Dr inż. Krzysztof Lehrich

Katedra Budowy Maszyn
Politechnika Śląska
Akademicka 2A, 44-Gliwice, Polska
E-mail: krzysztof.lehrich@polsl.pl

Mgr inż. Mateusz Wąsik

Katedra Budowy Maszyn
Politechnika Śląska
Akademicka 2A, 44-Gliwice, Polska
E-mail: mateusz.wasik@polsl.pl

Prof. dr hab. inż. Jan Kosmol

Katedra Budowy Maszyn
Politechnika Śląska
Akademicka 2A, 44-Gliwice, Polska
E-mail: jan.kosmol@polsl.pl

Identyfikacja przyczyn pogorszenia stanu powierzchni obrabianej na tokarce kołowej

Słowa kluczowe: *Drgania samowzbudne, Analiza modalna, Metoda elementów skończonych, Obrabiarka CNC*

Streszczenie: Problemy eksploatacyjne są często wykrywane dopiero po uruchomieniu maszyny i po pierwszych próbach obróbki. Obrabiarki ciężkie są specyficzną grupą maszyn do obróbki ze względu na charakter ich procesu produkcyjnego. W procesach produkcyjnych tego typu maszyn, ze względu na jednostkowy charakter produkcji i koszty, nie buduje się wersji prototypowych i nie wykonuje się na nich testów. Tym samym, przed wersją ostateczną, metody symulacji komputerowych są często jedynymi narzędziami walidacji projektu na etapie projektowania. Różnorodność zastosowań i indywidualność produkcji są przyczyną braku opracowanych norm określających sztywność i precyzję obróbki wykonywanej przez ciężkie obrabiarki. Autorzy rozpatrują przypadek tokarki ciężkiej do zestawów kół kolejowych, w której podczas eksploatacji stwierdzono pewne problemy, które uniemożliwiają wytwarzanie przy zadanych parametrach w celu osiągnięcia pożądanego kształtu, wymiarów i jakości powierzchni. W artykule przedstawiono kompleksowe podejście do identyfikacji kształtu i częstotliwości drgań własnych konstrukcji nośnej obrabiarki oraz ich potencjalnych źródeł, na przykładzie poziomej tokarki do zestawów kolejowych. Autorzy w swoich badaniach zgodnie z uzyskanymi wynikami i ich doświadczeniem z zakresu projektowania ciężkich obrabiarek i badań podkreślają drgania samowzbudne, które są rzadko brane pod uwagę w tego typu maszynach, ale mają znaczący wpływ na zachowanie modalne maszyny.

1. Wprowadzenie

W związku z ogólną tendencją do zwiększania wydajności obróbki i rozwojem obrabiarek w kierunku nazywanym HSC (High Speed Cutting) producenci obrabiarek stają przed nowymi wyzwaniami. Wiążą się one z koniecznością projektowania obrabiarek, których konstrukcja nie zawsze może zostać oparta na dotychczasowych doświadczeniach

i rozwiązaniach konstrukcyjnych. Obrabiarki ciężkie stanowią specyficzną grupę wśród maszyn obróbkowych ze względu na charakter procesu ich produkcji [22, 23]. Mając na uwadze ograniczone zapotrzebowanie, proces projektowo–konstrukcyjny oraz produkcja mają charakter małoseryjny lub nierzadko jednostkowy. Przy produkcji tego typu obrabiarek ze względu na jednostkowy charakter produkcji oraz wysokie koszty, nie wykonuje się wersji prototypowych i badań na nich. Stąd przed wykonaniem finalnej wersji komputerowe metody symulacyjne stają się nierzadko jedynym narzędziem weryfikacyjnym projektu konstrukcyjnego. Różnorodność zastosowania oraz jednostkowość produkcji są powodem braku opracowanych norm definiujących sztywności i dokładności obróbki realizowanej przez ciężkie obrabiarki. Brak prowadzonych badań na prototypach skutkuje brakiem korekt niewłaściwie zaprojektowanych rozwiązań. Stosunkowo bardzo krótki czas realizacji nowego zamówienia wymusza stosowanie starych, sprawdzonych rozwiązań, które nie zawsze są rozwiązaniami optymalnymi. Problemy eksploatacyjne często wykrywane są dopiero po uruchomieniu obrabiarki i pierwszych próbach obróbki. Doświadczenie autorów pozwala stwierdzić, że bardzo często są to problemy związane z drganiami wymuszonymi i drganiami samowzbudnymi, a w konsekwencji z ograniczeniem możliwości obróbki z założonymi parametrami skrawania. Taka sytuacja miała również miejsce w przypadku, tokarki kołowej, której dotyczy niniejsze opracowanie. Właściwości dynamiczne obrabiarek mają bardzo istotny wpływ na proces skrawania i uważane są za jedne z najważniejszych dla oceny układu konstrukcyjnego obrabiarki. Opisywane są często charakterystykami częstotliwościowymi, które pozwalają na ocenę stabilności układu obrabiarka - proces skrawania. Właściwości dynamiczne mogą decydować min. o dokładności wymiarowej i chropowatości powierzchni przedmiotu obrabianego [24]. Analiza właściwości dynamicznych struktur nośnych obrabiarek skrawających powinna być jednym z podstawowych etapów realizowanych podczas konstruowania obrabiarek. W artykule przedstawiono kompleksowe podejście do identyfikacji postaci i częstotliwości drgań własnych konstrukcji nośnej maszyny i ich potencjalnych źródeł, na przykładzie tokarki kołowej.

W artykule zaprezentowano niespotykane w literaturze podejście do identyfikacji przyczyn pogorszenia stanu powierzchni obrabianej zestawu kołowego obrabianego na tokarce kołowej. Sposób podejścia bazuje na zastosowaniu metod numerycznych do rozpoznania częstotliwości drgań własnych przedmiotu obrabianego i podzespołów obrabiarki odpowiedzialnych bezpośrednio za dokładność obróbki.

2. Materiały i metody

2.1. Charakterystyka obiektu badań

Współpraca szyny z zestawem kołowym wymaga regularnego odtwarzania profilu jezdnego zestawu kołowego. W tym celu stosowane są tokarki kołowe oraz podtorowe. Zastosowanie tokarki kołowej do regeneracji profilu jezdnego wymaga zdemontowania zestawu kołowego. Od obrabiarek tych wymaga się wysokiej precyzji, a także efektywności procesu, co wynika ze stale rosnących wymagań dotyczących dokładności podzespołów jezdnych. W procesie toczenia zestawu kołowego mogą powstawać drgania, wynikające m.in. z nierównomiernego zużycia powierzchni jezdnej [6, 10, 16, 19, 22, 28, 29]. Ruch obrotowy takiego niewyważonego zestawu może być źródłem drgań i niestabilności procesu. Ponadto w procesie obróbki powstają duże siły skrawania, które przenoszone są na podzespoły obrabiarki. W konsekwencji tokarki kołowe muszą charakteryzować się sztywną i odporną na drgania konstrukcją [5, 7, 15, 18, 21, 25].

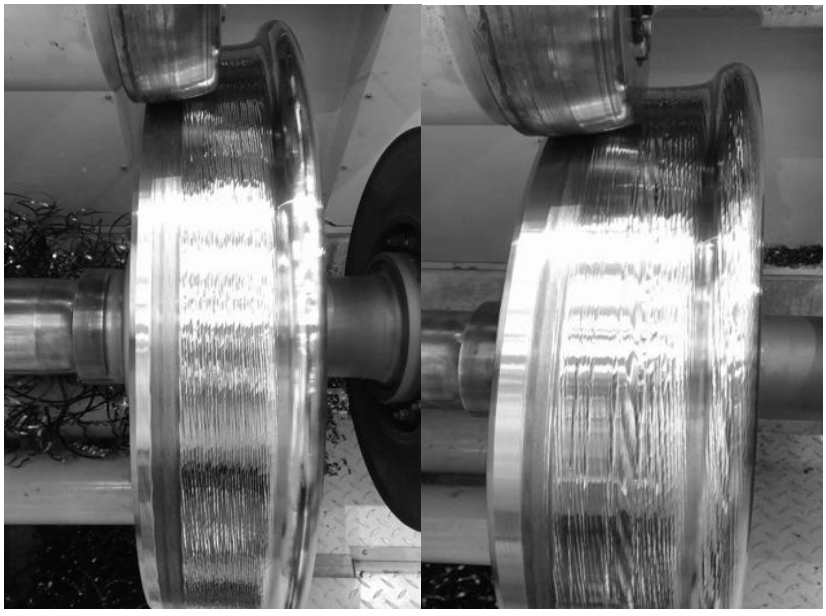
Analizowana obrabiarka należy do grupy tokarek kołowych typu nieprzelotowego, co oznacza, że zarówno wjazd jak i wyjazd zestawu kołowego z obrabiarki odbywa się z przodu.

Zestaw kołowy podczas obróbki podparty jest na obu końcach w kłach wysuwanych z korpusów koników. Ponadto z obu stron zestaw kołowy spoczywa na dwóch rolkach i napędzany jest ciernie trzecią rolką dociskaną od góry. Takie rozwiązanie jest w chwili obecnej coraz bardzie popularne. Zastosowanie napędu rolkowego pozwala uniknąć odcisków występujących w rozwiązaniach napędu z zabierakami, a tym samym powstania karbu, który jest niebezpieczny szczególnie w przypadku kolei szybkobieżnych. Taki sposób mocowania pozwala również na zwiększenie dokładności obrotowej i zmniejszenie bicia promieniowego. Także siły działające na kły ustalające zostają zmniejszone.

Do rozwiązania problemu identyfikacji przyczyn nadmiernych drgań w obrabiarce zastosowano równocześnie analityczną jak i numeryczną analizę drgań w układzie: obrabiarka-proces skrawania. Postawiono tezę, że przyczyną nadmiernych drgań jest utrata stabilności w układzie obrabiarka-proces skrawania, czyli powstanie drgań samowzbudnych. Analityczne rozwiązanie, tj. podniesienie granicy stabilności wymaga w pierwszym rzędzie zidentyfikowania częstotliwości drgań samowzbudnych, np rozwiązując tożsamość $Im[K(j\omega)]=0$, gdzie: w -pulsacja drgań samowzbudnych, $K[(j\omega)]$ a transmitancją układu otwartego a następnie wyznaczenie zapasu stabilności. Ten zapas stabilności można zmieniać poprzez np. obniżenie podatności dynamicznej układu mechanicznego lub współczynnik wzmocnienia w procesie skrawania. Taki, klasyczny sposób postępowania jest żmudny i trudny w analitycznym postępowaniu. Dzięki metodzie numerycznej (MES) można było zidentyfikować prawdopodobną częstotliwość drgań samowzbudnych oraz przetestować zmiany w podatności dynamicznej układu mechanicznego, wywołane proponowanymi zmianami konstrukcyjnymi.

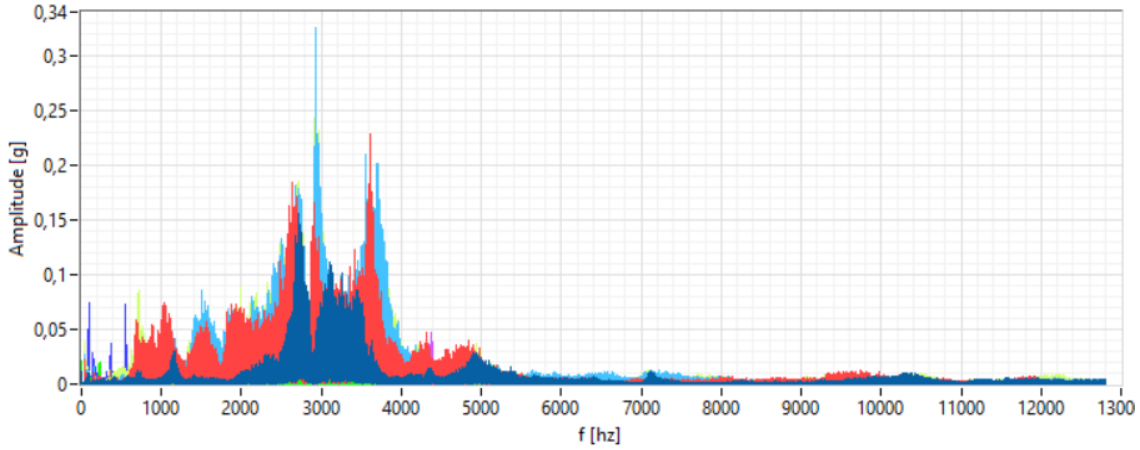
2.2. Model obrabiarki

Obróbka zestawu kołowego przy zachowaniu wymaganych parametrów skrawania wykazała występowanie drgań w układzie OUPN: (obrabiarka, uchwyt, przedmiot obrabiany i narzędzie skrawające). W konsekwencji, niemożliwe było uzyskanie wymaganej dokładności obróbki, a uzyskana powierzchnia wykazała wysoką falistość i chropowatość (Rys. 1).

A  B

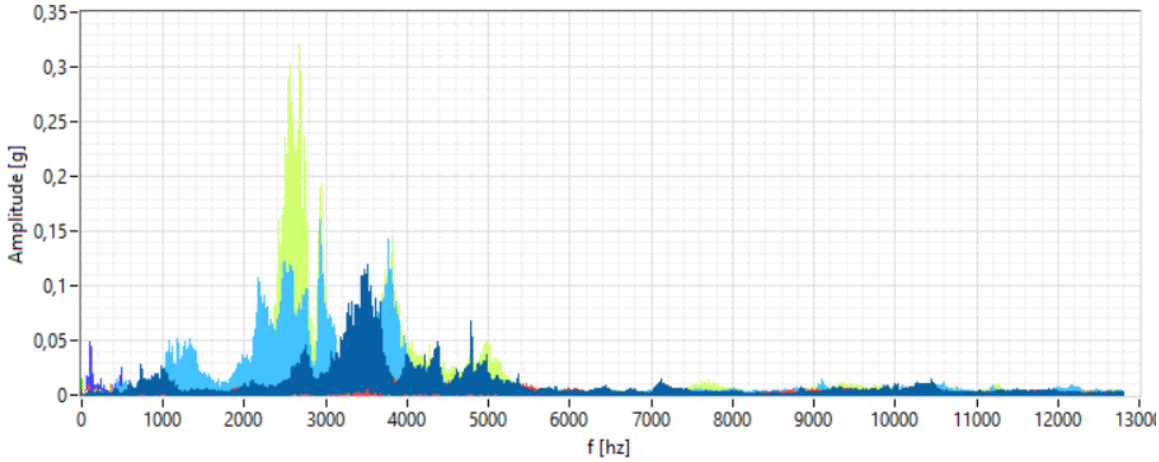
Rysunek 1. Porównanie jakości obrabianej powierzchni dla różnych parametrów obróbki A) A = 5mm, S= 99m/min, f = 1,5 mm/rot, d = 856mm B) A = 4mm, S= 90m/min, f = 1,5 mm/rot (21%) d = 856mm.

Wszelkie próby identyfikacji przyczyn tej sytuacji nie przyniosły pożądanych rezultatów. Przeprowadzono także badania eksperymentalne według [12], w celu określenia częstotliwości drgań występujących podczas obróbki (Rys. 2, Rys. 3).



Rysunek 2. Widmo częstotliwościowe sygnałów rejestrowanych pod obciążeniem na średnicy tocznej.

Analiza łańcucha kinematycznego układu napędowego wykluczyła możliwość generowania drgań w napędach. W celu określenia przyczyn powstawania drgań i metod przeciwdziałania im posłużono się metodą elementów skończonych. Przeprowadzono szereg analiz numerycznych, zgodnie z aktualnymi trendami w symulacjach numerycznych [2, 3, 4, 13, 14], na modelu tokarki w celu oceny jej sztywności statycznej, postaci i częstotliwości drgań własnych i odpowiedzi układu na wymuszenie harmoniczne.

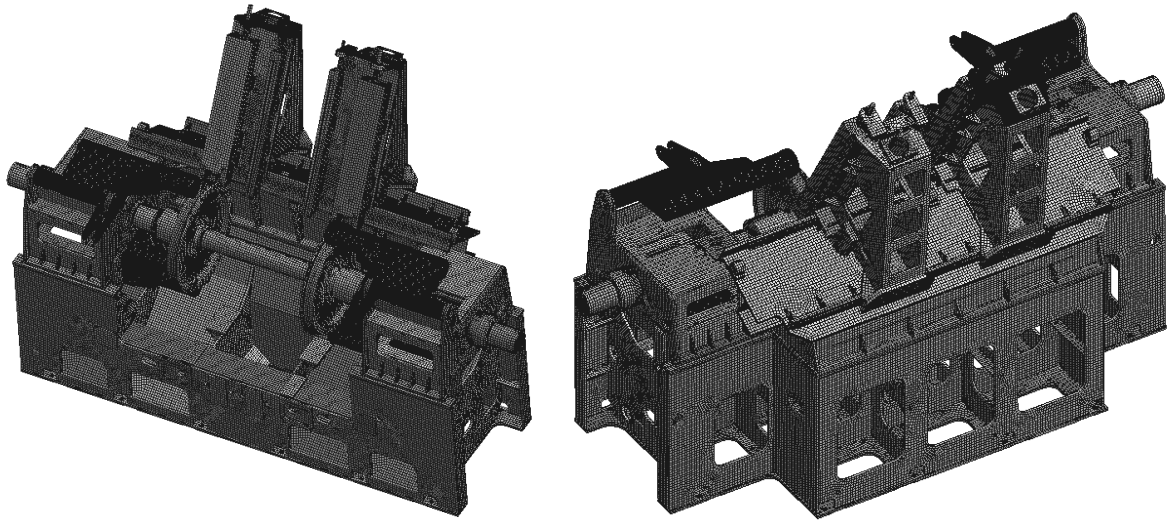


Rysunek 3. Widmo częstotliwościowe sygnałów rejestrowanych pod obciążeniem na obrzeżu.

2.3. Model MES

W celu określenia własności dynamicznych modelu tokarki kołowej zastosowano system ANSYS. Do symulacji wykorzystano możliwości modułu do analizy modalnej określając pierwsze postacie drgań własnych oraz odpowiadające im częstotliwości. Na podstawie modelu CAD 3D tokarki kołowej opracowano modele dyskretne całej tokarki oraz niezależnie suportu w konwencji Metody Elementów Skończonych. Modele wykonano jako bryłowe. Dyskretyzacji modeli dokonano w oparciu o elementy skończone 3D ośmiowęzłowe typu HEXA i czterowęzłowe typu TETRA. Łączna liczba elementów skończonych modelu

całej tokarki z zestawem kołowym wynosiła 949791, a liczba węzłów 4092309. Widoki modelu tokarki kołowej po dyskretyzacji przedstawiono na rysunku (Rys. 4). Sposób przyjęcia warunków brzegowych dla modelu całej tokarki wynikał z jej posadowienia. Dlatego też w miejscu mocowania łoża do fundamentu odebrano wszystkie stopnie swobody. Ze względu na to, iż korpusy tokarki wykonano jako stalowe spawane, dla wszystkich elementów modelu przyjęto jednakowe własności materiałowe, właściwe dla stali (Tab. 1).



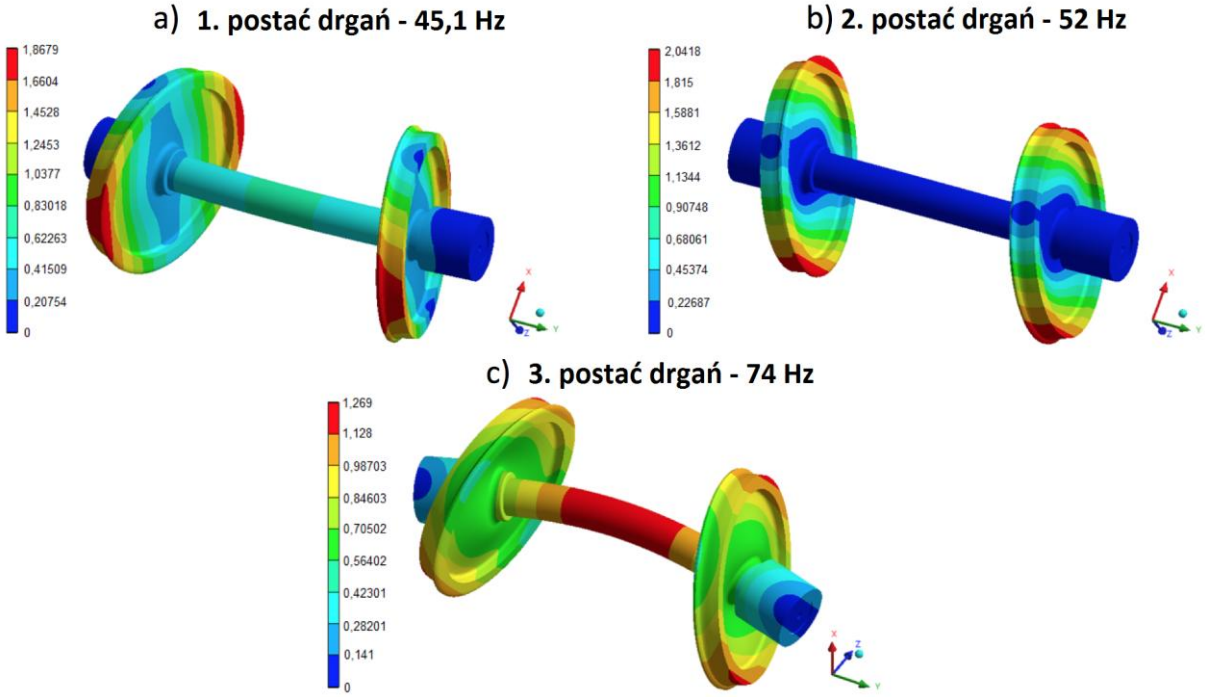
Rysunek 4. Model MES analizowanej tokarki kołowej.

Tabela 1. Własności materiałowe przyjęte do badań MES.

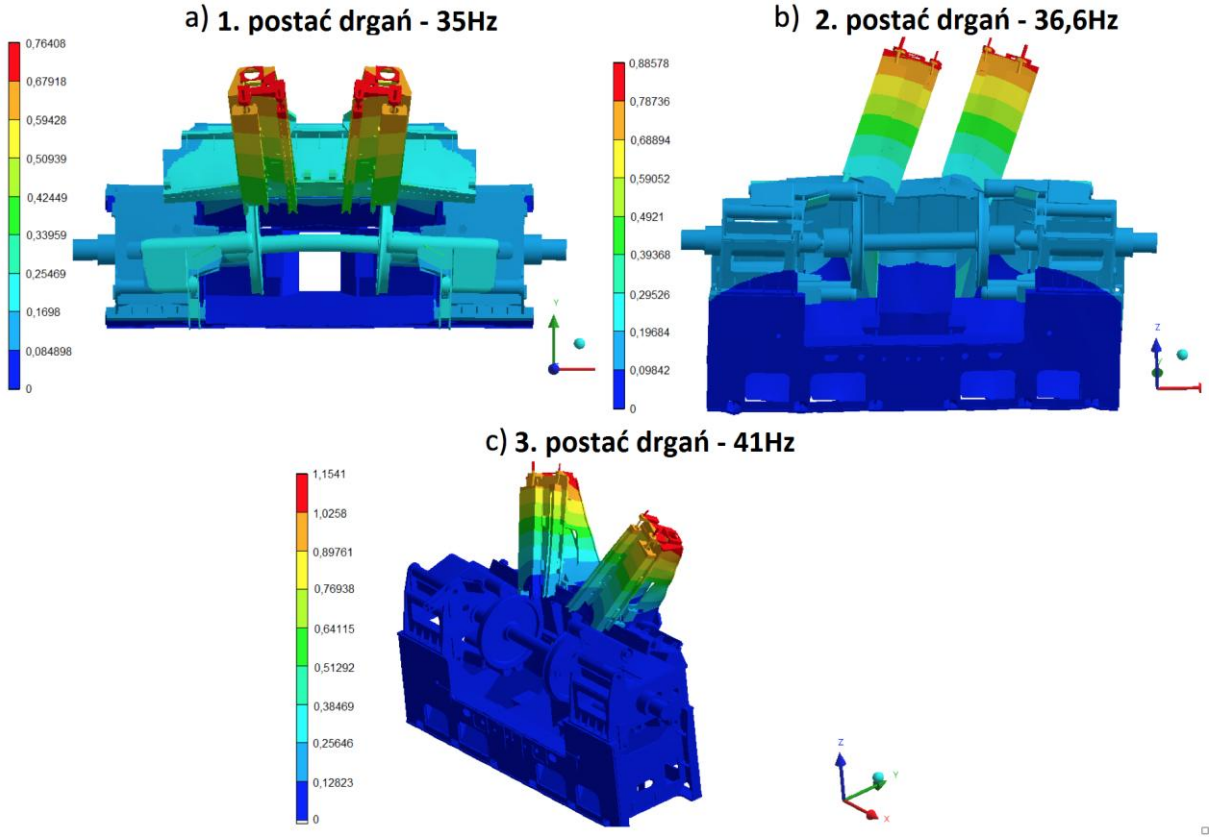
Własność	**Stal konstrukcyjna**
Moduł Younga [MPa]	$2*10^5$
Współczynnik Poissona	0.3
Gęstość [kg/m^3]	7850

3. Wyniki i dyskusja

W pierwszej kolejności przeprowadzono analizę modalną samego zestawu kołowego, określając częstotliwości i postacie drgań własnych dla podparcia w kłach (Fig. 4). Pierwsza z postaci giętnych charakteryzuje się częstotliwością zbliżoną do uzyskanej w badaniach eksperymentalnych. Podparcie w kłach i uwzględnienie konstrukcji koników powinno spowodować spadek częstotliwości i lepsze dopasowanie do wyników uzyskanych podczas eksperymentu.



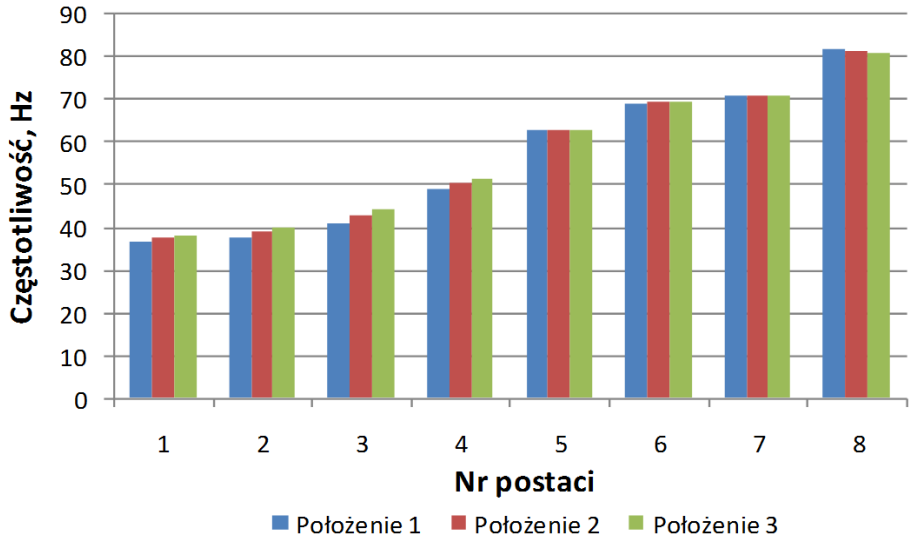
Rysunek 5. Trzy pierwsze postaci drgań własnych zestawu kołowego odpowiadające częstotliwościom: a) f_1=45,1 Hz; b) f_2=52,0 Hz; c) f_3=74,1 Hz.



Rysunek 6. Trzy pierwsze postaci drgań własnych tokarki kołowej odpowiadające częstotliwościom: a) f_1=35 Hz; b) f_2=37 Hz; c) f_3=41 Hz.

W dalszej kolejności dokonano analizy modalnej obrabiarki z zamocowanym zestawem kołowym. W wyniku przeprowadzonych analiz (Rys. 6), dla dwóch pierwszych postaci drgań własnych, stwierdzono występowanie z tą samą częstotliwością drgań suportów i koników

wraz z zestawem kołowym. Ujawnione częstotliwości są niższe od określonych dla samego zestawu kołowego, co wynika z podatności układu ustalającego i podpierającego zestaw kołowy. W wyniku przeprowadzonych analiz stwierdzono również brak wpływu zmiany wysuwu suwaków na uzyskane wyniki drgań własnych. Można równocześnie stwierdzić, że wszystkie z ośmiu zidentyfikowanych częstotliwości rezonansowych pokrywają się z wynikami badań eksperymentalnych, a określone postacie mogą mieć niekorzystny wpływ na dokładność obróbki.



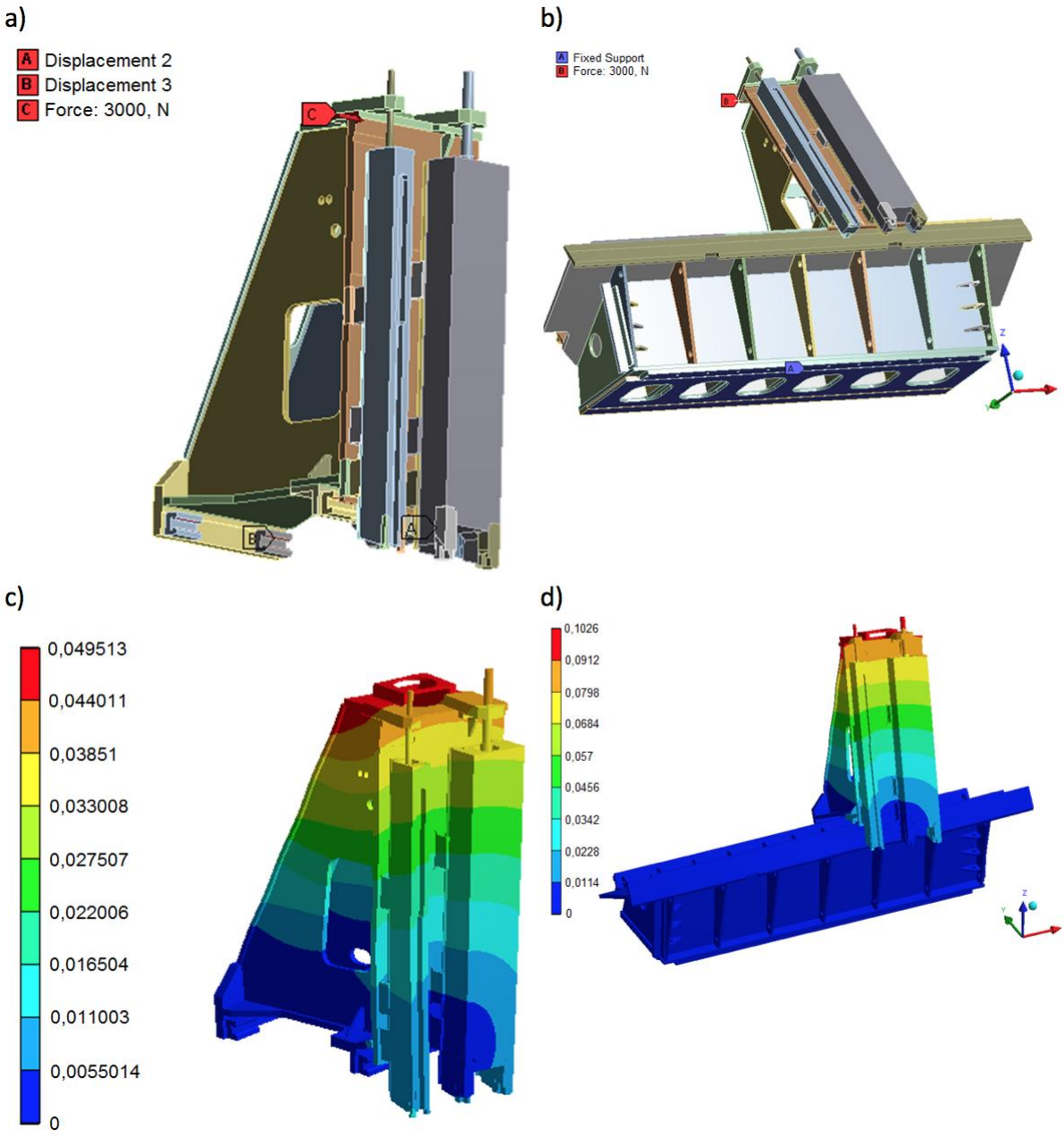
Rysunek 7. Zestawienie częstotliwości drgań własnych tokarki dla różnych położeń suwaka.

Wyniki przeprowadzonych analiz (Rys. 7) wskazują na zbyt małą sztywność konstrukcji. Pomimo stosunkowo dużej sztywności statycznej suportów, mierzonej w miejscu mocowania narzędzia, są one słabym ogniwem konstrukcji. Wynika to z ich kolumnowej budowy, co skutkuje wysoko położonym środkiem ciężkości obniżającym częstotliwości drgań własnych.

Znaczenia ma również podatność konstrukcji łoża. Łoże niemal o połowę zwiększa podatność w odniesieniu do samego suportu, przy założeniu obciążenia w górnej jego części (Rys. 8). Stwierdzone podczas pracy drgania mogą być drganiami wymuszonymi. Jednak aby można było mówić o drganiach wymuszonych w układzie musiałoby pojawić się ich źródło. Wydaje się, że przyczyną powstawania takich drgań mogłaby być jedynie graniastość obrabianego koła. Wszystko wskazuje zatem na występowanie drgań samowzbudnych wynikających z procesu skrawania.

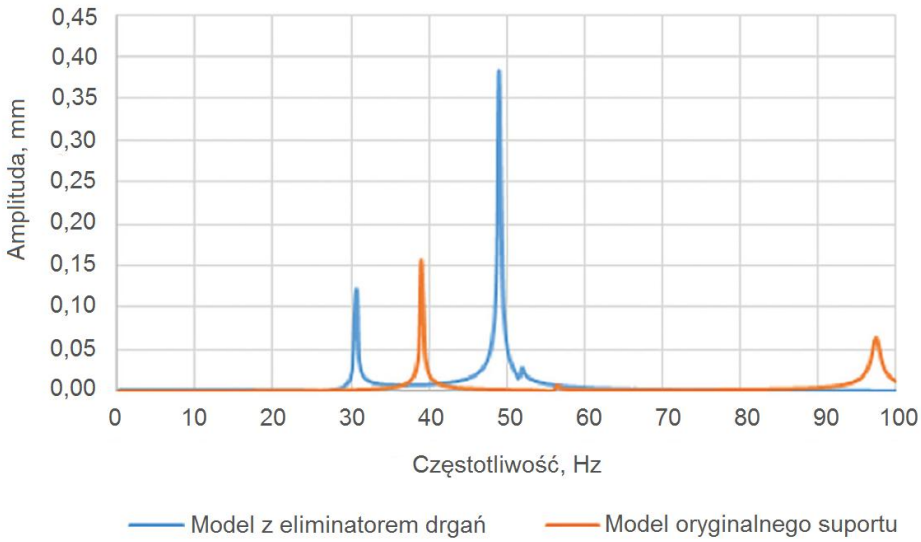
W odpowiedzi na uzyskane wyniki i analizę rezultatów badań obiektu rzeczywistego zaproponowano cztery sposoby poprawy własności eksploatacyjnych obrabiarki. W pierwszej kolejności można dokonać zmian parametrów skrawania. Będzie to jednak skutkować obniżeniem wydajności procesu i niekoniecznie poprawi istniejący stan ze względu na bardzo blisko położone kolejne częstotliwości drgań własnych obrabiarki.

Kolejnym rozwiązaniem, mogłoby być wprowadzenie eliminatora drgań w postaci dodatkowej masy z odpowiednio dobranym tłumieniem. Jak pokazały kolejne analizy numeryczne obrabiarki takie rozwiązanie nie zmienia znacząco częstotliwości drgań, zmieniając nieznacznie ich amplitudę (Rys. 9 i 10). W rezultacie dalej pozostajemy w zakresie częstotliwości rezonansowych.

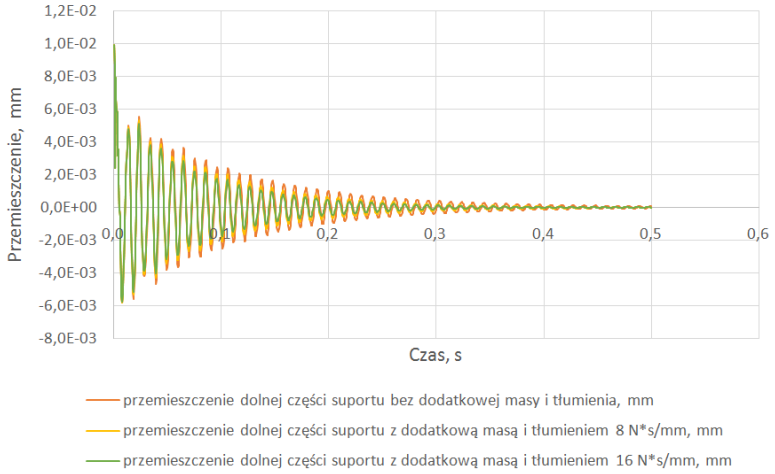


Rysunek 8. Wyniki analiz przemieszczeń pod działaniem siły 3kN przyłożonej w górnej części suportu: a) b) warunki obciążenia i utwierdzenia, c) d) przemieszczenia wypadkowe

Trzecie rozwiązanie dotyczy zmian konstrukcyjnych górnej części łoża i zmiany konstrukcji suportów. Może ono znacząco poprawić własności eksploatacyjne obrabiarki, wymaga jednak wykonania projektu, analizy numerycznej zaproponowanego rozwiązania i wyłączenia obrabiarki z eksploatacji celem dokonania zmian w jej konstrukcji. Ostatnie rozwiązanie wymaga również ingerencji w istniejącą konstrukcję poprzez wypełnienie wybranych korpusów polimerobetonem. W efekcie nie otrzymamy znaczącej zmiany częstotliwości, zatem dalej obrabiarka pracować będzie w zakresie rezonansowym, jednak powinniśmy uzyskać nawet kilkukrotne obniżenie amplitudy drgań.



Rysunek 9. Odpowiedź częstotliwościowa układu na wymuszenie harmoniczne dla punktu w górnej części suwaka.



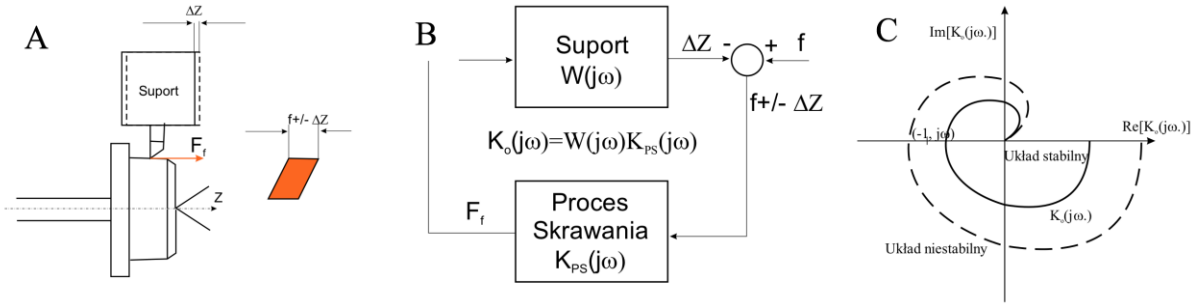
Rysunek 10. Przemieszczenia punktu w dolnej części suwaka dla wymuszenia harmonicznego.

4. Wnioski

Przedstawiona próba poprawy dokładności obróbki tokarki kołowej pokazuje, że na etapie eksploatacji jest to zadanie bardzo trudne. W pierwszej kolejności wymaga przeprowadzenia badań eksperymentalnych, np. analizy drgań podczas obróbki. W kolejnym kroku konieczne jest opracowanie modelu i przeprowadzenie analiz numerycznych celem uzyskania wyników referencyjnych do dalszych analiz. Mając zestawione w ten sposób dane (m.in. częstotliwości własne, wskaźniki sztywności) można przystąpić do wprowadzania modyfikacji konstrukcji. Na tym etapie jednak możliwości są bardzo ograniczone a uzyskane efekty nie zawsze będą satysfakcjonujące. Dlatego też decydując się na wprowadzenie nowego rozwiązania konstrukcyjnego obrabiarki lub zwiększenia dotychczasowych parametrów obróbki najkorzystniej ten proces zrealizować na etapie projektowania. Wpłynąć to może na ograniczenie lub uniknięcie problemów eksploatacyjnych przedstawionych w niniejszym artykule.

Wymuszenia dynamiczne w tokarkach kołowych są na ogół niskiej częstotliwości, ponieważ prędkości obrotowe wrzecion są rzędu 1 – 2Hz. Dlatego pojawienie się drgań o częstotliwościach rzędu kilkudziesięciu Hz raczej nie można interpretować jako drgania wymuszone. Ich przyczyną raczej będzie utrata stabilności, czyli powstanie drgań

samowzbudnych [11, 20, 22]. Drgania samowzbudne powstają w układzie zamkniętym (Rys. 11 a, b), w którym oprócz układu mechanicznego występuje także proces skrawania. Tak więc ich pojawienie się uzależnione jest zarówno od podatności dynamicznej układu mechanicznego W(jω) jak i od modelu procesu skrawania $K_{PS}(j\omega)$ [9,17,24].



Rysunek 11. Schemat drgania samowzbudne. A) B) Układ drgań samowzbudnych C) Odpowiedź częstotliwościowa na utratę stabilności

Zgodnie z kryterium Nyquista utrata stabilności (co jest równoznaczne z powstaniem drgań samowzbudnych) ma miejsce, jeżeli charakterystyka widmowa układu otwartego Ko(jω) = W(jω)KPS(jω) nie obejmuje punktu (-1, jω) (Rys. 11c), czyli kiedy spełniona jest nierówność Ko(jω) = W(jω) KPS(jω) > -1 (charakterystyka Ko(jω) ma w obszarze częstotliwości drgań samowzbudnych wartość ujemną). Jeżeli więc podatność dynamiczna układu mechanicznego jest duża, np. w wyniku niskiej sztywności statycznej, to warunek stabilności może nie zostać spełniony i wówczas powstaną drgania samowzbudne.

Cechą drgań samowzbudnych jest to, że ich częstotliwość jest bliska jednej z częstotliwości drgań własnych układu mechanicznego. Jeżeli więc takie drgania się pojawią to naturalną drogą do ich wyeliminowania jest taka zmiana konstrukcyjna, która prowadzi do zmiany częstotliwości drgań własnych. Dla istniejącej obrabiarki jest to jednak praktycznie niemożliwe. Wtedy pozostają inne rozwiązania [1, 8], które można nazwać technologicznymi, a dotyczące parametrów obróbki, czyli dotyczące zmiany $K_{PS}(j\omega)$.

Ponieważ częstotliwość drgań samowzbudnych jest bliska jednej z częstotliwości drgań własnych układu mechanicznego, to analiza modalna pozwala na jej zidentyfikowanie. Klasyczna metoda wyznaczania częstotliwości drgań samowzbudnych polega na rozwiązaniu warunku $\mathrm{Im}[K_0(j\omega_0)]=0$, gdzie ω_0 – pulsacja drgań samowzbudnych, ale wymaga ona znajomości charakterystyki dynamicznej procesu skrawania $K_{PS}(j\omega)$.

Źródło finansowania: Publikacja została dofinansowana z dotacji statutowej Wydziału Mechanicznego Technologicznego Politechniki Śląskiej w roku 2017.

Literatura

1. Altintas Y., Eynian M., Onozuka H., Identification of dynamic cutting force coefficients and chatter stability with process damping, CIRP Annals, 2008; 57, 371–374.
2. Bąk P.A., Jemielniak K., Numerical simulation of self-excited vibrations under variable cutting conditions Journal of Machine Engineering, 2015, 15 (1), 36–45.
3. Bąk P.A., Jemielniak K., Self-excited Vibrations Avoidance Methodology in Non-linear Numerical Simulation Environment, Procedia CIRP, 2017; 62, 245–249.
4. Budak E., Tunc L.T., Identification and modeling of process damping in turning and milling using a new approach, CIRP Annals, 2010; 59, 403–408.

5. Cai L, Zhang Z, Cheng Q, Liu Z, Gu P. A, Geometric accuracy design method of multi-axis NC machine tool for improving machining accuracy reliability. Eksploatacja i niezawodnosc – Maintenance and Reliability 2015; 17 (1): 143–155.
6. Cui X., Chen G., Zhao J., Yan W., Ouyang H., Zhu M., Field investigation and numerical study of the rail corrugation caused by frictional self-excited vibration, Wear, 2017; 376–377 (Part B), 1919–1929.
7. Ekberg A., Sotkovszki P., Anisotropy and rolling contact fatigue of railway wheels, International Journal of Fatigue, 2001; 23, 29–43.
8. Erdbrink C.D., Krzhizhanovskaya V.V., Differential evolution for system identification of self-excited vibrations, Journal of Computational Science, 2015; 10, 360–369.
9. Hervé B., Sinou J., Mahé H., Jézéquel L., Analysis of squeal noise and mode coupling instabilities including damping and gyroscopic effects, European Journal of Mechanics/A Solids, 2008; 27 (2), 141–160.
10. Hiensch M., Nielsen J.C.O., Verheijen E., Rail corrugation in The Netherlands - measurements and simulations, Wear, 2002; 253, 140–149.
11. Ibrahim R.A., Friction-induced vibration, chatter, squeal and chaos, part I: mechanics of contact and friction, ASME Applied Mechanics Reviews, 1994; 47 (7), 227–253.
12. Jablonski A., T. Barszcz T., Validation of vibration measurements for heavy duty machinery diagnostics, In Mechanical Systems and Signal Processing, 2013; 38 (1), 248–263.
13. Jemielniak K., Nejman M., Śniegulska-Grądzka D., Analytical and numerical determination of stability limit in turning, Journal of Machine Engineering, 2012; 17, 81–92.
14. Jemielniak K., Widota A., Numerical simulation of non-linear chatter vibration in turning, International Journal of Machine Tools & Manufacturing, 1989; 29, 239–247.
15. Jergéus J., Odenmarck C., Lundén R., Sotkovszki P., Karlsson B., Gullers P., Full-scale railway wheel flat experiments, Procedia Institute Mechanical Engineering Part F: Journal of Rail Rapid Transit, 1999; 213, 1–13.
16. Jin X., Wen Z., Rail corrugation formation studied with a full-scale test facility and numerical analysis, Procedia Institute Mechanical Engineering Part J: Engineering Tribology, 2007; 221, 675–698.
17. Kröger M., Neubauer M., Popp K., Experimental investigation on the avoidance of self-excited vibrations, Philosophical Transactions of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences, 2008; 366 (1866), 785–810.
18. Kujan K., Investigations and analysis of repeatability of geometric deviation distribution in the machining process. Eksploatacja i niezawodnosc – Maintenance and Reliability 2008; 3 (39): 45–52.
19. Mikaliūnas S.,Vaičiūnas G., Lingaitis L.P., The analysis of wear intensity of the locomotive wheel – sets. Eksploatacja i niezawodnosc – Maintenance and Reliability 2004; 3 (23): 23–28.
20. Mottershead J., Vibration and friction induced instability in disks, Shock and Vibration Digest, 1998; 30 (1), 14–31.
21. Parida N., Das S.K., Tarafder S., Failure analysis of railroad wheels and manufacturing aspects, Engineering Failure Analysis, 2009; 16, 1454–1460.
22. Rusinek R., Warmiński J., Szabelski K., Teter A., Litak G., Lipski J., Zaleski K., Influence of changeable parameters of straight turning on final surface quality. Eksploatacja i niezawodnosc – Maintenance and Reliability 2001; 5 (12): 41–42.

23. Sheng X., Thompson D.J., Jones C.J.C., Xie G., Iwnicki S.D., Allen P., Hsu S.S., Simulations of roughness initiation and growth on railway rails, Journal of Sound and Vibration, 2006; 293, 819–829.
24. Spelsberg-Korspeter G., Structural optimization for the avoidance of self-excited vibrations based on analytical models, Journal of Sound and Vibration, 2010; 329, 4829–4840.
25. Stone D.H., Carpenter G.F., Wheel thermal damage limits, railroad conference, Procedia of the 1994 ASME/IEEE Joint, 1994.
26. Uriarte L., Zatarain M., Axinte D., Yagüe-Fabra J., Ihlenfeldt S., Eguia J., Olarra A., Machine tools for large parts, CIRP Annals – Manufacturing Technology, 2013; 62 (2), 731–750.
27. Urbikain G., Campa F.-J., Zulaika J.J., López de Lacalle L.N., Alonso M.A., Collado V., Preventing chatter vibrations in heavy-duty turning operations in large horizontal lathes, Journal of Sound and Vibration, 2015; 340, 317–330.
28. Vaičiūnas G, Bureika G, Steišūnas S. Research on metal fatigue of rail vehicle wheel considering the wear intensity of rolling surface. Eksploatacja i niezawodnosc – Maintenance and reliability 2018; 20 (1): 24–29, http://dx.doi.org/10.17531/ein.2018.1.4.
29. Vaičiūnas G., Lingaitis L.P., The influence of railroad curves the wear of lubricated and unlubricated wheel flanges. Eksploatacja i niezawodnosc – Maintenance and Reliability 2010; 3 (47): 40–43.
30. Wąsik M., Kolka A., Machining Accuracy Improvement by Compensation of Machine and Workpiece Deformation, Procedia Manufacturing, 2017; 11, 2187–2194.e