

## AUTOREFERAT

### 1. Imię i nazwisko

PAVLO KROT

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

#### a) Stopień doktora

Instytut Problemów Modelowania w Inżynierii Energetycznej im. G.E. Pukhova, Narodowa Akademia Nauk Ukrainy, Kijów, 1996,  
*specjalizacja:* symulacja matematyczna w badaniach naukowych,  
*stopień naukowy:* doktor (kandydat nauk technicznych),  
*tytuł rozprawy doktorskiej:* „Symulacja matematyczna procesu przenoszenia energii mechanicznej od źródeł do narzędzi roboczych poprzez tarcie (na przykładzie walcarek)”,  
*promotor:* prof. Oleksandr M. Maryuta,

#### b) Tytuł naukowy

Wyższa Komisja Atestacyjna Ukrainy, 2008,  
*dziedzina:* budowa maszyn,  
*specjalizacja:* maszyny hutnicze,  
*tytuł naukowy:* Starszy pracownik naukowy.

#### c) Dyplom magistra

Dnieprzański Uniwersytet Narodowy im. O. Honczara, Wydział Fizyczno-Techniczny, Ukraina, 1989 (dyplom z wyróżnieniem),  
*tytuł zawodowy:* magister, inżynier elektromechanik,  
*tytuł rozprawy magisterskiej:* "Oprogramowanie symulacyjne automatów systolicznych i projektowanie sprzętowe procesorów równoległych do sterowania obiektami dynamicznymi",  
*promotor:* prof. Oleksandr M. Jakuszkin.

#### d) Dodatkowe wykształcenie zawodowe

Dnieprzański Uniwersytet Narodowy im. Olesia Honczara, Wydział Filologiczny, Ukraina, 1988 (dyplom z wyróżnieniem),  
*specjalizacja:* język angielski,  
*tytuł zawodowy:* tłumacz techniczny.

### 3. Informacja o dotychczasowym zatrudnieniu w jednostkach naukowych lub artystycznych

#### 3.1. Działalność badawcza w pełnym wymiarze etatu

**01.2019-obecnie** Adiunkt w Katedrze Górnictwa Wydziału Geoinżynierii, Górnictwa i Geologii Politechniki Wrocławskiej (PWr). Główną domeną badań jest rozwój metod monitorowania stanu różnych typów mobilnych i stacjonarnych maszyn górniczych, w tym autonomicznej inspekcji za pomocą dronów.

**07.2006-12.2018** Starszy pracownik naukowy w Zakładzie Procesów i Maszyn do Formowania Metali, Instytut Żelaza i Stali im. Z.I. Niekrasowa (IŻS), Narodowej Akademii Nauk Ukrainy (NANU).

Tematy dużych projektów naukowych finansowanych przez przedsiębiorstwa przemysłowe (krajowe i zagraniczne) oraz NANU, które dotyczyły maszyn do obróbki stali oraz technologii głębokiej kriogenicznej obróbki stali, ze szczególnym naciskiem na analizę i zapobieganie awariom, poprawę utrzymania ruchu i zwiększenie produktywności dzięki wdrożeniu systemów sterowania opartych na modelach.

**10.2001-07.2006** Starszy pracownik naukowy (pracownik naukowy do 10.2004) w Laboratorium Dynamiki Maszyn w Zakładzie Urządzeń Technologicznych i Systemów Sterowania IŻS NANU. Badania skupiały się na dynamice układów napędowych, modelowaniu nieliniowym układów wieloczłonowych oraz monitorowaniu stanu, opracowywaniu metod diagnostycznych i narzędzi pomiarowych.

**02.1994-10.2001** Kierownik techniczny i współzałożyciel przedsiębiorstwa naukowo-produkcyjnego „Exel” Sp. z o.o. (Ukraina). Główną domeną działalności były technologie obróbki drewna i surowców, w szczególności prace badawczo-rozwojowe nad nowym kompleksem urządzeń do suszenia drewna w oparciu o generator ciepła do zagospodarowania odpadów rolniczych; opracowywanie systemów sterowania dla zakładów przemysłowych, nadzór techniczny przedsiębiorstwa.

**12.1992-02.1994** Wykładowca i asystent w Katedrze Informatyki Ekonomicznej i Systemów Zautomatyzowanego Sterowania Dnieprzańskiego Uniwersytetu Narodowego im. Ołesia Honczara (DNU). Nowy kurs, w formie wykładu, dotyczył rozwoju informatyki i symulacji ze szczególnym uwzględnieniem aktywnych metod identyfikacji systemów przemysłowych poprzez metody planowania eksperymentów, prognozowanie statystyczne i sterowanie oparte na modelach.

**11.1989-11.1992** Studia doktoranckie w DNU, współpraca z naukowcami w IŻS NANU i zaangażowanie w projekty naukowe, udział w badaniach na walcowni przemysłowej w ArcelorMittal Temirtau (Kazachstan) w celu uzyskania danych do pracy doktorskiej.

**04.1989-11.1989** Inżynier-badacz, Laboratorium Automatyki Przemysłowej w Katedrze Zautomatyzowanych Systemów Sterowania, Wydział Fizyczno-Techniczny, DNU.

**09.1983-03.1989** Studia magisterskie na Katedrze Zautomatyzowanych Systemów Sterowania DNU, udział w kilku projektach badawczych, opublikowanie kilku prac i uzyskanie patentu.

### **3.2. Działalność badawcza i doradcza w niepełnym wymiarze etatu**

**2004-2018** Starszy pracownik naukowy w firmie „Metaltehnomash” Sp. z o.o. (metaltehnomash.com.ua). Moje opracowania w zakresie monitorowania stanu i sterowania opartego na modelach zostały wdrożone w kilku zakładach przemysłowych, w tym w walcowni „Huta Częstochowa” (Polska).

**2015-2016** Konsultant naukowy i oficjalny przedstawiciel na Ukrainie firmy niemieckiej iba AG (www.iba-ag.com) – lidera na rynku oprogramowania i sprzętu do monitorowania stanu i przetwarzania dużych zbiorów danych z maszyn. Wsparcie projektów w zakładach przemysłowych.

**2015** Redaktor naukowy w krajowym biurze Trans Tech Publications (www.scientific.net) – szwajcarskiego wydawnictwa indeksowanych czasopism naukowych z zakresu nauk o materiałach i inżynierii. Kierowałem przygotowaniem wydań specjalnych oraz selekcją członków rad redakcyjnych w czasopismach.

**2014** Starszy pracownik naukowy w Laboratorium Technologii Kriogenicznych Instytutu Fizyki NANU (Kijów). Byłem współkierownikiem wspólnego projektu badawczego konkursowego dotyczącego głębokiej kriogenicznej obróbki stali stopowych.

**2003-2008** Konsultant naukowy w firmie „Kamerton” Sp. z o.o. (ntckamerton.com), która specjalizuje się w naprawach urządzeń wytwarzających energię i innych maszynach. Skupiałem się na badaniach technicznych zakładów przemysłowych oraz wykrywaniu usterek w urządzeniach mechanicznych poprzez pomiary drgań.

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

#### **4.1. Tytuł osiągnięcia naukowego**

„Modele dynamiczne w monitorowaniu stanu maszyn przemysłowych”.

#### **4.2 Publikacja wchodząca w skład osiągnięcia naukowego**

Pavlo Krot, *Dynamical Models in Condition Monitoring of Industrial Machines*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław, 2024. ISBN 978-83-7493-279-0 (w języku angielskim).

#### **4.3. Omówienie celu naukowego pracy i osiągniętych wyników wraz z ich ewentualnym wykorzystaniem**

##### **4.3.1. Kontekst badań zrealizowanych w monografii**

Ogólny problem, który badałem w mojej pracy naukowej, dotyczy efektów dynamicznych powstających w maszynach górniczych i hutniczych oraz niestabilności w odpowiednich technologiach. W szczególności drgania rezonansowe, przeciążenia i awarie elementów konstrukcyjnych w skomplikowanych układach napędowych walcarek stali oraz ciężkich maszyn przemysłowych do przetwarzania i transportu surowców.

Podstawy teoretyczne procesów dynamicznych w maszynach hutniczych przedstawili Kozhevnikov [1], Dobrucki [2], Gregorczyk [3], Światonowski [4,5], Verenev [6]. Dynamikę maszyn górniczych badał Rusiński [7], a statystyczne aspekty ich obciążenia dynamicznego Dokukin i in. [8]. Modelowanie matematyczne przekładni w celu ułatwienia ich diagnostyki prowadzili Bartelmus [9] oraz Chaari i in. [10]. Ogólną teorię nieliniowych układów mechanicznych z tarciami i uderzeniami opracowali Awrejcewicz i in. [11] natomiast modele drgań „chatter” w maszynach do cięcia metalu proponuje Wiercigroch [12]. Dynamiką układów wieloczołowych pojazdów zajmuje się Rahnejat [13], natomiast teorią synchronizacji układów mechanicznych wprowadzonej w odniesieniu do maszyn technologicznych Blechman [14]. Implementacją teorii parametrycznej oscylacji do diagnostyki maszyn przemysłowych i sterowania młynów bębnowych zajmował się Maryuta [15]. Podejście do tłumienia drgań skrętnych przez sterowanie silnikiem elektrycznym opracowali Orłowska-Kowalska i Szabat [16].

Ogólna teoria diagnostyki drganiowej maszyn wirujących rozpoczęła się od prac Randalla [17], z rozszerzeniem jej na procesy cykliczne przez Antoni [18]. Zastosowanie prądu silnika w diagnostyce uzasadniają Gelman, Ball i in. [19]. Dalsze udoskonalanie technik przetwarzania sygnałów w obecności silnej niestacjonarności warunków pracy dokonali Zimroz, Barszcz i in. [20]. Usunięcie impulsywnego hałasu w maszynach górniczych proponują Wyłomańska i in. [21]. Statystyczną analizę stanu przekładni przeprowadza Heyns i in. [22]. Trwałość taśm i pomiar rzeczywistych obciążeń w przenośnikach rozważają Hardygora i in. [23], Gładysiewicz i in. [24]. Diagnostyką krażników stosowanych w przenośnikach taśmowych zajmowali się Bortnowski, Król i in. [25]. Nowe koncepcje rezonansowych maszyn wibracyjnych reprezentują Kuzio i Gursky [26]. Symulacje pras walcowych do optymalnego brykietowania drobnych frakcji surowców przedstawiono w pracach Baiula [27], a problematykę zużycia maszyn przemysłowych bada Bembenek [28]. Dynamikę obudowy zmechanizowanej hydraulicznej w kopalniach podziemnych omawiają prace Pytlika [29] i Szurgacza [30]. Diagnostyką i eksploatacją pojazdów i samochodów ciężarowych do ładowania i przewozu urobku (LHD) w kopalniach podziemnych zajmują się Stefaniak [31], Wodecki i in. [32]. Wpływ procesu głębokiej obróbki kriogenicznej (Deep Cryogenic Treatment – DCT) na stale stopowe w celu poprawy trwałości maszyn badają Baldissera [33] i Podgornik [34].

Wszystkie powyższe problemy są bardzo istotne z punktu widzenia ogólnej niezawodności i stabilności zakładów górniczych i hutniczych. W związku z tym, przy moim udziale, przeprowadzono badania teoretyczne i eksperymentalne tych procesów i maszyn pracujących w warunkach nadmiernego zużycia elementów konstrukcyjnych w trudnych warunkach środowiska. W **Rozdziale 1** monografii przeanalizowano awarie obserwowane w maszynach górniczych i hutniczych, które powodują ciągłe przestoje i zmniejszenie wydajności procesów technologicznych.

#### 4.3.2. Formułowanie problemów

Szczegółowy przegląd (**Rozdział 2**) dostępnych źródeł informacji (książek, artykułów, patentów) z zakresu dynamiki i diagnostyki wykazał brak wspólnych podstaw teoretycznych monitorowania stanu i diagnostyki ciężkich maszyn przemysłowych pracujących w warunkach niestacjonarnych. Wspólne cechy ograniczające wdrażanie systemów monitorowania stanu są określone w następujący sposób:

- długotrwałe procesy przejściowe i niestacjonarne spowodowane zmianami obciążenia i prędkości, szerokopasmowymi zakłóceniami impulsowymi od obrabianego materiału;
- problemy z instalacją i konserwacją dodatkowych czujników, spowodowane trudnymi warunkami pracy;
- zależność parametrów od czasu ze względu na zmiany właściwości obrabianego materiału i reżimów pracy przy częstych naprawach (wymianach) części maszyn;
- nieliniowe zależności reakcji dynamicznej na zużycie części maszyn, właściwości materiałów i parametry pracy.

Istniejąca norma ISO 20816:2022 [35] dotycząca pomiaru drgań, a niektóre przepisy krajowe określają tabelaryczne poziomy prędkości i przemieszczenia drgań, które odpowiadają przejściu maszyny ze stanu normalnego do gorszego, aż do stanu przedwypadkowego. Chociaż te wartości graniczne są klasyfikowane według mocy maszyny, prędkości obrotowej i sztywności podłoża, mają one zastosowanie tylko do turbin gazowych, sprężarek, wentylatorów, pomp i innych jednostek wirujących, pracujących przy stałej prędkości i obciążeniu. Jednak walcownie i maszyny górnicze nie są objęte tą grupą norm ISO. Z tego powodu większość maszyn górniczych i hutniczych nie jest wyposażona w systemy stałego monitorowania stanu, a ręczne zbieracze danych i analizatory drgań nie są w stanie zapewnić niezawodnej pracy i konserwacji zapobiegawczej takich maszyn.

Znane zaawansowane metody diagnostyki wibracyjnej maszyn wirujących skupiają się na wykrywaniu lokalnych uszkodzeń elementów łożysk i przekładni wraz z niewyważeniem części i niewspółosiowością wałów. Część prac badawczych poświęcona jest smarowaniu części maszyn, analizie awarii i optymalnemu planowaniu utrzymania ruchu.

Istniejące komputerowe systemy zarządzania utrzymaniem ruchu (Computerised Maintenance Management Systems – CMMS), jeśli są wbudowane w system planowania zasobów przedsiębiorstwa (Enterprise Resources Planning - ERP), opierają się głównie na analizie statystycznej już zaistniałych awarii w celu obliczenia średniego czasu między awariami (MTBF) w celu przewidywania terminów konserwacji maszyn i generowania planów zakupu części zamiennych. Niektóre systemy CMMS zawierają moduły oprogramowania do oceny ryzyka awarii każdej części w celu uzasadnienia priorytetu jej konserwacji w oparciu o statystyki poprzednich napraw i oceny ekspertów.

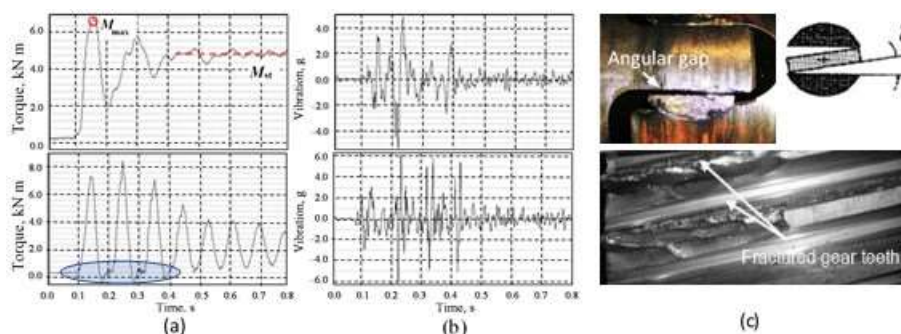
Na podstawie własnej analizy uszkodzeń poszczególnych badanych maszyn przemysłowych wyciągnięto następujące wnioski:

- lokalne defekty zawsze powstają po przeciążeniu maszyn;
- przeciążenia mechaniczne są jeszcze bardziej niebezpieczne niż defekty lokalne;
- wysoka dynamika spowodowana jest luzami, które są trudne do wykrycia;
- dynamikę maszyny można zmniejszyć poprzez korektę technologii lub sterowania;
- normy ISO 1132-2:2001 [36] dotyczące luzów nie określają narzędzi do ich monitorowania online;
- normy ISO 22266-1:2009 [37], ISO 3046-5:2001 [38] dotyczące drgań skrętnych nie obejmują maszyn górniczych i hutniczych.

Dlatego zamiast defektów lokalnych skupiłem się na diagnostyce luzów promieniowych i kątowych w przekładniach, łożyskach i połączeniach śrubowych układów napędowych, ponieważ takie defekty rozproszone są trudniejsze lub niemożliwe do oszacowania za pomocą standardowego oprzyrządowania

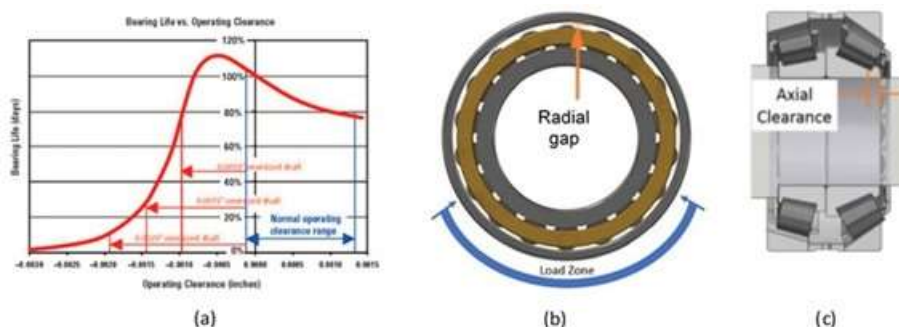
i technik przetwarzania sygnałów. Bez przyłożenia obciążenia (w stanie spoczynku maszyny) występują nieokreślone luzy, natomiast pod obciążeniem szczeliny mogą się zamknąć i być niedostępne dla diagnostyki. Tylko otwarta część luzu ma wpływ na dynamikę.

**Przekładnie** mają luzy kątowe z istotnym znaczeniem w dynamice maszyn, co ilustruje Rys. 1, na którym przedstawiono typowe momenty przejściowe (Rys. 1a) oraz drgania w układach napędowych (Rys. 1b). Górne wykresy odpowiadają zamkniętym luzom, natomiast dolne wykresy przedstawiają otwarcie luzów i uderzenia wsteczne w zazębieniu przekładni, gdy moment obrotowy osiągnie poziom zerowy. W tym przypadku drugi szczyt momentu obrotowego jest jeszcze większy niż pierwsze maksimum, co nie jest typowe dla układów liniowych. Standardowa miara dynamiki układu – współczynnik wzmocnienia momentu obrotowego (Torque Amplification Factor – TAF), zdefiniowany jako  $TAF = M_{max}/M_{st}$  (stosunek wartości maksymalnej do wartości statycznej), jest znacznie większy na dolnym wykresie. Podczas przykładania dużego obciążenia reakcja maszyny ma krótkie opóźnienie, które odpowiada czasowi potrzebnemu do zamknięcia szczeliny. Wartości szczytowe sygnałów wibracyjnych są skorelowane ze szczytami momentu obrotowego, ale wykazują więcej składowych o wysokiej częstotliwości podczas pierwszych 2-3 okresów oscylacji momentu obrotowego przy częstotliwości głównej postaci własnej. Pęknięte zęby koła zębatego pokazane na Rys. 1b wynikają z redystrybucji sił kontaktowych na krawędzie w wyniku otwarcia luzów w zazębieniu przekładni i łożyskach.



Rys. 1. Typowe sygnały przejściowe (a) momentów obrotowych i (b) drgań w układach napędowych bez otwarcia i z otwartym luzem kątowym; (c) luz kątowy i pęknięte zęby przekładni na skutek przeciążenia cyklicznego i luzu w połączeniu

**Łożyska** są najbardziej znormalizowanymi elementami maszyn, ale są też elementami najtrudniejszymi do dostrojenia w zespołach montażowych. Razem z wałami tworzą złożony układ termomechaniczny, którego działanie w dużym stopniu zależy od luzów promieniowych i osiowych. Zależność trwałości łożyska od luzu roboczego pokazano na Rys. 2a. Odpowiednio przypisane luzy promieniowe (Rys. 2b) i osiowe (Rys. 2c) zapewniają kompensację rozszerzalności cieplnej i pochyłeń wału i łożysk, wystarczający przepływ smaru i wymagany kąt strefy obciążenia.



Rys. 2. Zależność (a) trwałości łożyska od luzu roboczego; (b) szczelina promieniowa; (c) luz osiowy

Znane metody kontroli luzów w przekładniach i łożyskach za pomocą kalibrowanych przyrządów pomiarowych lub ręcznego mikrometru nie mają zastosowania do bieżącego monitorowania stanu ciężkich maszyn przemysłowych, gdzie możliwości kontroli są ograniczone.

**Połączenia śrubowe** w podporach wałów decydują o sile dokręcania i odkształceniu napięcia wstępnego pierścienia zewnętrznego w łożysku, a co za tym idzie, o jego luzach promieniowych.

Poluzowanie połączeń śrubowych powoduje zwiększenie luzów promieniowych i obciążenie udarowe łożysk, co w efekcie prowadzi do powstania wady „brinelling” (fałszywe odciski Brinella). Dlatego diagnostyka połączeń śrubowych (poluzowania, odkształcenia plastyczne) ma ogromne znaczenie dla niezawodności maszyn przemysłowych. Istniejące metody i oprzyrządowanie m.in. „inteligentne śruby” do bezprzewodowego pomiaru naprężenia w pojedynczym połączeniu lub grupie połączeń śrubowych, które przeznaczone są głównie do konstrukcji budowlanych i rzadko stosowane w maszynach. Dlatego potrzebne są nowe metody.

Każde zdarzenie przeciążenia maszyny o amplitudzie przekraczającej granicę plastyczności stykających się ciał powoduje ich odkształcenia plastyczne i pęknięcia, a następnie inicjowanie wielokrotnych lokalnych uszkodzeń w przekładniach, łożyskach, śrubach i wałach. Przeciążenia i awarie mogą być również spowodowane rezonansami, których nie można było przewidzieć na etapie projektowania lub które pojawiły się później na skutek modyfikacji maszyn lub technologii, np. zmiana zwykłej prędkości napędu, wymiana oryginalnych elementów konstrukcyjnych lub ich stopniowe niszczenie w trakcie eksploatacji.

### 4.3.3. Cele naukowe

Cele naukowe określone na podstawie przeglądów maszyn przemysłowych są następujące:

- opracowanie modeli dynamicznych do diagnostyki luzów w maszynach;
- analiza modalna wieloczłonowych układów maszynowych w celu wykrywania i unikania rezonansów;
- rozwój metod monitorowania obciążeń dynamicznych i procesów technologicznych;
- kontrola obciążeń dynamicznych i drgań w ciężkich maszynach przemysłowych w celu zapobiegania przeciążeniom;
- zwiększenie trwałości części maszyn i ich symulacja w trakcie produkcji.

### 4.3.4. Klasy modeli dynamicznych i stosowane metody

Elementem wspólnym i podstawą wszystkich prowadzonych przeze mnie badań jest implementacja wieloczłonowych nieliniowych modeli dynamicznych układów mechanicznych do symulacji ich drgań przestrzennych i skrętnych oraz analizy modalnej. Do symulacji maszyn ciężkich rozważa się kilka klas modeli dynamicznych (**Rozdział 3**): liniowy (niezmienny w czasie parametry), nieliniowy (odcinkowo liniowy), parametryczny (zmienny w czasie parametry), stochastyczny (wariant czasowy) i wysokiego rzędu (metoda elementów skończonych – MES).

Liniowe modele wieloczłonowe z wieloma stopniami swobody (Multi-Degree-Of-Freedom – MDOF) stosowane są do analizy modalnej maszyn przemysłowych oraz jako wartości referencyjne w diagnostyce zużycia. Dwa podejścia do modelowania dynamiki opierają się na bezwzględnych i względnych uogólnionych współrzędnych. Bezwzględne współrzędne ruchu mas skupionych (przemieszczenie, kąty obrotu) lepiej nadają się do analizy modalnej układów MDOF, ponieważ metody drgań można łatwo zinterpretować i wyraźnie zwizualizować. Natomiast współrzędne względne obliczone na podstawie różnicy wartości sąsiednich mas (odkształceń, momentów obrotowych) są bardziej odpowiednie do analizy odpowiedzi dynamicznej.

Funkcje odpowiedzi częstotliwościowej (FRF) zastosowano w analizie obciążeń wejściowych i zaburzeń w postaci sił, momentów obrotowych i uderzeń obrabianego materiału. Kiedy wyznaczane są macierze parametrów modelu, FRF ma wiele zalet w analizie systemów liniowych:

- bezpośrednie wyprowadzenie z układów równań różniczkowych;
- wygodne obliczanie odpowiedzi w systemach MDOF;
- możliwość dodania tłumienia i kontroli;
- obliczanie statystycznej odpowiedzi dynamicznej;
- skuteczność w monitorowaniu online systemów dynamicznych.

Modele nieliniowe układów MDOF wykorzystuje się w przypadku pojawienia się zużycia w maszynie, co sprawia, że sztywność niektórych połączeń sprężystych zależy od uogólnionych współrzędnych ruchu. Luzy są opisywane odcinkowo liniowymi funkcjami. Różne funkcje aproksymacyjne: logiczna, wielomianowa, arcustangens i hiperboliczna tangens są analizowane [39]

w celu uzyskania ciągłego wyrażenia analitycznego zamiast nieciągłej funkcji logicznej. Stwierdzono, że funkcje te nie mają żadnych zalet w dziedzinie czasu i częstotliwości, a nieciągła funkcja logiczna jest dalej wykorzystywana w symulacjach numerycznych modeli dynamicznych do opisu luzów.

Wzbudzenie parametryczne wiąże się z niewielką okresową zmianą czasu dowolnego parametru w systemie. Może to być sztywność zazębienia przekładni, łożyska lub wału kardana. Układy te opisuje się równaniem Mathieu, a ich stabilność szacuje się za pomocą diagramu Ince'a-Strutta. Rezonans parametryczny pierwszego rzędu odpowiada częstotliwości wzbudzenia równej podwójnej częstotliwości dowolnej postaci własnej. Liniowe tłumienie wiskotyczne może jedynie zawęzić obszary rezonansów parametrycznych wyższych rzędów. Model ten jest efektywnie wykorzystany w kilku moich pracach [43,44].

Metodę elementów skończonych (MES) stosuje się głównie przy projektowaniu i testowaniu nowych maszyn. Jednak modelowanie całej maszyny jest ograniczone rozmiarem modelu i prawie nie ma zastosowania do symulacji uszkodzonych części i nieciągłej sztywności. Dlatego też stosunkowo mniej znanych jest prac dotyczących symulacji skomplikowanych maszyn przemysłowych w warunkach miejscowego zużycia lub uszkodzeń poszczególnych części. Niemniej jednak metoda ta jest stosowana w kilku badaniach [93,98] z moim udziałem.

Ogólną zasadą wykorzystania modeli MDOF w diagnostyce maszyn jest analiza tych postaci własnych, które są wrażliwe na określone wady i zużycie elementów maszyn. Zastosowanie drgań własnych zamiast częstotliwości kinematycznych sprawia, że opracowane metody są odporne na zakłócenia zewnętrzne i niezależne od zmian prędkości napędu i obciążeń. Stochastyczne oddziaływania impulsowe generowane przez technologię, m.in. siły tarcia czy spadające kawałki materiału sypkiego mają szerokie spektrum, co pobudza niemal cały zestaw postaci własnych w maszynie, a tym samym udostępnia wiele elementów do diagnostyki.

#### 4.3.5. Modele dynamiczne w monitorowaniu stanu i analizie maszyn

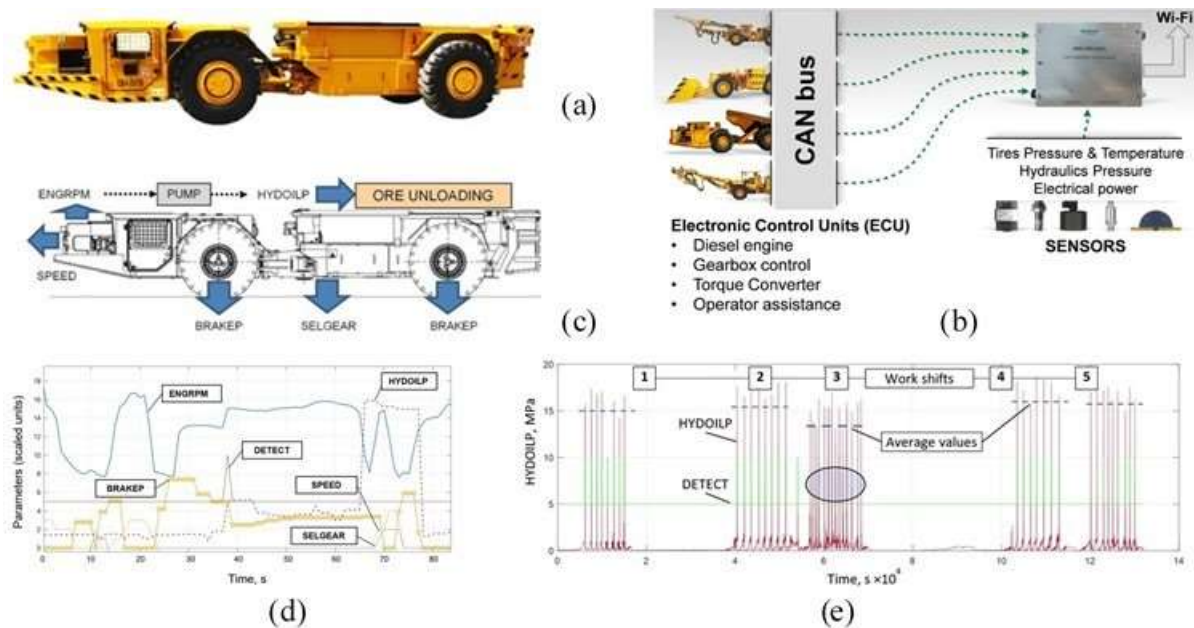
Przykłady wykorzystania modeli dynamicznych do analizy procesów i urządzeń w przemyśle górnictwym i hutniczym podano w **Rozdziale 4** monografii.

**Identyfikacja cykli pracy pojazdów podziemnych.** We wcześniejszych pracach innych autorów poświęconych podziemnym pojazdom przegubowym (Rys. 3a) do segmentacji danych i obliczania cykli pracy wykorzystywano sygnał ciśnienia oleju hydraulicznego z pokładowego systemu monitorowania. Niektóre autorzy wykorzystują inne sygnały do pośredniego wykrywania cykli operacyjnych [31]. W moich badaniach [54] w ramach projektu MAMMA (Maintained Mine and Machine) pokazano, w jaki sposób wyznaczać cykle pracy wozów odstawczych, gdy czujnik ciśnienia w hydraulicznym mechanizmie rozładunku jest niedostępny lub uszkodzony. Wirtualny czujnik do identyfikacji cykli pracy opiera się na standardowych sygnałach pobieranych z elektronicznych jednostek sterujących (Electronic Control Units – ECU) pojazdów do transportu podziemnego (Rys. 3b). Model dynamiczny oparty na danych składa się z warunków logicznych, które zawierają sygnały eksploatacyjne (Rys. 3c): ciśnienie hamowania (BRAKEP), wybór biegu (SELGEAR), prędkość pojazdu (SPEED) i obroty silnika (ENGRPM). Sygnały te pokazano na Rys. 3d podczas typowego cyklu rozładunku wozu odstawczego. Równoległe do weryfikacji opracowanego modelu wykorzystywany jest sygnał ciśnienia oleju hydraulicznego (HYDOILP). Procedura przetwarzania danych składa się z dwóch kolejnych pętli: detekcji cykli rozładunku oraz filtrowania wykrytych zdarzeń. Rozpoczęcie rozładunku sygnalizowane jest impulsowym sygnałem wirtualnym DETECT.

Stabilność algorytmu sprawdzana jest na trzech zestawach danych testowych obejmujących łącznie 97 zdarzeń rozładunku samochodów ciężarowych. Część tych danych pokazano na Rys. 3e. Wiarygodność wykrywania cykli rzeczywistych wynosi około 90%, a prawdopodobieństwo wystąpienia fałszywych zdarzeń wynosi 5%. Algorytm jest wystarczająco wydajny i możliwa jest jego implementacja w wersji on-line oraz w formie aplikacji serwerowej do post-processingu danych historycznych.

Dodatkowo podczas dostrajania algorytmu w niniejszym badaniu, na podstawie sygnałów monitorowanych dla tego samego wozu, odkrywana jest możliwość diagnostyki innych parametrów eksploatacyjnych. Przykładowo odległość od przodka do miejsca zrzutu przenośnika (czas cykli) jest zupełnie inna dla każdej zmiany i spodziewane są inne warunki pracy. Najniższy poziom średniego ciśnienia podczas zmiany nr 3 (patrz Rys. 3e) pozwalał oszacować wielkość masy urobku

eksplozowanego (stopnia zapełnienia łyżki), zawilgocenia materiału (współczynnika tarcia w łyżce) oraz wielkości odłamków skalnych.



Rys. 3. Przegubowy wóz do przewozu urobku strzałowego w kopalniach podziemnych (a); pokładowy system monitorowania pojazdu (b); model dynamiczny i sygnały wykorzystywane z systemu monitorowania (c); typowy cykl rozładunku samochodu ciężarowego (d); identyfikacja cykli pracy dla pięciu zmian roboczych (1-5) pracy wozu (e)

**Model dynamiczny ładowarek przegubowych LHD.** Pokładowe systemy monitorowania pojazdów podziemnych typu LHD (load-haul-dump) rejestrują sygnały poprzez magistralę CAN (Controller Area Network) i przechowują je w bazie danych z częstotliwością próbkowania 1 s lub nawet wolniej. Dane te pozwalają jedynie na analizę warunków eksploatacyjnych, m.in. cykli operacyjnych lub zużycie paliwa, jednakże drgania skrętne o wysokiej częstotliwości i dużej amplitudzie pozostają poza obserwacją. W moich badaniach wykazano jednak możliwość bezpiecznej eksploatacji pojazdów górnictwa podziemnego w oparciu o monitoring zmęczenia cyklicznego materiałów układów napędowych.

Moja praca [55] poświęcona jest problemowi automatycznego monitorowania drgań skrętnych wzbudzanych w układach napędowych LHD w fazach ładowania łyżki, ruchu wstecznego i pracy ciągłej. Do badania obciążeń wewnętrznych opracowano wieloczołowy model dynamiczny Rys. 4a, który uwzględnia przełączanie biegów i nieliniową charakterystykę silnika wysokoprężnego (Rys. 4b), włączenie blokady w hydraulicznym przemienniku momentu obrotowego (Rys. 4c) oraz luzy kątowe w przekładni mechanicznej (Rys. 4d). Podczas symulacji wolno próbkowane sygnały rzeczywiste pokładowego systemu monitorowania służą jako dane wejściowe do obliczenia szybkich procesów przejściowych w elementach transmisyjnych (Rys. 4e). Najbardziej niebezpieczne tryby z punktu widzenia wytrzymałości i zmęczenia cyklicznego przekładni LHD kształtują się następująco:

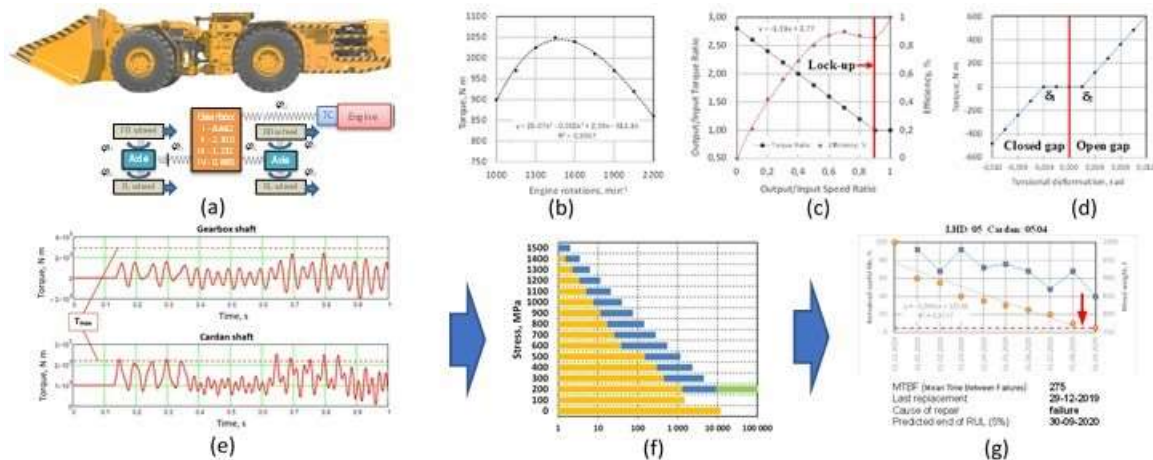
- wkopywanie się w urobek zawierający duże bryły wysadzonych skał;
- obciążenie poślizgowe (stick-slip) kół z ostrymi szczytami i spadkami momentów obrotowych;
- ruch wsteczny pojazdu z napełnioną łyżką.

Wszystkie te operacje dają duże amplitudy momentu obrotowego i zmniejszają RUL elementów skrzyni biegów, który jest obliczany na podstawie krzywych S-N (Stress – Number of cycles) materiałów dla wybranych elementów przekładni (Rys. 4f). Ostatecznie dane dotyczące redukcji RUL przedstawiono na wykresach (Rys. 18g) w dziennej skali czasowej wraz z masą przewożonego materiału oraz statystykami dotyczącymi napraw i średniego czasu przed awarią (Mean Time Before Failure – MTBF) danej części maszyny. Najniższy limit RUL (5%) jest pokazany linią przerywaną, a punkt zaznaczony czerwoną strzałką oznacza zalecaną datę przeglądu lub wymiany części.

Uzyskane wyniki symulacji pozwalają na obserwację najcięższych trybów pracy i ich optymalizację w celu zmniejszenia amplitud drgań skrętnych powodujących nagłe awarie w pojazdach LHD. Ponadto zaproponowano strukturę bazy danych służącą do akumulacji cykli zmęzeniowych i przewidywania



RUL elementów do planowania utrzymania ruchu. Opracowany model i procedury przetwarzania danych można zastosować także w przypadku innych pojazdów, gdyż mają one podobną budowę układów napędowych.



Rys. 4. Przegubowy pojazd LHD i jego model dynamiczny MDOF (a); nieliniowe zależności momentu obrotowego silnika (b); blokada przemiennika momentu obrotowego (c); luz w przekładni mechanicznej (d); symulacja drgań skrętnych w skrzyni biegów i wale kardana (e); krzywa S-N zmęczenia cyklicznego wału napędowego i jego RUL (f); statystyki awarii części (MTBF), dobowa masa przewożonego materiału oraz redukcja czasu RUL (g)

Prześciowe tryby pracy pojazdów LHD powodują maksymalną emisję spalin z silników Diesla. Dlatego w ramach projektu VOT3D (Ventilation Optimizing Technology based on 3D-scanning) badane są różne modele predykcji emisji NO<sub>x</sub> w oparciu o dane z pokładowego systemu monitorowania LHD w kopalni podziemnej [56,57,58].

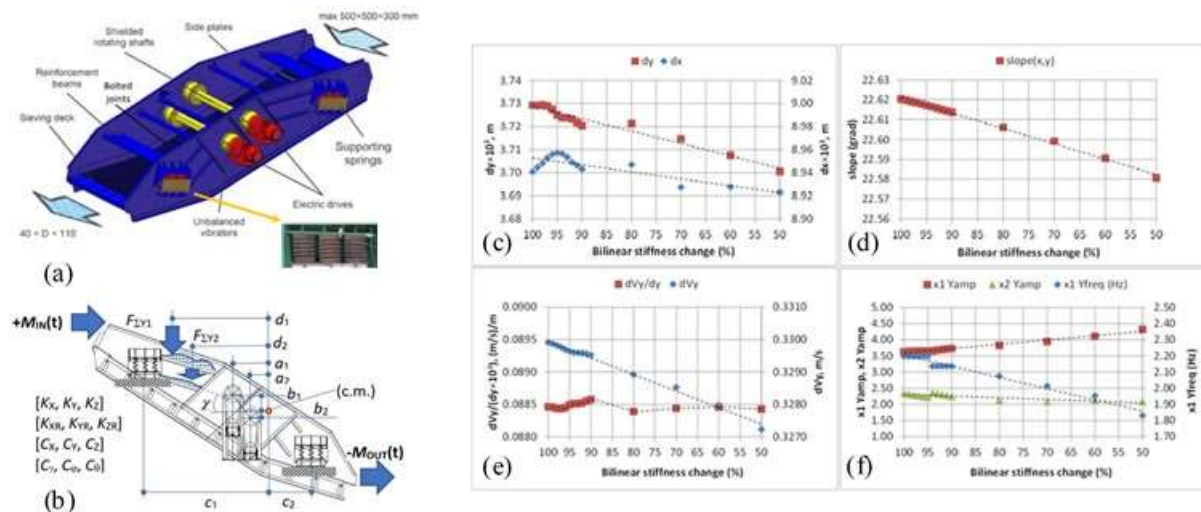
**Diagnostyka przesiewaczy wibracyjnych – sprężyny podporowe.** Przesiewacze wibracyjne różnego typu są szeroko stosowane w przedsiębiorstwach zajmujących się przetwórstwem minerałów w celu oddzielania różnych frakcji materiałów sypkich. Wydajność przesiewania w dużym stopniu zależy od trajektorii cząstek (orbity liniowe, kołowe lub eliptyczne) nad platformami przesiewającymi. Typową konstrukcją przesiewacza i jego elementów pokazano na Rys. 5a.

Proces przesiewania jest w dużym stopniu zależny od mocy wibratorów, synchronizacji ich drgań, stosunku wzbudzenia do częstotliwości własnych, które zależy od sztywności sprężyn nośnych. Zmniejszenie sztywności, degradację korozyjną i pęknięcia sprężyn są trudne do wykrycia metodą oględzin, metodą obciążenia statycznego lub badaniami nieniszczącymi. Znane systemy monitorowania drgań skupiają się zazwyczaj na łożyskach wibratorów, natomiast sprężyny podporowe są w mniejszym stopniu objęte diagnostyką. Silne składowe cykliczne pochodzące z nierównoważonych wzbudników i zaburzenia stochastyczne powodowane przez spadające kawałki materiału sprawiają, że analiza sygnału nie jest prostym zadaniem.

W moich badaniach [59,60] w ramach projektu OPMO (Operational Monitoring of Mineral Crushing Machinery) ciężki przemysłowy przesiewacz wibracyjny badany jest na modelu dynamicznym 6-DOF w celu odzwierciedlenia wszystkich składowych przestrzennych i obrotowych ruchu (Rys. 5b). Model uwzględnia również stochastyczne, alfa-stabilne, rozproszone uderzenia kawałków materiału. Sprężyny nośne są reprezentowane przez dwuliniową charakterystykę sztywności, która odzwierciedla ich uszkodzenie. Szerokie pomiary przeprowadzane są na przemysłowym przesiewaczu wibracyjnym w celu weryfikacji drgań własnych układu dynamicznego, które wykorzystywane są w celach diagnostycznych.

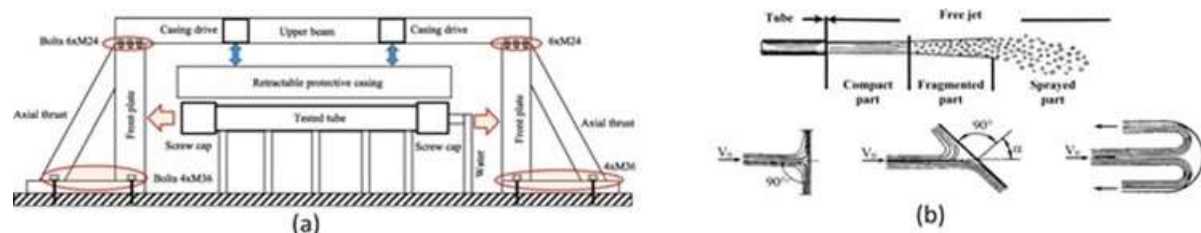
Analizowane są specyficzne cechy sygnałów drganiowych: wielkość i nachylenie orbity, zmiana częstotliwości własnej, amplituda jej wyższych składowych harmonicznych, trajektoria przestrzeni fazowej (Phase Space Plot – PSP) (Rys. 5c-f), aby rozpoznać słabe nieliniowości odpowiadające niewielkim zmianom sztywności sprężyny. Opracowanymi metodami można wykryć nawet niewielkie (<10%) odchylenia sztywności sprężyn podporowych. Parametry drgań własnych przesiewacza wykazały odporność na silne zaburzenia okresowe i stochastyczne pochodzące od wibratorów i obrabianego materiału.

**Diagnostyka przesiewaczy vibracyjnych – łożyska wibratorów.** W diagnostyce łożysk wibratorów bezwładnościowych zastosowano także metodę PSP [61], gdzie porównano ją ze standardowymi metodami diagnostyki: amplitudą RMS (root mean square), widmem obwiedni oraz zaawansowanymi technikami przetwarzania sygnału – wykresami czasowo-częstotliwościowymi, cykliczną koherencją widmową i analizą orbit. Mając dobrą czułość na defekty łożysk wibratorów (pitting) PSP potrzebuje tylko jednego czujnika drgań w porównaniu do analizy orbit i znacznie mniejszej złożoności obliczeniowej w porównaniu z innymi technikami, co czyni go odpowiednim do zastosowań w monitorowaniu online.



Rys. 5. Przesiewacz vibracyjny i położenie czujników drgań na sprężynach (a); model dynamiczny 6-DOF (b); rozmiar orbity (c); nachylenie orbity (d); postać trajektorii fazowych (e); częstotliwość własna i amplituda jej 1 i 2 harmonicznej (f)

**Analiza dynamiki stanowiska wysokociśnieniowego do badania rur wiertniczych.** Moje badania [64] dotyczą analizy wypadków zachodzących w przemysłowej prasie hydrostatycznej do badania rur wiertniczych (Rys. 6a). Po odkręceniu zakrętki zaobserwowano znaczne uszkodzenia konstrukcji maszyny wytrzymałościowej, spowodowane defektem gwintu. Rura wypełniona wodą przesunęła się w przeciwnym kierunku i spowodowała poważne uszkodzenia osłon i śrub mocujących. Ciśnienie wody w chwili zdarzenia było znacznie niższe od maksymalnej wymaganej wartości 125 MPa. Aby uniknąć zniszczenia maszyny w przypadku wyższych poziomów ciśnienia, opracowano szczegółowy model hydromechaniczny do analizy oddziaływań dynamicznych na konstrukcję prasy (Rys. 6b).



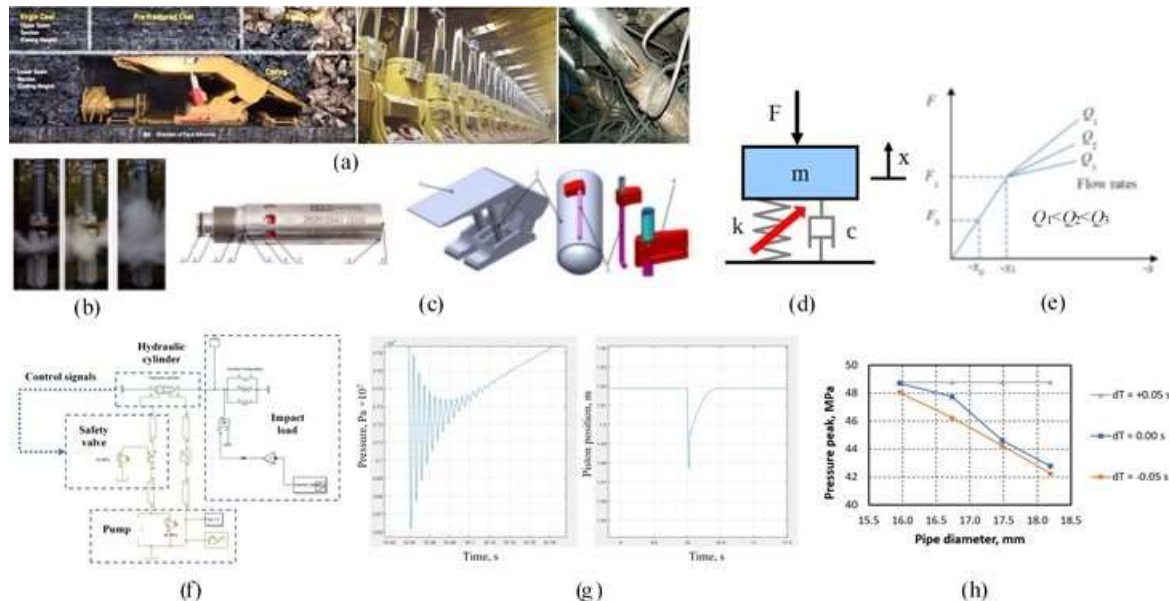
Rys. 6. Wysokociśnieniowa prasa hydrauliczna (a); obliczenia wpływu strumienia wody (b)

Zostali określone warunki wnikania końca kołpaka w blachy osłonowe, ocenione uszkodzenia osłon ochronnych przed strumieniem wody oraz kawałki rur w warunkach pęknięć w rurach o różnych średnicach. Proponowane są opcje modernizacji w celu wzmocnienia konstrukcji do bezpiecznej pracy pod ciśnieniem do 125 MPa. Równoległe z udoskonaleniami konstrukcji opracowano plan automatyzacji i mechanizacji maszyny wytrzymałościowej zapewniający badanie do 20 rur na godzinę.

**Model dynamiczny podpór hydraulicznych.** W mojej pracy [65] zaproponowano metodę bezpiecznej eksploatacji cylindrów hydraulicznych w sekcjach obudowy zmechanizowanej kompleksu górniczego ścianowego (Rys. 7a). Konstrukcja podpór hydraulicznych zakłada dwa tłoki teleskopowe dla szerokiego zakresu obsługiwanych wysokości. Nośność może sięgać 1000 ton, a ciśnienie robocze 32-45 MPa. Nowoczesne systemy automatyki zapewniają całościowy nadzór i kontrolę pozycji

pionowej lub poziomej na odcinku składającym się z ponad kilkuset podpór dwucylindrowych. Znane są badania numeryczne w tej dziedzinie, których celem jest optymalizacja konstrukcji mechanicznej w celu ograniczenia dużych obciążeń oraz symulacja układu hydraulicznego w celu zmniejszenia niepożądanego dynamiki w układzie hydraulicznym. Niemniej jednak cylindry hydrauliczne ulegają częstym awariom z powodu przeciążenia spowodowanego uderzeniami górotworu.

Aby zapobiec przeciążeniom, podpory hydrauliczne wyposaża się w zawory bezpieczeństwa, których zadaniem jest zmniejszenie obciążeń szczytowych poprzez uwolnienie ciśnienia wewnętrznego w cylindrach. Zawory te oparte są na śrubowej sprężynie stalowej i poddawane są obowiązkowym badaniom (Rys. 7b). Zawory w zależności od czasu trwania uderzenia, reagują na wstrząs z pewnym opóźnieniem czasowym, wynikającym z ograniczonej prędkości fali ciśnienia wewnątrz cylindra oraz małego przekroju (16 mm) dodatkowej rury instalacyjnej, która ogranicza przepływ płynu (Rys. 7c).



Rys. 7. Sekcja obudowy hydraulicznej w górnictwie podziemnym i awaria cylindra na skutek przeciążenia dynamicznego (a); badanie zaworów bezpieczeństwa metodą spadającej masy (b); projekt zaworu i instalacja na cylindry (c); model dynamiczny (d) i jego charakterystyki sztywności (e); model dynamiczny (f); symulacje modelu (g); redukcja szczytowego ciśnienia dzięki wcześniejszemu sterowaniu zaworem bezpieczeństwa przez dodatkowy czujnik (h)

Ten układ hydrauliczny można przedstawić za pomocą modelu 1-DOF z tłumieniem i zmienną sztywnością (Rys. 7d), która zależy od sterowanego ciśnienia, średnicy i położenia tłoka:

$$K(t) = \frac{E \cdot A}{h(t)}, \quad (1)$$

gdzie  $E$  – module sztywności płynu;  $A$  – średnica tłoka;  $h(t)$  – położenie tłoka.

Nieliniową charakterystykę „miękkiej” sztywności przedstawiono na Rys. 7e dla różnych natężeń przepływu, gdy zawór zwalnia ciśnienie. Wówczas zmienną częstotliwość drgań własnych pionowych można obliczyć według wzoru:

$$\omega_n(t) = \sqrt{\frac{K(t)}{m}} \quad (2)$$

gdzie  $m$  – masa spadającego górotworu.

W oparciu o modelowanie dynamiki tego układu hydraulicznego (Rys. 7f) zaprezentowano nowe podejście do sterowania zaworami bezpieczeństwa z wykorzystaniem sygnałów pochodzących z dodatkowych czujników zainstalowanych na górze obudowy. Wykrycie wstrząsu zewnętrznego z wyprzedzeniem 0.02-0.05 s wcześniej pozwala na zmniejszenie maksymalnego ciśnienia o 15-20% (Rys. 7g) i uniknięcie awarii cylindra. Wyzwanie polega na opracowaniu „inteligentnego zaworu” ze zoptymalizowanym sterowaniem za pomocą sygnałów pochodzących z dodatkowych czujników (wibracje, odkształcenia, położenie tłoka) i zapewniającym szybki czas reakcji przy wysokim natężeniu przepływu przy ciśnieniach szczytowych do 100 MPa.

**Dynamika napędu przelączalnego walcarki redukcyjno-kalibracyjnej.** Nowoczesne przedsiębiorstwa produkujące wyroby z drutu i prętów zmirzają w kierunku wyższych prędkości walcowania, szerszego zakresu przekrojów metalowych i lepszej dokładności wyrobu (tolerancja wynosi około  $\pm 0.10$  mm dla średnicy 5 mm). Aby sprostać tym wymaganiom przemysłu stalowego, producenci maszyn metalurgicznych opracowują różne typy walcarek redukcyjno-kalibracyjnych (Reducing Sizing Mill - RSM), które zwykle instaluje się pomiędzy klatkami wykańczającymi, a głowicą układającą, gdzie materiał jest zwijany i szybko chłodzony w celu uzyskania wymaganej mikrostruktury i właściwości mechanicznych.

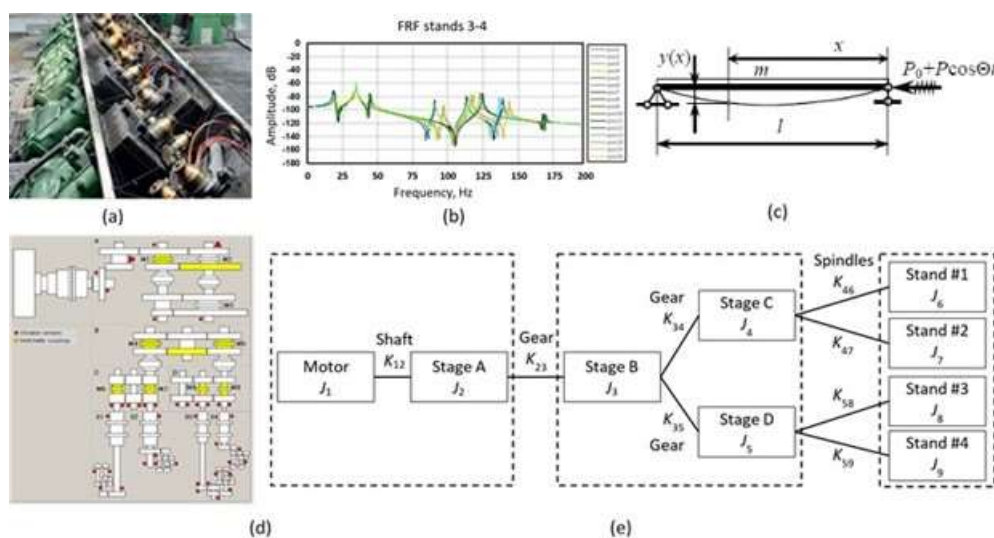
Prędkość wyjściowa nowoczesnej RSM osiąga 120-140 m/s, a proces może być niestabilny ze względu na rosnące amplitudy wibracji i późniejsze wypadki tzw. „cobbling”, gdy ruchomy pręt traci stabilność osiową i wewnątrz RSM szybko gromadzi się niekontrolowana pętla powodując poważne uszkodzenia maszyn, straty produktu i przestoje. Zaproponowano pewne metody diagnostyki wad materiałów walcowanych i tłumienia drgań, jednak w skali światowej problem ten wciąż pozostaje nie rozwiązany.

Rozważanie RSM (Morgan, Primetals Technologies) jest bardzo problematyczne w badaniach eksperymentalnych za pomocą mierników momentu obrotowego ze względu na zwartą konstrukcję i skomplikowany schemat (Rys. 8a,d), co powoduje konieczność wdrożenia modelu matematycznego w celu odkrycia przyczyn niestabilności drutów i prętów przy dużych prędkościach walcowania [44]. Opracowany model dynamiczny MDOF układu napędowego RSM składa się z trzech bloków przedstawionych na Rys. 8e. Sprzęgła serwo są przelączane przez operatorów dla każdego rodzaju produktu. Zmieniają się w ten sposób przełożenia przekładni i prędkość obrotowa walców, co powoduje pewne odchylenia postaci własnych (patrz FRF na Rys. 8b).

Analiza modalna napędu RSM pozwoliła na identyfikację postaci własnych drgań skrętnych, gdy walce w sąsiednich klatkach wykazują przeciwfazowe drgania skrętne: klatki 1-2 (30 Hz), 2-3 (20, 116 Hz) i 3-4 (36 Hz) (patrz Tabela 1). Postaci te stanowią osiowe wzbudzenie parametryczne w pręcie poruszającym się pomiędzy klatkami. Drgania poprzeczne pręta pomiędzy każdą parą klatek opisujemy cząstkowym równaniem różniczkowym (patrz parametry i zmienne na Rys. 8c):

$$C \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + (P_0 + P \cdot \cos \theta t) \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} + m \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = 0 \quad (3)$$

Równanie to poprzez podstawienie zmiennych zostaje przekształcone do standardowej postaci równania Mathieu, które opisuje wzbudzenie parametryczne i odpowiadające mu oscylacje siły rozciągającej w pręcie. Taki wzrost naprężenia powoduje niestabilność procesu walcowania i późniejszy „cobbling” metalu.



Rys. 8. Schemat RSM (a); Odchylenie FRF przez sprzęgła przelączające (b); schemat wzbudzenia parametrycznego (c); układ przekładni (d); i model dynamiczny układu napędowego (e)

Obszary niestabilności wyznaczane są za pomocą diagramu Ince'a-Strutta dla każdej postaci własnej i pary klatek. Specjalne oprogramowanie zostało opracowane w celu wspomagania operatorów

walcowni w sterowaniu prędkością, zapewniając ogólną stabilność procesu w zależności od geometrii walcowanego produktu i przypisanych przełożeń przekładni.

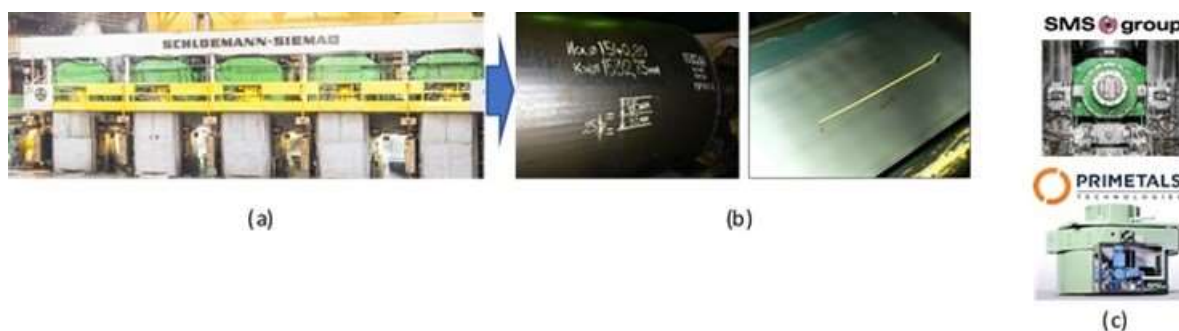
Tabela 1. Postaci własne drgań skrętnych w układzie napędowym RSM

| Masa            | Postaci własne drgań skrętnych (Hz) |        |        |        |        |        |        |        |
|-----------------|-------------------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
|                 | 19                                  | 20     | 30     | 36     | 92     | 116    | 141    | 279    |
| $J_1$ (motor)   | -0,166                              | -0,006 | 0      | 0      | -0,020 | 0,010  | 0,013  | -0,006 |
| $J_2$ (stage A) | 0,056                               | -0,002 | 0      | 0      | 0,283  | -0,233 | -0,436 | 0,866  |
| $J_3$ (stage B) | 0,028                               | 0,002  | 0      | 0      | 0,440  | -0,324 | -0,517 | -0,498 |
| $J_4$ (stage C) | 0,243                               | 0,327  | 0      | 0      | 0,797  | 0,718  | 0,295  | 0,038  |
| $J_5$ (stage D) | 0,333                               | -0,185 | 0      | 0      | 0,263  | -0,560 | 0,671  | 0,040  |
| $J_6$ (stand 1) | 0,420                               | 0,597  | 0,861  | 0      | -0,092 | -0,051 | -0,014 | 0      |
| $J_7$ (stand 2) | 0,420                               | 0,597  | -0,508 | 0      | -0,092 | -0,051 | -0,014 | 0      |
| $J_8$ (stand 3) | 0,472                               | -0,270 | 0      | 0,738  | -0,046 | 0,058  | -0,046 | -0,001 |
| $J_9$ (stand 4) | 0,472                               | -0,270 | 0      | -0,674 | -0,046 | 0,058  | -0,046 | -0,001 |

**Modele dynamiczne drgań „chatter” i sterowania walcownią.** Problem drgań „chatter” pojawił się w latach 70-tych ubiegłego wieku, kiedy w walcowniach na zimno (Rys. 9a) zwiększono prędkość do 20-25 m/s. Zjawisko to charakteryzuje się bardzo szybkim (1-2 s) i nieprzewidywalnym wzmożeniem drgań całej walcowni wieloklatkowej (tandemowej). Jeśli nie zostanie to wykryte przez operatorów walcowni na czas, skutkuje to zerwaniem taśmy, uszkodzeniem kosztownych walców i długimi przestojami w celu naprawy walcarki. Procesowi towarzyszy także słyszalny dźwięk głównej częstotliwości drgań około 125 Hz (trzecia oktawa), która może chwilowo różnić się w zależności od konstrukcji walcowni.

Ten rodzaj drgań powoduje okresowe zmiany grubości taśmy lub, jeśli jest generowany w wyższym zakresie częstotliwości około 512 Hz (piąta oktawa), powoduje również powstawanie defektów na taśmie i walcach (patrz Rys. 9b), które znacznie obniżają jakość produktu i powodują częstą wymianę walców z ich późniejszym szlifowaniem (dodatkowe straty). Tego typu defekty widoczne są także na szynach, które w pociągach generują drgania i wymagają szlifowania na miejscu. W niektórych walcowniach mogą pojawić się drgania o niskiej częstotliwości około 10-12 Hz, które są związane z drganiami skrętnymi w układach napędowych, ale nie jest to typowy przypadek.

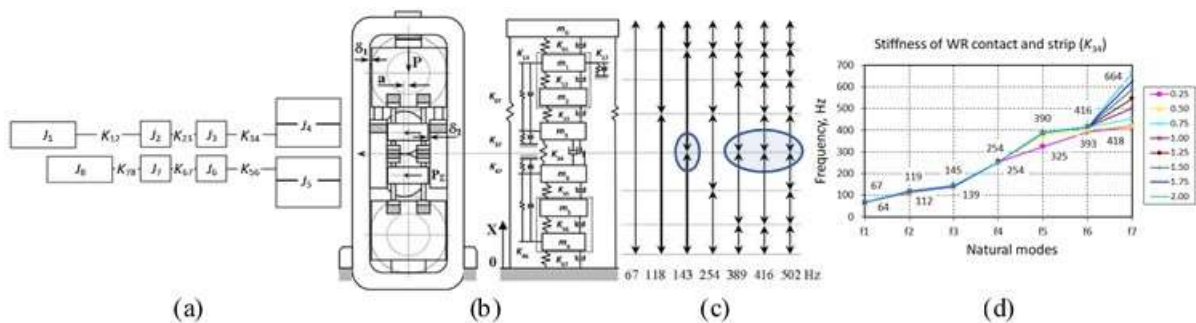
Problem drgań chatter ma ogromne znaczenie w przemyśle metalurgicznym, gdyż jedyną znaną skuteczną metodą eliminacji tych drgań jest zmniejszenie prędkości walcarki. Tym samym powoduje to zmniejszenie prędkości roboczej nawet o 30% i zmniejszenie ogólnej produktywności walcowni na zimno. Standardowy system hydraulicznego automatycznego sterowania grubości (Hydraulic Automatic Gauge Control – HAGC) ma górną granicę częstotliwości około 10-15 Hz, co ogranicza jego zdolność do kontrolowania tych drgań. Dlatego wiodący producenci walcarek proponują aktywne systemy tłumienia drgań (Rys. 9c) oparte na siłownikach piezoelektrycznych (SMS Group) lub specjalnie zaprojektowanych serwozaworach wysokiej częstotliwości instalowanych na głównych cylindrach HAGC (Primetals Technologies) w celu wytwarzania oscylacji przeciwfazowych. Niektóre firmy proponują tłumiki bezwładnościowe lub pasywne podkładki tłumiące w konstrukcji klatek. Nie opisano wdrożenia i skuteczności tych systemów przeciwdziałających drganiom w zakładach przemysłowych.



Rys. 9. Walcownia na zimno wieloklatkowa (a); wady okresowe taśmy i walców (b); oraz aktywne systemy kontroli drgań oparte na siłownikach piezoelektrycznych (Grupa SMS) i hydraulicznych (Primetals Technologies) (c)

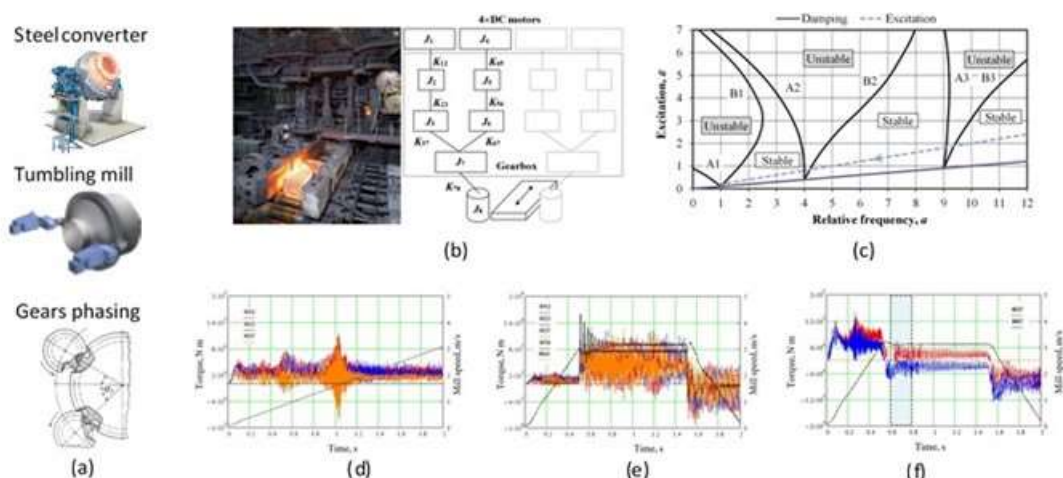
Istniejące systemy monitorowania drgań, które są instalowane w wielu walcarkach przemysłowych, wykorzystują prostą metodę wykrywania drgań na podstawie amplitudy widma wokół częstotliwości głównej postaci drgań własnych klatki (125 Hz). Takie podejście może zapobiec pękaniu taśmy tylko w przypadkach, gdy poziom alarmowy jest prawidłowo przypisany. Jednakże procedura wyboru poziomu alarmowego na ogół nie jest sformalizowana i wartość ta wymaga dostrojenia przez operatorów walcowni w zależności od stanu walców i produktu walcowanego (gatunek stali, grubość taśmy).

Badania tego zagadnienia prowadzono na pięcioklatkowej (tandemowej) walcierce na zimno do ciągłej produkcji taśm stalowych [45,46]. Opracowano modele dynamiczne MDOF poszczególnych układów napędowych (Rys. 10a) oraz 4-walcowej klatki walcowniczej z hydraulicznymi układami wyważania walców oporowych i zginania walców roboczych (Rys. 10b). Obliczone postaci własne i ich częstotliwości pokazano na Rys. 10c, gdzie istotne są kształty symetryczne z węzłami na płaszczyźnie walcowanego metalu. Odchyłki postaci własnych (1-7) od parametrów technologicznych przedstawiono na Rys. 10d. Ich śledzenie w systemach monitorowania drgań jest dość trudne i wymaga połączenia z wyższym poziomem sterowania walcowni.



Rys. 10. Modele dynamiczne: (a) układy napędowe; (b) klatka walcownicza 4-walcowa; (c) postaci własne drgań pionowych; (d) odchylenia częstotliwości postaci własnych (1-7) według różnych parametrów

**Dynamika napędu wielosilnikowego walcarki płytowej.** Wielosilnikowe napędy z rozdzielaniem mocy są stosowane w maszynach wielkogabarytowych w celu zmniejszenia mocy poszczególnych silników elektrycznych i całkowitego kosztu. Stosowane są w przenośnikach, konwerterach stali i młynach bębnowych (Rys. 11a). Istnieją jednak pewne problemy związane z taką konstrukcją, w szczególności konieczność wyeliminowania niepewności obciążeń statycznych, zapewnienia równych luzów kątowych oraz wspólnego sterowania silnikami elektrycznymi, które mogą wyrównywać obciążenia statyczne i tłumić oscylacje w gałęziach równoległych spowodowane błędami przekładni. Oscylacje skrętne w napędach wielosilnikowych mogą być również wzbudzone przez nieprawidłowe ustawienie faz przekładni równoległych, gdy kąt  $\varphi_z$  pomiędzy satelitami nie jest wielokrotnością podziałki zębów (Rys. 11a).



Rys. 11. Napędy wielosilnikowe i fazowanie kół zębatach w przekładniach (a); walcowni płyt i jej model dynamiczny (b); diagram Ince-Strutta stabilności parametrycznej (c); symulacje na modelu dynamicznym: tryb jałowy (d); pod obciążeniem (e); przy 0,5% odchyłce parametrów silników elektrycznych (f)

Badany napęd wielosilnikowy ciężkiej walcarki płytowej uległ poważnej awarii przekładni pomimo, że obciążenia statyczne były poniżej granicy nośności [43]. Pomiary momentu obrotowego na wałach wykazały minimalną dynamikę. Aby odkryć przyczyny awarii, opracowano model dynamiczny obejmujący dwa równoległe silniki elektryczne prądu stałego i 2-stopniową przekładnię (Rys. 11b). Przeprowadzono analizę modalną układu napędowego z rozdzieleniem mocy i zidentyfikowano rezonanse parametryczne wynikające z okresowych zmian sztywności przekładni czołowej.

Drgania wzbudzone parametrycznie opisuje równanie:

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} + 2\zeta\dot{\varphi} + \omega_0^2 [1 + 2\mu \cos(\omega_1 t + \psi)] \varphi = 0, \quad (4)$$

gdzie  $\mu = \Delta\omega_0 / \omega_1$  – względna zmiana częstotliwości własnej  $\omega_0$  lub głębokość modulacji;  $\omega_1$  – częstotliwość pulsacji parametru (sztywność zazębienia przekładni);  $\zeta$  – współczynnik tłumienia.

Standardową postać równania Mathieu można otrzymać poprzez zmianę zmiennych:

$$\varphi = e^{-\zeta t} q; \omega_1 t + \psi = 2\tau; \omega_0^2 = a \frac{\omega_1^2}{4}; \mu = \frac{\varepsilon}{a}. \quad (5)$$

Po podstawieniu:

$$\frac{d^2 q}{d\tau^2} + [a + 2\varepsilon \cos(2\tau)] q = 0. \quad (6)$$

Warunki stanu rezonansu parametrycznego przy dowolnej małej wartości pulsacji parametru wynoszą:

$$n_\omega = \frac{2\omega_0}{\omega_1} = 1, 2, 3, \dots \quad (7)$$

Obszary niestabilności systemu wyznaczane są za pomocą diagramu Ince'a-Strutta, który jest zbudowany z uwzględnieniem tłumienia (Rys. 11c). W przypadku systemu MDOF analizowany jest wykres stabilności dla każdej częstotliwości własnej i częstotliwości zaburzeń. Amplitudy drgań skrętnych wewnątrz przekładni wystąpiły powyżej wartości granicznych określonych w specyfikacji. Luzy kątowe i niesynchroniczne zazębienie pomiędzy kołami satelitarnymi wzmacniają przeciwfazowe oscylacje. Wyniki symulacji oscylacji napędu w zakresie prędkości (0-3 m/s) przedstawiono na Rys. 11d (w stanie spoczynku) i na Rys. 11e (pod obciążeniem). Odchylenia parametrów silników elektrycznych są uważane za ważny czynnik asymetrycznego obciążenia. Nawet 0.5% różnica parametrów silników prądu stałego powoduje nierównomierne obciążenie w gałęziach równoległych (Rys. 11f).

Na podstawie przeprowadzonych badań wyciągnięto następujące wnioski:

- Przekładnie czołowe mogą powodować rezonans parametryczny ze względu na mniejszy współczynnik nakładania się zębów.
- Niesynchroniczne zazębienie kół pośrednich powoduje przeciwfazowe oscylacje skrętne.
- Luzy są najbardziej niebezpieczne w połączeniach, gdzie postaci własne mają węzły.

Uzyskane wyniki pozwoliły na poprawę sterowania napędami i zapewniły niezawodną pracę walcarki płytowej dzięki uniknięciu obszarów prędkości o niestabilności parametrycznej.

#### 4.3.6. Sprzęt do pomiaru luzów i momentu obrotowego

Rozwój sprzętu do wyznaczenia luzów kątowych i pomiarów momentów skrętnych na wałach obracających został podany w **Rozdziale 5** monografii. Ponieważ na rynku nie ma cyfrowego sprzętu do diagnostyki luzów kątowych w maszynach ciężkich, opracowano nowe urządzenie [52] wyposażone w czujniki magnetyczne i optyczne (Rys. 12a-c). Czujniki optyczne są dokładniejsze, ale czujniki magnetyczne są bardziej niezawodne w przypadku ciągłego monitorowania w trudnych warunkach. Chociaż istnieją przemysłowe systemy monitorowania momentu obrotowego (Rys. 12d), ich dostępność dla większości maszyn przemysłowych jest ograniczona wysokim kosztem i specyficznymi warunkami pracy maszyn. Dlatego, aby wypełnić tę lukę, opracowano nowy cyfrowy system telemetryczny do pomiaru momentu obrotowego [53] (Rys. 12e).



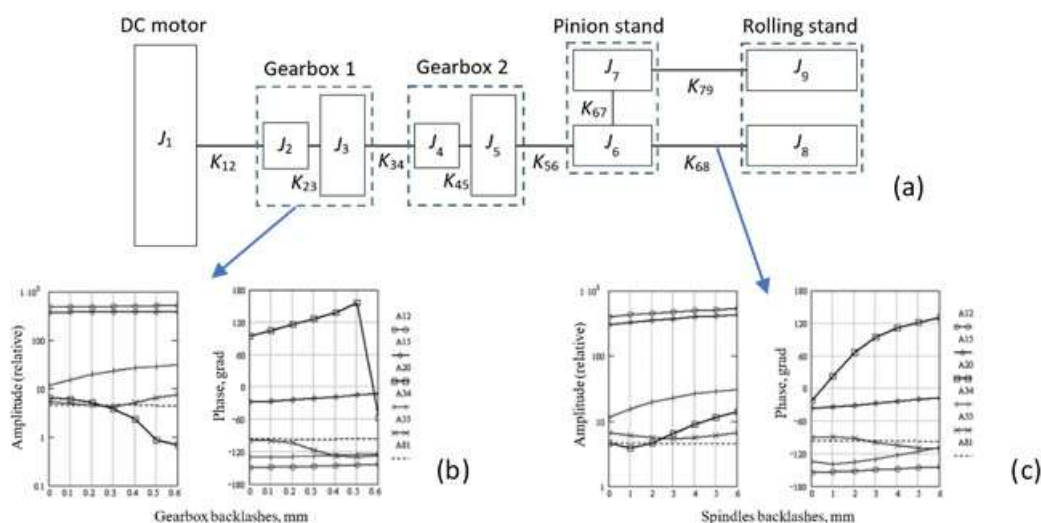
Rys. 12. Opracowanie sprzętu: (a) urządzenie ręczne do pomiaru luzów; (b) czujniki magnetyczne; (c) czujniki optyczne; (d) przemysłowy system monitorowania momentu obrotowego (ACIDA/Voith) oparty na tensometrach i zasilaczu indukcyjnym; (e) opracowany system telemetrii cyfrowej i proces montażu tensometrów na wale maszyny

Obydwa urządzenia zostały przetestowane w trakcie badań naukowych w zakładach przemysłowych, po uzyskaniu wymaganych certyfikatów ich zastosowanie w przemyśle jest całkiem obiecujące. Wymiana uszkodzonych czujników nie stanowi problemu ze względu na niski koszt. Praktyczne zastosowanie tego typu czujników wpisuje się w ogólny trend technik monitoringu „na wale”, m.in. do diagnostyki łożysk igiełkowych przegubów uniwersalnych (wałów kardana). Jednak po naprawie maszyn montaż tensometrów na nowych wałach wymaga wykwalifikowanego personelu i zajmuje kilka godzin, które nie są dostępne w zakładach o ciągłej produkcji. Ponadto w systemach MDOF reakcja dynamiczna może znacznie różnić się w zależności od struktury układu napędowego. Dlatego zainstalowanie jednego czujnika momentu obrotowego w układzie napędowym (więcej czujników jest problematyczne) pozwala jedynie na identyfikację częstotliwości drgań własnych i tłumienia w celu weryfikacji modeli dynamicznych, co następnie pozwala na monitorowanie obciążeń we wszystkich połączeniach, w których nie ma czujników. Aby uzyskać maksymalną czułość, tensometry miernika momentu należy instalować w węzłach (jeśli to możliwe) najniższych postaci własnych drgań skrętnych, które są obliczane za pomocą modeli dynamicznych.

#### 4.3.7. Metody oparte na modelach do analizy dynamicznej i diagnostyki maszyn

Różne metody oparte na modelach i analizie modalnej do diagnozowania zużycia części i monitorowania obciążenia maszyn opisane zostały w **Rozdziale 6** monografii.

**Diagnostyka luzów za pomocą postaci własnych.** Z symulacji na modelach i pomiarów momentu obrotowego w układach napędowych maszyn przemysłowych wynika, że postaci własne drgań skrętnych są wrażliwe na luzy [41]. Schemat badanego układu napędowego przedstawiono na Rys. 13a, który obrazuje silnik elektryczny prądu stałego, dwie przekładnie, przekładnię pionową do rozdziału mocy i rolki połączone wałami kardana, w których występuje duże zużycie. Zależność drgań własnych (amplitud i faz) od luzów w przekładni przedstawiono na Rys. 13b, a od luzów w obu wałach na Rys. 13c.



Rys. 13. Zależność postaci własnych (12-81 Hz) układu napędowego (a) od luzów w przekładni (b); i wałach (c).



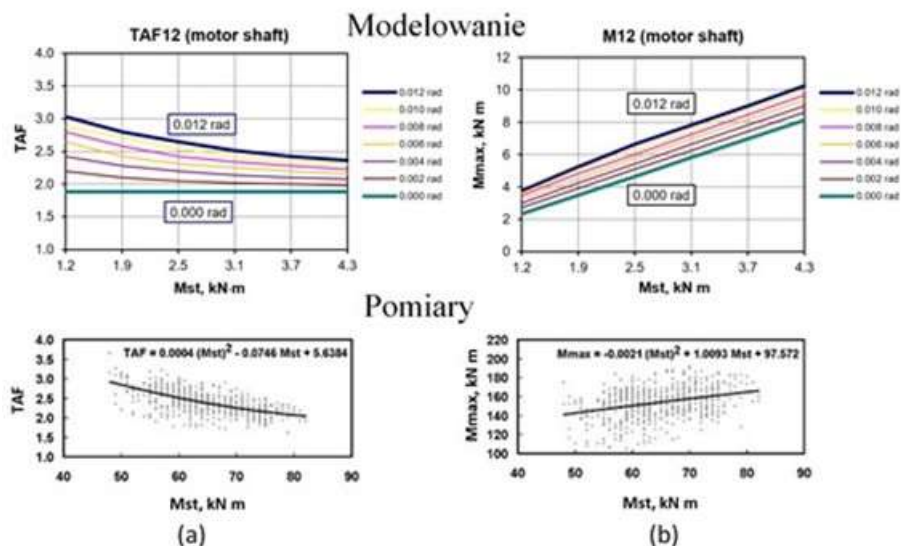
Budowa algorytmu diagnostycznego opiera się na kombinacji amplitud i faz różnych postaci własnych [50]. Na przykład faza postaci własnej A20 (Hz) jest najbardziej wrażliwa na zużycie w przykładni, zwłaszcza po zużyciu 0.5 mm. Zużycie wałów na poziomie około 2.5 mm powoduje, że amplituda postaci własnej A45 (Hz) jest mniejsza niż postaci A20 (Hz). Zależności te wyznaczone są dla położenia czujnika na wale silnika. Dla innych punktów pomiaru momentu obrotowego można analizować inne postaci i warunki logiczne w celu zbudowania algorytmów diagnostycznych.

**Diagnostyka luzów na podstawie obciążenia statycznego.** Symulacje na modelach dynamicznych MDOF i pomiary momentu obrotowego w maszynach przemysłowych wykazały, że szczytowy moment obrotowy  $M_{max}$  wytwarzany przez wejściowe obciążenie statyczne  $M_{st}$  można aproksymować funkcją wielomianową:

$$M_{max} = a_0 + a_1 \cdot M_{st} + a_2 \cdot M_{st}^2 \quad (8)$$

gdzie  $a_i$  – stałe (zmieniające się w czasie pracy maszyny) opisujące konstrukcję układu napędowego i jego aktualny stan techniczny;  $M_{st}$  – przyłożony moment statyczny. Stała  $a_0$  opisuje straty w układzie napędowym,  $a_1$  odzwierciedla cechy konstrukcyjne, a  $a_2$  uwzględnia efekty nieliniowe spowodowane luzami. Współczynnik  $a_1$  odpowiada TAF, który dla układów liniowych (dolne linie z zerowymi luzami na wykresach symulacyjnych) jest stały i zależy jedynie od parametrów masy, sprężystości i czasu narastania obciążenia wejściowego. Tłumienie wpływa zasadniczo jedynie na czas trwania procesu przejściowego. Funkcje nieliniowe  $M_{max}=f(M_{st})$  i  $TAF=f(M_{st})$  uzyskane z symulacji i pomiaru momentów obrotowych przedstawiono na Rys. 14. Zmierzone, grupowane wartości  $M_{st}$  odpowiadają pewnym poziomom obciążenia podczas pracy maszyny.

Odkryte relacje pozwalają na budowanie systemów diagnostyki luzów m.in. w oparciu o sygnał prądowy silnika elektrycznego lub mierniki momentu obrotowego z wykorzystaniem analizy statystycznej zależności momentów dynamicznych i statycznych. Diagnostyka luzów jest skuteczniejsza w zakresie małych obciążeń statycznych, gdzie zależność TAF ma bardziej strome nachylenie i jest bardziej czuła na zmiany  $M_{st}$ . Krzywe aproksymacyjne należy porównać z wartościami odniesienia uzyskanymi dla modeli liniowych bez luzów. Zaproponowana metoda umożliwia wykrycie jedynie „aktywnej” otwartej części luzu, co bezpośrednio wpływa na szczytowy moment obrotowy  $M_{max}$  i odzwierciedla podstawową zasadę wszystkich układów nieliniowych – naruszenie proporcji pomiędzy przyłożonym obciążeniem wejściowym ( $M_{st}$ ) a odpowiedzią dynamiczną ( $M_{max}$ ).



Rys. 14. Diagnostyka luzów kątowych poprzez zależność maksymalnych  $M_{max}$  ( $T_{max}$ ) i statycznych  $M_{st}$  ( $T_{st}$ ) momentów uzyskanych poprzez symulację i pomiar: (a) maksymalny moment obrotowy; (b) TAF

**Statystyczna zależność obciążenia wejściowego i wyjściowej odpowiedzi dynamicznej.** Pomiary momentu obrotowego w maszynach przemysłowych wykazały, że obciążenie wejściowe  $M_{st}$  ma zawsze rozkład normalny (Gaussa), co oznacza, że wartość średnią  $\bar{M}_{st}$  i odchylenie standardowe  $\sigma_{M_{st}}$  można oszacować na podstawie obciążenia silnika elektrycznego prądu stałego. Dużym zainteresowaniem teoretycznym i praktycznym cieszy się analityczne wyprowadzenie wyjściowej dynamicznej

rozkładu momentu obrotowego dla układów nieliniowych MDOF. W zależności od luzów skośność i kurtoza rozkładu wyjściowego momentu dynamicznego  $M_{\max}$  wykazywały szerokie odchylenia od wejściowego rozkładu Gaussa.

Wartość średnią  $\bar{M}_{\max}$  wyznacza się w następujący sposób:

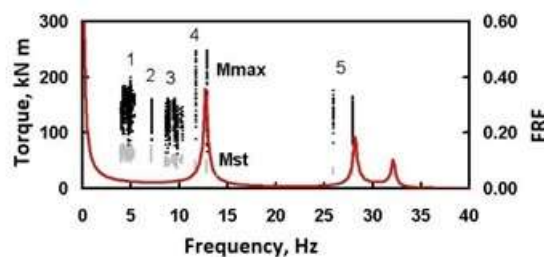
$$\bar{M}_{\max} = \int_0^{\infty} (a_0 + a_1 \cdot M_{st} + a_2 \cdot M_{st}^2) \frac{1}{\sigma_{Mst} \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{M_{st}^2}{2\sigma_{Mst}^2}} dM_{st} = a_0 + a_2 \cdot \sigma_{Mst}^2 \quad (9)$$

i odchylenie standardowe  $\sigma_{M_{\max}}$ :

$$\sigma_{M_{\max}} = a_1 \cdot \sigma_{Mst}^2 + 2 \cdot a_2 \cdot \sigma_{Mst}^4 \quad (10)$$

Średnia wartość momentu dynamicznego  $\bar{M}_{\max}$  w układzie napędowym zależy liniowo od odchylenia  $\sigma_{Mst}^2$  wejściowego obciążenia statycznego, natomiast odchylenie standardowe  $\sigma_{M_{\max}}$  ma wielomian kwadratowy powiązany z dyspersją  $\sigma_{Mst}^2$  wejściowego obciążenia. Zależności te pozwalają na ocenę prawdopodobieństwa wystąpienia uszkodzeń części maszyn bez przeprowadzania symulacji statystycznych na modelu, gdy znane są rozkłady wytrzymałości materiału, np. poprzez pomiary twardości zębów przekładni.

Ponadto zbadano charakterystykę statystyczną momentów dynamicznych w zależności od zbliżenia częstotliwości obciążenia wejściowego do drgań własnych (Rys. 15) układów napędowych. Każdy punkt na tym wykresie odpowiada jednemu procesowi przejściowemu (walcowanie płyty). Częstotliwość przejściowego obciążenia wejściowego oblicza się jako  $f=1/2\tau$  (Hz) gdzie  $\tau$  – to czas (s) narastania wejściowego momentu obrotowego. Takie przedstawienie obciążeń technologicznych pozwała na lepsze zrozumienie właściwości rezonansowych maszyn w dziedzinie częstotliwości.



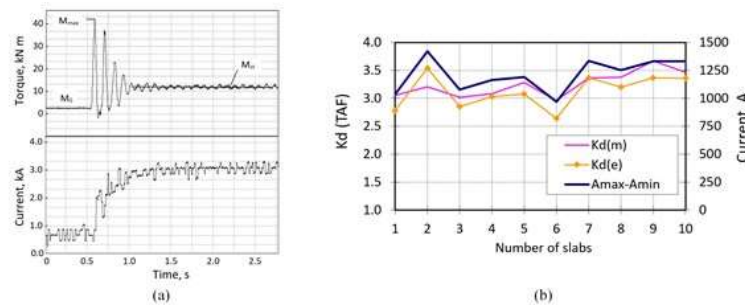
Rys. 15. Statystyczny rozrzut maksymalnych momentów dynamicznych  $M_{\max}$  (czarne punkty) w zależności od sąsiedztwa obciążeń wejściowych  $M_{st}$  (szare punkty) z częstotliwościami drgań własnych w układach napędowych klatek (1-5)

Pomiary momentu obrotowego przeprowadzone w układach napędowych kilku maszyn przemysłowych (pięć walcowni) wykazały, że w pobliżu częstotliwości własnych znacznie wzrasta odchylenie maksymalnych momentów dynamicznych, szczególnie w pobliżu najniższej postaci drgań skrętnych (około 12 Hz), która ma największą energię udziału w przejściowych drganiach skrętnych. Aby uniknąć nadmiernej dynamiki, czas narastania obciążenia  $\tau$  nie powinien tworzyć częstotliwości  $f$  zbliżonej do drgań własnych układu napędowego [42].

**Monitorowanie obciążeń dynamicznych za pomocą sygnałów silników elektrycznych.** Sygnały silników elektrycznych są oceniane jako źródło informacji do monitorowania obciążeń dynamicznych. Przeprowadzono pomiary momentu mechanicznego równoległe z parametrami elektrycznymi silników prądu stałego (Rys. 16a) w celu prognozowania obciążenia (Rys. 16b). Metoda monitorowania dynamicznego obciążenia silnika prądu stałego jest opatentowana [48]. Według tej metody pierwotny sygnał prądu silnika jest filtrowany dolnoprzepustowo z częstotliwością odcięcia równą połowie pierwszej postaci własnej układu napędowego maszyny. Następnie rozróżnia się go ze zmierzonym sygnałem, a amplitudę ( $A_{\max} - A_{\min}$ ) koreluje się z TAF prognozowanego momentu mechanicznego.

Zaproponowana metoda charakteryzuje się uproszczoną procedurą wyznaczania amplitud drgań obciążenia mechanicznego dzięki zastosowaniu konwencjonalnego filtra niskiej częstotliwości o stałej częstotliwości granicznej i nie wymaga instalowania dodatkowych czujników i urządzeń na obracających się wałach. Średni błąd wyznaczania amplitudy obciążenia mechanicznego proponowaną metodą wynosi około 10% w porównaniu do bezpośredniego pomiaru momentu obrotowego za pomocą tensometrów na wale. Metoda ta ma jednak zastosowanie tylko do wału silnika, a jej dokładność zależy

od częstotliwości cięcia regulatora prędkości silnika elektrycznego, która powinna być znacznie wyższa od głównej postaci własnej drgań skrętnych układu napędowego.



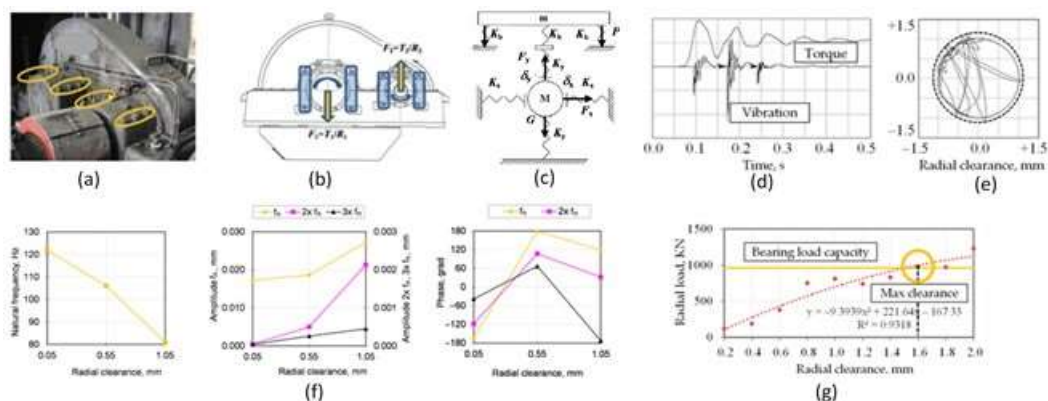
Rys. 16. Pomiar momentu mechanicznego i prądu silnika elektrycznego (a); prognozowanie obciążenia mechanicznego Kd(TAF) na podstawie obróbki sygnału prądu (b)

**Diagnostyka łożysk i połączeń śrubowych przekładni.** Diagnostyka luzów promieniowych w łożyskach i luzów śrub w przekładniach o dużej mocy stanowi istotny problem w monitorowaniu stanu maszyn przemysłowych (Rys. 17a) pracujących w warunkach niestacjonarnych. W zależności od położenia wału w przekładni uderzenia udarowe powodują wydłużenie plastyczne śrub (Rys. 17b). Poluzowanie śrub (słabe dokręcenie i mniejsze napięcie wstępne) oraz otwarcie szczelin stykowych wymagają nowych metod diagnostyki opartych na sygnałach wibracyjnych [63].

Większość znanych badań uwzględnia pojedyncze elementy lub pary elementów w przekładniach do symulacji dynamiki i uszkodzeń. Zamiast tego w moich badaniach do analizy dynamiki uwzględnia się kompletny układ „wał-łożysko-śruby” (Rys. 17c). Sygnały chwilowego momentu obrotowego i drgań wału przedstawiono na Rys. 17d. Maksymalne drgania występują na wałach, których siła ciężkości i siła stykowa od zazębienia kół zębatych mają przeciwne znaki. Dwuwymiarową trajektorię drgań wału w obrębie luzu promieniowego ( $\pm 1$  mm) pokazano na Rys. 17e, gdzie okrąg z linią ciągłą odpowiada odkształceniu sprężystemu, natomiast punkty poza linią przerywaną oznaczają nieodwracalne odkształcenia plastyczne łożyska.

Według opatentowanej metody [49] diagnostyki łożysk, luz (zużycie) i poluzowanie śrub wykrywa się poprzez zmianę częstotliwości własnej, amplitudy i fazy przemieszczenia przy częstotliwości własnej  $f_n$  i jej wyższych harmonicznych  $2 \times f_n$ ,  $3 \times f_n$  (patrz Rys. 17f) w widmie. Dodatkowo opracowany model pozwala przewidzieć maksymalny dopuszczalny luz w łożyskach (około 1.6 mm na Rys. 17g), gdy promieniowe obciążenie dynamiczne osiągnie swoją wytrzymałość.

Głównym czynnikiem dużej dynamiki przekładni jest luz promieniowy, który powoduje nachylenie wałów podczas przejściowych oscylacji w luzach promieniowych, a co za tym idzie nierównomierny rozkład naprężenia kontaktowego na powierzchni styku kół zębatych i awarie (frakcja zębów). Opracowany model przekładni pozwala na planowanie czynności eksploatacyjnych w oparciu o nośność łożysk.

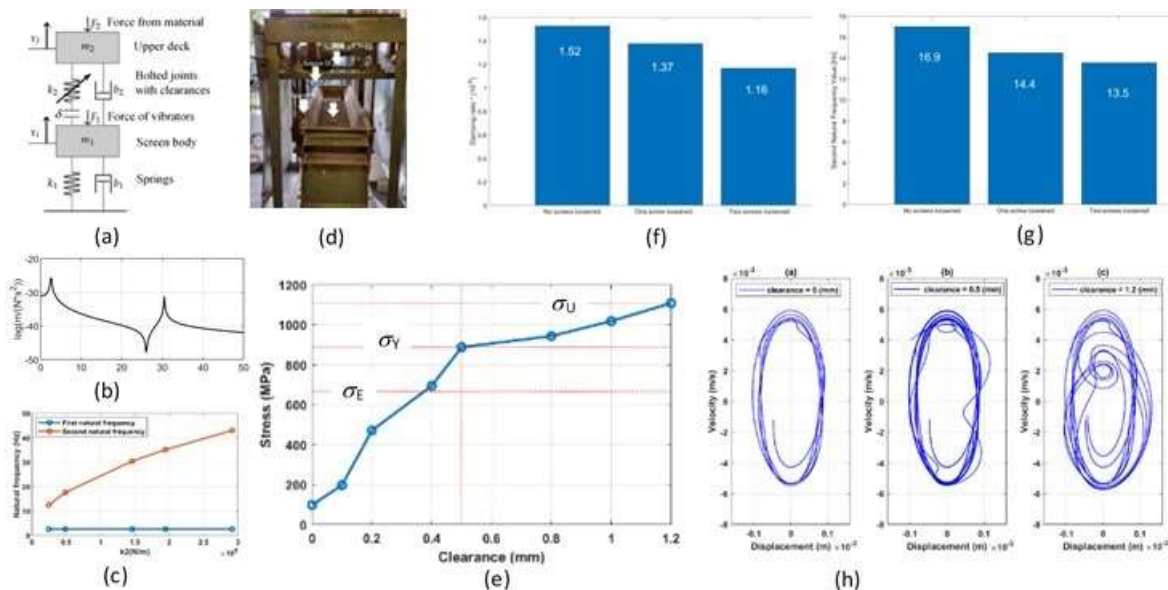


Rys. 17. Przekładnia maszyny przemysłowej z połączeniami śrubowymi (a); schemat przyłożonych sił (b); model dynamiczny układu „wał-łożysko-śruby” (c); szeregi czasowe momentu obrotowego i wibracji (d); trajektoria ruchu wału i odkształcenie łożyska (e); związek parametrów postaci własnej z luzem promieniowym (f); zależność obciążenia dynamicznego od luzu promieniowego (g)

**Diagnostyka przesiewaczy vibracyjnych – połączenia śrubowe.** Stopniowe niszczenie śrub i pojawianie się luzów w złączach znacznie zwiększa uderzenia udarowe w przesiewaczach vibracyjnych, powodując częste awarie. Nowe metody diagnostyki śrub zaproponowano [62] w oparciu o analizę modalną modelu 2-DOF przesiewacza (Rys. 18a) z pokładem górnym jako drugą masą. Częstotliwość siły wzbudzenia  $F_1$  wynosi 15 Hz, a dwie postaci drgań własnych to 2,6 Hz i 30,5 Hz (Rys. 18b). Wykazano, że przesiewacz posiada również częstotliwość antyrezonansową wynoszącą około 26 Hz, co może powodować większe zużycie energii, jeśli częstotliwość wibratorów będzie bliska tej wartości, a ich faza nie pokrywa się z ruchem górnego pokładu.

Zależności częstotliwości własnych od sztywności połączeń śrubowych pokazano na Rys. 18c, gdzie druga postać może rezonować z częstotliwością główną wibratorów (15 Hz) lub jej wyższymi harmonicznymi (30, 45 Hz), gdy łożyska mają znaczne zużycie i luzy promieniowe. Symulacje na modelu dynamicznym wykazały, że  tłumienie pierwszej postaci oraz częstotliwość drugiej postaci są wrażliwe na poluzowanie się śrub  w płycie przesiewającej, co zostało sprawdzone na w pełni funkcjonalnym przesiewaczu laboratoryjnym (Rys. 18d). Na tym urządzeniu sztucznie tworzone są trzy przypadki małego, umiarkowanego i dużego poluzowania, a zmiany tych parametrów modalnych pokazano na Rys. 18f i Rys. 18g.

Zaproponowane metody wykazały odporność na szum impulsowy niegaussowski o grubych ogonach rozkładu, który był dodawany do mierzonych sygnałów, ale nie miał wpływu na częstotliwość drugiej postaci i współczynnik tłumienia pierwszej postaci drgań własnych. Dodatkowo model dynamiczny umożliwia obliczenie zależności naprężenia wewnętrznego śrub i luzów w złączach (patrz Rys. 18e) z poziomami wytrzymałości cyklicznej ( $\sigma_E$ ), plastyczności ( $\sigma_Y$ ) i naprężenia granicznego ( $\sigma_U$ ), co pozwala przypisać działania utrzymania ruchu przy maksymalnym dopuszczalnym luzie (0.4 mm). Do diagnostyki połączeń śrubowych również zastosowano metodę opartą na PSP ze współrzędnymi „przemieszczenie-prędkość”, która wykazała dużą czułość (Rys. 18h).



Rys. 18. Model dynamiczny przesiewacza (a); FRF przemieszczenia górnego pokładu (b); zależność częstotliwości własnych od sztywności połączeń śrubowych (c); przesiewacz laboratoryjny z położeniem akcelerometrów (d); zależność naprężenia w śrubach od luzu w połączeniach (e); zależność tłumienia pierwszej postaci od poluzowania śrub (f); zależność częstotliwości drugiej postaci od poluzowania śrub (g); wykresy przestrzeni fazowej (PSP) dla trzech stopni poluzowania śrub (h)

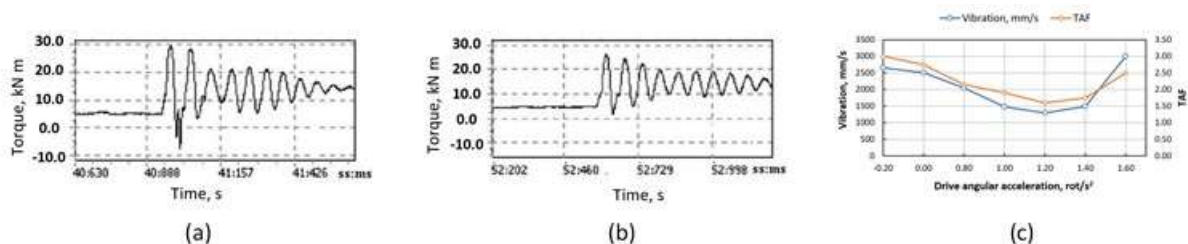
#### 4.3.8. Modele dynamiczne w sterowaniu drganiami maszyn przemysłowych

Modele dynamiczne sterowania drganiami maszyn przemysłowych opisano w **Rozdziale 7** monografii. Wszystkie metody są testowane w rzeczywistych warunkach.

**Kontrola luzów poprzez przyspieszenie silnika elektrycznego.** Istnieje wiele prac poświęconych redukcji dynamiki skrętnej poprzez sterowanie silnikiem elektrycznym [16]. Funkcja ta jest opcjonalnie dostępna w niektórych cyfrowych regulatorach systemów 2-DOF, w których silnik elektryczny jest połączony elastycznym wałem z urządzeniem. Opracowano pewne metody oparte na obserwatorach

do identyfikacji i kompensacji luzów wałów elastycznych w celu poprawy dokładności pozycjonowania drugiej masy końcowej w robotyce i innych maszynach.

Zaproponowałem metodę redukcji dynamiki skrętnej w układach MDOF, która polega na krótkotrwałym przyspieszaniu napędu głównego maszyn przemysłowych wyposażonych w silnik elektryczny z regulacją prędkości obrotowej [40]. Metodę tę przetestowano w zakładzie metalurgicznym na maszynach (walcarkach) o różnej konstrukcji układów napędowych. Na modelu zbadałem i zweryfikowałem w testach przemysłowych zależność nieliniowego wpływu luzów od konstrukcji układu napędowego i poziomu przyspieszenia silnika elektrycznego. Przejściowe sygnały drgań i momentu obrotowego mierzone są przy obciążeniu przy stałej prędkości napędu (Rys. 19a) i podczas przyspieszania napędu (Rys. 19b). Dla różnych układów napędowych uzyskuje się następujące stopnie redukcji TAF: 2% – na stanowisku z dwiema przekładniami 1-stopniowymi (największa bezwładność), 22% – na stanowisku z jedną przekładnią 2-stopniową (umiarkowana bezwładność) i 96% – na stanowisku z jedną przekładnią 1-stopniową (minimalna bezwładność).



Rys. 19. Ograniczenie wpływu luzów na dynamikę układu napędowego: (a) obciążenie przy stałej prędkości napędu; ładowanie przy przyspieszaniu napędu (b); zależność amplitudy drgań i TAF od przyspieszenia napędu (c)

Odkryto, że długie układy napędowe o dużej bezwładności całkowitej mogą nie nadawać się do realizacji tej metody, gdyż redukcja dynamiki na skutek zamykania się luzów jest kompensowana przez jej zwiększenie od momentu bezwładności wytwarzanego przez elementy układu napędowego podczas jego przyspieszania. Oczekiwany efekt redukcji przejściowego momentu obrotowego można oszacować za pomocą modeli dynamicznych. Pokazano (Rys. 19c), że każdy układ napędowy ma swoją optymalną wartość przyspieszenia kątownego napędu zapewniając minimalną dynamikę skrętą. Metoda ta lepiej nadaje się do sterowania napędem jednosilnikowym, ponieważ bardziej skomplikowane procesy dynamiczne mogą zachodzić w napędach wielosilnikowych z wieloma luzami w równoległych gałęziach.

#### 4.3.9. Przemysłowe zastosowanie opracowanych modeli i metod

Wyniki przemysłowego zastosowania opracowanych modeli i metod opisany w **Rozdziale 8** monografii.

**System sterowania drganiami rezonansowymi „chatter”.** Aby przezwyciężyć istniejące problemy w monitorowaniu drgań i sterowaniu walcownią, zaproponowałem wykorzystanie zjawiska fizycznego synchronizacji występującego w kilku oscylatorach mechanicznych (klatkach) połączonych łącznikiem elastycznym (metal walcowany). Według opatentowanej metody [51] stopień synchronizacji sąsiednich klatek wykrywa się poprzez odchylenie RMS poszczególnych częstotliwości  $F_i$  głównej postaci własnej od średniej wartości  $F_{mean}$  obliczonej w  $n$  klatkach:

$$\sigma_n = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (F_i - F_{mean})^2}, \quad (11)$$

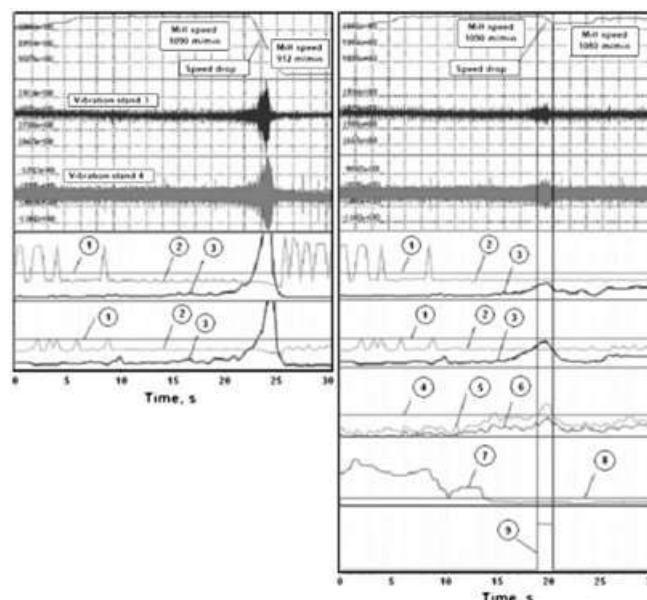
oraz współczynnik korelacji drgań sąsiednich klatek:

$$K_{XY} = \left| \frac{Cov(X, Y)}{\sigma_X \cdot \sigma_Y} \right|, \quad (12)$$

gdzie  $\sigma_X, \sigma_Y$  – odchyłki RMS sygnałów drganiowych w klatkach  $X$  i  $Y$  walcowni tandemowej;  $Cov(X, Y)$  – kowariancja sygnałów drganiowych w klatkach  $X$  i  $Y$ .

Co najważniejsze, te „wskaźniki drgań” nie są zależne od stanu walcowni (lokalne wady walców, przekładni, łożysk) i parametrów walcowania (gatunek stali, grubość taśmy, ugięcie walców itp.), co znacząco wpływa na progi alarmowe w istniejących systemach monitorowania drgań. Początek rezonansu wykrywany jest nawet o 8 s wcześniej niż amplituda widma w każdej klatce osobno, ponieważ zbieżność częstotliwości drgań głównych i narastanie korelacji rozpoczyna się w momencie wymiany bardzo małych porcji energii drgań pomiędzy klatkami. Zwykle redukcja prędkości walcowni wymagana do tłumienia drgań przez istniejące systemy monitorowania wynosi około 15-20% (-178 m/min na Rys. 20a). Zamiast tego wczesne wykrywanie drgań nową metodą umożliwia pełne tłumienie drgań przy spadku prędkości o mniej niż 1% (-10 m/min na Rys. 20b).

Oprócz możliwości automatycznego spowolnienia (Auto-Slow-Down – ASD), opracowany system posiada długą listę wbudowanych funkcji służących diagnostyce procesów i maszyn, m.in. pomiar falistości wysokiej częstotliwości taśm za pomocą dwóch czujników drgań na klatce, śledzenie częstotliwości kinematycznych związanych z obrotami napędów i postaci własnych w drganiach skrętnych, diagnostyka lokalnych uszkodzeń przekładni napędowych i łożysk walców. System został wdrożony w przemyśle walcowni na zimno i zapewnił zwiększenie prędkości roboczej o 8-10% w zależności od grubości walcowanej taśmy.



Rys. 20. Skuteczność wykrywania drgań i kontroli prędkości walcowni: (a) metodą standardową w oparciu o maksymalną amplitudę widma; oraz (b) opracowaną nową metodą opartą na synchronizacji drgań klatek

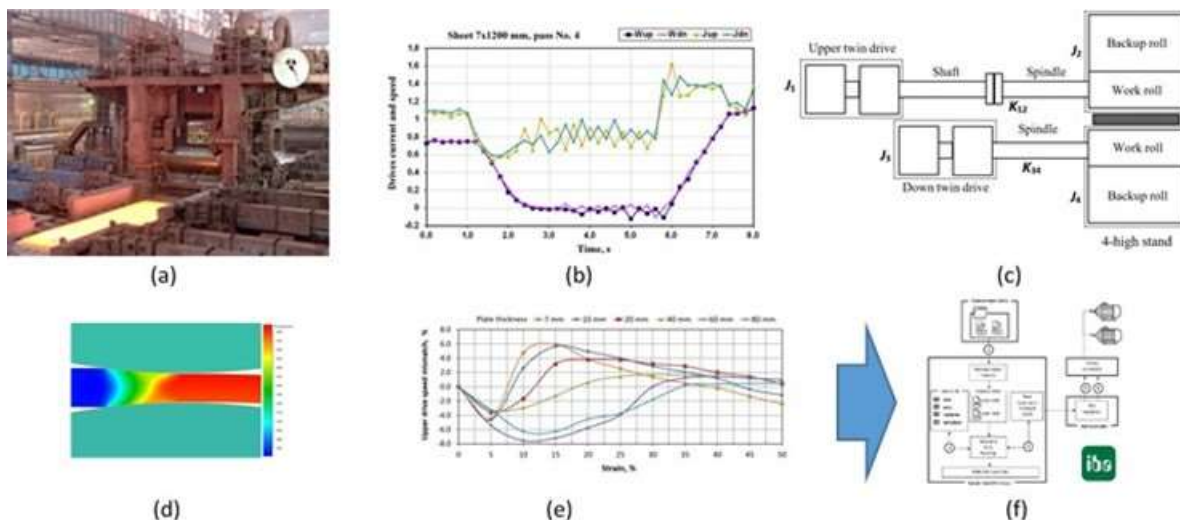
**System sterowania zginaniem czołowym blach w walcowni gorącej.** Problem tzw. efektu „narty” lub „węża” podczas wyginania się przedniego końca blach w górę lub w dół względem płaszczyzny poziomej występuje niemal w każdej walcowni na gorąco (Rys. 21a). Kierunek i wielkość zgięcia czołowego zależy od wielu czynników, które powodują asymetryczne walcowanie metalu, ale praktycznie nieprzewidywalne dla operatorów. Do czynników tych zaliczają się zmierzone przeciwfazowe oscylacje skrętne walców górnych i dolnych (Rys. 21b). Zarówno górny, jak i dolny kierunek zginania czoła, powoduje poważne uszkodzenia urządzeń walcarki i długie przestoje na naprawę.

Indywidualne napędy walców umożliwiają oddziaływanie na krzywiznę czoła blachy w celu jej zmniejszenia lub całkowitego wyeliminowania poprzez automatyczne ustawienie wcześniej obliczonej różnicy prędkości obrotowych rolek górnych i dolnych. Aby zrealizować ten pomysł, opracowano model dynamiczny układów napędowych i zweryfikowano go pomiarami (Rys. 21c). Model ma zmienną konstrukcję, w której początkowe układy napędowe 2-DOF przekształcają się w jeden system 3-DOF, gdy płyta wchodzi do klatki.

Częstotliwość własna górnego układu napędowego (12 Hz) jest nieco mniejsza niż dolnego (15 Hz) ze względu na dodatkowy wał pośredni. Dlatego zaleca się zmianę ustawień regulatorów prędkości w proporcji częstotliwości własnych (15/12), aby skompensować różnicę w podatnościach mechanicznych. W przeciwnym razie asymetria prędkości może być utworzona w momencie wejścia

blachy pomiędzy walce. W systemie 3-DOF częstotliwość pierwszej postaci własnej wynosi 2 Hz (oscylacje przeciwfazowe dolnego i górnego silnika), a 11 Hz dla drugiej postaci (oscylacje synchroniczne silników). Analiza widma prądów w silnikach elektrycznych wykazała obecność częstotliwości obrotowej walców 1 Hz oraz jej wyższych harmonicznych 2 i 4 Hz, które powstają na skutek kontrolowanego uginania się walców. Dlatego sterowanie walcarki musi wykluczać zakres prędkości, w którym druga składowa harmoniczna zbiega się z pierwszą postacią własną (2 Hz).

Na modelu MES badano przejściowy proces odkształcenia blachy walcowanej (Rys. 21d) i uzyskane zależności wymaganego niedopasowania prędkości napędów dla różnych grubości taśmy (Rys. 21e). Funkcje te wbudowane są w system kontroli prędkości walcarki (Rys. 21f). Opracowany system wykorzystuje obliczone przez model niedopasowanie prędkości obrotowej walców przed każdym wstecznym przejściem walcowania blachy i automatycznie nią steruje, a następnie płynnie ją redukuje do zera, aby zapobiec przeciążeniu napędów. Dzięki wdrożeniu opracowanego systemu w przemysłowej walcowni na gorąco, liczba taśm z zagięciem czołowym została zmniejszona o 25%, co wiąże się z niższymi kosztami ponownego nagrzewania i poziomowania.



Rys. 21. Walcarka na gorąco (a); oscylacje skrętne przeciwfazowe (b); model dynamiczny indywidualnych bezprzekładniowych układów napędowych (c); zginanie czołowe płyty i jej model MES (d); obliczone wymagane różnice prędkości w zależności od odkształcenia metalu dla różnej grubości blachy (e); układ automatycznej kontroli asymetrii prędkości walców (f)

**Skomputeryzowany System Zarządzania Utrzymaniem Ruchu (CMMS).** Stosowanie modeli dynamicznych maszyn przemysłowych pozwala na akumulację cykli obciążenia i obliczenie pozostałego okresu użytkowania (Remaining Useful Life – RUL) elementów nieobjętych pomiarami. Obliczenia te będą wystarczająco dokładne w warunkach adaptacji modeli dynamicznych z wartościami luzów w trakcie pracy maszyny.

Koncepcja ta została opracowana w trakcie moich badań i zrealizowana w systemie CMMS ciągłej walcarki do walcowania na gorąco (12 klatek), w której występowały częste awarie. Problem w tym, że czas potrzebny na zamówienie i produkcję unikalnych kół i wałów przekładni wynosi kilka miesięcy. Dlatego też personel zajmujący się utrzymaniem ruchu był zmuszony utrzymywać duże zapasy bardzo drogich części.

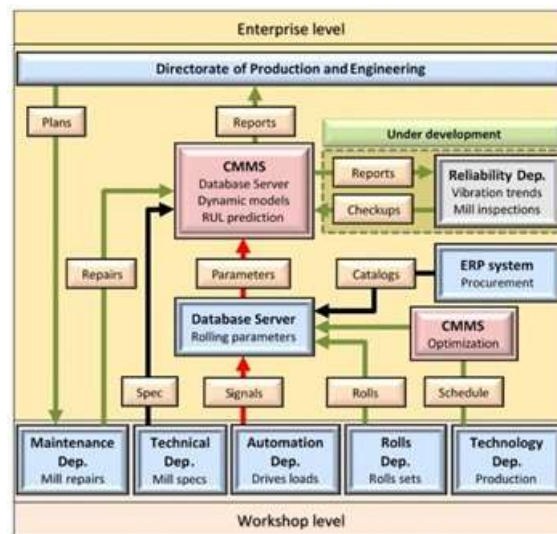
Strukturę opracowanego systemu CMMS przedstawiono na Rys. 22. System ten ma architekturę klient-serwer i wykorzystuje dane z wielu działów. Funkcjonalność zaczyna się z poziomu warsztatu, gdzie zbiera sygnały o niskiej częstotliwości napędów elektrycznych obciążen statycznych i wymienia dane z systemem ERP na temat bieżącego planu produkcyjnego. Elektroniczne dzienniki napraw i awarii są katalogowane w celu uniknięcia błędnej interpretacji. Wszystkie informacje są przechowywane w obsługiwanej bazie danych. Następnie CMMS oblicza cykle ładowania dla każdej monitorowanej części w układach napędowych w oparciu o modele dynamiczne MDOF.

Wreszcie system zapewnia optymalizację utrzymania ruchu maszyn pozwalając na odtwarzanie wielowariantowych scenariuszy ładowania, generuje statystyki retrospektywne i raporty dzienne, które zawierają przypadki przeciążeń. Najbardziej uszkodzone części są oznaczone RUL bliskim wartości

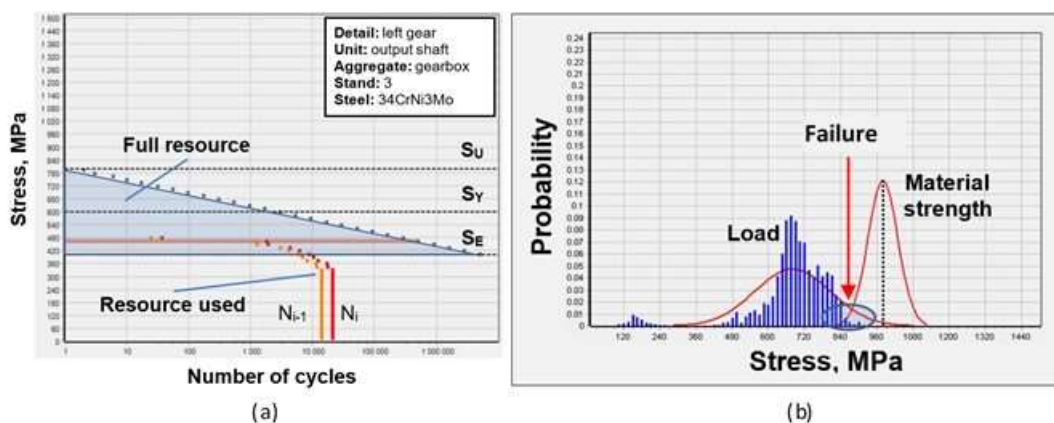
granicznej (5-10%). Raporty przesyłane są do wydziałów produkcji i inżynierii w celu podjęcia niezbędnych działań i stworzenia planów zakupów części zamiennych.

Użytkownik może ręcznie wybrać dowolną część maszyny (wał, przekładnia, łożysko) w celu analizy jej wytrzymałości zgodnie ze specyfikacją. Równoległe użytkownik może zobaczyć statystyki awarii części i zużycia RUL w danym okresie czasu lub tonażu produktu (Rys. 23a). Wykres ten zawiera poziomy naprężenia wytrzymałościowego  $\sigma_E$ , granicy plastyczności  $\sigma_Y$  i naprężenia granicznego  $\sigma_U$ , które odpowiadają odpowiednio nieograniczonemu czasowi pracy części, kumulacji odkształceń plastycznych i całkowitemu zniszczeniu. Kolejny wykres na Rys. 23b przedstawia wspólne rozkłady naprężeń obciążeniowych i wytrzymałości materiału wybranej części. Nakładanie się ogonów dystrybucyjnych odpowiada prawdopodobieństwu awarii części [47], które jest aktualizowane online na podstawie danych zgromadzonych w systemie CMMS.

Dodatkowo opracowany CMMS może rekomendować jak optymalnie rozłożyć całkowite obciążenie w zestawie kolejno łączonych maszyn (klatki walcowni), aby uniknąć awarii w najsłabszym elemencie, który ma minimalny RUL.



Rys. 22. Struktura CMMS zintegrowana z systemem ERP do monitorowania obciążeń dynamicznych w oparciu o model i prognozowania pozostałego okresu użytkowania (RUL) (a); oraz interfejs użytkownika (b) z wyborem i wizualizacją części układu napędowego maszyny



Rys. 23. Interfejs CMMS z prognozą pozostałego okresu użytkowania (a); oraz prawdopodobieństwa awarii (b) poprzez rozkład naprężenia obciążeniowego i wytrzymałości materiału części maszyny



#### 4.3.10. Podsumowanie

Jako badacz i kierownik naukowy brałem udział w ponad 20 projektach przemysłowych, 7 projektach teoretycznych finansowanych przez Narodową Akademię Nauk Ukrainy i 6 projektach upscalingowych finansowanych przez UE (EIT RawMaterials), które są wymienione w **Załączniku 4**.

Skuteczne rozwiązywanie problemów dotyczących dynamiki i diagnostyki bardzo różnych typów maszyn przemysłowych świadczy o uniwersalności opracowanego podejścia do ich analizy i metod monitorowania stanu. Za najważniejsze osiągnięcia naukowe w ramach realizowanych prac badawczych, udokumentowane w monografii i publikacjach z dziedziny „*Inżynieria środowiska, górnictwo i energetyka*” uważam następujące osiągnięcia:

- wykazanie, na podstawie prac teoretycznych i eksperymentalnych na różnych maszynach górniczych i hutniczych, możliwości zastosowania zaproponowanego podejścia do monitorowania stanu i diagnostyki w oparciu o wieloczęłkowe modele dynamiczne;
- wykazanie, poprzez pomiary i analizę uszkodzeń w różnych maszynach, że luzy są głównymi czynnikami wysokiej dynamiki, przeciążeń i lokalnych defektów, a zatem najważniejszymi parametrami monitorowania stanu;
- rozwój metod diagnostyki maszyn górniczych z zastosowaniem analizy modalnej do układów wieloczęłkowych (MDOF) i funkcji odpowiedzi częstotliwościowej (FRF);
- rozwój metod statystycznych analizy modeli dynamicznych według parametrów wejściowych obciążeń statycznych i budowanie na tej podstawie metod diagnostyki luzów;
- rozwój cyfrowego oprzyrządowania do bezdotykowego pomiaru momentów dynamicznych, luzów i warunków ich skutecznego stosowania w maszynach górniczych;
- rozwój metod monitorowania momentów dynamicznych sygnałami napędowymi silników elektrycznych oraz metodologii efektywnego stosowania przyspieszania napędu w celu redukcji dynamiki skrętnej;
- opracowanie podejścia do monitorowania pozostałego okresu użytkowania maszyn górniczych opartego na modelach dynamicznych i realizacji w aplikacjach programowych;
- rozwój metod diagnozowania opartych na wieloczęłkowych modelach dynamicznych przesiewaczy wibracyjnych do monitorowania stanu sprężyn nośnych, łożysk i połączeń śrubowych, mających zastosowanie też w innych maszynach górniczych;
- rozwiązywanie ważnych dla przemysłu problemów naukowo-technicznych w walcowniach: wykrywanie i kontrola drgań „chatter”; monitorowanie pozostałego okresu użytkowania; oraz sterowanie zaginaniem czołowym blach, co zaowocowało wdrożeniem w przemyśle specjalnych systemów komputerowych.
- zastosowanie modeli oscylacji parametrycznych i badanie na tej podstawie warunków rezonansów w przekładni wielosilnikowej i maszynie szybkoobrotowej o zmiennej strukturze napędu;
- opracowywanie modeli układów hydromechanicznych, w tym maszyn górniczych, oraz metod zmniejszania ich dynamiki.

Wyniki badań publikowane są w artykułach naukowych i podsumowywane w monografii. Część przeprowadzonych badań zaowocowała patentami na metody monitorowania stanu i sterowania maszyn, które zostały wdrożone w zakładach przemysłowych.

Niektóre dodatkowe obszary badań (nie włączone do monografii), takie jak roboty inspekcyjne i głęboka obróbka kriogeniczna części stalowych, uzupełniają główną dziedzinę dynamiki maszyn w celu zwiększenia trwałości i zmniejszenia ryzyka awarii.

#### 4.4. Omówienie pozostałych osiągnięć naukowo-badawczych (po doktoracie)

Po doktoracie w 1996 roku zostałem kierownikiem technicznym firmy naukowo-produkcyjnej. Główną domeną działalności były technologie obróbki drewna i surowców. W szczególności zaprojektowano i wykonano nowy kompleks przemysłowych urządzeń do suszenia drewna w oparciu o generator ciepła do zagospodarowania odpadów rolniczych.

Od 2001 roku dołączyłem się do Instytutu Żelaza i Stali im. Z.I. Nekrasova NANU, gdzie brałem udział w projektach przemysłowych i akademickich związanych z pomiarami momentu obrotowego i drgań, monitorowaniem stanu różnych maszyn oraz analizą modalną skomplikowanych układów napędowych.

W latach 2007-2009 otrzymałem grant badawczy NANU na rozwój aparatury pomiarowej, która umożliwiła badanie wzajemnych zależności dynamiki skrętnej i luzów kątowych w napędach maszyn.

W latach 2015-2016 otrzymałem grant badawczy NANU na rozwój technologii i sprzętu we współpracy z Instytutem Fizyki NANU do głębokiej kriogenicznej obróbki luf i innych zastosowań wojskowych w celu zwiększenia trwałości i odporności na zużycie części broni z wykorzystaniem symulacji MES i analizy mikrostruktury. Wdrożono technologię i urządzenia w zakładzie przemysłowym.

Do 2019 roku, na podstawie przeprowadzonych badań, uruchomiono w przemyśle trzy skomputeryzowane systemy monitorowania zakładów przemysłowych, sterowania procesami i diagnostyki maszyn (walcarek), w tym jeden system w Polsce (Huta Częstochowa). Niewielka część publikacji została zgłoszona do czasopism zagranicznych i na konferencje międzynarodowe, natomiast większość wyników została zaprezentowana w czasopismach i konferencjach krajowych na Ukrainie. Znaczna część materiałów została ujęta w raportach projektów objętych klauzulą poufności.

Od początku 2019 roku dołączyłem się do grupy kierowanej przez prof. Radosława Zimroza (Digital Mining Center – DMC) na Wydziale Geoinżynierii, Górnictwa i Geologii Politechniki Wrocławskiej, gdzie kontynuuję swoje badania do chwili obecnej. Brałem udział w 6 projektach finansowanych przez UE – EIT RawMaterials. Główny zakres realizowanych projektów dotyczył zagadnień związanych z diagnostyką różnych typów maszyn górniczych, przerobczych i transportowych z wykorzystaniem dedykowanych metod monitorowania stanu. Przeprowadzone badania mają znaczenie dla doskonalenia przemysłu wydobywczego w zakresie niezawodności maszyn, efektywności energetycznej, wpływu na środowisko i bezpieczeństwa warunków pracy.

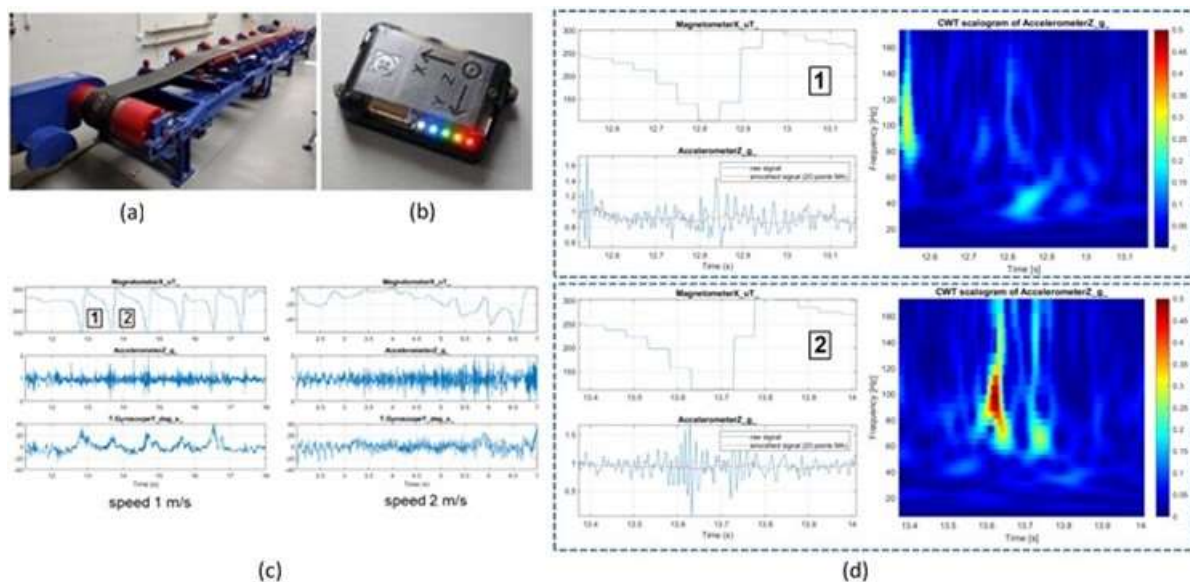
**Diagnostyka krążników przenośników taśmowych oparta na danych wizyjnych.** Wyzwaniem dla przedsiębiorstw górniczych są przeglądy przenośników taśmowych, których długość może sięgać kilkudziesięciu kilometrów, a liczba krążników sięga kilku tysięcy. Wszystkie wymagają przeglądu, co nie jest możliwe przy stałym monitorowaniu każdego z krążników za pomocą indywidualnych czujników, np. akcelerometru. W pracach [66,67] zaproponowano nowe podejście do bezkontaktowej diagnostyki krążników przenośników taśmowych w oparciu o dane wizualne z kamery. Nowatorska metoda zakłada, że zmniejszenie prędkości obrotowej wynika z wewnętrznych wad łożysk, ich nachylenia lub braku smarowania. Procedura przetwarzania danych wizualnych jest opracowywana przez członków zespołu do którego należę i weryfikowana na przenośniku laboratoryjnym.

Metodę teledetekcji można zastosować w mobilnych robotach inspekcyjnych (dronach), a także do ręcznego nagrywania kamer przez personel serwisowy. W zależności od zakresu prędkości błąd proponowanej metody wynosi 0.13-0.67% w porównaniu do pomiaru bezpośredniego. Diagnostyka krążników możliwa jest za pomocą standardowej kamery o częstotliwości próbkowania 30-60 fps i rozdzielczości wideo 1280×720. W odróżnieniu od znanych metod, opracowane podejście nie wymaga instalowania na krążnikach żadnych czujników ani specjalnych znaczników optycznych.

**Diagnostyka krążników przenośnika taśmowego – czujnik w taśmie.** Zakleszczenie krążników w przenośnikach z powodu uszkodzonych łożysk powoduje przegrzanie taśmy i w konsekwencji występowanie potencjalny ognisk pożarowych. Kamery termowizyjne mogą być wykorzystywane do diagnostyki podczas inspekcji ręcznych prowadzonych przez ludzi lub zdalnie za pomocą dronów. Obydwa warianty mają pewne ograniczenia w trudnych warunkach środowiskowych.

W moich badaniach [68] zaproponowano innowacyjne podejście polegające na przemieszczaniu się czujnika za pomocą taśmy. Pomiary przeprowadzone na przenośniku laboratoryjnym (Rys. 24a)

wykazały, że wykrywanie usterek w krążnikach jest całkiem możliwe za pomocą jednego lub wielu małych czujników IMU (Inertial Measurement Unit) (Rys. 24b) umieszczonych bezpośrednio na taśmie lub w jej wnętrzu. Informacje dostępne z czujnika IMU pokazano na Rys. 24c. Badano niektóre cechy sygnałów przejściowych, gdy czujnik przechodzi przez krążniki, i wybrano parametry diagnostyczne. Najbardziej obiecujące dla diagnostyki uszkodzeń są sygnały przyspieszenia pionowego (kierunek Z) i prędkości kątowej nachylenia żyroskopu (nad kierunkiem Y). Ciągła transformacja falkowa (Continuous Wavelet Transform – CWT) jest stosowana do sygnałów początkowych i filtrowanych dolnoprzepustowo z akcelerometrów. Analiza sygnałów dla dwóch krążników została przedstawiona na Rys. 24d.



Rys. 24. Przenośnik taśmowy (a); czujnik IMU (b); sygnały (c); przetwarzanie sygnałów za pomocą ciągłej transformaty falkowej (CWT) (d)

W sygnałach zauważane są charakterystyczne wzorce, które pozwalają powiązać je z różnymi warunkami styku taśmy z krążnikami, podczas gdy czujnik je mija. Na te przebiegi ma wpływ prędkość przenośnika, natomiast częstotliwość drgań własnych poprzecznych taśmy jest stała w sygnałach żyroskopu i zależy od naciągu taśmy, jest widoczna przy uruchomieniu przenośnika lub zmianie prędkości. Magnetometr ma mniejszą częstotliwość próbkowania i dłuższy czas reakcji, ale jego sygnał można wykorzystać do lepszej identyfikacji krążników w danych rejestrowanych w sposób ciągły na całej długości przenośnika.

Zalety „ruchomego czujnika” w przenośniku taśmowym są następujące:

- ekonomiczne rozwiązanie do automatycznego zapisu danych i bezprzewodowego przesyłania ich do stacji bazowej;
- nieograniczony czas ciągłego ruchu na całej długości przenośnika;
- krótkotrwały kontakt z każdą z rolek górnych i dolnych na szerokości taśmy;
- możliwość zainstalowania kilku czujników obejmujących miejsca połączeń taśmy;
- czujniki wielosiowe w jednym urządzeniu (akcelerometry, żyroskopy, magnetometry).

Równolegle należy rozwiązać niektóre problemy związane z zasilaniem IMU (pozyskiwanie energii), projektowaniem bezpiecznej obudowy, interpretacją dynamiki interakcji, identyfikacją krążników i bezprzewodowym przesyłaniem danych.

Metody pośrednich pomiarów dynamiki wewnętrznej w młynach bębnowych oraz modele dynamiczne procesu rozdrabniania omówiono w [69] celu zwiększenia efektywności energetycznej i produktywności przygotowania minerałów ziarnistych. Na podstawie tego artykułu i wcześniejszych badań, przygotowano propozycję nowego projektu wspólnie z KGHM Polska Miedź i innymi partnerami EIT RawMaterials.

We współpracy z firmą Lekatech (Finlandia) w ramach projektu EIT RawMaterials ECHO (Electrical Computerized Hammering Operator), wszystkie aspekty projektowania liniowych młotów elektrycznych i ich wdrażania jako energooszczędne i przyjazne dla środowiska rozwiązanie w branży

są omawiane w pracach [70,71]. Opracowano kompleksowy model dynamiczny (Rys. 25), który obejmuje obrobiony materiał skalny, elementy młota (obudowa, część ruchoma, dłuto, akumulator gazowy) oraz manipulator hydrauliczny. Nieliniowe, nieciągłe parametry sztywności weryfikowane są poprzez pomiary na prawdziwym młocie. Główną ideą jest optymalizacja trybów pracy (częstotliwości i energii uderzeń) w zależności od właściwości skały. Dodatkowo symulacje młota pozwalają na opracowanie metod diagnostyki samego młota oraz zużycia przegubów manipulatora, które w istotny sposób wpływają na przenoszenie energii z młota do urabianej skały.



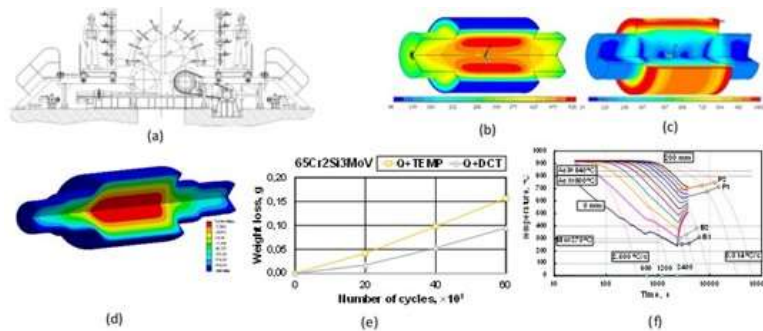
Rys. 25. Model dynamiczny młota kruszącego uwzględniający manipulator i kruszony materiał

W ramach projektu EIT RawMaterials AMICOS (Autonomous Monitoring and Control System for mining plants) badany jest wpływ wartości szczeliny uderzeniowej na średnią prędkość postępową kołowego robota o napędzie wibracyjnym [72]. W projekcie VOT3D (Ventilation Optimizing Technology based on 3D scanning) zaproponowano innowacyjną metodę pomiaru prędkości przepływu powietrza przez latające drony na potrzeby kontroli systemów wentylacji w podziemnych zakładach górniczych.

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

W latach 2013-2016 inicjowałem i kierowałem projektami badawczymi związanymi z głęboką obróbką kriogeniczną (Deep Cryogenic Treatment – DCT) w produkcji części maszyn w celu poprawy ich właściwości mechanicznych i trwałości w oparciu o symulację dynamicznego procesu obróbki cieplnej [73,74]. Badania przeprowadziłem z kolegami z **Instytutu Żelaza i Stali im. Z.I. Nekrasowa NANU** (Dnipro) i **Instytutu Fizyki NANU** (Kijów). Mój Instytut zajmował się rozwojem modeli termomechanicznych [75-78] i badaniami materiałów [79], natomiast **Laboratorium Technologii Kriogenicznych** z Kijowa zajmowała się głównie rozwojem urządzeń do obróbki cieplnej części ze stali stopowej [80-83]. Jedno z zastosowań dotyczyło maszyny do hartowania natryskowego walców (Rys. 26a). Rozkłady temperatur i naprężeń wewnętrznych podczas hartowania obliczone za pomocą opracowanych modeli MES podano na Rys. 26b, Rys. 26c oraz podczas DCT na Rys. 26d. Wpływ DCT na odporność zużyciu stali stopowej 65Cr2Si3MoV przedstawiono na Rys. 26e. Uzyskane wyniki naniesiono na wykres ciągłej transformacji chłodzenia (Continuous Cooling Transformation – CCT), który opisuje dynamiczne przemiany fazowe w stali w zależności od szybkości chłodzenia i składu chemicznego pierwiastków stopowych (Rys. 26f).

W zależności od głębokości części (walca) końcowa zawartość faz metalicznych (martenzytu, austenitu szczątkowego) decyduje o odporności na zużycie i trwałości maszyn przemysłowych, którą można znacznie poprawić bez znaczących dodatkowych kosztów dzięki DCT poprzez przemianę austenitu szczątkowego i wytrącanie drobnych węglików. Opracowana technologia i urządzenia zostały wdrożone w dwóch zakładach przemysłowych, w tym u klienta wojskowego. Zespół do którego należę, jest w trakcie opracowywania technologii głębokiej obróbki kriogenicznej sprzętu górniczego (wiertła).



Rys. 26. Maszyna do hartowania natryskowego walców (a); rozkłady temperatury (b) i naprężenia von Misesa podczas hartowania walców (c); rozkład temperatury podczas DCT (d); zwiększenie odporności na zużycie (mniejsza utrata masy) dzięki DCT (e); symulacje dynamiczne wykresu ciągłej przemiany chłodzącej (CCT) walców ze stali 50Cr5NiMoV (f)

W latach 2021-2023 we współpracy z **Politechniką Lwowską** brałem udział w badaniach ulepszonych siłowników inercyjnych, które znajdują zastosowanie w wielu maszynach wibracyjnych, w tym w przesiewaczach. Zostałem współautorem prac dotyczących analizy dynamiki wzmocnionego współosiowego wibratora inercyjnego do maszyn wibracyjnych [84], energooszczędnego napędu inercyjnego do dwuczęstotliwościowego wzbudzenia maszyn wibracyjnych [85] oraz analizy dynamicznej wieloczęstotliwościowego wibratora inercyjnego [86]. Dodatkowo zoptymalizowano maszyny wibracyjne z regulowaną charakterystyką częstotliwościową [87]. Analizę dynamiczną trójmasowego układu wibracyjnego z podwójnym mechanizmem wzbudzenia korbowo-suwakowego przeprowadzono w [88]. Problematyką poruszaną we wszystkich tych badaniach jest stworzenie kompaktowych wibratorów o mniejszym poborze mocy, ale posiadających szersze spektrum wzbudzenia i zmienne parametry operacyjne (częstotliwość, trajektorię i siłę). W [89] badano proces zużycia i współczynnik tarcia tocznego w obciążonych obudowach wielkogabarytowych obrotowych pieców cementowych.

W latach 2020-2024 współpracowałem z **Instytutem Żelaza i Stali im. Z.I. Nekrasowa NANU** w badaniach procesów brykietowania minerałów sypkich w prasach walcowych. Zostałem współautorem artykułów dotyczących analizy parametrów zagęszczania i efektu sprężystego surowców drobnofrakcyjnych [90], zoptymalizowania technologii brykietowania w oparciu o statystyczne modele ściśności [91,92] oraz stopniowego zużywania się rolek prasy brykietującej [93]. Ponadto brałem udział w pracach badawczych dotyczących poprawy niezawodności procesu brykietowania, projektowania podajnika ślimakowego [94] i systemu wspomaganie decyzji oparty na modelach dotyczący wsadu wielkopieczowego materiałów wsadowych [95].

W roku 2020 we współpracy z **Narodowym Uniwersytetem Technicznym Nafty i Gazu w Iwano-Frankowsku** (Ukraina) brałem udział w opracowaniu zasad budowania baz wiedzy i optymalizacji danych w systemach monitorowania podczas wiercenia (Monitoring-While-Drilling – MWD) w przemyśle naftowym i gazowym [96].

Ponadto brałem udział w pomiarach w celu identyfikacji cyklu pracy na podstawie danych z monitoringu procesu na ciężkich platformach wiertniczych [97].

W latach 2021-2023 we współpracy z **Instytutem Systemów i Technologii Transportu NANU** analizowałem możliwości projektowania i doboru materiału na wirnik wentylatora odśrodkowego w suszarce z przenośnikiem poziomym [98]. Wykorzystując symulacje komputerowej dynamiki płynów (Computer Fluid Dynamics – CFD) analizowano efekty cieniowania w przepływie wokół grupy cylindrów kołowych w zastosowaniach geotechnicznych [99].

Wszystkie powyższe aktywności potwierdzają moją istotną aktywność naukową realizowaną w więcej niż jednej uczelni, w szczególności współpracy o zasięgu międzynarodowym.

### Cytowana literatura

1. Kozhevnikov S.N. Dynamics of non-stationary processes in machines. Kyiv, Naukova Dumka, 1986.
2. Dobrucki W., Gregorczyk R., Świątoniowski A., Zawada S. Podstawy Konstrukcji i Eksploatacji Walcowni. Obliczenia i Badania. AGH Publishing, Kraków, 1991.

3. Gregorczyk R. Theoretical description of the continuous (tandem) rolling mill. *Journal of Materials Processing Technology* 1996, 61, 338-346.
4. Świętoniowski A. Trends in taking into account dynamic phenomena when designing and operating rolling stands. *Journal of Mechanical Working Technology*, 1982, 7(2), 183-195.
5. Świętoniowski A. Interdependence between rolling mill vibrations and the plastic deformation process. *Journal of Materials Processing Technology* 1996, 61(4), 354-364.
6. Verenev V.V. *Dynamic processes in cold strip rolling mills*. Dnipropetrovsk, LIRA, 2015.
7. Rusinski E., Dragan S., Moczko P., Pietrusiak D. Implementation of experimental method of determining modal characteristics of surface mining machinery in the modernization of the excavating unit. *Archives of Civil and Mechanical Engineering* 2012, 12 (4), 471-476.
8. Dokukin A.V., Krasnikov Yu.D., Khurgin Z.Ya. *Statistical dynamics of mining machines*, Mashinostroenie, Moscow, 1978.
9. Bartelmus W. Mathematical modelling and computer simulations as an aid to gearbox diagnostics. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2001, 15(5), 855-871.
10. Chaari F., Fakhfakh T., Haddar M. Analytical modelling of spur gear tooth crack and influence on gearmesh stiffness. *European Journal of Mechanics-A/Solids* 2009, 28 (3), 461-468.
11. Olejnik P., Awrejcewicz J., Feckan M. *Modeling, analysis and control of dynamical systems with friction and impacts*. World Scientific Publishing, 2017.
12. Wiercigroch M., Budak E. Sources of nonlinearities, chatter generation and suppression in metal cutting. *Phil. Trans. R. Soc. A*. 2001, 359, 663–693.
13. Rahnejat H. *Multi-body dynamics: vehicles, machines, and mechanisms*. Wiley, 1998.
14. Blekhman I.I. *Synchronization in science and technology*. ASME Press, New York, 1988.
15. Maryuta A. *Frictional oscillations in mechanical systems*. Nedra: Moscow, Russia, 1993.
16. Szabat K., Orłowska-Kowalska T. Vibration suppression in a two-mass drive system using PI speed controller and additional feedbacks—Comparative study. *IEEE Transactions on industrial electronics* 2007, 54 (2), 1193-1206.
17. Randall R.B., Antoni J. Rolling element bearing diagnostics — a tutorial. *Mechanical Systems and Signal Processing* 2011, 25 (2), 485-520.
18. Antoni J. Cyclic spectral analysis in practice. *Mechanical Systems and Signal Processing* 2007, 21 (2), 597-630.
19. Gelman L., Abdullahi A.O., Moshrefzadeh A., Ball A., Conaghan G., Kluis W. Innovative conveyor belt monitoring via current signals. *Electronics* 2023, 12 (8), 1804.
20. Zimroz R., Bartelmus W., Barszcz T., Urbanek J. Diagnostics of bearings in presence of strong operating conditions non-stationarity—A procedure of load-dependent features processing with application to wind turbine bearings. *Mechanical systems and signal processing* 2014, 46 (1), 16-27.
21. Wyłomańska A., Zimroz R., Janczura J., Obuchowski J. Impulsive noise cancellation method for copper ore crusher vibration signals enhancement. *IEEE Trans. on Ind. Electronics* 2016, 63 (9), 5612-5621.
22. Heyns T., Godsill S.J., De Villiers J.P., Heyns P.S. Statistical gear health analysis which is robust to fluctuating loads and operating speeds. *Mechanical Systems and Signal Processing* 2012, 27, 651-666.
23. Hardygora M., Komander H., Blazej R., Jurdziak L. Method of predicting the fatigue strength in multiplies splices of belt conveyors. *Eksploatacja i Niezawodność-Maintenance and Reliabil.* 2012, 14 (2), 171-175.
24. Gładysiewicz L., Król R., Kisielewski W. Measurements of loads on belt conveyor idlers operated in real conditions. *Measurement* 2019, 134, 336-344.
25. Bortnowski P, Król R, Ozdoba M. Roller damage detection method based on the measurement of transverse vibrations of the conveyor belt. *Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability*. 2022, 24(3), 510–521.
26. Gursky V., Kuzio I., Korendiy V. Optimal synthesis and implementation of resonant vibratory systems. *Universal Journal of Mechanical Engineering* 2018, 6(2), 38–46.
27. Baiul K.V. Effect of the geometrical parameters of roll press forming elements on the briquetting process: analytical study. *Powder Metallurgy and Metal Ceramics*. 2012, 51, 157-164.
28. Bembenek M., Krawczyk J., Pańcikiewicz K. The wear on roller press rollers made of 20Cr4/1.7027 steel under conditions of copper concentrate briquetting. *Materials* 13 (24), 5782.
29. Pytlik A. Process characteristics of hydraulic legs equipped with safety valves at dynamic load caused by a mining tremor. *Archives of Mining Sciences*, 2015, 60(2), 595–612.
30. Szurgacz D., Brodny J. Analysis of the influence of dynamic load on the work parameters of a powered roof support's hydraulic leg. *Sustainability* 2019, 11(9), 2570.
31. Stefaniak P., Koperska W., Skoczylas A., Stachowiak M. Application of Spectral Entropy in Haul Truck Joint Damage Detection. *Sensors* 2022, 22(19), 7358.

32. Wodecki J., Stefaniak P., Michalak A., Wyłomańska A., Zimroz R. Technical condition change detection using Anderson–Darling statistic approach for LHD machines–engine overheating problem. *International Journal of Mining, Reclamation and Environment* 2018, 32(6), 392-400.
33. Baldissera P., Delprete C. Deep Cryogenic Treatment: a bibliographic review. *The Open Mechanical Engineering Journal*, 2008, 2: 1-11.
34. Jovičević-Klug P., Podgornik B. Review on the effect of deep cryogenic treatment of metallic materials in automotive applications. *Metals*, 2020, 10(4):434.
35. ISO 20816:2022. Mechanical vibration — Measurement and evaluation of machine vibration.
36. ISO 1132-2:2001. Rolling bearings — Tolerances — Part 2: Measuring and gauging principles and methods.
37. ISO 22266-1:2009(2022) Mechanical vibration — Torsional vibration of rotating machinery — Part 1: Land-based steam and gas turbine generator sets.
38. ISO 3046-5:2001 Reciprocating internal combustion engines – Performance — Part 5: Torsional vibrations.

### Cytowane publikacje autora

39. Krot P.V. Dynamics and diagnostics of the rolling mills drivelines with non-smooth stiffness characteristics. Proc. of the 3rd Int. Conference on Nonlinear Dynamic, ND-KhPI2010, Sep 21-24, 2010, Ukraine. pp. 115-120.
40. Krot P.V. Transient torsional vibrations control in the geared drive trains of the hot rolling mills. 3rd IEEE Multi-Conference on Systems and Control (MSC 2009). Jul 8–10, 2009, St. Petersburg, Russia, pp. 1368-1373.
41. Krot P.V. Nonlinear vibrations and backlashes diagnostics in the rolling mills drive trains. 6th EUROMECH Nonlinear Dynamics Conference (ENOC 2008), Jun 30 – Jul 4, 2008, St. Petersburg, Russia, pp. 1-6.
42. Krot P.V. Statistical Dynamics of the Rolling Mills. In: Belyaev A., Langley R. (eds) IUTAM Symposium on the Vibration Analysis of Structures with Uncertainties. IUTAM Bookseries, 2011, vol. 27, Part 4, Springer, Dordrecht, pp. 429-442.
43. Krot P. Dynamical processes in a multi-motor gear drive of heavy slabbing mill. *J. of Vibroengineering*, 2019, 8, 2064-2081.
44. Krot P.V., Korennoy V.V. Vibration diagnostics of rolling mills based on nonlinear effects in dynamics. *Bulletin of NTU "KhPI": Series "Dynamics and strength of machines"*, 2016, 26(1198), 118-123.
45. Prihodko I.Y., Krot P.V., Solov'yov, K.V. et al. Vibration monitoring system and the new methods of chatter early diagnostics for tandem mill control. *Int. Conf. "Vibration in the rolling mills". Inst. of Materials, Minerals and Mining*, Nov. 9-11, 2006, London, pp. 87-106.
46. Krot P.V., Prihodko I.Y., Chernov P.P. Regenerative chatter vibrations control in the tandem cold rolling mills. 4th European Conference on Structural Control (ECSC 2008). Sep. 8-12, 2008, St. Petersburg, Russia, pp. 428-437.
47. Krot P., Prykhodko I., Raznosilin V., Zimroz R. Model based monitoring of dynamic loads and remaining useful life prediction in rolling mills and heavy machinery. Chapter 34. In: Ball A., Gelman L., Rao B. (eds) *Advances in Asset Management and Condition Monitoring. Smart Innovation, Systems and Technologies*, Springer, Cham, 2020, 166, 399-416.
48. Patent UA 79682. IPC B21 B 38/00. Method for monitoring fluctuations of mechanical load in the line of the main drive of the rolling mill. Bolshakov V.I., Krot P.V., Korennoy V.V., Solovyov K.V., Dalichuk A.P. Appl. 19.09.2005. Publ. 10.07.2007. Bul. No. 10.
49. Patent UA 79681. IPC G01 M 13/00. Method for diagnostics of bearing supports of the main drive line of a rolling mill. Bolshakov V.I., Krot P.V., Korennoy V.V., Solovyov K.V., Dalichuk A.P. Appl. 19.09.2005. Publ. 10.07.2007. Bul. No. 10.
50. Patent UA 79859. IPC B21 B 28/00. Method for diagnostics of wear of transmission elements of rolling stands. Bolshakov V.I., Krot P.V., Korennoy V.V., Solovyov K.V., Dalichuk A.P. Appl. 19.09.2005. Publ. 25.07.2007. Bul. No. 11.
51. Patent RU 2338609. IPC B21 B 37/00. A method for diagnostics of resonance vibration and control of a multi-stand cold rolling mill of strips and a device for its implementation. Krot P.V., Prihodko I.Yu., Parsenyuk E.A., Pimenov V.A., Soloviev K.V., Dolmatov A.P., Akishin V.V., Shalakhov S.G. No. 2007100443/02. Appl. 09.01.2007. Publ. 20.11.2008. Bul. No. 32.
52. Krot P., Korennoi V., Zimroz R., Szrek J. Angular backlashes monitoring in heavy industrial machines. In: Puchalski, A., Łazarz, B.E., Chaari, F., Komorska, I., Zimroz, R. (eds) *Advances in Technical Diagnostics II. ICTD 2022. Applied Condition Monitoring*, Springer, Cham, 2023, 21, 212–228.

53. Zietek B., Krot P., P. Borkowski. An overview of torque meters and new devices development for condition monitoring of mining machines. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 2020, 684, 012019.
54. Krot P., Sliwinski P., Zimroz R., Gomolla N. The identification of operational cycles in the monitoring systems of underground vehicles. *Measurement: Journal of the International Measurement Confederation*, 2020, 151, 107111.
55. Krot P., Zimroz R., Sliwinski P., Gomolla N. Safe Operation of Underground Mining Vehicles Based on Cyclic Fatigue Monitoring of Powertrains. In: Lesiuk, G., Szata, M., Blazejewski, W., Jesus, A.M.d., Correia, J.A. (eds) *Structural Integrity and Fatigue Failure Analysis*. VCMF 2020. *Structural Integrity*, Springer, Cham, 2022, 25, 283–292.
56. Banasiewicz A., Sliwinski P., Krot P., Wodecki J., Zimroz R. Prediction of NOx emission based on data of LHD on-board monitoring system in a deep underground mine. *Energies*, 2023, 16(5), 2149.
57. Banasiewicz A., Moosavi F., Kotyla M., Śliwiński P., Krot P., Wodecki J., Zimroz R. Forecasting of NOx emission of LHD diesel vehicles in underground mine – ANN-based regression approach. *Applied Sciences*, 2023, 13(17), 9965.
58. Kotyla M., Banasiewicz A., Krot P., Śliwiński P., Zimroz R. NOx Emission prediction of diesel vehicles in deep under-ground mines using ensemble methods. *Electronics*, 2024, 13(6), 1095.
59. Krot P., Zimroz R. Methods of springs failures diagnostics in ore processing vibrating screens. *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science*, 2019, 362, 012147.
60. Krot P., Zimroz R., Michalak A., Wodecki J., Ogonowski S., Drozda M., Jach M. Development and verification of the diagnostic model of the sieving screen. *Shock and Vibration*, 2020, 2020, 8015465.
61. Wodecki J., Krot P., Wróblewski A., Chudy K., Zimroz R. Condition monitoring of horizontal sieving screens—a case study of inertial vibrator bearing failure in calcium carbonate production plant. *Materials*, 2023, 16(4), 1533.
62. Krot P., Shiri H., Dąbek P., Zimroz R. The diagnostics of bolted joints in vibrating screens based on a multi-body dynamical model, *Materials*, 2023, 16(17), 5794.
63. Krot P., Korennoi V., Zimroz R. Vibration-based diagnostics of radial clearances and bolts loosening in the bearing supports of the heavy-duty gearboxes. *Sensors*, 2020, 20, 7284.
64. Krot P.V., Zimroz R. Failure analysis and modernization of high-pressure hydraulic press for drilling tubes testing. *Engineering Failure Analysis*, 2020, 117, 104772.
65. Rudzki P., Krot P. Dynamics control of powered hydraulic roof supports in the underground longwall mining complex. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 2021, 942, 012014.
66. Dąbek P., Krot P., Wodecki J., Zimroz P., Szrek J., Zimroz R. Measurement of idlers rotation speed in belt conveyors based on image data analysis for diagnostic purposes, *Measurement: Journal of the International Measurement Confederation*, 2022, 202, 111869.
67. Dąbek P., Krot P., Wodecki J., Zimroz P., Szrek J., Zimroz R. Rotation speed assessment for idlers in belt conveyors using image analysis. *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science*, 2023, 1189, 012006.
68. Zimroz P., Krot P., Szrek J., Dębogórski B. Prospects of in-belt IMU sensors application for fault detection in mining conveyors. *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science*, 2023, 1189, 012011.
69. Góralczyk M., Krot P., Zimroz R., Ogonowski S. Increasing energy efficiency and productivity of the comminution process in tumbling mills by indirect measurements of internal dynamics—an overview. *Energies*, 2020, 13, 6735.
70. Wróblewski A., Krot P., Zimroz R., Peltola J., Mayer T. Review of linear electric motor hammers – energy-saving and eco-friendly solution in the industry. *Energies*, 2023, 16(2), 959.
71. Dąbek P., Kujawa P., Wróblewski A., Zimroz R., Krot P., Janik D. Estimating volume of oversized chunks of copper ore in an underground mine using a laser scanner and an RGB camera for hammering efficiency assessment. *Int. Journal of Mining, Reclamation and Environment*, 2024, 38(4), 324–351.
72. Korendiy V., Kachur O., Gurskyi V., Krot P. Studying the influence of the impact gap value on the average translational speed of the wheeled vibration-driven robot. *Eng. Proc.* 2022, 24(1), 25.
73. Krot P., Bobyr S., Dedik M. Simulation of backup rolls quenching with experimental study of deep cryogenic treatment. *Int. Journal of Microstructure and Materials Properties*, 2017, 12(3/4), 259–275.
74. Krot P., Bobyr S., Zharkov I., Prykhodko I., Borkowski P. Increasing the Durability of Critical Parts in Heavy-Duty Industrial Machines by Deep Cryogenic Treatment. *Structural Integrity*, 2022, 24, 127–133.
75. Bobyr S.V., Krot P.V., Loschkarev D.V. Models of Structural Phase Transformations and Mechanical Properties of Alloy Steels Rolls. (Ed.) Clyde Phelps. In: Chapter 3. “Carbon Steel - Microstructure, Mechanical Properties and Applications”. *Book Series: Materials Science and Technologies*. Nova Science Publishers, New York, 2019, pp. 81-106.
76. Bobyr S.V., Krot P.V. Nonequilibrium thermodynamic model of diffusion processes in the steel – carbon thin film tribological system. *Material Science & Eng. Int. Journal*, 2022, 6(1), 14–18.



77. Bobyr S.V.; Krot P.V.; Levchenko G.V.; Baranovska O.Ye.; Loshkarev D.V. Influence of modes of thermal hardening and the subsequent cryogenic processing on structure and properties of steel 38Ni3CrMoV. *Metaloznnavstvo ta obrobka metaliv*, 2021, 98, 14 -22.
78. Bobyr S., Prykhodko I., Loshkarev D., Zaharchuk S., Krot P. Analysis of the amount of retained austenite in the structure of steel rolls for sheet rolling. *Fundamental and Applied Problems of Ferrous Metallurgy*, 2020, 34, 256-264.
79. Bobyr S., Krot P., Parusov E., Golubenko T., Baranovska O. Increasing wear resistance of the structural alloy steel 38CrNi3MoV subjected to isothermal hardening and deep cryogenic treatment. *Applied Sciences*, 2023, 13(16), 9143.
80. Patent UA 84214. IPC G05 D 23/30. Nitrogen cryostat for wide-range heat treatment of materials. Zharkov I.P., Dordienko O.M., Krot P.V., et al. u201305483, 29.04.2013, Publ. 10/10/2013, Bul. No. 19.
81. Patent UA 84215. IPC B21 B 43/00. Device for cooling rolled sheet and rolls. Zharkov I.P., Krot P.V., Palamarchuk S.P., et al. Appl. u201305484, 29.04.2013, Publ. 10.10.2013, Bul. No. 19.
82. Patent UA 109302. IPC C21 D 9/22. Method for heat treatment of products made of tool steel. Zharkov I.P., Bobyr S.V., Dordienko O.M., Krot P.V. a201309477, 29.07.2013. Publ. 10.08.2013. Bul. No. 15.
83. Patent UA 106517. IPC G05 D 23/30. Thermo-controlled cryo-chamber system for cyclic heat treatment of large tubular articles made of special steel grades. Zharkov I.P., Dolginskaya M.O., Dordienko O.M., Krot P.V., et al. Appl. u2015112034, 12.11.2015. Publ.25.04.2016, Bul. No. 8.
84. Gurskyi V., Korendiy V., Krot P., Zimroz R., Kachur O., Maherus N. On the dynamics of an enhanced coaxial inertial exciter for vibratory machines. *Machines*, 2023, 11, 97.
85. Gursky V., Kuzio I., Krot P., Zimroz R. Energy-saving inertial drive for dual-frequency excitation of vibrating machines. *Energies* 2021, 14, 71.
86. Gursky V., Krot P., Korendiy V., Zimroz R. Dynamic analysis of an enhanced multi-frequency inertial exciter for industrial vibrating machines. *Machines*, 2022, 10(2), 130.
87. Gursky V., Krot P., Dilay I., Zimroz R. Optimization of the vibrating machines with adjustable frequency characteristics. *Applied Condition Monitoring*, 2022, 18, 352–363.
88. Korendiy V., Gursky V., Krot P., Kachur O. Dynamic Analysis of three-mass vibratory system with twin crank-slider excitation mechanism. *Vibrations in Physical Systems*, 2023, 34(2), 2023226.
89. Kuzio I., Gursky V., Krot P., Zimroz R., Sorokina T. Experimental study of the rolling friction coefficient in highly loaded supports of rotary kilns. *Structural Integrity*, 2022, 25, 267–282.
90. Baiul K., Khudyakov A., Vashchenko S., Krot P., Solodka N. The experimental study of compaction parameters and elastic after-effect of fine fraction raw materials. *Mining Science*, 2020, 27, 7–18.
91. Khudyakov A., Vashchenko S., Baiul K., Semenov Y., Krot P. Optimization of briquetting technology of fine-grained metallurgical materials based on statistical models of compressibility, *Powder Technology*, 2022, 412, 118025.
92. Khudyakov O., Vashchenko S., Baiul K., Semenov Y., Krot P. Development of a versatile method for predicting the density of monocomponent dry fine materials compacts based on comparative study of compression factors. *Powder Technology*, 2024, vol. 445, 120104.
93. Baiul K., Vashchenko S., Khudyakov A., Krot P., Solodka N. Optimization of wastes compaction parameters in case of gradual wear of the briquetting press rolls. *Structural Integrity*, 2022, 25, 293–302.
94. Baiul K., Vashchenko S., Khudyakov O., Bembenek M., Zinchenko A., Krot P., Solodka N. A novel approach to the screw feeder design to improve the reliability of briquetting process in the roller press. *Eksplatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability*, 2023, 25(3).
95. Shumelchik Y., Semenov Y., Horupakha V., Krot P., Hulina I. Model-based decision support system for the blast furnace charge of burden materials. In: Chaari F., Leskow J., Wylomanska A., Zimroz R., Napolitano A. (eds) *Nonstationary Systems: Theory and Applications*. WNSTA 2021. *Applied Condition Monitoring*, Springer, Cham, 2022, 18, 340-351.
96. Poteriailo L., Sheketa V., Romanyshyn Y., Krot P. Data optimization for the knowledge bases in oil and gas Monitoring-While-Drilling (MWD) systems. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 2023, 1189, 012021.
97. Wodecki J., Góralczyk M., Krot P., Ziętek B., Szrek J., Worsa-Kozak M., Zimroz R., Śliwiński P., Czajkowski A. Process monitoring in heavy duty drilling rigs—data acquisition system and cycle identification algorithms. *Energies*, 2020, 13, 6748.
98. Zinchenko A., Baiul K., Krot P., Khudyakov A., Vashchenko S., Banasiewicz A., Wróblewski A. Materials selection and design options analysis for a centrifugal fan impeller in a horizontal conveyor dryer. *Materials*, 2021, 14(21), 6696.
99. Zinchenko A., Krot P., Baiul K., Wróblewski A., Banasiewicz A. On shadowing effects in the flow around the group of circular cylinders in the geotechnical applications. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 2023, 1189, 012010.

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

### 6.1. Osiągnięcia dydaktyczne

Osiągnięcia dydaktyczne można podzielić na kilka okresów mojej działalności zawodowej.

**Przed doktoratem** pierwszy okres przypadają na lata 1992-1994 w DNU (Ukraina). Obejmował zajęcia dydaktyczne w formie wykładów i zajęć laboratoryjnych. Tematyka dotyczyła systemów informatycznych, modelowania komputerowego oraz metod identyfikacji systemów przemysłowych.

**Po doktoracie** w latach 2001-2018 podczas pracy w Instytucie Żelaza i Stali NANU sprawowałem opiekę nad doktorantami: K. Solovyov [45,48-51] i V. Korennoy [44,48-50,52,63] w roli promotora pomocniczego i jednocześnie w projektach badawczych kształcąc ich w moich dziedzinach wiedzy.

**W latach 2019-2024** kontynuowałem swoją działalność dydaktyczną na Politechnice Wrocławskiej współpracując z doktorantami w roli opiekuna pomocniczego w zakresie prowadzenia wspólnych badań w różnych dyscyplinach, pisania publikacji naukowych oraz przygotowywania prezentacji konferencyjnych: H. Shiri [62], P. Rudzki [65], P. Zimroz [66-68], P. Dąbek [62,66,67,71]. Ponadto brałem udział w różnych warsztatach międzynarodowych z wykładami dla studentów i naukowców jako prelegent (**Załącznik 4 pkt. II.7b**).

Współpracowałem w części merytorycznej w pracach magisterskich studentów z Wydziału Mechanicznego Politechniki Wrocławskiej:

- mgr. inż. Paweł Rudzki (promotor dr inż. Tomasz Siwulski, Katedra Eksploatacji Systemów Technicznych) – opracowanie stanowiska laboratoryjnego do testowania siłowników hydraulicznych i sterowanie dynamiką zmechanizowanych obudów ścianowych hydraulicznych w podziemnym kompleksie wydobywczym [65],
- mgr. inż. Kamil Czarny (promotor dr hab. inż. Jarosław Szrek, Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn i Układów Mechatronicznych) – mikroprocesorowy system diagnostyczny do infrastruktury technicznej [52] i opracowanie telemetrycznego miernika momentu skrętnego.

**Na rok akademicki 2024-2025** planowany jest na wydziale mój nowy kurs „Równania różniczkowe”, który obecnie przygotowuję wraz z innymi kursami w dyscyplinie *Inżynieria środowiska, górnictwo i energetyka* we współpracy z kolegami z Katedry Górnictwa.

**Od 2024 roku** należę do grona ekspertów zagranicznych zajmujących się zewnętrzną oceną działalności dydaktycznej i naukowej pracowników, rekomendowanych przez Narodowy Uniwersytet „Politechnika Lwowska”.

### 6.2. Osiągnięcia organizacyjne

Zostałem zaproszony jako członek komitetu na siedem konferencji międzynarodowych, które przedstawiono w **Załączniku 4 pkt. II.8**. W okresie mojej pracy na Wydziale Geoinżynierii, Górnictwa i Geologii, poza działalnością naukową, badawczą i dydaktyczną, pełniłem pewne funkcje organizacyjne związane z moją katedrą. Z mojej inicjatywy Doktoranci z Ukrainy mieli możliwość udziału w kilku edycjach międzynarodowej konferencji na wydziale Geoinżynierii, Górnictwa i Geologii Politechniki Wrocławskiej CPSYS (Conference of PhD Students and Young Scientists).

Jestem członkiem w organizacjach i towarzystwach naukowych zaznaczonych w **Załączniku 4 pkt. II.10**

### Recenzent publikacji naukowych

Pełniłem aktywną rolę recenzenta w czasopismach naukowych o następujących tytułach: Measurement, Mechanical Systems and Signal Processing, Powder Technology, Forces in Mechanics, Journal of Sound and Vibration, Journal of Vibration and Control (**Elsevier**); Control Systems Magazine, Transactions on Instrumentation and Measurement (**IEEE**); Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control (**ASME**); Materials Performance and Characterization (**ASTM**); Applied Condition Monitoring, Journal of Vibration Engineering and Technologies, Soft Computing. The Int. Journal of Advanced Manufacturing Technology (**Springer**); Journal of Measurements in Engineering, Journal of Vibroengineering (**JVE**); Aerospace, Applied Sciences, Energies, Sensors, Vibration, World Electric Vehicle Journal (**MDPI**); oraz innych (**Załącznik 4 pkt. II.13**). Łącznie wykonałem 138 recenzji i 96 manuskryptów w 31 indeksowanych czasopismach (według bazy WoS z 08.09.2024).

### Recenzent prac magisterskich

W roku 2024 pełniłem rolę recenzenta pracy magisterskiej (MEng) pod tytułem: “*Sensitivity study of dynamic features for vibrating screen isolator condition monitoring*” autorstwa Simeona Pienara (Department of Mechanical and Aeronautical Engineering, Faculty of the Engineering, Built-environment and Information Technology, University of Pretoria, Republic of South Africa).

### Redaktor (edytor)

Pełniłem rolę redaktora gościnnego w numerach specjalnych, redaktora naukowego tematycznego (sekcji) i członka zespołów redakcyjnych czasopism wymienionych w **Załączniku 4 pkt. II.12**.

### Współpraca naukowa z innymi badaczami

Aktywnie rozwijam swoją aktywność naukową w formie współpracy krajowej i zagranicznej. Według bazy Scopus liczba naukowców, z którymi wspólnie uczestniczyłem w badaniach zwieńczonych opublikowaniem artykułu naukowego to: **61**.

### Współpraca z otoczeniem gospodarczym

W trakcie mojej kariery naukowej współpracowałem z wieloma krajowymi i zagranicznymi przedsiębiorstwami oraz organizacjami naukowymi, które reprezentowane są w **Załączniku 4 pkt. III.2**.

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

### Nagrody i wyróżnienia

W 2016 roku otrzymałem **Certyfikat Honorowy** ”Za owocną działalność naukową i organizacyjną” od Obwodowego Centrum Naukowego Narodowej Akademii Nauk Ukrainy.

W 2023 roku otrzymałem **Nagroda Rektora Politechniki Wrocławskiej** „W uznaniu za wyróżniający wkład w działalność uczelni”.

Otrzymałem nagrody **Best Paper Awards** od następujących czasopism:

Prikhodko I.Y., Krot P.V. Actual areas of the cryogenic technologies application in the rolled strip production. *Metallurgical Processes and Technologies, Donetsk National Technical University*, **2009**, 1, 10-16. <https://www.irbis-nbuv.gov.ua/publ/REF-0000314962>

Krot P., Zimroz R., Michalak A., Wodecki J., Ogonowski S., Drozda M., Jach M. Development and verification of the diagnostic model of the sieving screen. *Shock and Vibration*, **2020**, Vol. 2020, ID 8015465. <https://doi.org/10.1155/2020/8015465>

W 2023 roku otrzymałem stopień górniczy **Dyrektora Górniczego I stopnia** od Ministra Aktywów Państwowych, Warszawa, Polska.

### Granty kierowane i udział w projektach

W trakcie mojej działalności naukowej brałem udział jako kierownik albo badacz w wielu projektach, które dokładnie zostały opisane w **Załączniku 4**:

- Projekty przemysłowe **pkt. II.5**.
- Projekty konkursowe międzynarodowe finansowane przez EIT RawMaterials **pkt. II.9a,b**.
- Projekty krajowe zrealizowane przez Narodową Akademię Nauk Ukrainy **pkt. II.9c**.

Bazując na dotychczasowych doświadczeniach, w 2024 r. złożyłem wniosek o projekt badawczy do programu NCN OPUS 27 pt. „*Badania zjawisk nieliniowych w wieloczłonowych układach dynamicznych o zmiennych parametrach i obciążeniu stochastycznym*”.

### Wskaźniki bibliometryczne

Efektom mojej pracy badawczej są publikacje naukowe w czasopismach indeksowanych, czasopismach znajdujących się na liście MNiSW, artykuły w materiałach konferencyjnych, patenty oraz

niepublikowane raporty w projektach naukowych. Zestawienie dorobku naukowego przed i po uzyskaniu stopnia doktora przedstawiono w **Załączniku 4 pkt. IV**.

Pełna lista publikacji wraz ze wskaźnikami bibliometrycznymi jest dostępna w moich profilach:

|                       |   |
|-----------------------|---|
| <b>ORCID</b>          | <a href="https://orcid.org/0000-0002-3347-3862">https://orcid.org/0000-0002-3347-3862</a>   |
| <b>WoS</b>            | <a href="https://www.webofscience.com/wos/author/record/A-5041-2009">https://www.webofscience.com/wos/author/record/A-5041-2009</a>                                       |
| <b>Scopus</b>         | <a href="https://www.scopus.com/authid/detail.uri?authorId=6504225635">https://www.scopus.com/authid/detail.uri?authorId=6504225635</a>                                   |
| <b>Google Scholar</b> | <a href="https://scholar.google.com/citations?user=UCdzEMAAAJ&amp;hl=pl&amp;authuser=1">https://scholar.google.com/citations?user=UCdzEMAAAJ&amp;hl=pl&amp;authuser=1</a> |

(podpis wnioskodawcy)