation; Lower: Parametric geometry model of the ferry quay structure

This integrated approach was especially advantageous during the optimization of the foundation solutions. It allowed for reducing the number of piles through more accurate distribution and optimized selection of diameters—an effort that would have required time-consuming variant analyses in a traditional setting. However, the project's greatest value lay in the capability to respond instantly to changes. In the final phase of design, the geotechnical data was updated: a new file with the latest ground model altered the required pile lengths. Both the geometric and analytical models were updated automatically, eliminating the need for manual corrections and, crucially, preventing any delays in project documentation delivery.

The tangible benefits of employing parametric design methodology became evident in material and time savings. A reduction in the number of piles by two units translated into the saving of approximately forty cubic meters of concrete and nineteen tons of steel. In practice, this equated to over three hundred hours saved in preparing drawings and engineering reports

by automating these tasks. The outputs produced by parametric models were used both in calculation reports and executive drawings, contributing to the creation of a consistent and comprehensively optimized project documentation.

This case study demonstrates that, even in repetitive structures—often considered routine—the application of parametric design not only increases work efficiency but also results in economic benefits and greater certainty regarding the quality of the final outcome.

5. DEVELOPMENT PROSPECTS: AUTOMATION AND ARTIFICIAL INTELLIGENCE

Contemporary maritime infrastructure design goes far beyond using modern computational tools or 3D modeling techniques. Increasingly, the focus is shifting toward process automation, which is gradually transforming the engineer's role into that of a manager, overseeing an integrated digital environment. The implementation of parametric design methodologies provides a robust foundation for expanding these capabilities with additional technologies—most notably those based on artificial intelligence and low-level programming [1, 4].

The first logical step in the evolution of integrated design models is the incorporation of scripting libraries, such as Python, which enable the automation of repetitive tasks and enhance the environment with user-defined functions tailored to specific project needs. By leveraging such tools, designers can process large datasets more efficiently, automatically generate reports and material schedules, and accelerate the execution of analytic or optimization calculations. This integration also allows more effective use of knowledge acquired from previous projects or research, enables repeatable geometric analyses, and supports the development of custom algorithms in cases where standard software tools do not suffice.

A far more revolutionary stage in this development trajectory involves the application of artificial intelligence, both in conventional engineering support and in fully autonomous generation of design solutions. At present, AI can serve as a digital assistant to the designer—for example, by offering guidance on implementing specific geometric functions, generating random point configurations in space, or handling advanced mathematical operations. As technology advances, the possibilities are emerging for constructing sophisticated tools in which artificial intelligence—directly integrated with modeling platforms such as Rhino/Grasshopper—can autonomously analyze given conditions and iteratively propose optimal solutions. This synthesis of engineering tool and digital expertise is comparable to the solver utilities commonly used in spreadsheet software; however, when applied to spatial models, it has the potential to radically shorten the search for the best design options and achieve even greater cost savings.

The growing trend of automation and AI integration heralds fundamental changes in how future design projects are executed. Already, tools and platforms are emerging that not only accelerate the most laborious phases of the design process but also facilitate more informed decision-making through iterative simulation of alternative scenarios. The scale of potential benefits makes further investment in this field essential for organizations aiming to remain competitive and meet the ever-increasing demands of the maritime infrastructure market.

6. SUMMARY

The dynamic transformations occurring in modern maritime construction require the adoption of tools and methodologies that enable not only rapid, but also precise and optimized design of structures with strategic importance. Parametric design, whose potential was demonstrated through the example of a pier project in the Norwegian fjords, clearly confirms that the flexibility and automation offered to the designer result in measurable outcomes—such

as material savings, reduction of documentation preparation time, and a significant decrease in the risk of errors (Table 1).

Table 1. Comparison of traditional and parametric approach

Parameter	Traditional (Proposal)	Parametric (Case Study)
Number of piles [-]	20	18
Slab concrete volume [m3]	344.3	302.42
Steel mas – pile pipes [t]	69.47	50.52
Design time – overall [h]	400	300

The use of integrated computational, graphical, and scripting environments allows for smooth transitions from changing initial assumptions to a final, optimized design product, regardless of the level of structural complexity or essential requirements for safety, durability, and economic efficiency. The fundamental advantage of contemporary approaches lies also in the ability to immediately respond to updates in input data—a capacity that is invaluable in maritime infrastructure, which is often confronted with evolving standards, regulatory requirements, or sudden investment needs.

Importantly, the implementation of parametric design is also a solid point of departure for further innovations, such as automating tasks via scripting and achieving full integration with artificial intelligence-based tools. Ongoing developments in this field may not only bring about a radical improvement in work efficiency, but also establish a new standard of quality and safety in undertaken investments. For this reason, it is crucial that designers and organizations engaged in the construction of strategic infrastructure keep pace with the latest advances in digital technology, where parametric design and artificial intelligence are already forming the essential foundation for the industry's future.

Literature

- [1] Kaklis D., Varlamis I., Giannakopoulos G., Varelas T. J., Spyropoulos C. D.: *Enabling digital twins in the maritime sector through the lens of AI and Industry 4.0*, International Journal of Information Management Data Insights, vol. 3, no. 2, p. 100178, 2023, doi: 10.1016/j.jjime.2023.100178.
- [2] López-López D., Serrano-Jiménez A., Gavilanes J., Ventura-Blanch F., Barrios-Padura A., Díaz-López C.: *A study on the parametric design parameters that influence environmental ergonomics and sustainability*, Sustainability, vol. 15, no. 7, p. 6304, 2023, doi: 10.3390/su15076304.
- [3] Lu Q., Xie X., Heaton J., Parlikad A. K., Schooling J.: *From BIM towards digital twin: strategy and future development for smart asset management*, in Service Oriented, Holonic and Multi-agent Manufacturing Systems for Industry of the Future. SOHOMA 2019. Studies in Computational Intelligence, vol. 853, T. Borangiu, D. Trentesaux, P. Leitão, A. G. Boggino, and V. Botti, Eds. Cham, Switzerland: Springer, 2020, doi: 10.1007/978-3-030-27477-1_30.
- [4] González-Cancelas N., Martínez Martínez P., Vaca-Cabrero J., Camarero-Orive A.: *Optimization of port asset management using digital twin and BIM/GIS in the context of Industry 4.0: a case study of Spanish ports*, Processes, vol. 13, no. 3, p. 705, 2025, doi: 10.3390/pr13030705.
- [5] Badenko V., Bolshakov N., Celani A., Puglisi V.: *Principles for sustainable integration of BIM and digital twin technologies in industrial infrastructure*, Sustainability, vol. 16, no. 22, p. 9885, 2024, doi: 10.3390/su16229885.
- [6] Ajtayné Károlyfi K., Szép J.: *A parametric BIM framework to conceptual structural design for assessing the embodied environmental impact*, Sustainability, vol. 15, no. 15, p. 11990, 2023, doi: 10.3390/su151511990.
- [7] Tao Y., Lin P.: *Multi-objective optimization of the seawall cross-section by DYCORS algorithm*, Water, vol. 16, no. 16, p. 2222, 2024, doi: 10.3390/w16162222.
- [8] Statens vegvesen: *Handbook V431 – Geotechnical design*, Oslo, Norway, 2019.

OCENA WŁAŚCIWOŚCI AKUSTYCZNYCH WAGONÓW OSOBOWYCH

Wyniki badań potwierdzają, że zastosowane rozwiązania konstrukcyjne w wagonach osobowych spełniają założenia projektowe oraz wymagania stawiane przez odpowiednie normy. Zamierzone cele badawcze zostały w pełni osiągnięte, co dowodzi skuteczności zastosowanych rozwiązań technicznych w redukcji hałasu wewnętrznego i zapewnieniu wysokiego poziomu komfortu akustycznego dla pasażerów.

* Politechnika Opolska

** PKP Intercity Remtrak sp. z o.o.

WSTĘP

W obliczu rosnących wymagań dotyczących komfortu [1] podróży w transporcie kolejowym, redukcja hałasu wewnętrznego w wagonach pasażerskich pozostaje jednym z priorytetowych wyzwań inżynierskich. Pomimo, że hałas generowany przez pojazdy szynowe jest mniej drażniący niż w innych gałęziach transportu lądowego [2] oczekiwania podróżnych, jak i przepisy prawne determinują zastosowanie rozwiązań technologicznych, które zapewnią odpowiednią izolację akustyczną. Jednocześnie należy jednak zachować wydajność operacyjną oraz ergonomię konstrukcji. Szczególnie istotnym aspektem jest znalezienie kompromisu między redukcją masy pojazdu, która jest bardzo ważnym czynnikiem przy modernizacjach wagonów pasażerskich, ze względu na przystosowanie już istniejącej konstrukcji pudła wagonu do implementacji nowoczesnych urządzeń, takich jak: układ klimatyzacyjno-grzejny, czy toaleta próżniowa, a osiągnięciem wymaganych parametrów akustycznych.

Obszar badań akustycznych pojazdów szynowych jest niezwykle obszerny i wieloaspektowy, natomiast z perspektywy uczestników transportu szynowego, najważniejsze jest środowisko wewnątrz, dlatego niniejszy artykuł skupia się na badaniach hałasu w przestrzeniach pasażerskich oraz służbowych. Hałas wewnętrzny ma szczególne znaczenie dla komfortu podróżnych i jest bezpośrednio powiązany z konstrukcją ścian przedziałowych oraz systemu podłogowego wagonu. Elementy te są obiektem intensywnych prac projektowych autorów, które miały na celu połączenie efektywności akustycznej z optymalizacją masy pojazdu.

KONTEKST TECHNICZNO-NORMATYWNY

Proces oceny akustycznej pojazdów szynowych, w tym wagonów pasażerskich, wymaga uwzględnienia szeregu norm i regulacji, które określają dopuszczalne poziomy hałasu oraz metody jego pomiaru lub oceny. Hałas generowany przez pojazdy szynowe, zarówno na zewnątrz, jak i wewnątrz pojazdu, stanowi istotny problem techniczny, wpływający na komfort podróżnych, zdrowie operatorów oraz klimat akustyczny w otoczeniu transportu publicznego. Badania akustyczne pojazdów szynowych opierają się na normach, takich jak PN-EN ISO 3381:2011 [3], PN-EN ISO 3095:2013 [4], oraz regulacjach europejskich, w tym Rozporządzeniu Komisji (UE) Nr 1304/2014 [5], a także Listy właściwych specyfikacji technicznych i dokumentów normalizacyjnych, których zastosowanie umożliwia spełnienie zasadniczych wymagań systemu kolei, zwanej dalej Listą Prezesa UTK, wraz z załącznikami. Dokumenty te szczegółowo definiują metody oraz proces pomiaru hałasu emitowanego przez pojazdy szynowe oraz hałasu występującego wewnątrz pojazdów w przestrzeniach przeznaczonych dla pasażerów i obsługi.

OPIS BADANYCH WAGONÓW I WARUNKÓW EKSPLOATACYJNYCH

Badania akustyczne przeprowadzono na wagonie pasażerskim typu 112A-30ROP, zwanych potocznie "COMBO". Konstrukcja wagonów oparta jest na lekkich materiałach, co pozwala na zmniejszenie ich masy całkowitej, przy jednoczesnym zachowaniu wysokiej efektywności akustycznej. Wagony typu "COMBO" są przystosowane do przewożenia różnych grup pasażerów, w tym osób z niepełnosprawnościami, rodzin z dziećmi oraz podróżnych z rowerami. Rozplanowanie wnętrza wagonu 112A-30ROP przedstawiono na rysunku 2.

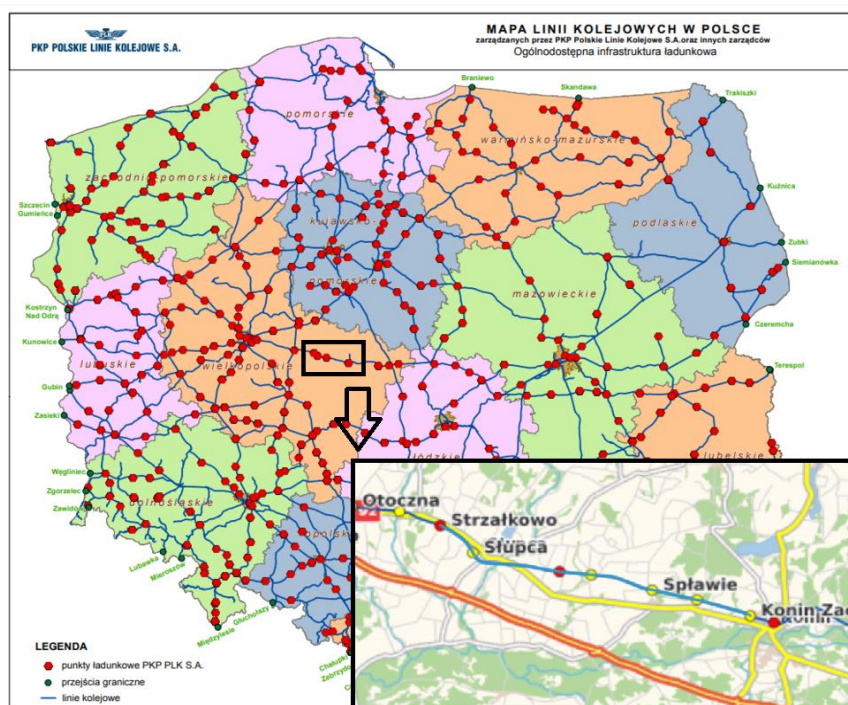
W konstrukcji wagonów zastosowano nowoczesne materiały wykończeniowe, które zapewniają wysoką trwałość i łatwość utrzymania czystości. Wagony te są również zgodne z wymaganiami TSI PRM (Technical Specification for Interoperability for Persons with Reduced Mobility), co potwierdza ich uniwersalne przeznaczenie i dostosowanie do współczesnych standardów europejskich.

Podstawowe parametry techniczne wagonów to: długość wagonu ze zderzakami: 24 500 mm, prędkość maksymalna: 160 km/h, masa własna: 42 957 kg $\pm 3\%$, typ systemu podłogowego – płyta kompozytowa wraz z warstwą dźwiękochłonną i termoizolacyjną, typ ścian przedziałowych – płyta kompozytowa wzmocniona konstrukcją z profili aluminiowych, liczba miejsc siedzących – 34 dla pasażerów oraz 3 dla obsługi.

METODOLOGIA BADAŃ AKUSTYCZNYCH

Badania akustyczne przeprowadzono w dwóch wariantach tj. statycznym oraz dynamicznym.

Badania w warunkach statycznych, podczas których wagon był umieszczony na torze odstawczym w celu wykonania pomiarów hałasu w sytuacji braku ruchu oraz zminimalizowania wpływu czynników zewnętrznych. W tym wariancie uwzględniono pracę systemów wewnętrznych, takich jak układy wentylacyjno-grzewcze, aby ocenić ich udział w generowaniu hałasu wewnętrznego.



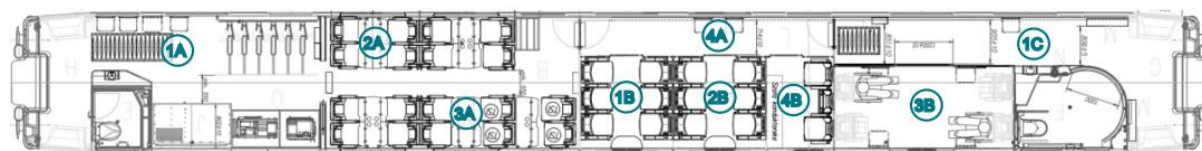
Rys. 1. Miejsce badań podczas jazdy zaznaczone na mapie

W warunkach dynamicznych, dla których pomiary przeprowadzono podczas jazdy testowej na torach badawczych w rejonie Konina i Strzałkowa na trasie linii kolejowej nr 3 (rys. 1). Warunki dynamiczne obejmowały pomiary przy prędkości eksploatacyjnej wynoszącej 160 km/h.

Na rysunku 2 przedstawiono rozmieszczenie punktów pomiarowych w wnętrzu pojazdu podczas pomiarów na postoju i w trakcie jazdy wraz z ich opisem.

We wszystkich punktach realizowano pomiary dla dwóch wariantów pracy układu grzewczo-klimatyzacyjnego:

- I wariant – układ wyłączony,
- II wariant – układ załączony (100% mocy).



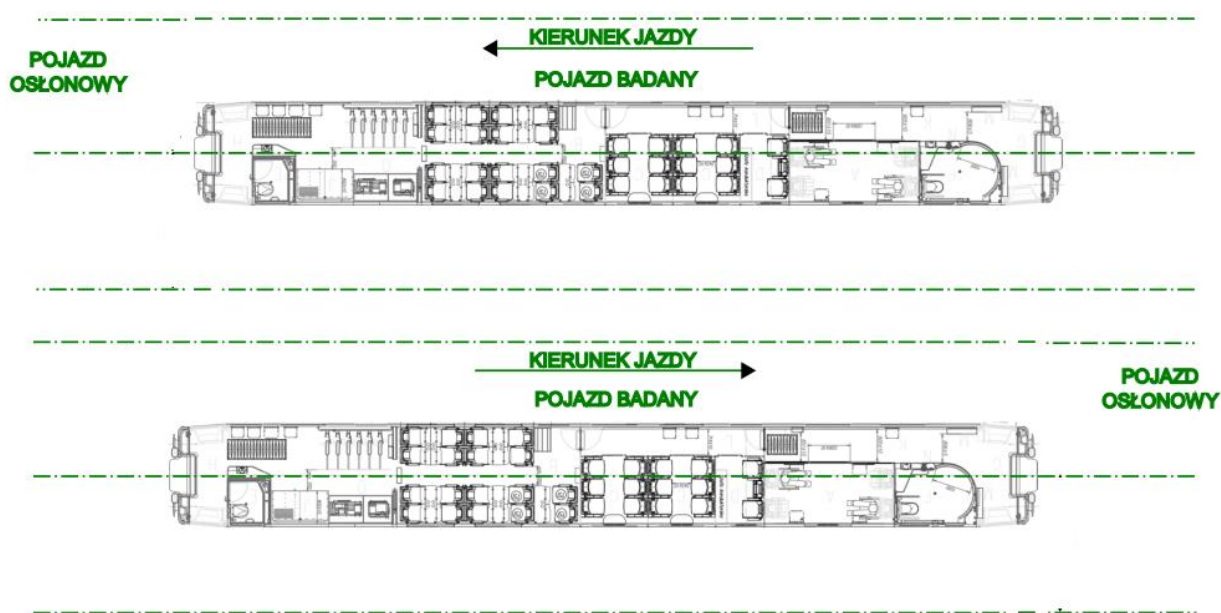
- 1A Przedsionek SPHR (Strona przeciwna hamulca ręcznego)
- 2A Część bezprzedziałowa od strony SPHR
- 3A Część bezprzedziałowa od strony SHR (Strona hamulca ręcznego)
- 4A Korytarz części przedziałowej
- 1B Przedział MzD od strony SPHR
- 2B Przedział MzD od strony SHR
- 3B Przedział OzN
- 4B Przedział służbowy
- 1C Przedsionek SHR

Rys. 2. Rozmieszczenie punktów pomiarowych wewnątrz przestrzeni pasażerskiej pojazdu podczas pomiarów hałasu na postoju i podczas jazdy wraz z legendą – SHR (Strona hamulca ręcznego) z prawej strony

Pomiary otrzymane z punktów umiejscowionych w przedsionkach (1A oraz 1C) i korytarzu części przedziałowej (4A) zostały zebrane w celach orientacyjnych, natomiast wg przywołanych norm, przedmiotem badania są strefy pasażerskie, czyli punkty pomiarowe 2A, 3A, 1B, 2B, 3B oraz przedział służbowy – 4B.

Ustawienie wagonu podczas badań dynamicznych przedstawiono na rysunku 3.

Dla zapewnienia spójności wyników, każdy scenariusz powtarzano co najmniej trzykrotnie, a rejestrowane dane były weryfikowane pod kątem zgodności z założonymi warunkami testowymi.



Rys. 3. Umieszczenie wagonu względem pojazdu osłonowego podczas badań dynamicznych

Czas pojedynczego pomiaru hałasu wynosił 20 s, a podczas prowadzonych pomiarów wszystkie drzwi oraz okna zewnątrz wagonu znajdowały się w pozycji zamkniętej

ANALIZA I INTERPRETACJA WYNIKÓW

Wyniki uśrednione poziomu dźwięku, uzyskane na podstawie wykonanych pomiarów, w badanych strefach wagonu dla scenariusza statycznego oraz dynamicznego zebrano w tabeli 3. Średni poziom dźwięku dla każdego z realizowanych scenariuszy umieszczono w tabeli 4.

Wartości równoważnego poziomu dźwięku, przedstawione w tabeli 3, zostały wyznaczone, na podstawie zebranych danych poziomu ciśnienia akustycznego dla poszczególnych częstotliwości ze wzoru 1.

$$L_{pAeq,T} = 10 \lg \left(\frac{1}{T} \int_0^T \frac{p_A^2(t)}{p_0^2} dt \right) dB \quad (1)$$

gdzie:

$L_{pAeq,T}$ – równoważny poziom dźwięku A wyznaczony dla czasu oceny T w [dB],

$p_A(t)$ – chwilowe ciśnienie akustyczne w [Pa] skorygowane wg charakterystyki A,

p_0 – ciśnienie akustyczne odniesienia równe 2×10^{-5} [Pa],

T – czas pomiaru lub obserwacji w [s].

Tabela 9. Uśrednione wyniki pomiarów poziomu dźwięku dla poszczególnych punktów pomiarowych

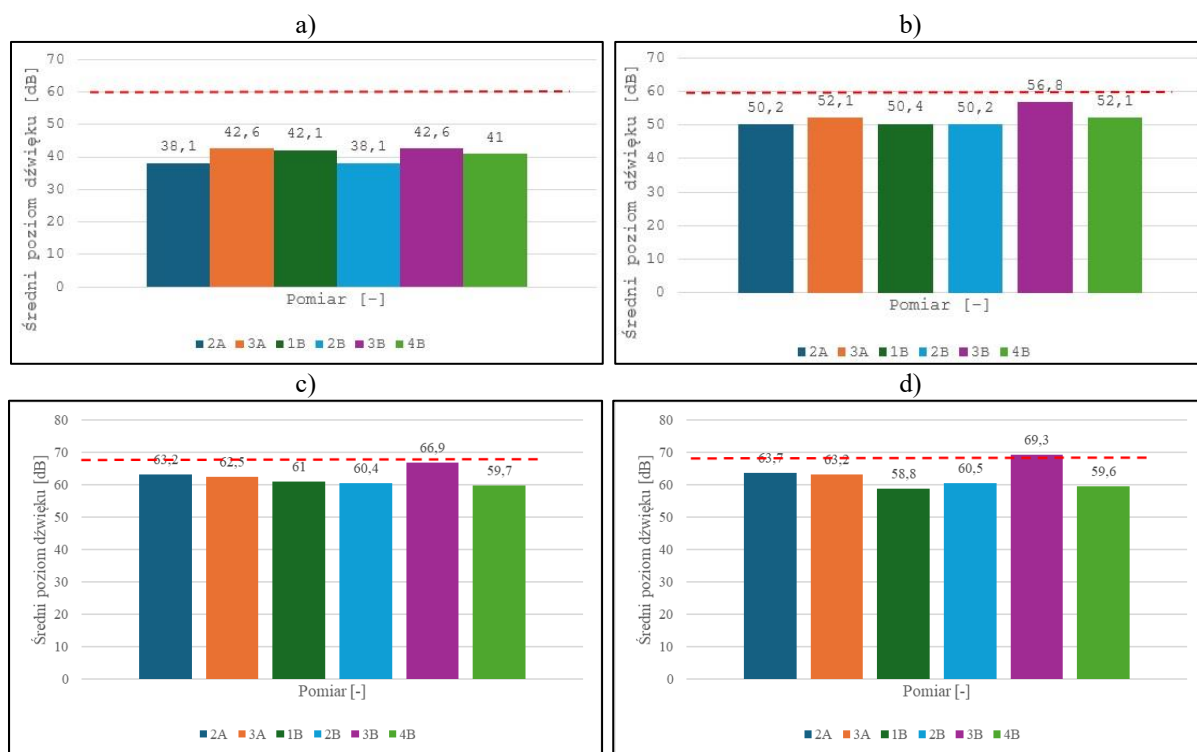
Punkt pomiarowy	Wariant klimatyzacji	Poziom dźwięku $L_{Aeq,T}$ [dB]	
		postój	160 km/h
3B – Przedział Osób z Niepełnosprawnością	0	42,6	66,9
	K	56,8	69,3
4B – Przedział służbowy	0	41	59,7
	K	52,1	59,6
2B - Przedział Matki z Dzieckiem SHR	0	42,1	61
	K	50,4	58,8
1B - Przedział Matki z Dzieckiem SPHR	0	38,1	60,4
	K	50,2	60,5
2A - Część bezprzedziałowa	0	38,1	63,2
	K	50,2	63,7
3A - Część bezprzedziałowa	0	42,6	62,5
	K	52,1	63,2
0 – wyłączony uk. klimatyzacji K – załączony uk. Klimatyzacji			

Uśrednione poziomy ciśnienia akustycznego w odniesieniu do częstotliwości w zakresie 31,5 Hz do 8 kHz dla dwóch wariantów – postój i dla prędkości eksploatacyjnej z włączoną i wyłączoną klimatyzacją zostały przedstawione na rysunku 5.

Tabela 10. Średni poziom dźwięku dla każdego scenariusza prowadzonych pomiarów

Średni poziom dźwięku (L_{pAeq}) [dB]			
Postój z wyłączoną klimatyzacją	Postój z wyłączoną klimatyzacją	160 km/h z wyłączoną klimatyzacją	160 km/h z włączoną klimatyzacją
40,8	52,0	62,3	62,5

Uśredniony poziom dźwięku dla poszczególnych punktów pomiarowych we wszystkich scenariuszach wariantach został przedstawiony na rysunku 4. Na rysunkach umieszczono również prostą, która określa sugerowane wartości maksymalnego poziomu dźwięku w strefach pasażerskich, które wynoszą 60 dB dla pojazdu na postoju, oraz 68 dB dla pojazdu w ruchu.



Rysunek 4. Poziom dźwięku dla wagonu:

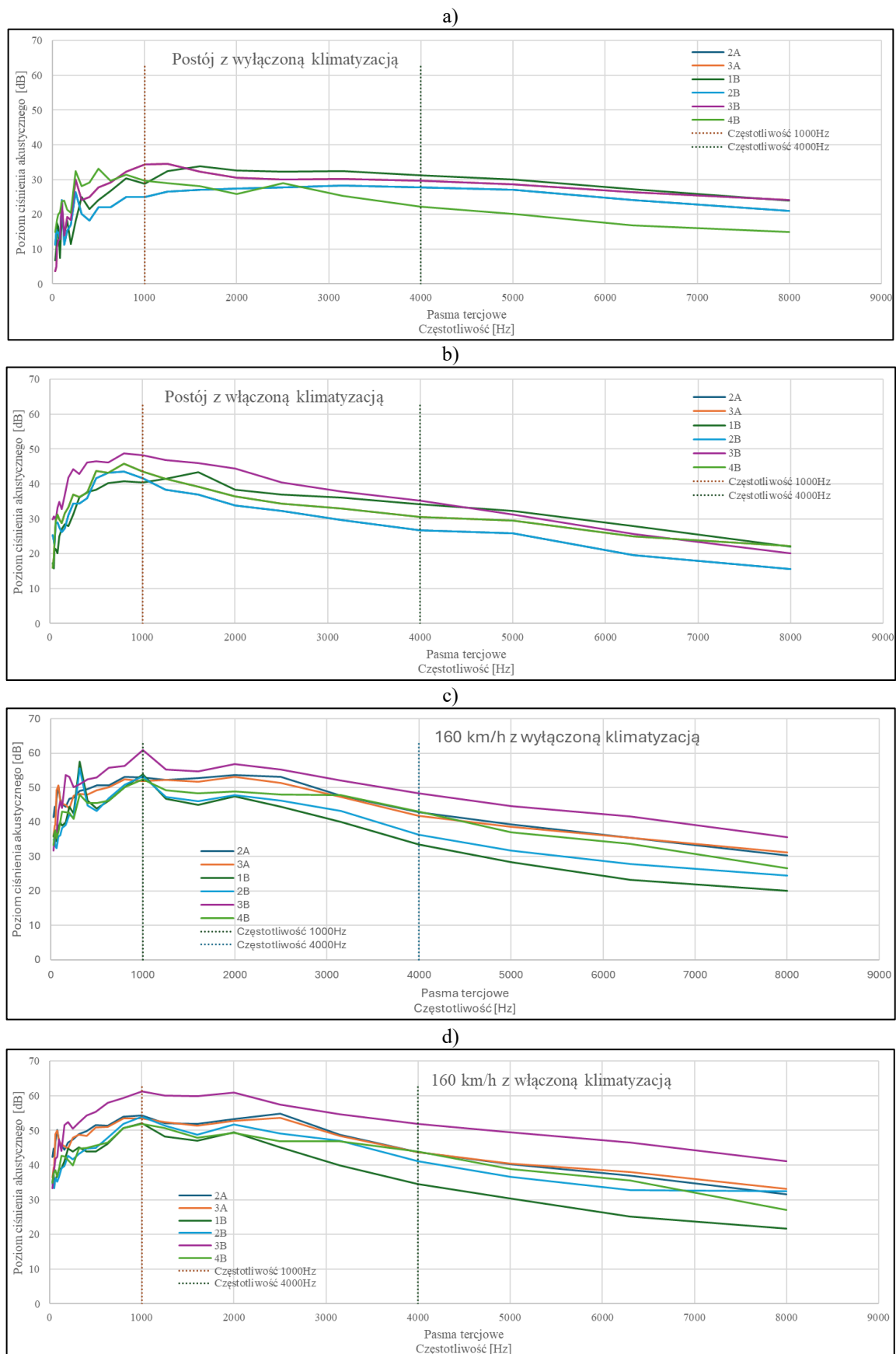
- na postoju: a) z wyłączoną klimatyzacją, b) z włączoną klimatyzacją
- poruszającego się z prędkością 160 km/h: c) z wyłączoną klimatyzacją, d) z włączoną klimatyzacją

Na podstawie tabel 3 i 4 oraz rysunku 5 przeprowadzono analizę uciążliwości akustycznej dla osób przebywających na wagonie. Szczególną uwagę zwrócono na zakres częstotliwości $1 \div 4$ kHz, ponieważ są to dźwięki szczególnie uciążliwe dla człowieka.

Stwierdzono, że najwyższy poziom ciśnienia akustycznego oraz najwyższy poziom dźwięku występuje dla punktu pomiarowego 3B oraz dla scenariusza na postoju z wyłączoną klimatyzacją – punktu 2A. Jednakże, ze względu na niski poziom hałasu, wynoszący do 42,6 dB, można stwierdzić, że dla tego scenariusza hałas nie jest uciążliwy dla uczestnika ruchu szynowego i można jednoznacznie uznać, że najmniej korzystną przestrzenią dla uczestników ruchu będzie przedział dla osób z niepełnosprawnością.

Dla scenariuszy wagonu na postoju oraz poruszającego się z prędkością 160 km/h bez włączonej klimatyzacji, poziom dźwięku w przestrzeniach badanych utrzymywał się poniżej wartości granicznej wynoszącej 60 dB, natomiast dla wagonu poruszającego się z prędkością 160 km/h z włączoną klimatyzacją, w punkcie 3B, doszło do przekroczenia wartości granicznej, wynoszącej 68 dB, o 1,3 dB. Przekroczenie hałasu w tej przestrzeni spowodowany jest jej zlokalizowaniem w bezpośredniej bliskości sprężarek klimatyzacji oraz nad wózkiem wagonu.

W warunkach statycznych zarejestrowano niski poziom hałasu w przedziałach, co wynikało z ograniczenia wpływu czynników zewnętrznych. Wartości ekwiwalentnego poziomu dźwięku (L_{pAeq}) dla wariantu z wyłączoną klimatyzacją wynosi średnio 40,8 dB, natomiast z włączoną klimatyzacją 52,0 dB. W warunkach dynamicznych poziom hałasu wzrósł i przy prędkości 160 km/h, przy wyłączonej klimatyzacji średni poziom hałasu w badanym wagonie wynosił 62,3 dB, natomiast przy włączonej klimatyzacji 62,5 dB. Głównym źródłem hałasu w obu przypadkach były vibracje konstrukcyjne oraz szumy aerodynamiczne.



Rys. 5. Uśredniony poziom ciśnienia akustycznego dla wagonu:
 – na postoju: a) z wyłączoną klimatyzacją, b) z włączoną klimatyzacją
 – poruszającego się z prędkością 160km/h: c) z wyłączoną klimatyzacją, d) z włączoną klimatyzacją

PODSUMOWANIE

Przeprowadzone badania pozwoliły na kompleksową ocenę właściwości akustycznych wagonu 112A-30ROP. Należy podkreślić, że modernizowany wagon posiada ograniczenia konstrukcyjne, względem nowych jednostek, które wpływają na sposoby ograniczania hałasu.

Wyniki wykazały, że zastosowane w badanym wagonie rozwiązania techniczne, takie jak nowoczesne ściany przedziałowe i system podłogowy wykonany z płyty kompozytowej z warstwą dźwiękochłonną, zapewniają redukcję hałasu w przestrzeni pasażerskiej. Zgodnie z załącznikiem TM-2 do Listy Prezesa UTK, poziom hałasu wewnętrznego w wagonach pasażerskich na postoju nie powinien przekroczyć 60 dB, natomiast przy prędkości 160 km/h – 68 dB. Wyniki pomiarów dla wagonu 112A-30ROP w warunkach statycznych oraz dynamicznych z wyłączoną klimatyzacją spełniły te wymagania, natomiast, w przedziale osób z niepełnosprawnościami dla warunków dynamicznych z włączoną klimatyzacją doszło do nieznacznego przekroczenia wartości granicznej o 1,3 dB (69,3 dB – 68 dB). W tej przestrzeni zanotowano najwyższy poziom hałasu, co jest spowodowane bezpośrednią bliskością sprężarek układu klimatyzacji oraz zlokalizowaniem jej nad przestrzenią wózka.

Literatura

- [1] Sipic P.: *Komfort jazdy w pasażerskim transporcie szynowym*. Technika Transportu Szynowego, nr 7-8/2007, s. 42.
- [2] Zając G.: *Badania hałasu pojazdów szynowych*. Logitrans – VII konferencja naukowo-techniczna – Logistyka, systemy transportowe, bezpieczeństwo w transporcie, 2010, s. 2.
- [3] PN-EN ISO 3381:2011 Kolejnictwo – Akustyka – Pomiar hałasu wewnątrz pojazdów szynowych.
- [4] PN-EN ISO 3095:2013 Akustyka – Kolejnictwo – Pomiar hałasu emitowanego przez pojazdy szynowe.
- [5] Rozporządzenie Komisji (UE) nr 1304/2014 z dnia 26 listopada 2014 r. w sprawie technicznych specyfikacji interoperacyjności podsystemu „Tabor kolejowy — hałas”, zmieniające decyzję 2008/232/WE i uchylające decyzję 2011/229/UE Tekst mający znaczenie dla EOG.

ASSESSMENT OF THE ACOUSTIC PROPERTIES OF PASSENGER CARRIAGES

Summary

The results of the research presented in the article confirm that the applied constructional solutions in passenger coaches meet the design assumptions and requirements of relevant standards. The intended research goals have been fully achieved, which proves the effectiveness of the applied technical solutions in reducing internal noise and ensuring a high level of acoustic comfort for passengers.

VERIFICATION OF THE GEOMETRIC FORM OF NEW VERSIONS OF DRIVE TUMBLERS WITH REPLACEABLE DRIVE CAMS IN AN EXCAVATOR CRAWLER USING FEM

Two new designs of drive tumblers used in the track drive mechanism of a bucket wheel excavator were proposed. The conceptual design solutions were presented, and the adopted loading cases were discussed. Finite Element Method (FEM) models were developed for each variant. An analysis of the calculation results was conducted, highlighting the advantages and disadvantages of each structural solution.

* Politechnika Wrocławska, Wydział Mechaniczny, Katedra Konstrukcji Badań Maszyn i Pojazdów

1. INTRODUCTION

The drive tumblers in crawler of the bucket wheel excavator travel mechanism are exposed to harsh operating conditions. These harsh conditions lead to sprocket cam wear and the development of cracks in the drive tumbler's double-shell structure. Additionally, the improper design of the star pin mounting on the wheel – causing the star pins to seize in their sockets – prevents the replacement of the star pins during periodic repairs carried out at the excavation site. Under such conditions, the only quick repair method for the drive tumbler is replacing the worn sprocket teeth together with the drive tumbler and shaft. The current repair method significantly increases the operating costs of the excavator star mechanism.

A new drive tumbler design was therefore required—one with star sprockets that could be quickly replaced in the surface mining and that would meet strength criteria.

2. BOUDARY CONDITION

To determine the maximal load on the drive tumbler, strain measurements of the star torque lever on the open mining excavator were taken. Measurements were conducted using a strain gauge measuring system. From the resulting deformation curves and a calibrated numerical model of the beam, the load level in the star system was determined. The force-time curves, along with engineering calculations, enabled the determination of the force acting on the drive tumbler. The measured value was 690 kN, adopted as the circumferential force acting on the drive tumbler.

Based on the measurements and the parameters of the excavator's star system, four load cases acting on a single link of the drive tumbler chain (drive tumbler and cam) were defined. Most analyzed cases involved asymmetrical loads, which stress the system components more significantly than symmetrical ones [1, 2, 3, 4].

3. DRIVE TUMBLER DESIGNS

Based on numerical calculations for the original drive tumbler and the excavator operator's guidelines, two new drive tumbler designs were developed. The first version adapts a solution used in compact excavators (fig. 2). It features mounting the drive tumbler to the wheel using two bolts secured with locking screws. Version I is dimensionally adapted to the star shaft and track links of SchRs 4000 excavators. The second version mounts the sprocket teeth in a U-shaped cut-out in the wheel disc, secured against slipping and rotation by a one-sided eye bolted to the wheel disc (fig. 3).

Analytical calculations were performed to determine the required thickness of the wheel disc and the dimensions of the pin connection between the tumbler cam and the wheel. The

minimum disc thickness ensuring sufficient transverse stiffness was identified. Preliminary transverse pin dimensions were determined: $\varnothing 100/40$ mm for version I and $\varnothing 80$ mm for version II.

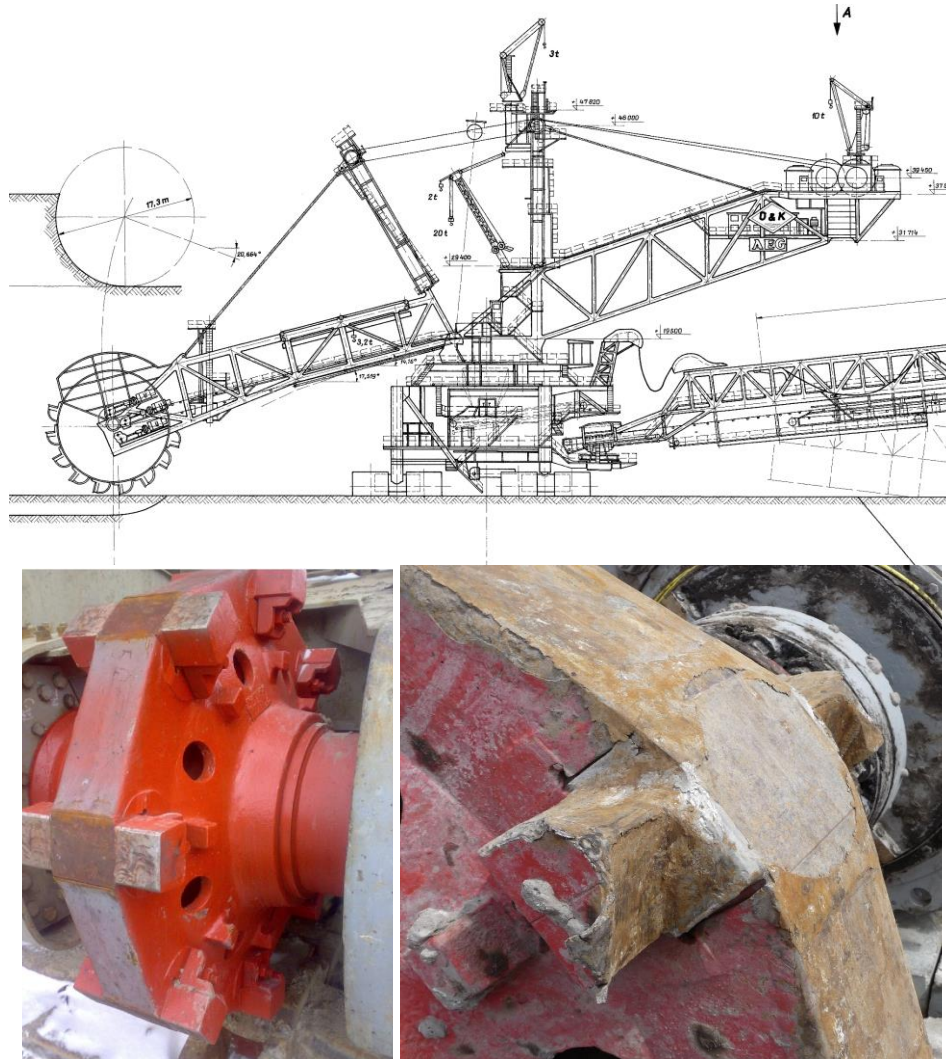


Fig. 1. Bucket wheel excavator new and worn tumbler cam of the previously used wheel

4. FEM STRENGTH CALCULATIONS

To evaluate the stress levels in the drive tumbler sprockets, strength calculations were conducted using the finite element method [5, 6]. Computational FEM models were developed (fig. 4).

Numerical calculations for symmetrical OS and asymmetrical OA circumferential loads using a linear elastic model produced spatial Huber-von Mises stress fields for the presented drive tumbler. Due to significantly exceeded permissible stress levels: OS (845 MPa) and OA (1245 MPa), calculations for remaining load cases and the original design were discontinued.

FEM calculations were performed to verify new structural forms. Results are presented in tables 1 and 2, with a summary of extreme loads. Individual structural versions were compared. Selected results appear in figures 5–9.

Peripheral loads – traction forces in version I, the wheel disc (301 MPa) is the least stressed component under asymmetrical peripheral forces, and the pin (441 MPa) is the most stressed. This is favorable from a fatigue standpoint. In version II, the stress in the wheel and sprocket cam is comparable to version I (360 and 356 MPa, respectively). However, in version II, the

stress results from contact pressure between the cylindrical part of the sprocket cam and the U-shaped socket.

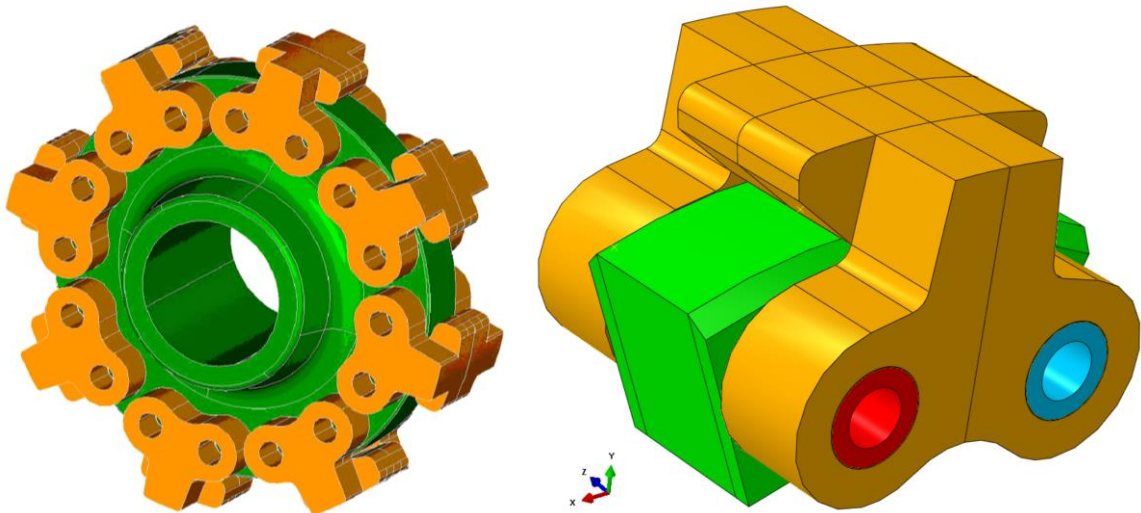


Fig. 2. Connection between the sprocket cam and the wheel – version I

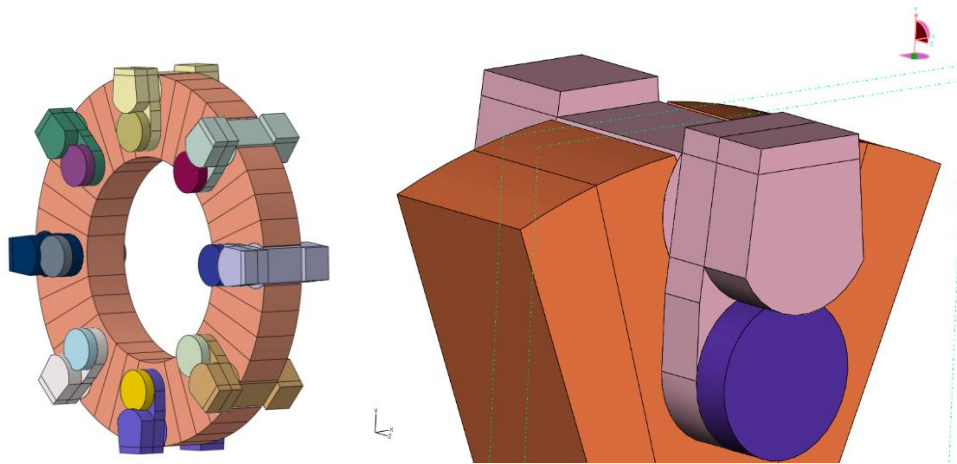


Fig. 3. Connection between the drive cam and the wheel – version II

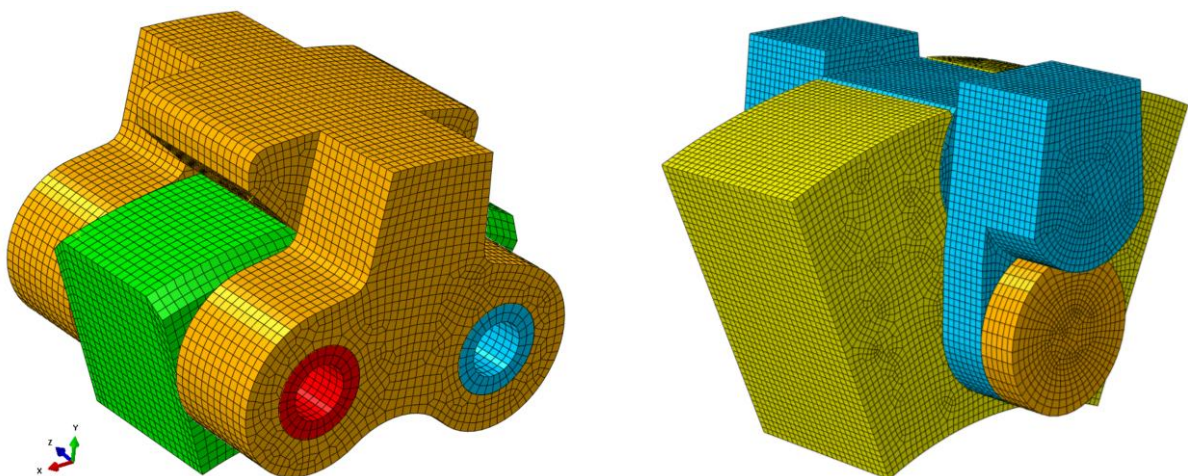


Fig. 4. FEM model of a drive tumbler segment with a replaceable cam – version I and version II

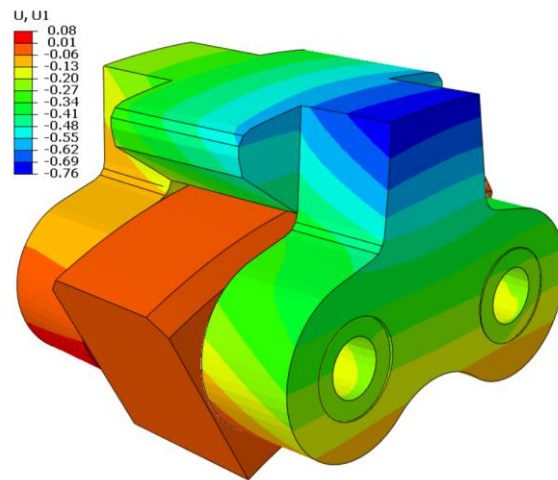


Fig. 5. Example results – symmetrical circumferential load AS 1x690 kN – version I
Circumferential displacements in [mm]

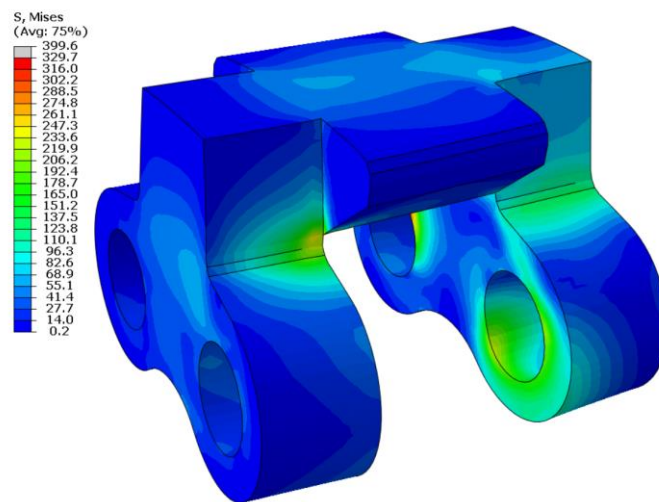


Fig. 6. Example results – symmetrical circumferential load AS 1x690 kN – version I
Huber – von Mises stress in [MPa]

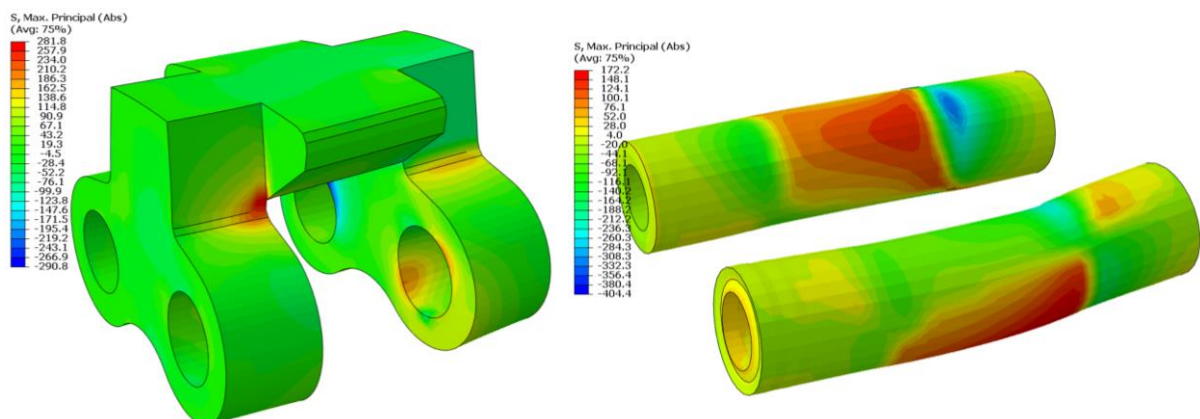


Fig. 7. Example results – symmetrical circumferential load AS 1x690 kN – version I
Maximal absolute principal stress in [MPa]

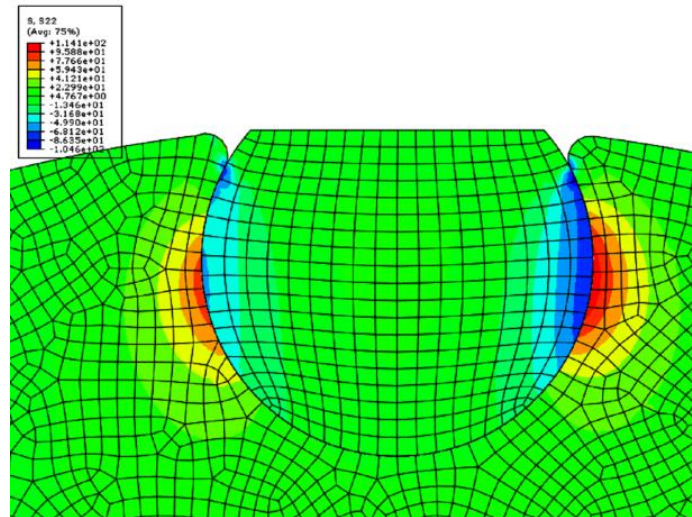


Fig. 8. Circumferential stress in the connection between the driver and the drive wheel – version II

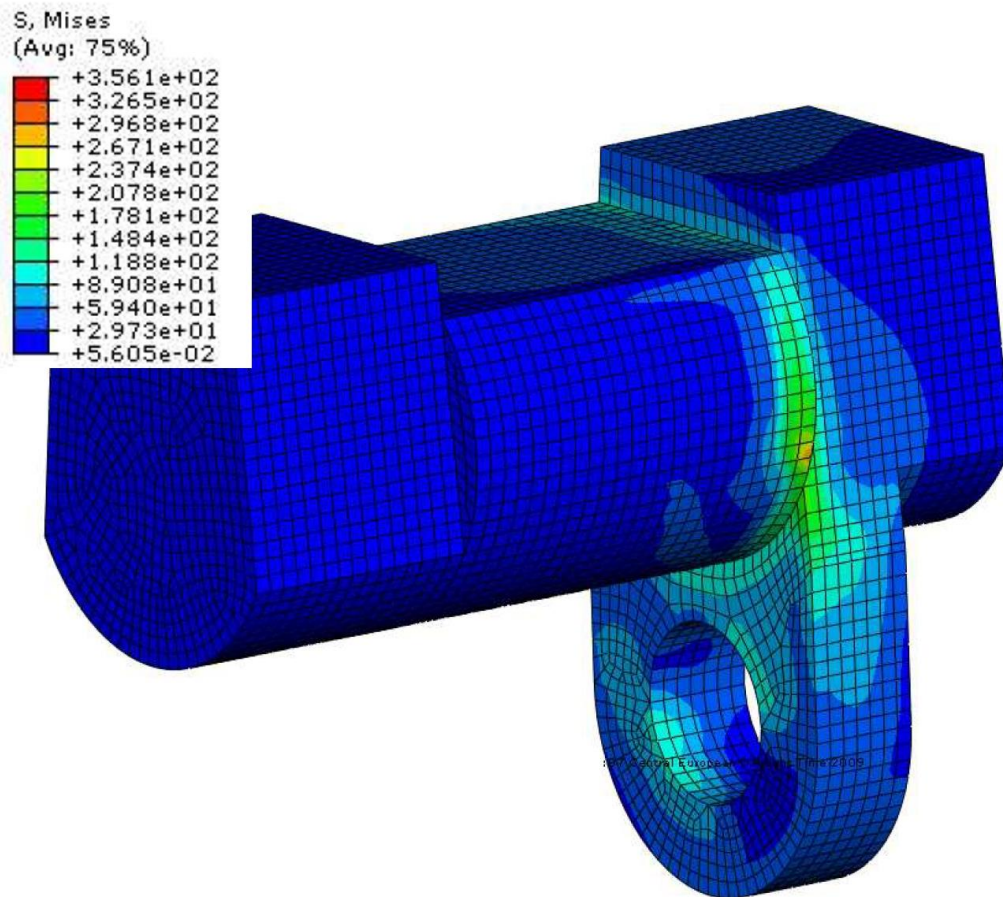


Fig. 9. Example results: Huber-von Mises stress – asymmetrical circumferential load OA 1x690kN – version II

Table 1. Huber-Mises stresses and principal stresses – version I

	Huber-von Mises stress σ_{HM} (selected principal stresses σ_1, σ_3) [MPa]			
Pin	$\varnothing 100/60\text{mm}$			
Load	SC symmetrical circumferential 2x345kN	AC asymmetrical circumferential 1x690kN	AL asymmetrical lateral (axial)* 500kN	AR asymmetrical radial 1MN
Cam	252	330 contact	362 compression $\sigma_3 = -390$	450 contact stress $\sigma_1 = 182$, $\sigma_3 = -441$
Wheel disc	146	301	152 styk	127
Pin	231 $\sigma_1 = 162$, $\sigma_3 = -215$	441 bending internal surface of the pin $\sigma_1 = 172$, $\sigma_3 = -404$	—	299

* stress at 500kN lateral load – proportionally lower at lower values

Table 2. Huber-Mises stresses and principal stresses – version II

	Huber-von Mises stress σ_{HM} [MPa]				
Load	SC symmetrical circumferential 2x345kN	AC asymmetrical circumferential 1x690kN	AL asymmetrical lateral (axial)* 500kN	* stress at 500kN lateral load – proportionally lower at lower values lateral (axial) asymmetrical left (from the ear side)	AR asymmetrical radial 1MN
Driver	73	356 contact	371 contact+ear bending	1011 (contact)	271
Wheel disc	9	360 contact	415 contact with pin	1058 contact	478
Pin	43	185 contact	720 (pin bending)	220	161

* stress at 500kN lateral load – proportionally lower at lower values

5. DISSCUSION OF FEM RESULTS

Radial loads

For radial loads in version I, compressive stress in the sprocket cam reaches 450 MPa, bending stress in the pin reaches 299 MPa, and stress in the wheel is 147 MPa. In version II, the wheel bears the highest stress (478 MPa), while the sprocket cam and fastener show significantly lower stress (271 and 161 MPa, respectively).

Lateral loads

In version I, load transfers directly from the sprocket cam to the wheel disc without using pins. Maximum stress in the disc at 0,5 MN load is 151 MPa at the contact with the sprocket cam eye. Compressive stress (362 MPa) occurs in the sprocket cam near the eye. Consequently, the transition shape was modified and the radius increased. In version II, very high contact stresses (529 and 415 MPa) appear on the wheel disc, and the $\varnothing 80$ pin experiences strong bending (720 MPa), due to the lack of frictional coupling between the cylindrical sprocket cam

and the U-shaped socket. Because lateral load values are difficult to estimate, stress values for these cases are considered comparative.

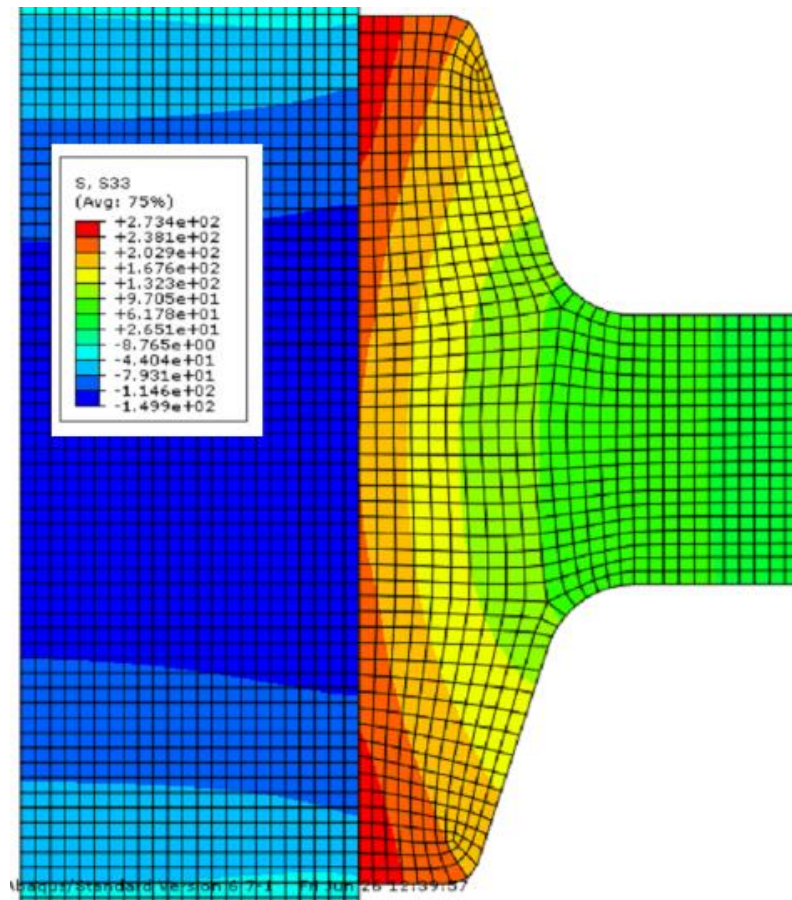


Fig. 10. Contour lines of circumferential stresses in the connection between the hub and the drive shaft in [MPa]

6. SUMMARY

Version II more effectively transfers symmetrical circumferential forces to both sprocket teeth. Under asymmetrical circumferential and radial loads, both solutions are comparable, although version I subjects the sprocket cam and pins to higher stress, while version II imposes greater stress on the wheel. Version II is far less suited for large lateral force transmission. In version I, the sprocket cam is the weakest component; in version II, the pin and wheel experience the greatest stress.

From an assembly perspective, version I is preferable: all kinematic pairs have an H8/h7 fit, ensuring ease of disassembly even under harsh conditions. No extreme pressures develop between disc and pins. In version II, the $\varnothing 175$ H6/s6 fit between the cylindrical sprocket cam and U-shaped socket fails to provide proper load transfer, resulting in high contact pressures. Increasing the clamping force complicates disassembly. A further advantage of version I is the possibility of forming holes in the wheel using shrink-fitted $\varnothing 110/100$ sleeves with high strength, easily heat-treated and machined. The clamping connection between the wheel hub and shaft was also examined. Maximum contact stress was 300 MPa, and the pressure ensures torque transfer with a high safety factor.

Considering strength, assembly, and disassembly, version I of the drive tumbler is recommended as the more advantageous option.

Bibliography

- [1] Czmochowski J., Rusiński E., Smolnicki T.: *Modeling the Load and Stress State in the Crawler Beam of an Excavator*. Górnictwo Odkrywkowe, 1994, Vol. 36, No. 1, pp. 63–70.

- [2] Rusiński E., Smolnicki T., Stańco M., Derlukiewicz D.: *Strength Calculations of a Crawler Beam in a Multi-Bucket Excavator*. Przegląd Mechaniczny, 2008, Vol. 67, No. 4, pp. 23–26.
- [3] Oravec M., & Kendra M. (2014): *Experimental verification of the power required for the movement of the tracked vehicle*. Transport Problems, 9(4), 15–21. <https://doi.org/10.21307/tp-2014-397>.
- [4] Dobretsov A., Ivanov Y., & Maslennikov V. (2019): *The drivetrain and the steering mechanism for the twin engines tracked vehicle*. Journal of Physics: Conference Series, 1177, 012010. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1177/1/012010>.
- [5] Rusiński E., Czmochoński J., Smolnicki T.: *Advanced Finite Element Method in Load-Bearing Structures*. Publishing House of Wrocław University of Science and Technology, Wrocław, 2000.
- [6] Zienkiewicz O.C., Taylor R.L.: *The Finite Element Method*, Vol. 1 & 2, McGraw-Hill Book Company, London, 2008.

DOBÓR POSTACI GEOMETRYCZNEJ NOWYCH WERSJI KÓŁ GWIAZDZISTYCH Z WYMIENNYM ZABIERAKIEM W NAPĘDZIE GĄSIENICOWYM Z WYKORZYSTANIEM FEM

Streszczenie

Zaproponowano dwie nowe postaci koła gwiazdowego z mechanizmu napędowego gąsienic mechanizmu jazdy koparki kołowej. Zaprezentowano koncepcję rozwiązań konstrukcyjnych oraz omówiono przyjęte przypadki obciążeń. Zbudowano modele obliczeniowe FEM. Przeprowadzono analizę wyników obliczeń i wykazano wady i zalety każdego z rozwiązań konstrukcyjnych.

APPLICATION OF SUPERELEMENTS OF THE TRACK-BALL-TRACK SYSTEM TO DETERMINE THE CAUSES OF FAILURE OF A FOUR-POINT SLEWING BEARING

An example of an analysis of a large-size slewing node supporting the bridge of Poland's largest stacker is presented. The slewing node was constructed on the basis of a standard four-point contact slewing ring bearing. The analysis was carried out in order to identify the causes of rapid degradation of this bearing. In addition to macroscopic tests, not described in this article, an FEM model was created to verify the correctness of the shape of the support components and to determine the load distribution. The model contained original replacement elements for modelling balls at the four-point contact. Strain gauge measurements of the loads were performed. Particular attention was paid to the procedures for the catalogue selection of slewing bearings. A lack of compatibility between the algorithms provided by different bearing manufacturers was demonstrated.

* Politechnika Wrocławska, Wydział Mechaniczny, Katedra Konstrukcji Badań Maszyn i Pojazdów

1. INTRODUCTION

Large-size slewing nodes in open-pit mining machines are usually implemented by ball bearings or slewing rings, designed individually or from catalogs. Catalog bearings are usually cheaper, and the manufacturer offers its own bearing selection algorithms, whose assumptions and calculation models are not disclosed. In the case of the support for the stacker bridge (fig. 1) on the feeder, a single-row four-point contact ball bearing was used. The pitch diameter of the bearing was 1770 mm and the ball diameter was 44 mm. During 5 years of operation, the bearing completely degraded, resulting in the settling of the upper support assembly and ultimately the fracture of the ring. After dismantling the bearing, numerous damages to the balls and raceway were found (fig. 2). The form of raceway degradation was typical for bearings with heat-treated raceways, as there were numerous chipping of the raceway material. The chipped raceway material degraded the balls.

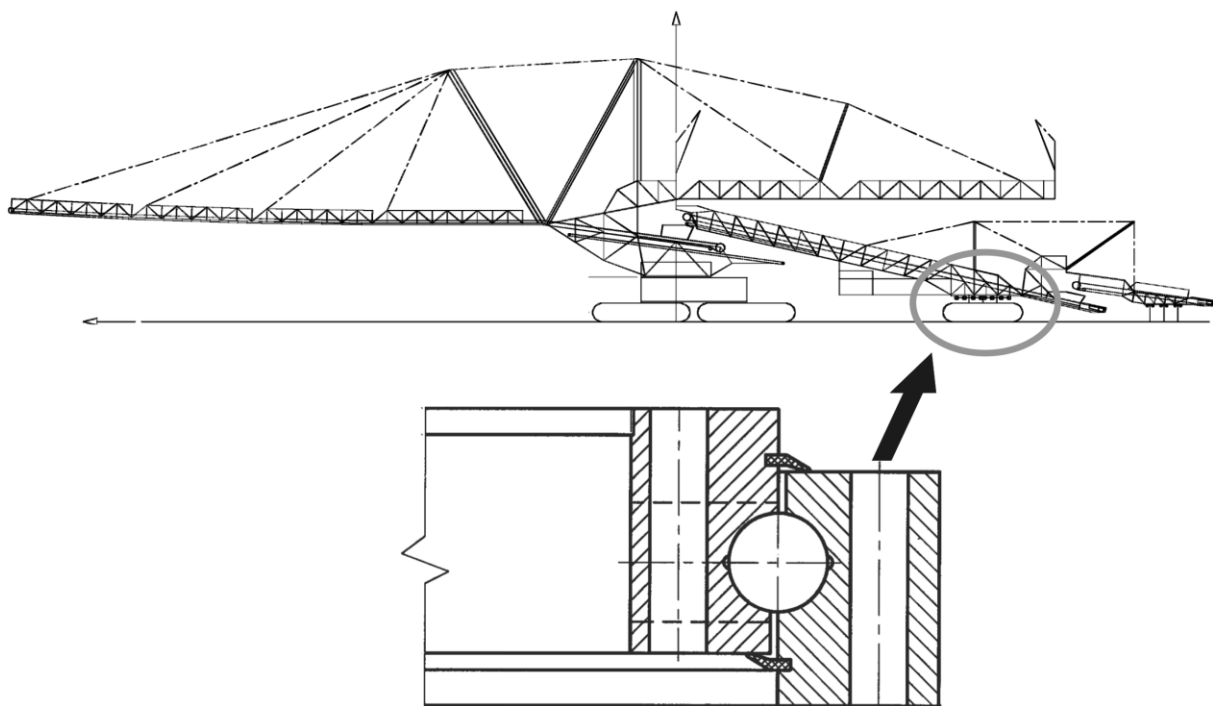


Fig. 1. Schema of a four-point contact slewing bearing, application site

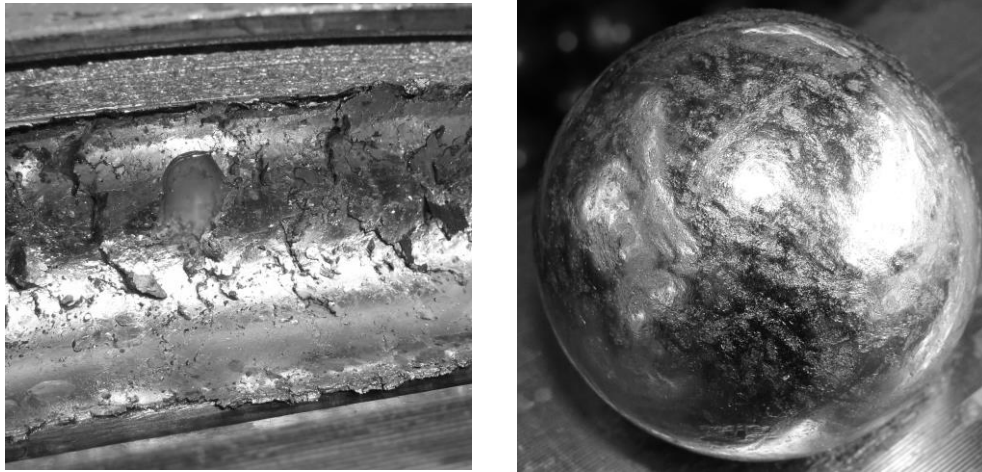


Fig. 2. Damage to the raceway and degraded ball

The task of the feeder's slewing bearing is to transfer loads from the bridge and the feeder's receiving boom to the chassis frame and further to the ground, and to force the movement of the bridge and the feeder's receiving boom by the feeder vehicles while driving. During the operation of the stacker, the main load on the bearing is the load from the dead weight of the bridge resting on the feeder.

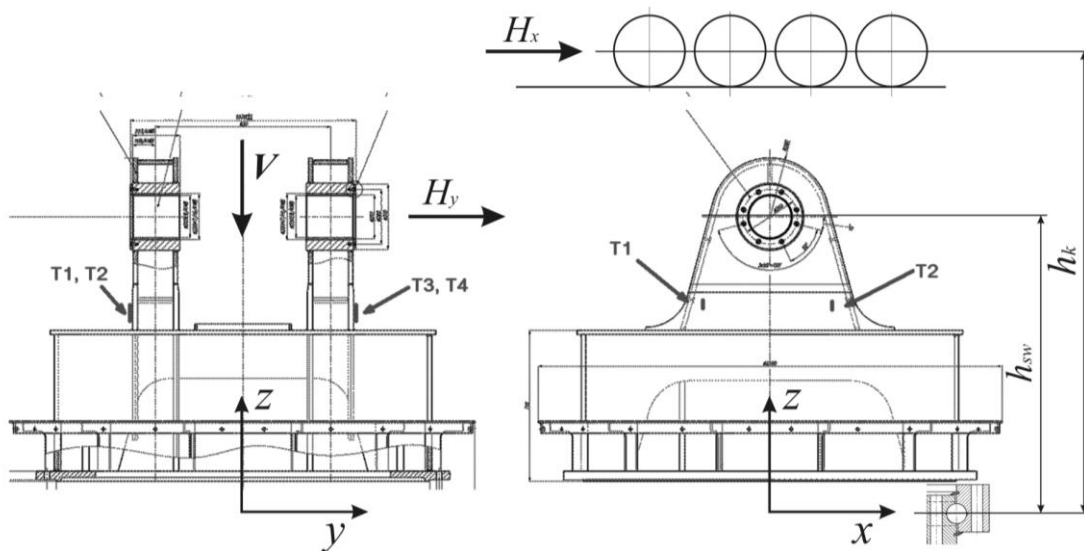


Fig. 3. Load diagram of the pivot node – location of strain gauge sensors

The loads reduced to the bearing are determined by taking into account the overturning moment caused by the application of horizontal forces above the bearing's dividing plane:

$$M_x = H_y \cdot h_{sw} \quad (1)$$

$$M_y = H_x \cdot h_k \quad (2)$$

$$M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} \quad (3)$$

$$H = \sqrt{H_x^2 + H_y^2} \quad (4)$$

$$e = \frac{M}{V} \quad (5)$$

where: h_{sw} is the distance between the crosshead pin and the bearing pitch plane, h_k is the distance between the feed wheel axis and the bearing pitch plane (fig. 4).

The loads reduced to the bearing pitch plane are shown in table 1. The maximum eccentricity of the vertical load was 0.28 of the pitch radius R .

Table 1. Bearing loads reduced to the dividing plane

Load case	Axial force F_a [kN]	Overturning moment M [kNm]	Radial force F_r [kN]	Axial load eccentricity e [m]
1. Normal operation – H	5145.1	552.7	358.1	0.107
2. Change of location – HZS	5347.3	987.5	709.6	0.185
2a. Change of location – HZG	5347.3	1322.1	972.1	0.247
3. Extraordinary friction resistance – HZG	5347.3	1065.2	530.5	0.199

2. EXPERIMENTAL LOAD IDENTIFICATION

In order to identify the load levels, measurements of the slewing bearing loads were carried out. During the measurements, the accelerations acting on the stacker bridge during operation were recorded, and the change in bearing loads was also recorded using strain gauge measurements. Based on the strain gauge measurements and acceleration measurements, it was found that the vertical (average) forces from driving are equal to:

$$D = 5,8\% E,$$

and the maximum values are:

$$D = 13,2\% E,$$

where E is the bearing load of the bridge and receiving boom weight.

The resultant horizontal forces are within the range:

peak

$$F_{rmax} = 495,3\text{kN}$$

average

$$F_r = 243\text{kN}.$$

These forces include friction forces in kinematic pairs, dynamic effects, and mass forces from driving motion. The average values from the measurements correspond to standard loads, while the peak values show surpluses of around 30-40% in terms of overturning moment and lateral force, which can have a significant impact on the service life of the bearing.

3. CHECKING THE CORRECTNESS OF BEARING SELECTION

Based on data published in the catalogs of major bearing manufacturers worldwide and in Poland, the operating points of the tested bearing were verified. Figure 9 shows the operating points for standard loads, while Figure 10 shows those for loads measured during operation.

The operating points determined according to the ZAFAMA catalog meet the strength requirements. This catalog does not take into account any load multipliers related to the nature of the bearing's operation, the required operating time, etc. Probably, the authors of the catalog assumed the designer's awareness and left it to him to decide on the appropriate multipliers.

If the more accurate method proposed by Rotheerde is taken into account, the static load capacity characteristics are exceeded for cases 2 and 2a. The operating points determined from calculations according to the INA catalog in cases 1, 2, and 2a exceed the characteristics.

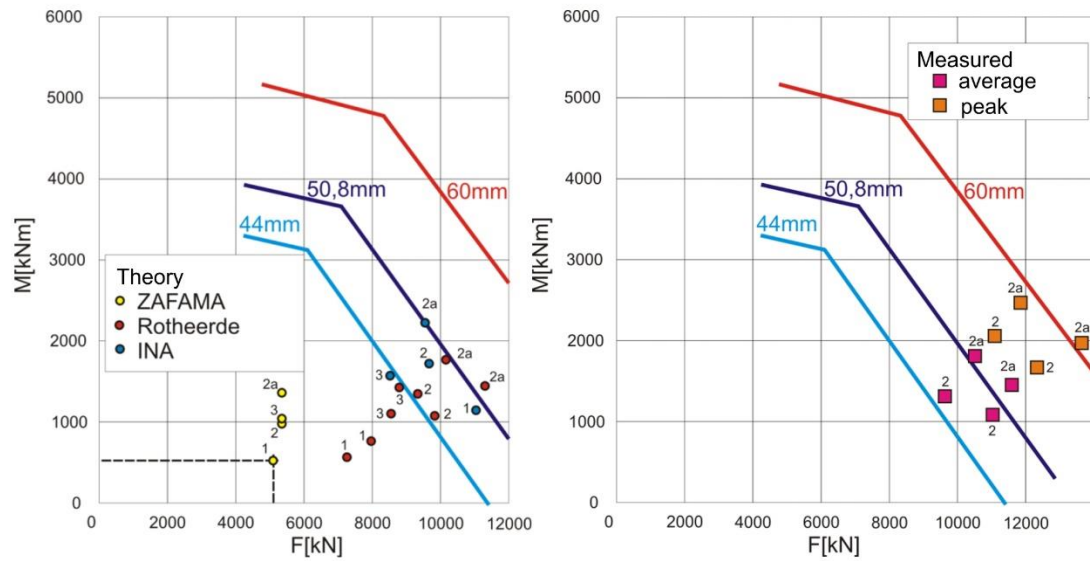


Fig. 4. Working points of the feeder bridge support bearing: yellow (determined by BUMAR-ZAFAMA), red (determined by Rotheerde) determined for standard loads (left) and from measurements (right)

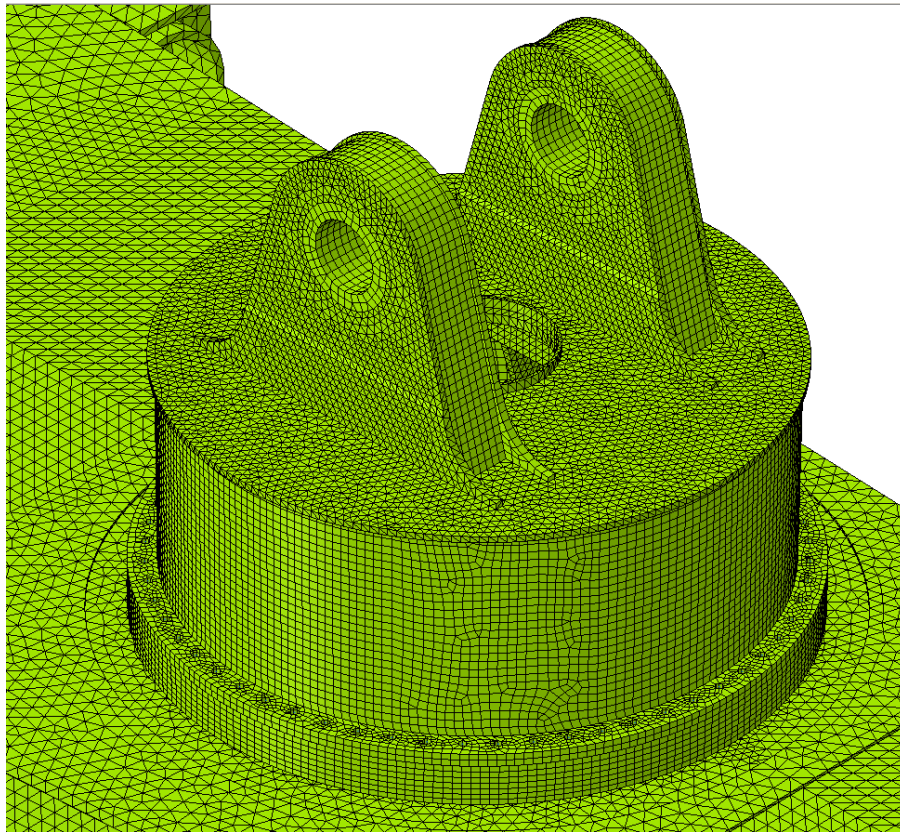


Fig. 5. FEM model of a pivot node

To model rolling elements, a substitute element proposed in the literature, namely a raceway-rolling element-raceway element for modeling four-point ball bearings [1] (fig. 6), was used. This element is successfully used to determine loads in bearings [2]. The application of this element to the model is shown in figure 6.

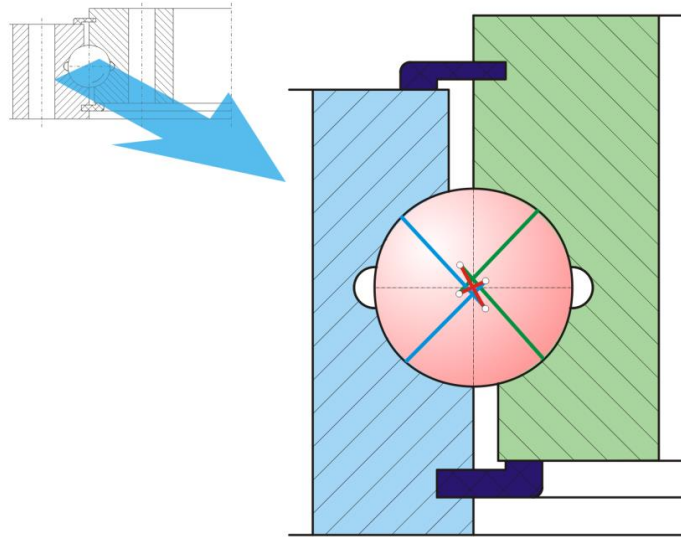


Fig. 6. Schematic diagram of a superelement for modeling four-point bearings [1]

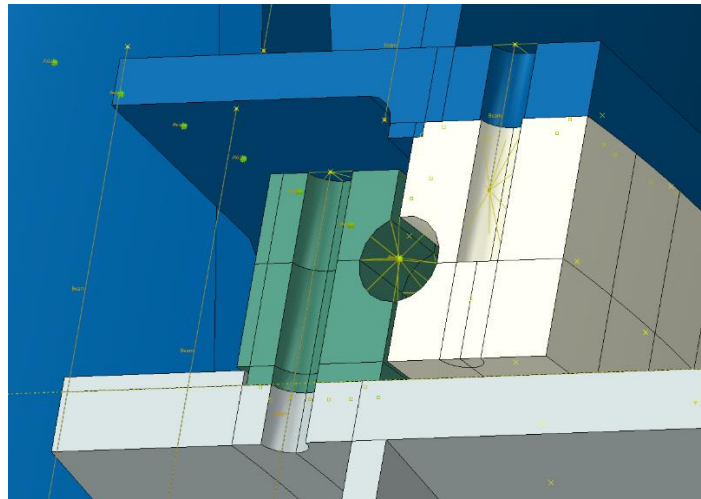


Fig. 7. Application of a superelement to the model in question

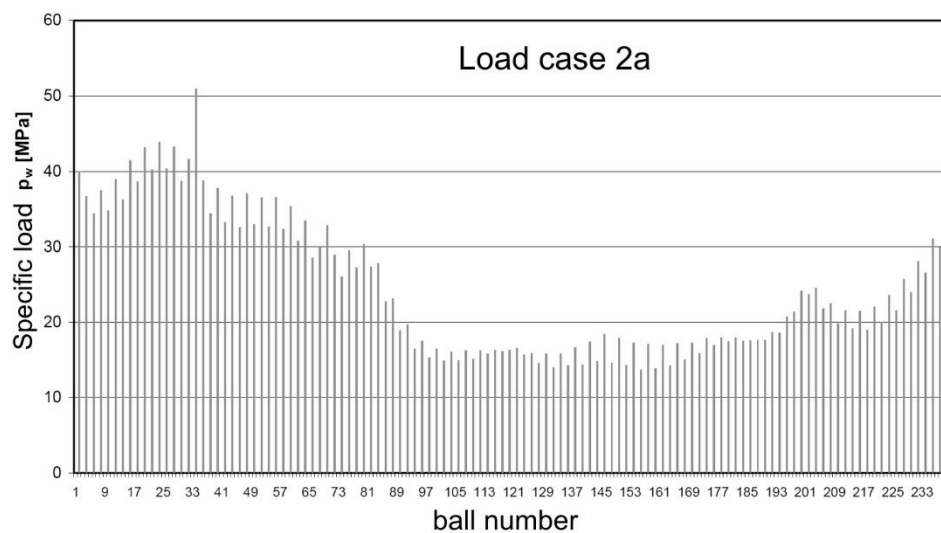


Fig. 8. Diagram of loads on specific rolling elements (force per square of ball diameter) – bridge diagonally to the feeder – clearance 3.2 mm – load case 2a

The stiffness of the support component and its impact on load distribution were also checked. A model was built for finite element method calculations. Due to the specific nature of the object and the accurate modeling of the contact between the support components and the bearing rings, it was decided to use volumetric elements for modeling the support components (fig. 7). Based on the numerical analysis, the deflections of the bearing plane were determined. The permissible deflection of the support component according to the bearing manufacturer's guidelines at a pitch diameter of 1768 mm is approximately 0.6 mm. The deformation obtained from the FEM calculations does not exceed 0.2 mm. The calculations show that the support components have sufficient stiffness. The dead loads of the rolling elements were also determined (fig. 8). Load values exceeding 30 MPa were found.

4. CONCLUSIONS

The procedure for assessing the causes of damage to the support bearing of the feeder bridge of a stacker-reclaimer was demonstrated. A comprehensive analysis of the correctness of bearing selection was carried out. For this purpose, loads were identified in accordance with DIN 22261 and by strain gauge measurements carried out during machine operation. Volumetric FEM models of the pivot node were constructed using original replacement parts, and calculations of the load distribution on the rolling elements were performed. The supporting components were found to be sufficiently rigid.

In the case of the analyzed bearing, factors related to the nature of the machine's operation and its safety were not taken into account when designing and determining the characteristic loads of the bearing, which resulted in the incorrect selection of the bearing. The incompatibility of algorithms provided by different bearing manufacturers was demonstrated. When selecting replacements from other manufacturers, the proposed procedures for determining characteristic loads should be compared very carefully.

Bibliography

- [1] Smolnicki T.: *Physical aspects of the coherence of large-size rolling bearings and deformable support structures (in Polish)*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej. Wrocław 2002.
- [2] Kania L.: *Local issues in numerical modeling of rolling ring bearings (in Polish)*. Wydawnictwo Politechniki Częstochowskiej. Częstochowa 2002.
- [3] Rusiński E., Czmochoński J., Smolnicki T.: *Advanced finite element method in load-bearing structures (in Polish)*, Oficyna Wyd. PWR, Wrocław 2000.
- [4] Gunia D., Smolnicki T.: *Comparison of stress distribution between geometrically corrected wire-raceway bearings and non-corrected wire-raceway bearings*. W: Proceedings of the 14th International Scientific Conference: Computer Aided Engineering / eds. Eugeniusz Rusiński, Damian Pietrusiak. Cham: Springer, cop. 2019. s. 266-275.
- [5] Rothe Erde Slewing Bearings – Customer-specific solutions for individual requirements.
- [6] INA – slewing rings. Catalogue 404. Schaeffler Technologies AG & Co. KG Herzogenaurach (Germany).
- [7] ZAFAMA – Łożyska toczne wielkogabarytowe.

ZASTOSOWANIE ELEMENTÓW ZASTĘPCZYCH W ŁOŻYSKU WIENĆCOWYM CZTEROPUNKTOWYM

Streszczenie

W artykule przedstawiono przykład analizy wielkogabarytowego łożyska obrotowego z czteropunktowym stykiem, podtrzymującego wysięgnik koparki kołowej. Zespół obrotowy został zaprojektowany w oparciu o katalogowe łożysko obrotowe z czteropunktowym stykiem. Analiza została przeprowadzona w celu zidentyfikowania przyczyn szybkiego zużycia tego łożyska. Oprócz badań makroskopowych, które nie zostały opisane w niniejszym artykule, opracowano model elementów skończonych (FEM) w celu zweryfikowania dokładności geometrii konstrukcji nośnej i określenia rozkładu obciążenia. Model zawierał oryginalne elementy zastępcze do modelowania kulek w czteropunktowym łożysku. Obciążenia zostały zmierzone za pomocą czujników tensometrycznych.

Hubert SZEFER*, **
Sławomir MAŁYS*, **
Marta KUREK*
Paweł KRYSIŃSKI**

OCENA TRWAŁOŚCI EKSPLOATACYJNEJ DRZWI KABINY MASZYNISTY

Celem przeprowadzonych badań była ocena trwałości eksploatacyjnej oraz odporności mechanicznej drzwi kabiny maszynisty, ich systemu ryglującego oraz zespolonych szyb poddanych wielokrotnym obciążeniom eksploatacyjnym oraz ciśnieniowym. Badania obejmowały testy cykliczne, jak i pomiary momentów oraz test punktu rosy. Konstrukcja systemu drzwi wykazała się wysoką odpornością na obciążenia eksploatacyjne, co potwierdza ich przydatność do zastosowań w wymagających warunkach eksploatacji transportu szynowego.

* Politechnika Opolska

** BODE RAWAG

WPROWADZENIE

Rozwój nowoczesnych systemów transportowych opiera się na ścisłych standardach bezpieczeństwa i niezawodności. W kontekście kolejnictwa szczególne znaczenie mają elementy bezpośrednio wpływające na bezpieczeństwo i ergonomię pracy załogi. Drzwi kabiny maszynisty są niewyalnizycznym komponentem, który musi spełniać rygorystyczne wymagania w zakresie możliwości użycia materiałów [1-2], odporności mechanicznej [3], odporności na zmęczenie materiału [4], szczelności oraz stabilności strukturalnej w warunkach skrajnych. W niniejszej publikacji dokonano analizy wyników badań wytrzymałościowych, które miały na celu ocenę zachowania drzwi kabiny w symulowanych warunkach rzeczywistego użytkowania. Przeanalizowano także wpływ skrajnych warunków środowiskowych, drgań oraz skokowych zmian ciśnienia na integralność strukturalną oraz funkcjonalność zamków i uszczelnień oraz komponentu jako całość.

Wyniki badań dostarczają wiedzy inżynierskiej niezbędnej do projektowania bardziej trwałych, bezpiecznych oraz efektywnych systemów zamknięć drzwi w pojazdach szynowych. Badania te wpisują się w szerszy kontekst działań inżynierskich mających na celu zwiększenie niezawodności systemów eksploatowanych w transporcie publicznym oraz wdrażanie nowych technologii materiałowych i konstrukcyjnych w branży kolejowej.

METODYKA BADAŃ

Zakres badań eksperymentalnych obejmował testy zmęczeniowe oraz testy szczelności (punkt rosy). Każda z tych prób miała na celu ocenę różnych aspektów eksploatacji drzwi kabiny maszynisty.

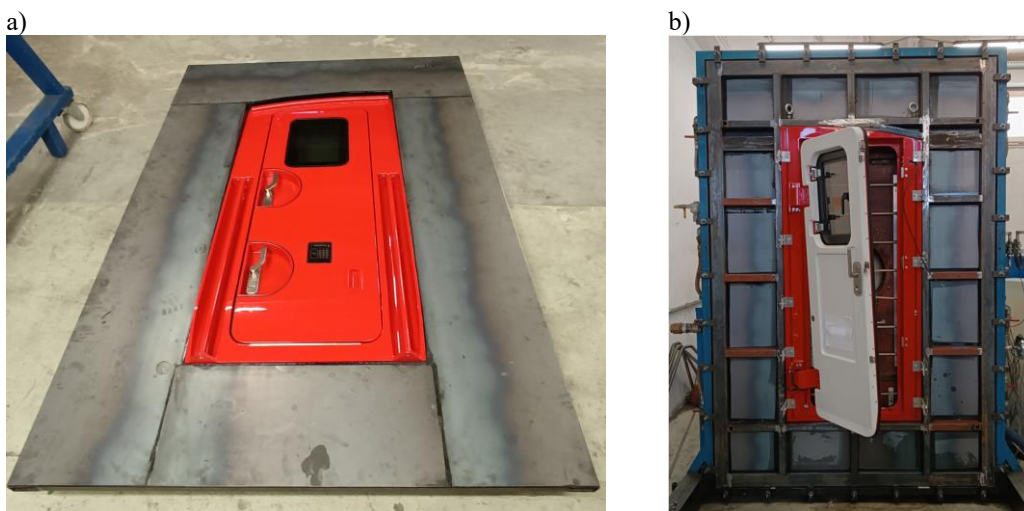
Badania zmęczeniowe – obciążenie ciśnieniem sinusoidalnie zmiennym

Celem oceny było zbadanie zachowania systemu drzwiowego oraz okna zamontowanego w skrzydle drzwi poddanego sinusoidalnie zmiennemu obciążeniu ciśnieniowemu i jego wpływu na punkt rosy oszklenia [5]. Przeprowadzono testy, aby upewnić się, że system drzwiowy jest bezpieczny w sytuacji obciążenia wysokim ciśnieniem, a obciążenie zmęczeniowe nie wpływa na punkt rosy oszklenia w zadanej ilości cykli obciążeń.

Badaną próbkę przedstawiono na rysunku 1. Przed rozpoczęciem badania oraz po każdym wykonanym interwale obciążeniowym system drzwiowy został dokładnie sprawdzony pod kątem jakichkolwiek uszkodzeń oraz zmęczenia materiału.

Test został przeprowadzony w czterech etapach w oparciu o normę UIC 566 [6] z pewnymi zmianami uzgodnionymi podczas realizacji projektu:

- I interwał obciążeniowy: Ciśnienie sinusoidalnie zmienne o wartości ± 2500 Pa, częstotliwość obciążenia 1 Hz, ilość cykli 1 000 000.
- II interwał obciążeniowy: Ciśnienie sinusoidalnie zmienne o wartości ± 3000 Pa, częstotliwość obciążenia 1 Hz, ilość cykli 300 000.
- Pomiar punktu rosy: Pomiar punktu rosy na powierzchni szyby drzwi.
- III interwał obciążeniowy: Ciśnienie sinusoidalnie zmienne o wartości ± 3500 Pa, częstotliwość obciążenia 1 Hz, ilość cykli 300 000.



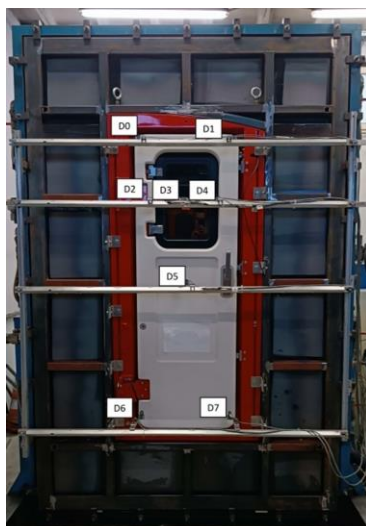
Rys. 1. Badana próbka zamontowana w adapterze imitującym fragment pojazdu: a) widok od strony zewnętrznej, b) widok od strony wewnętrznej

Pomiar punktu rosy został wykonany przy użyciu roztworu suchego lodu z acetonem zaaplikowanego na powierzchnię okna przy użyciu naczynia przymocowanego do zewnętrznej powierzchni oszklenienia. Temperatura roztworu była utrzymywana poniżej -60°C w czasie 10 minut. Po tym czasie oszklenienie zostało sprawdzone pod kątem oznak kondensacji lub tworzenia się szronu.

Zgodnie z normą [1] podczas pomiaru punktu rosy: „Nie może wystąpić żaden ślad kondensacji lub szponu zanim temperatura osiągnęła -60°C .”. Zgodnie z dodatkowymi ustaleniami, podczas testu zmęczeniowego ciśnieniem sinusoidalnie zmiennym podczas interwału I oraz II nie mogą wystąpić żadne trwałe odkształcenia ani pęknięcia. Podczas interwału III dopuszczalne są pęknięcia, ale nie jest dozwolone uszkodzenie funkcji.

Wyniki badań

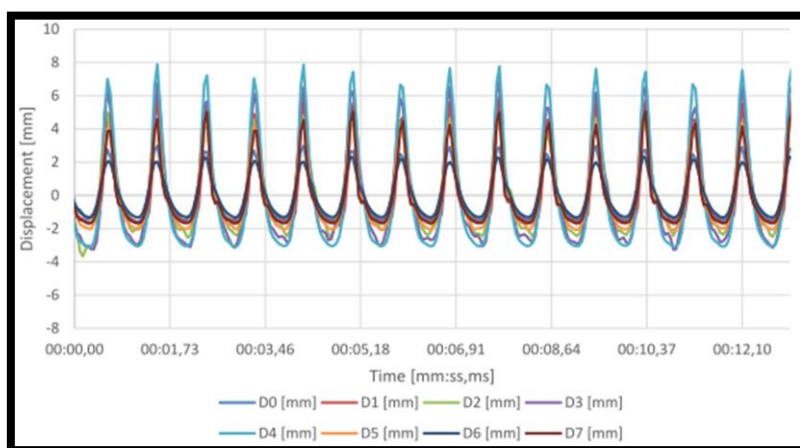
Rama testowa składa się ze spawanej stalowej ramy z zamontowaną próbką, którą zamontowano wykorzystując te same punkty montażowe i sposób montażu jak na pojeździe. Maszyna ciśnieniowa składa się z ciśnieniowego obszaru roboczego, tłoka generującego zmienne ciśnienie, silnika oraz systemu sterowania i monitorowania maszyny oraz badanej próbki. Punkty montażowe czujników przemieszczenia pokazano na rysunku 2. Podczas testu, wraz z upływem czasu i znaczną liczbą cykli obciążenia, uszczelki zmieniły swoją sztywność, a struktura pod koniec testu zachowywała się inaczej niż na początku testu. Najbardziej ekstremalne ugięcie zostało zarejestrowane w punkcie D5 (środek drzwi) i było równe $-9,68$ mm (do wewnątrz), zarejestrowane wartości pokazano w tabeli 1, część wykresu przemieszczenia pokazano na rysunku 3.



Rys. 2. Rozmieszczenie czujników przemieszczenia na badanej próbce

Tabela 1. Maksymalne wartości przemieszczeń badanej próbki

D0 [mm]	D1 [mm]	D2 [mm]	D3 [mm]	D4 [mm]	D5 [mm]	D6 [mm]	D7 [mm]
-1,53	-1,62	-2,65	-3,38	-3,15	-9,68	-1,30	-1,74
2,99	5,87	4,70	6,80	7,83	4,86	2,27	7,06



Rys. 3. Wartości przemieszczeń podczas badania - fragment

Gdy drzwi zostały zassane i odepchnięte, język zamka tracił kontakt z zapadką i ponownie wchodził z nią w kontakt (drzwi i okno). Język zamka uderzał w zapadkę, a czujniki pod wpływem uderzenia drzwi mogły wpaść w vibracje i stąd widoczne zakłócenia na wykresach. Było to spowodowane ścisaniem i rozprężaniem uszczelek pod wpływem działającego obciążenia. Podczas badania nie zauważono żadnych trwałych odkształceń ani uszkodzeń. Pomiar punktu rosy nie wykazał kondensacji ani tworzenia się szronu między szybami. Podczas III interwału zauważono normalne oznaki użytkowania, ale nie odnotowano żadnych uszkodzeń ani pęknięć, wszystkie funkcje drzwi zostały zachowane.

Badania zmęczeniowe – symulacja codziennego użytku

Celem przeprowadzonych badań była kompleksowa ocena trwałości mechanicznej drzwi kabiny maszynisty oraz zintegrowanego systemu ryglującego, poddanych długoterminowym testom zmęczeniowym, 386 000 cykli [7-8]. Testy miały na celu określenie, czy po zadanej

liczbie cykli eksploatacyjnych system drzwiowy zachowuje pełną funkcjonalność – otwieranie, zamykanie, ryglowanie oraz bezpieczeństwo użytkowania.

Drzwi zostały zamontowane na stanowisku testowym, które symulowało punkty montażowe pojazdu. Drzwi były sterowane za pomocą siłowników pneumatycznych i silnika krokowego podłączonego do sterownika programowalnego. Zgodnie z planem badań drzwi wykonały 1000 cykli z przyspieszeniem $250 \text{ [m/s}^2\text{]}$ oraz 55000 cykli z przyspieszeniem $110 \text{ [m/s}^2\text{]}$, a następnie 330 000 cykli utrzymując nastawy z wcześniejszego interwału. Przyspieszenia mierzono za pomocą sondy czujnika przyspieszeń ICP – M352C65, kondycjonera ICP CONDITIONER 480C02 oraz programu DASYLab – V 10.00.03. Czujnik przyspieszenia został zamocowany na środku wewnętrznej strony drzwi, co przedstawiono na rysunku 4. Podczas badania oraz po jego zakończeniu system drzwiowy i jego komponenty zostały sprawdzone pod kątem uszkodzeń oraz przeprowadzono pomiary sił oraz momentów obrotowych niezbędnych do poruszania skrzydłem drzwi oraz klamkami drzwi.



Rys. 4. Wewnętrzna strona stanowiska testowego z umocowanym czujnikiem przyspieszenia na środku skrzydła drzwi

Każdy element systemu zamykania, skrzydła drzwi i okna składanego: zapadka, zamek, rygiel, krzywka itp. musi wytrzymać 386 000 operacji zamykania i otwierania bez wpływu na funkcję. Siła ręcznej obsługi drzwi, wydajność zamykania i otwierania muszą być wykonane przed i po teście. Zmiana sił operacyjnych jest dopuszczalna.

Wyniki badań

Test został przeprowadzony w trzech etapach. Pierwszy etap trwał 1000 cykli i został wykonany z przyspieszeniem $25,5g$ skierowanym prostopadłe do skrzydła drzwi, co odpowiada silnemu zamknięciu drzwi. Po 1000 cykli intensywnego użytkowania kontrola wizualna elementów drzwi nie wykazała żadnych uszkodzeń ani nadmiernego zużycia.

Drugi etap trwał 55000 cykli i został wykonany z przyspieszeniem $12g$ skierowanym prostopadłe do skrzydła drzwi, co odpowiada normalnemu zamknięciu drzwi. Po kolejnych 55000 cykli normalnego użytkowania kontrola wzrokowa elementów drzwi nie wykazała żadnych uszkodzeń ani nadmiernego zużycia. 56000 cykli pracy nie naruszyło żadnej funkcji drzwi, drzwi działały bez żadnych przeszkód. Kontrola wzrokowa wewnętrznych części drzwi nie wykazała oznak nadmiernego zużycia lub uszkodzenia. Mechanizm pozycjonujący i mechanizm blokujący działały prawidłowo. Zaobserwowano niewielkie ślady procesu

ścierania na zamku. Nie stwierdzono poluzowanych elementów. Wszystkie połączenia śrubowe pozostały niezmienione.

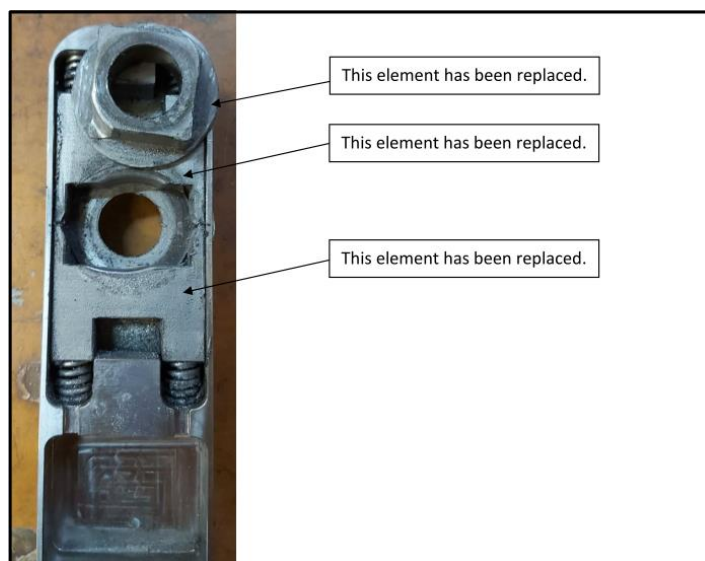
Trzeci etap testu trwał 330000 cykli, co łącznie daje 386000 cykli otwierania, zamykania oraz ryglowania drzwi. Stanowisko testowe i próbka były okresowo sprawdzane podczas testu pod kątem oznak uszkodzenia. Odnotowane uszkodzenia zostały wymienione w tabeli 2.

Tabela 2. Uszkodzenia odnotowane podczas badania

Liczba wykonanych cykli w momencie badania:	Rodzaj uszkodzenia/działania:	Uwaga:
226 200	Po naciśnięciu górnego uchwyty nie powrócił on do pozycji wyjściowej. (Rys. 5, Rys. 6) / Wewnętrzny element zewnętrznego, górnego szylku został wymieniony i test był kontynuowany.	Sytuacja ta nie utrudniała żadnej funkcji poza automatycznym powrotem do pozycji wyjściowej. Komponenty te są łatwo wymienialne, a ich zużycie jest naturalne. Elementy te są materiałami eksploatacyjnymi.
240 600	Delikatne odcisnięcie dolnych zderzaków zawiasu na łapie zawiasu (Rys. 7.) / Test był kontynuowany.	Działanie drzwi nie było utrudnione. Jest to normalne zużycie.



Rys. 5. Brak automatycznego powrotu uchwyty do pozycji wyjściowej przy 226 200 cyklach



Rys. 6. Elementy, które zostały wymienione po 226 200 cyklach



Rys. 7. Delikatne odcisnięcie dolnych zderzaków zawiasu na łapie zawiasu

Dodatkowo przed testem, po i podczas testu wykonano pomiary momentu obrotowego potrzebnego do obsługi uchwytu oraz siły niezbędnej do poruszania skrzydłem drzwi. Wartości momentu obrotowego na klamce zostały zmierzone za pomocą testera momentu obrotowego AXIS FSC-100. Siła niezbędna do otwarcia i zamknięcia drzwi została zmierzona za pomocą dynamometru TesT 200N, a następnie obliczono moment obrotowy na podstawie pomiarów siły potrzebnej do otwarcia/zamknięcia drzwi i pomnożenia przez odległość 0,67 m od punktu przyłożenia siły, którym był punkt w osi obrotu klamki do osi obrotu zawiasu. Moment obrotowy potrzebny do obsługi klamki został zmierzony w osi obrotu klamki, patrz rysunek 8.



Rys. 8. Pomiar momentu obrotowego potrzebnego do obsługi uchwytu

Najwyższa zarejestrowana wartość momentu obrotowego potrzebna do obsługi uchwytu była równa 16,55 Nm. Pomiary przedstawiono w tabeli 3.

Tabela 3. Wyniki pomiarów momentów obrotowych podczas badania

0 cycles				
	Torque [Nm]			
	1#	2#	3#	Average
Door opening	6,55	6,88	6,77	6,73
Door closing	6,55	6,73	6,81	6,70
Handle opening	13,83	14,16	14,27	14,09
Handle locking	16,44	16,55	15,77	16,25
Handle unlocking	11,12	11,14	10,61	10,96
1000 cycles				
	Torque [Nm]			
	1#	2#	3#	Average
Door opening	5,65	5,71	5,68	5,68
Door closing	8,59	8,18	8,45	8,41
Handle opening	14,12	14,46	14,14	14,24
Handle locking	11,87	12	11,83	11,90
Handle unlocking	9,94	9,85	10,16	9,98
56000 cycles				
	Torque [Nm]			
	1#	2#	3#	Average
Door opening	4,86	4,96	4,71	4,84
Door closing	4,16	4,22	4,57	4,32
Handle opening	11,16	12,12	11,55	11,61
Handle locking	10,04	9,32	9,89	9,75
Handle unlocking	9,46	9,72	9,51	9,56
173000 cycles				
	Torque [Nm]			
	1#	2#	3#	Average
Door opening	3,1	3,6	3,2	3,30
Door closing	2,9	3,1	3,2	3,07
Handle opening	10,5	9,4	9,7	9,87
Handle locking	8,1	7,7	8,3	8,03
Handle unlocking	8,3	8,1	8,5	8,30
246000 cycles				
	Torque [Nm]			
	1#	2#	3#	Average
Door opening	2,08	2,1	2,28	2,15
Door closing	2,84	2,88	2,88	2,87
Handle opening	14,6	13,83	14,89	14,44
Handle locking	10,87	11,06	10,63	10,85
Handle unlocking	10,77	10,79	10,94	10,83
386001 cycles				
	Torque [Nm]			
	1#	2#	3#	Average
Door opening	1,41	1,39	1,33	1,38
Door closing	2,04	1,94	1,95	1,98
Handle opening	12,28	12,4	12,4	12,36
Handle locking	9,04	10,47	10,55	10,02
Handle unlocking	8,87	8,47	8,88	8,74

Zaobserwowane zmiany momentów obrotowych niezbędnych do poruszania drzwiami oraz uchwytami świadczą o procesie docierania mechanizmu oraz jak przedstawiono na rysunku 8 zużyciem części mechanizmów, ale na bezpiecznym poziomie, nie pogarszającym bezpieczeństwa i funkcjonalności badanej próbki. Momenty wymagane do poruszania badaną próbką oscylowały w stabilnych granicach, bez przekroczeń tolerancji.

PODSUMOWANIE

Przeprowadzone badania miały na celu kompleksową ocenę trwałości eksploatacyjnej drzwi kabiny maszynisty, w tym ich odporności mechanicznej, funkcjonalnej oraz szczelności. Testy obejmowały zarówno obciążenia ciśnieniowe zmienne w czasie (zgodnie z normą UIC 566), jak i długoterminowe próby zmęczeniowe symulujące intensywne użytkowanie.

Wyniki wykazały, że system drzwiowy zachował integralność strukturalną przez cały okres testów, nie zaobserwowano trwałych odkształceń, pęknięć ani awarii mechanizmów. Odnotowane zmiany np. odcisnięcia elementów zawiasów czy obniżenie sił operacyjnych i momentów obrotowych mieściły się w dopuszczalnych granicach i były typowe dla naturalnego zużycia eksploatacyjnego. Pomiar momentów obrotowych oraz sił niezbędnych do obsługi klamek i skrzydeł drzwi pokazał trend ich zmniejszania się w miarę użytkowania, co świadczyło o docieraniu mechanizmów bez utraty funkcjonalności.

Uzyskane wyniki dowodzą, że konstrukcja drzwi kabiny maszynisty spełnia rygorystyczne wymagania wytrzymałościowe i użytkowe, co czyni ją odpowiednią do zastosowania w nowoczesnych pojazdach szynowych.

Literatura

- [1] EN 45545-2 – Kolejnictwo – Ochrona przeciwpożarowa w pojazdach szynowych – Część 2: Wymagania dla materiałów i elementów w zakresie właściwości ogniowych.
- [2] Łagoda T., Krysiński P., Sierakowska A., Cieślak T., Małys S., Borowiecki C.: *Badania połączeń adhezyjnych w przemyśle kolejowym*. w Projektowanie, budowa i eksploatacja maszyn cz. I, R. Pawliczek, R. Owsinski, i T. Łagoda, Red., w Studia i Monografie/Politechnika Opolska. 2021, s. 109–122.
- [3] Goluch-Goreczna R., Urbaniak M., Bledzki A., Borowiecki C., Krysiński P.: *Lightweight Construction of Aluminum-cork Sandwich Composites in the Transportation Industry BioResources*. 13(4), 8539-8554.
- [4] Łagoda, T., Małecka, J., Małys, S., Derda, S., Kuś, J., Krysiński, P. (2024): *Fatigue fracture cross-sections after cyclic tests with a combination of cyclic bending and torsion of samples made of aluminum alloy 6060*. Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability, 26(1). <https://doi.org/10.17531/ein/176203>.
- [5] Raport BW-448-2023, własność Rawag
- [6] UIC 566 - Obciążenia pudeł wagonów pasażerskich i ich części dobudowywanych.
- [7] Raport BW-375-2022, własność Rawag.
- [8] Raport BW-391-2022, własność Rawag.

STATIC STRENGTH AND FATIGUE RESISTANCE TESTS FOR CAB DOOR SYSTEM

Summary

The aim of the research carried out was to evaluate the durability and mechanical resistance of the cab door system, their locking system and glazing panels subjected to continuous operating and pressure loads. The tests included cyclic tests as well as torque measurements and a dew point test. The door system design demonstrated high resistance to operational loads, confirming its suitability for use in demanding rail transport operating conditions.

W monografii przedstawiono wybrane przykłady zastosowania nowoczesnych metod komputerowych w projektowaniu, modelowaniu i analizie obiektów technicznych. Wszystkie prezentowane prace mają swoją genezę we współpracy jednostek naukowych z szeroko rozumianym przemysłem. Synergia wiedzy naukowej i nowoczesnych metod badawczych z doświadczeniem partnerów przemysłowych znacząco wpływa na atrybuty wytwarzanego produktu, takie jak: jakość, niezawodność, wytrzymałość, trwałość.

Wydawnictwa Politechniki Wrocławskiej
są do nabycia w sprzedaży wysyłkowej:
zamawianie.ksiazek@pwr.edu.pl

ISBN 978-83-8134-018-2