

Vibration analysis of a turning tool with passive damping

Analiza drgań noża tokarskiego z tłumieniem pasywnym

KAMIL KLAMCZYŃSKI
PIOTR ZIARKOWSKI
RADOSŁAW SÓJKA
NATALIA KOWALSKA
SŁAWOMIR BŁASIAK
ŁUKASZ NOWAKOWSKI
MICHAŁ SKRZYNIARZ *

DOI: <https://doi.org/10.17814/mechanik.2022.10.19>

Mechanical vibrations generated during machining can cause many problems in production processes. Vibrations can cause high dynamic loads leading to damage of the machine spindle, the cutting tool or the workpiece. Another unwanted effect of the existence of vibration during the machining process can be a deterioration in the quality of the machined surface. In this paper, a comparative analysis was carried out based on studies of the face turning process with conventional knives and those equipped with passive vibration damping systems. The results show the influence of the implemented vibration damper on the cutting process.

KEYWORDS: vibrations, machining, turning, vibration damping, MES simulations

Drgania mechaniczne pojawiające się podczas obróbki skrawaniem mogą być przyczyną występowania wielu problemów w procesach produkcyjnych. Drgania mogą powodować duże obciążenia dynamiczne prowadzące do uszkodzenia wrzeciona obrabiarki, narzędzia skrawającego lub przedmiotu obrabianego. Innym niepożądanym efektem występowania drgań w czasie procesu obróbki mechanicznej może być pogorszenie jakości obrabianej powierzchni. W niniejszej pracy przeprowadzono analizę porównawczą na podstawie badań procesu toczenia czołowego powierzchni nożami konwencjonalnymi i wyposażonymi w pasywne systemy tłumienia drgań. Wyniki badań przedstawiają wpływ zastosowanego tłumika drgań na przebieg procesu skrawania.

SŁOWA KLUCZOWE: drgania, obróbka skrawaniem, toczenie, tłumienie drgań, symulacje MES

Wprowadzenie

Wyzwania nowoczesnego przemysłu obróbki skrawaniem koncentrują się na osiągnięciu wysokiej jakości wykonania przedmiotów, obniżeniu kosztów pro-

dukcji oraz zwiększeniu wydajności skrawania przy jednoczesnej redukcji szkodliwego wpływu obróbki na środowisko naturalne [1, 2]. Jednym z głównych czynników, które powodują niestabilność i obniżenie produktywności obróbki mechanicznej, są drgania samowzbudne. Naukowcy, aby zbadać problem występowania drgań w trakcie procesu skrawania, opracowali wiele rozwiązań pozwalających na ich pomiar oraz przeciwdziałanie im (ich redukcję) [3–6]. W przywołanych pracach udowodniono, że jedną z przyczyn powstawania drgań samowzbudnych jest niska sztywność narzędzia. Występowanie drgań może prowadzić do obniżenia jakości obrabianej powierzchni, nadmiernego zużycia narzędzia oraz emisji hałasu [7–9].

Podczas procesu obróbki drgania narzędzia można ograniczyć na wiele sposobów. Jednym z nich jest zastosowanie tłumików drgań. Na podstawie przeglądu literatury stwierdzono, że najskuteczniej drgania redukują tłumiki o konstrukcji: udarowej, wiskotycznej, magnetoreologicznej i ciernej. Stwierdzono również, że tłumik udarowy zapewnia skuteczne tłumienie drgań w określonym zakresie częstotliwości i przyspieszeń [10–15]. Tłumiki tego typu mają prostą konstrukcję.

W wyniku analizy literatury zauważono pewną analogię – mianowicie podobieństwo konstrukcji tłumików drgań udarowych i z masą tłumiącą. Zasadnicza różnica polega na sposobie zamontowania elementu tłumiącego. Układy tłumienia drgań mają pewne ograniczenia konstrukcyjne. Głównym problemem przy stosowaniu układów redukcji drgań w konstrukcji narzędzi skrawających jest konieczność zaplanowania odpowiedniej ilości miejsca do ich montażu. Wymagana przestrzeń do montażu tłumika drgań jest uzależniona od konstrukcji elementu tłumiącego drgania oraz procedur montażowych. Istnieje również możliwość wystąpienia drgań w kierunkach, w których nie ma

* Mgr inż. Kamil Klamczyński – kklamczynski@tu.kielce.pl, <https://orcid.org/0000-0002-8380-210X> – Wydział Mechatroniki i Budowy Maszyn, Politechnika Świętokrzyska, Kielce, Polska
Mgr inż. Piotr Ziarkowski – pziarkowski@tu.kielce.pl, <https://orcid.org/0000-0002-1104-4928> – Wydział Mechatroniki i Budowy Maszyn, Politechnika Świętokrzyska, Kielce, Polska
Mgr inż. Radosław Sójka – rsojka@tu.kielce.pl, <https://orcid.org/0000-0003-2586-0237> – Wydział Mechatroniki i Budowy Maszyn, Politechnika Świętokrzyska, Kielce, Polska
Mgr inż. Natalia Kowalska – nkowalska@tu.kielce.pl, <https://orcid.org/0000-0003-3043-7812> – Wydział Mechatroniki i Budowy Maszyn, Politechnika Świętokrzyska, Kielce, Polska
Dr hab. inż. Sławomir Błasiak, prof. PŚk – sblasiak@tu.kielce.pl, <https://orcid.org/0000-0001-7333-4026> – Wydział Mechatroniki i Budowy Maszyn, Politechnika Świętokrzyska, Kielce, Polska
Dr inż. Łukasz Nowakowski – lukasn@tu.kielce.pl, <https://orcid.org/0000-0002-2425-7295> – Wydział Mechatroniki i Budowy Maszyn, Politechnika Świętokrzyska, Kielce, Polska
Dr inż. Michał Skrzyniarz – mskrzyniarz@tu.kielce.pl, <https://orcid.org/0000-0003-4590-5842> – Wydział Mechatroniki i Budowy Maszyn, Politechnika Świętokrzyska, Kielce, Polska

technicznych możliwości zamocowania tłumika drgań. Jest to niezwykle istotne w przypadku inicjalizacji procesu skrawania, czyli w momencie pierwszego kontaktu narzędzia z materiałem.

Celem niniejszej pracy jest analiza badań porównawczych dwóch konstrukcji noży tokarskich: noża konwencjonalnego oraz noża o autorskiej konstrukcji z tłumikiem drgań.

Obiekt badań

Badania porównawcze przeprowadzono dla dwóch rodzajów obiektów:

- noża bez tłumienia drgań,
- własnej konstrukcji noża z tłumieniem drgań.

Konstrukcję obu noży przedstawiono na rys. 1. Nóż tokarski SCLCL2020K-12 użyty w trakcie eksperymentu ma część chwytową o przekroju kwadratowym 20×20 mm oraz długość całkowitą 125 mm (z uwzględnieniem: trzpienia, płytki skrawającej i śruby). W gnieździe noża tokarskiego zamontowano płytkę WNMG 060408-TF IC907. Właściwości materiałowe oprawki podano w tabl. I.

Tłumik drgań składa się z walca z węgla spiekane go wprasowanego w otwór wykonany w części chwytowej

TABLE I. Material properties of the holder (Iscar)
TABLICA I. Właściwości materiałowe oprawki (Iscar)

Nazwa	Materiał	Gęstość [kg/m ³]	Moduł Younga [N/m ²]	Współczynnik Poissona
Trzonek narzędzia	stal węglowa	7 850	2,09E+11	0,3
Płytki skrawająca	węglik wolframu	15 800	5,55E+11	0,28
Śruba	stal	7 850	2,09E+11	0,29

wej noża tokarskiego. Z literatury wynika, że dobre tłumienie osiąga się wtedy, gdy stosunek masy tłumika do masy trzpienia narzędzia wynosi 0,1 lub więcej [12, 14]. Ze względu na wymiary narzędzia ustalono, że najlepszym rozwiązaniem będzie wykonanie tłumika w kształcie walca o wymiarach $\varnothing 12 \times 100$ mm. Konstrukcję i sposób montażu tłumika przedstawiono na rys. 2.

Określając warunki brzegowe wysięgu narzędzia na poziomie 25 i 55 mm dla prób skrawania, uwzględniono wymiary obrabianego przedmiotu, profil oprawki, system mocowania, ograniczenie geometryczne płytki oraz sposób obsługi narzędzia i mocowania przedmiotu obrabianego.

Metodyka badań

Przeprowadzono dwa rodzaje analiz: symulacyjną i eksperymentalną, aby zbadać wpływ zastosowania tłumika drgań na pracę noża tokarskiego podczas toczenia powierzchni czołowej krążka o średnicy $\varnothing 150$ mm, wykonanego z żeliwa sferoidalnego EN-GJS400-15.

Badania symulacyjne

Kompletny model 3D noża tokarskiego zaimplementowano do analizy w programie ANSYS Workbench.

Dyskretyzacja modelu metodą elementów skończonych z wykorzystaniem elementów bryłowych 3D daje najbardziej realistyczne wyniki w porównaniu z innymi typami elementów skończonych. Elementy bryłowe pozwalają na pełne zobrazowanie przepływu energii przez określony element konstrukcji i zapewniają najdokładniejszą wizualizację ugięcia w każdym kierunku. Elementy te wymagają jednak bardzo małej siatki, co wydłuża czas potrzebny na wykonanie obliczeń przez program rozwiązujący. Tłumik drgań użyty w konstrukcji noża tokarskiego jest masą skupioną, osadzaną w nożu tokarskim na wcisk. W programie ANSYS przeprowadzono analizę liniową, ponieważ do tłumienia drgań zastosowano tłumik masowy, a nie lepkosprężysty.

Siatkę modelu narzędzia z tłumikiem i bez tłumika wygenerowano w programie ANSYS Meshing, co pokazano na rys. 3.

Element jest zdefiniowany przez 1 500 000 węzłów o trzech stopniach swobody w każdym węźle, co odpowiada 400 000 elementów w kształcie sześcianu foremego, w których zastosowano metodę całkowania zredukowanego.

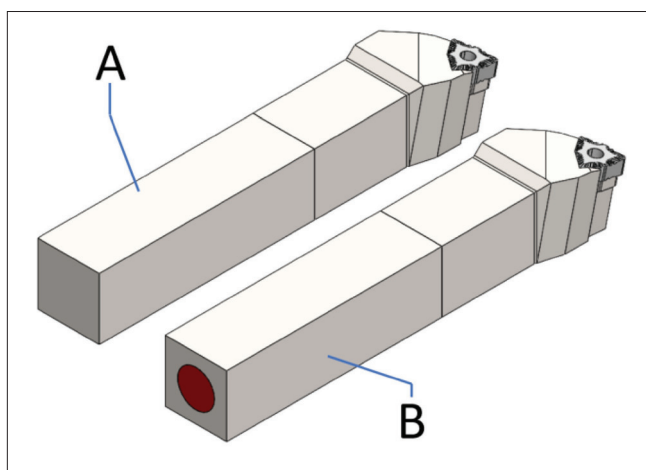


Fig. 1. Geometric model of the holder: A – without a vibration damper, B – with a vibration damper

Rys. 1. Model geometryczny oprawki: A – bez tłumika, B – z tłumikiem drgań

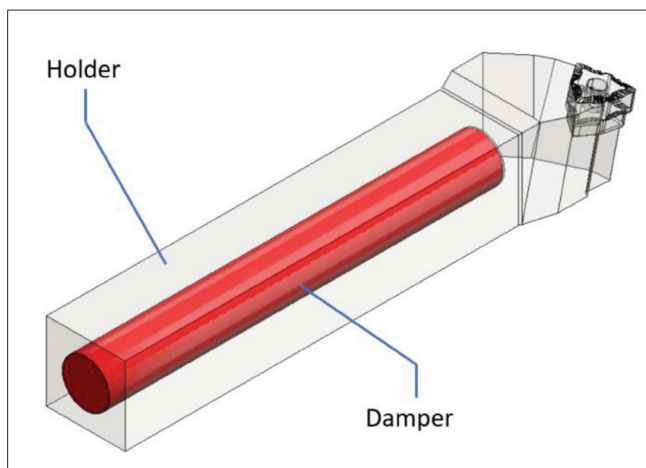


Fig. 2. Model of a turning tool with a vibration damper

Rys. 2. Model noża tokarskiego z tłumikiem drgań

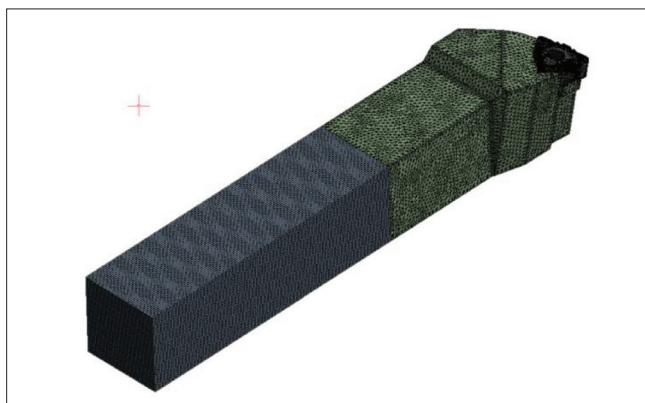


Fig. 3. Model of the holder after using meshing in ANSYS
Rys. 3. Model oprawki po zastosowaniu siatkowania w programie ANSYS

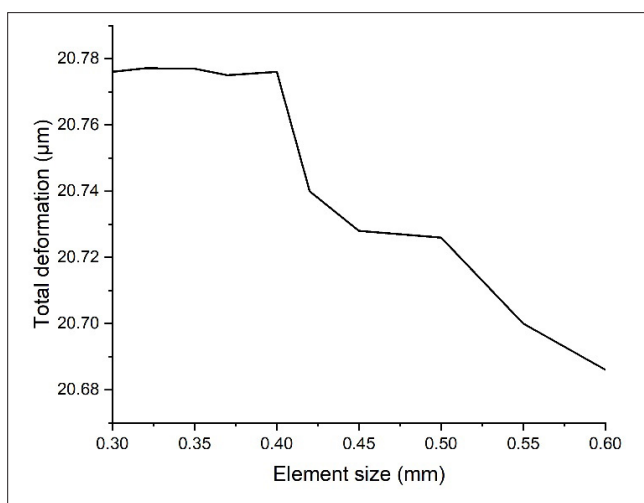


Fig. 4. Dependence of the element size on the value of the maximum deflection
Rys. 4. Zależność rozmiaru elementu od wartości maksymalnego ugięcia

Badanie niezależności siatki przeprowadzono dla narzędzia bez obciążeń zewnętrznych. Celem badania niezależności siatki jest zminimalizowanie liczby elementów, która może zapewnić optymalne wyniki bez nadmiernego zużycia mocy obliczeniowej komputera. Spośród parametrów wyjściowych, takich jak ugięcie, odkształcenie czy naprężenie, w badaniu niezależności siatki wybrano tylko jeden. W tym przypadku za podstawowy parametr uznano ugięcie, ponieważ ma kluczowy wpływ na przebieg procesu skrawania, jak również na chropowatość powierzchni, zużycie narzędzia oraz wartości sił i momentów występujących w procesie toczenia.

W badaniach symulacyjnych istnieje pewna liczba elementów siatki 3D, po której przekroczeniu dokładność nie może być poprawiona. Na rys. 4 przedstawiono wykres pokazujący zależność rozmiaru elementu siatki od maksymalnego ugięcia.

Analizując wykres, stwierdzono, że ugięcie nie zmienia się dla elementów mniejszych niż 0,4 mm.

Wyniki badań symulacyjnych

Wartości ugięcia dla różnych długości mocowania noża tokarskiego z tłumikiem i bez tłumika obliczono

z użyciem analizy statycznej. Siłę skrawania działającą na końcówkę płytki narzędzia obliczono ze wzoru:

$$F_t = 396,000 \cdot a_p \cdot f_n \cdot P_c$$

Siłę skrawania o wartości 500 N przyłożono do naroża płytki skrawającej w kierunku normalnym do płaszczyzny mocowania. Płaszczyznę dolną i górną uchwytu noża tokarskiego ustalono jako powierzchnie utwardzone, co pokazano na rys. 5.

Analizę statyczną przeprowadzono dla wysięgu noża 25 mm i 55 mm, indywidualnie z tłumikiem drgań i bez niego, uzyskując odpowiednie maksymalne ugięcia. Na rys. 6 widać symulacyjne ugięcie noża tokarskiego.

Na rys. 7 i 8 przedstawiono wykresy ugięć dla noża z tłumikiem drgań i bez niego, umieszczonego na wysięgu o długości 25 mm i 55 mm.

Stwierdzono, że maksymalne ugięcie przy długości wysięgu 25 mm dla narzędzia z tłumikiem i bez tłumika wynosiło odpowiednio 7,321 μm i 6,985 μm. Z tego jasno wynika, że ugięcie narzędzia zmniejszyło się o 5%.

Podobnie dla długości wysięgu 55 mm ugięcie wynosi 17,963 μm, podczas gdy dla oprawki bez tłumika wynosi ono 20,728 μm. Jest to więc ugięcie o 13% mniejsze niż w przypadku noża bez tłumika.

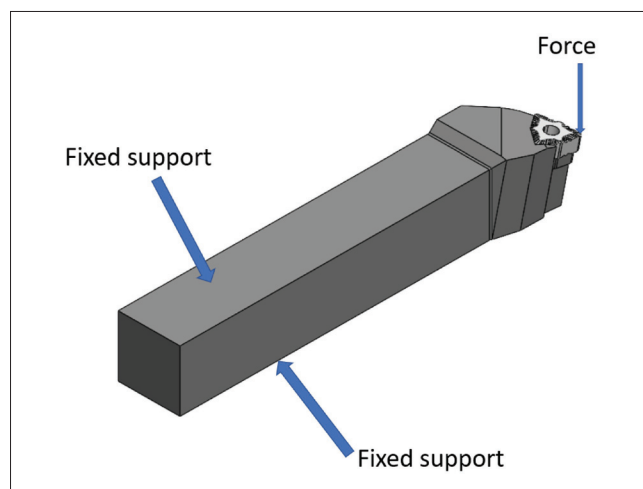


Fig. 5. Boundary conditions
Rys. 5. Warunki brzegowe

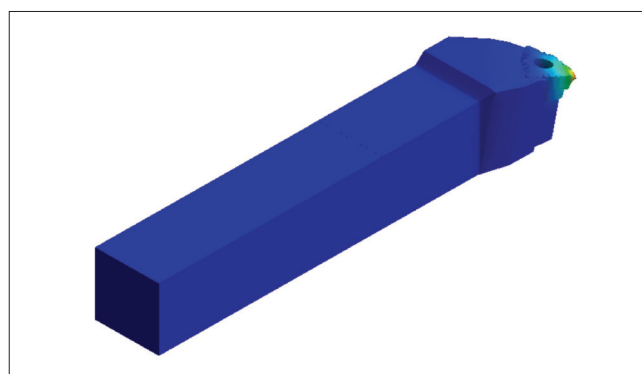


Fig. 6. Analysis of the deflection of the turning tool tip presented in the ANSYS program
Rys. 6. Analiza ugięcia końcówki noża tokarskiego przedstawiona w programie ANSYS

Wyniki badań wyraźnie wskazują, że gdy długość zamocowania maleje, ugięcie wzrasta, a tłumik wykonany z węgla spiekane go daje lepsze wyniki w porównaniu z narzędziem bez tłumika.

Na rys. 9 przedstawiono wykres amplitudowo-częstotliwościowy. Rezonans występuje wtedy, gdy częstotliwość siły wymuszającej jest bliska częstotliwości własnej oscylatora. Największą wartość amplitudy drgań obserwuje się przy minimalnej wartości współczynnika tłumienia. Krzywa jest też najwyższa w warunkach najmniejszego tłumienia.

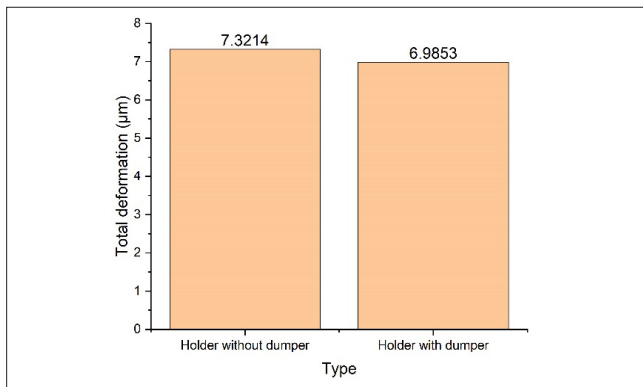


Fig. 7. Dependence of the type of turning tool used on the value of the maximum deflection – projection 25 mm

Rys. 7. Zależność rodzaju zastosowanego noża od wartości maksymalnego ugięcia – wysięg 25 mm

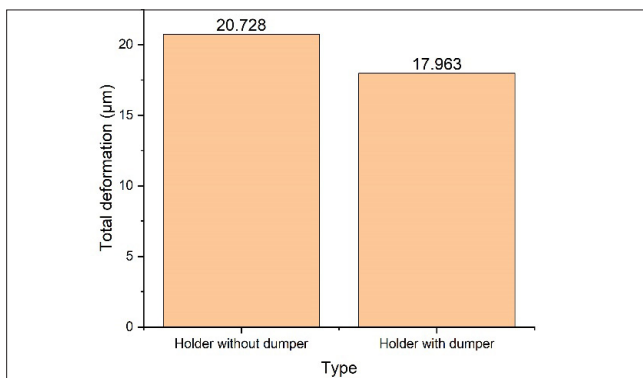


Fig. 8. Dependence of the type of turning tool used on the value of the maximum deflection – projection 55 mm

Rys. 8. Zależność rodzaju zastosowanego noża od wartości maksymalnego ugięcia – wysięg 55 mm

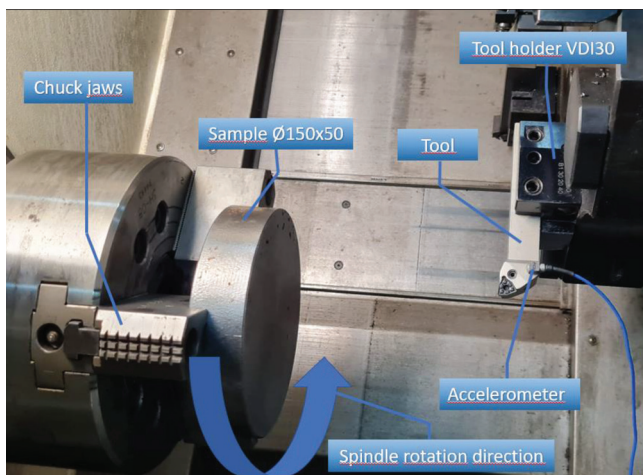


Fig. 10. View of the test stand

Rys. 10. Widok stanowiska badawczego

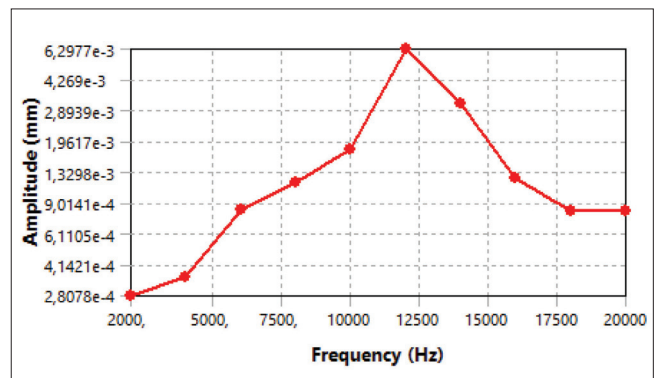


Fig. 9. Amplitude-frequency diagram

Rys. 9. Wykres amplitudowo-częstotliwościowy

Opis stanowiska badawczego

Próby skrawania przeprowadzono na sterowanej numerycznie tokarce CTX 310 ECO. Jest to kompaktowa tokarka produkcji DMG Gildemeister, umożliwiająca realizację różnorodnych prac tokarskich z wykorzystaniem sterowania Sinumeric 810. Stanowisko badawcze pokazano na rys. 10.

Do noża tokarskiego został przymocowany trójosiowy akcelerometr typu ICP – model 356A01 firmy PCB. Pomiary były rejestrowane za pomocą stanowiska wyposażonego w komputer z podłączonym wzmacniaczem pomiarowym MX840B firmy HBM, obsługiwanym przez program Catman Easy. Pomiary struktury geometrycznej powierzchni przeprowadzono na profilometrze Talysurf CCI – Lite Non-contact 3D Profiler, wyposażonym w oprogramowanie TalyMap Platinum.

Badania eksperymentalne

Pierwszy etap badań eksperymentalnych polegał na przeprowadzeniu prób skrawania nożem bez tłumika drgań dla dwóch wysięgów noża tokarskiego. Na drugim etapie wykonano badania na tym samym typie materiału, lecz z zastosowaniem autorskiej konstrukcji noża z tłumikiem drgań. Trzeci etap badań eksperymentalnych polegał na porównaniu struktury geometrycznej powierzchni próbek obrobionych z użyciem narzędzia bez tłumika i z tłumikiem drgań.

Podczas prób skrawania mierzono przyspieszenia części roboczej noża tokarskiego w trzech kierunkach. Zgodnie z opisaną wcześniej metodyką badań na ostatnim etapie przeprowadzono analizę porównawczą struktury geometrycznej powierzchni obrobionych próbek.

Aby zbadać wpływ tłumika drgań na parametry pracy narzędzia i wydajność skrawania podczas toczenia poprzecznego żeliwa EN-GJS-400-15, próby skrawania realizowano ze stałymi: posuwem na obrót, prędkością obrotową wrzeciona oraz głębokością skrawania.

W tabl. II zestawiono parametry techniczne, z którymi przeprowadzano próby skrawania.

Proces skrawania prowadzono w warunkach suchych, bez użycia cieczy chłodząco-smarującej, a każdy eksperyment trwał około minuty. Parametry

TABLE II. List of technological parameters
TABLICA II. Zestawienie parametrów technologicznych

Parametr	Wartość
Prędkość obrotowa	425 obr/min
Posuw	0,15 mm/obr
Głębokość skrawania	1 mm

robocze dobrano na podstawie danych katalogowych producenta narzędzi. Materiałem obrabianym było żeliwo sferoidalne EN-GJS-400-15. Zawiera ono ok. 50% perlitu, 40% ferrytu i 10% grafitu.

Ferrytyczne i ferrytyczno-perlityczne żeliwo sferoidalne cechuje się skrawalnością zbliżoną do stali niskostopowej, ma zwiększone właściwości ścierne w stosunku do żeliwa ferrytycznego oraz ferrytyczno-perlitycznego. Ma również wyższą ciągliwość niż żeliwa szare. Grafit występujący w żeliwie jest odpowiedzialny za jego niższą gęstość (10% mniejszą niż stali).

Do badań użyto krążków o średnicy zewnętrznej $\varnothing 150$ mm i grubości 50 mm. Badania przeprowadzono na ośmiu próbkach.

Po próbach skrawania przeprowadzono analizę wyników badań, które podzielono na dwie grupy. Do pierwszej zaliczono badania próbek wykonanych oprawką z wysięgiem o wartości 25 mm, a do drugiej – próbek wykonanych na wysięgu 55 mm.

Na rys. 11–14 przedstawiono wykresy *peak to peak* przyspieszeń zmierzonych na części roboczej narzędzia. Na wykresach widać, że w przypadku większego wysięgu dzięki zastosowaniu tłumika drgań przyspieszenia wzdłuż osi *X* układu pomiarowego ulegają znacznemu zredukowaniu.

W przypadku pomiarów dokonanych w kierunku osi *Y* przy wysięgu 55 mm tłumik skutecznie obniżył amplitudę drgań końcówki narzędzia. Przy mniejszym wysięgu zastosowany rodzaj tłumienia nie okazał się skuteczny.

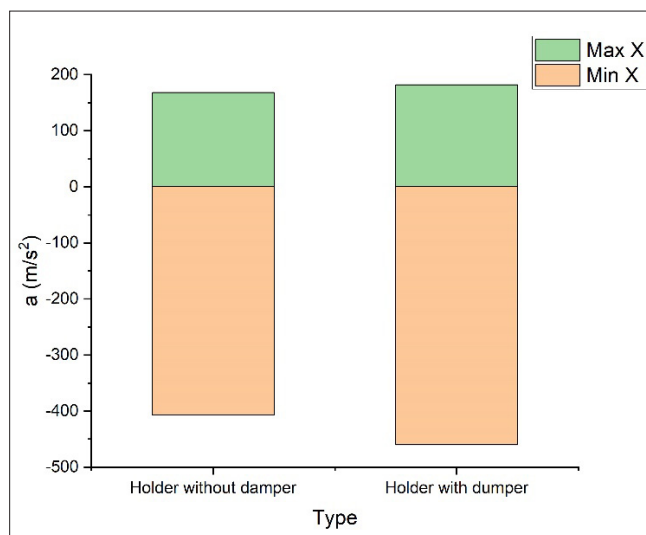


Fig. 11. PtP graph of recorded accelerations along the *X* axis of the lathe – overhang 25 mm

Rys. 11. Wykres PtP zarejestrowanych przyspieszeń wzdłuż osi *X* tokarki – wysięg 25 mm

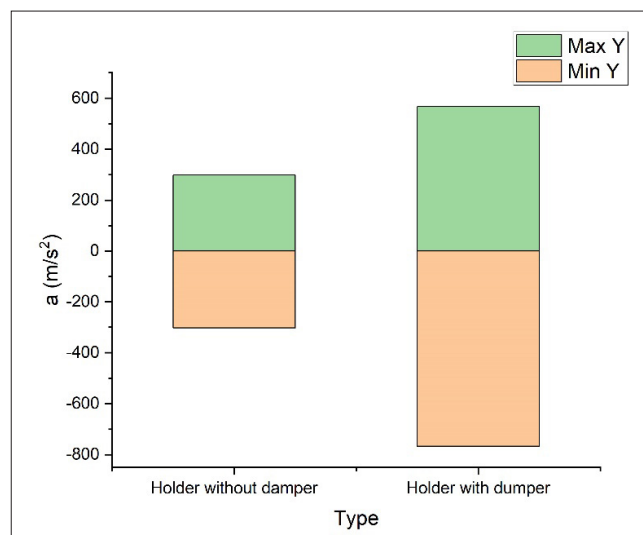


Fig. 13. PtP graph of recorded accelerations along the *Y* axis of the lathe – overhang 25 mm

Rys. 13. Wykres PtP zarejestrowanych przyspieszeń wzdłuż osi *Y* tokarki – wysięg 25 mm

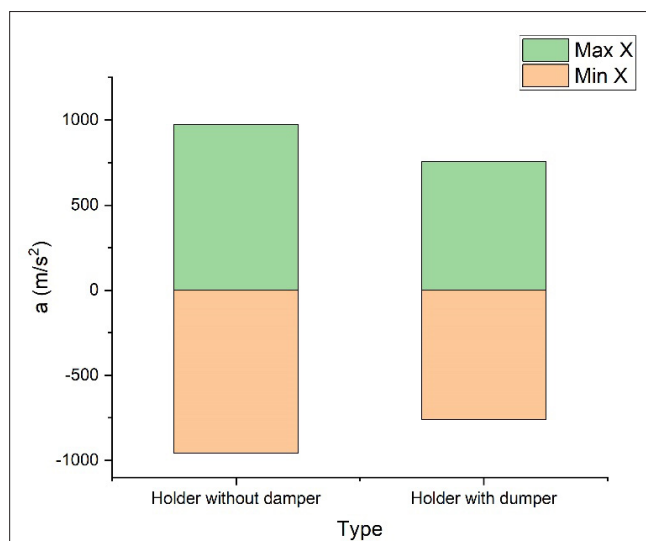


Fig. 12. PtP graph of recorded accelerations along the *X* axis of the lathe – overhang 55 mm

Rys. 12. Wykres PtP zarejestrowanych przyspieszeń wzdłuż osi *X* tokarki – wysięg 55 mm

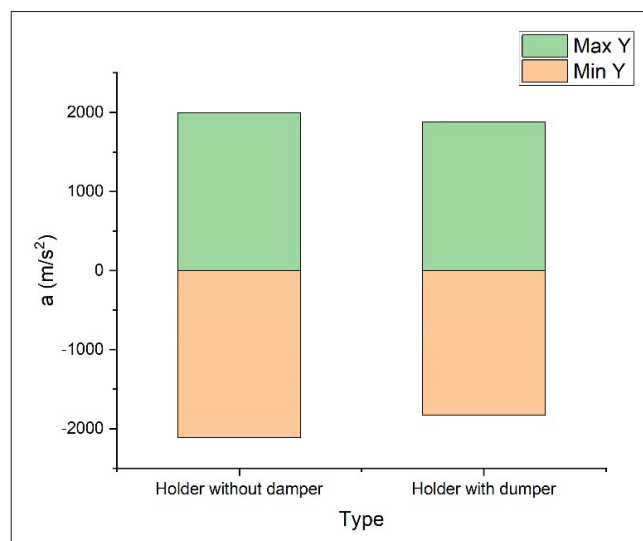


Fig. 14. PtP graph of recorded accelerations along the *Y* axis of the lathe – overhang 55 mm

Rys. 14. Wykres PtP zarejestrowanych przyspieszeń wzdłuż osi *Y* tokarki – wysięg 55 mm

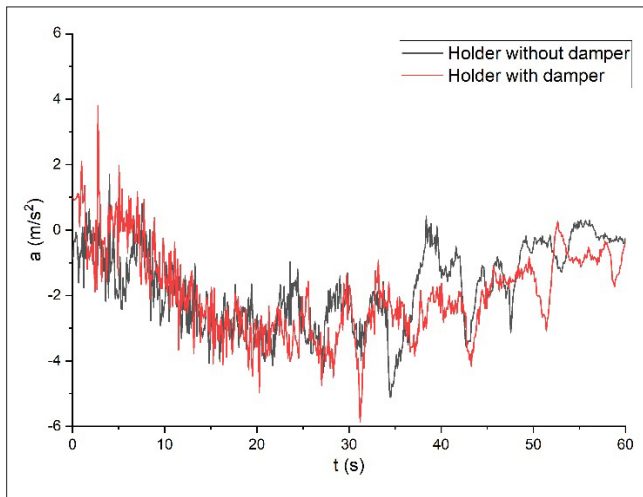


Fig. 15. Graph of the read accelerometer values along the X axis of the lathe – projection 25 mm
Rys. 15. Wykres odczytanych wartości akceleratoru wzdłuż osi X tokarki – wysięg 25 mm

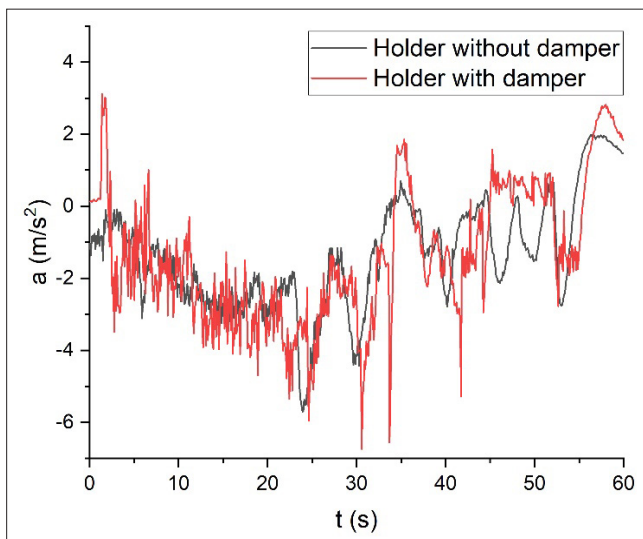


Fig. 16. Graph of read accelerometer values along the X axis of the lathe – projection 55 mm
Rys. 16. Wykres odczytanych wartości akceleratoru wzdłuż osi X tokarki – wysięg 55 mm

TABLE III. List of selected parameters of the geometric structure of the surface for the samples made
TABLICA III. Zestawienie wybranych parametrów struktury geometrycznej powierzchni dla wykonanych próbek

Rodzaj oprawki	Oprawka bez tłumika	Oprawka z tłumikiem	Oprawka bez tłumika	Oprawka z tłumikiem
Wysięg noża	25 mm	25 mm	55 mm	55 mm
Parametr				
Sq [μm]	4,9	5,3	4,6	4,8
Sp [μm]	14,1	13,5	15,4	13,6
Sv [μm]	18,1	17,4	16,3	15,8
Sz [μm]	32,2	31,6	31,7	29,5
Sa [μm]	3,9	4,1	3,7	3,9
Rz [μm]	20,1	15,3	13,9	14,2
Ra [μm]	3,2	2,6	2,5	2,7
RSm [mm]	0,1	0,1	0,2	0,1

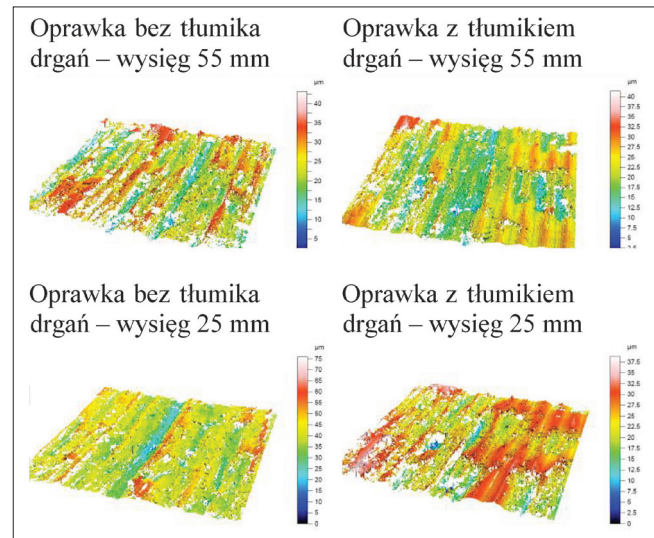


Fig. 17. Isometric images of the measured sample surfaces
Rys. 17. Obrazy izometryczne zmierzonych powierzchni próbek

Analizując zarejestrowane przez czujnik sygnały przyspieszenia (rys. 15 i 16) podczas całego zarejestrowanego procesu skrawania zauważono, że zastosowanie tłumika pozwoliło ustabilizować amplitudę drgań noża tokarskiego na poziomie 1,22.

Po przeprowadzeniu prób skrawania kolejną część eksperymentu polegała na pomiarze wybranych parametrów struktury geometrycznej powierzchni. Na rys. 17 przedstawiono opracowane zestawienia obrazów izometrycznych zmierzonych powierzchni próbek. Na podstawie analizy otrzymanych obrazów izometrycznych zauważono, że w przypadku zastosowania oprawki z zamontowanym tłumikiem drgań chropowatość powierzchni uległa poprawie w stosunku do wersji z narzędziem bez tłumika.

W tabl. III pokazano wybrane parametry struktury geometrycznej obrobionych powierzchni próbek.

Na podstawie danych przedstawionych w tabl. III wyciągnięto wniosek, że parametry chropowatości Sq oraz Sa mają tendencję wzrostową w przypadku oprawek z tłumikiem drgań. Pozostałe parametry 3D chropowatości powierzchni – takie jak: Sp , Sv , Sz – przeciwnie, ich wartości maleją po zastosowaniu systemu tłumiącego drgania. Parametr chropowatości Rz , czyli maksymalna wysokość chropowatości, gdy porówna się oprawkę bez tłumika i z tłumikiem, ulega zwiększeniu o 0,3 μm przy wysięgu wynoszącym 55 mm. Zauważalny skok wartości tego parametru odnotowano przy zmniejszeniu wysięgu narzędzia. Parametr chropowatości Ra , informujący o odchyleniu średnim arytmetycznym, zmienia wartość od 2,5 μm do 2,7 μm w przypadku większego wysięgu oraz od 3,2 μm do 2,6 μm przy wysięgu wynoszącym 25 mm.

Kolejnym istotnym parametrem opisującym powstałą powierzchnię jest parametr RSm . Parametr ten opisuje średnią szerokość elementów profilu chropowatości, co powinno odpowiadać wartości posuwu na obrót. W tym badaniu posuw był ustalony na poziomie 0,15 mm/obr i parametr ten nie ulega znacznej zmianie ze względu na geometrię płytki skrawającej.

Otrzymane wyniki pozwalają na postawienie konkretnych wniosków użytkowych.

Podsumowanie

Zaprojektowano, wykonano i przetestowano tłumik drgań w celu zbadania jego wpływu na chropowatość powierzchni oraz drgania narzędzia podczas toczenia żeliwa sferoidalnego EN-GJS-400-15. Badania przeprowadzono z użyciem metod symulacyjnych i eksperymentalnych. Przeprowadzono próby skrawania w celu zbadania wpływu zastosowanego tłumika na pracę noża tokarskiego ze zmiennymi warunkami jego mocowania w oprawce. Z badań wyciągnięto następujące wnioski:

- Zastosowanie pasywnego systemu tłumienia drgań w narzędziu poprawia jakość wykończenia powierzchni i zwiększa wydajność procesu toczenia.
- Pasywny system tłumienia drgań, wykorzystujący pręt z węgla spiekanego, jest prosty w budowie, wytrzymały i tani w porównaniu z istniejącymi na rynku systemami tłumienia drgań.
- W przypadku minimalnego wysięgu narzędzia zastosowanie tłumika drgań staje się bezzasadne.
- Dla noża o wysięgu 25 mm zastosowanie tłumika z węgla spiekanego pozwoliło na zmniejszenie jego ugięcia o 5% w odniesieniu do noża bez tłumika.
- Dla noża o wysięgu 55 mm zastosowanie tłumika pozwoliło na zmniejszenie jego ugięcia o 13% w porównaniu z nożem konwencjonalnym bez tłumika.
- Zastosowanie tłumika pozwoliło ustabilizować amplitudę drgań noża tokarskiego na poziomie 1,22.
- W przypadku noża o wysięgu 55 mm przyspieszenia wzdłuż osi X ulegają znacznemu zredukowaniu dzięki zastosowaniu tłumika drgań.
- W przypadku pomiarów dokonanych w kierunku osi Y przy wysięgu 55 mm tłumik drgań skutecznie obniżył amplitudę drgań części roboczej narzędzia.
- Parametry chropowatości S_q oraz S_a mają tendencję wzrostową w przypadku oprawek z tłumikiem drgań. Pozostałe parametry 3D chropowatości powierzchni – takie jak: S_p , S_v , S_z – przeciwnie; ich wartości maleją po zastosowaniu systemu tłumiącego drgania.

Acknowledgements

This research was funded in part by the National Science Foundation, Poland. Grant number 2021/05/X/ST8/01470.

LITERATURA

- [1] He C.L., Zong W.J., Zhang J.J. "Influencing factors and theoretical modeling methods of surface roughness in turning process: State-of-the-art". *International Journal of Machine Tools and Manufacture*. 129 (2018): 15–26, <https://doi.org/10.1016/j.ijmachtools.2018.02.001>.
- [2] Benardos P.G., Vosniakos G.-C. "Predicting surface roughness in machining: A review". *International Journal of Machine Tools and Manufacture*. 43, 8 (2003): 833–844, [https://doi.org/10.1016/S0890-6955\(03\)00059-2](https://doi.org/10.1016/S0890-6955(03)00059-2).
- [3] Gourc E., Seguy S., Michon G., Berlioz A., Mann B.P. "Quenching chatter instability in turning process with a vibro-impact nonlinear energy sink". *Journal of Sound and Vibration*. 355 (2015): 392–406, <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2015.06.025>.
- [4] Kurata Y., Merdol S.D., Altintas Y., Suzuki N., Shamoto E. "Chatter stability in turning and milling with in process identified process damping". *JAMDSM*. 4, 6 (2010): 1107–1118, <https://doi.org/10.1299/jamdsm.4.1107>.
- [5] Skrzyniarz M., Nowakowski L., Miko E., Borkowski K. "Influence of relative displacement on surface roughness in longitudinal turning of X37CrMoV5-1 steel". *Materials* (Basel, Switzerland). 14, 5 (2021), <https://doi.org/10.3390/ma14051317>.
- [6] Skrzyniarz M., Nowakowski Ł., Miko E. "Development of a measurement method of relative displacements of the tool and the workpiece during turning". *Mechanik*. 8–9 (2015): 728/577–728/585, <https://doi.org/10.17814/mechanik.2015.8-9.470>.
- [7] Paul P.S., Varadarajan A.S., Lawrance G. "Effect of material on damping characteristics of impact mass during hard turning". *Emerging Materials Research*. 4, 1 (2015): 81–88, <https://doi.org/10.1680/emr.15.00007>.
- [8] Habib G., Kerschen G., Stepan G. "Chatter mitigation using the nonlinear tuned vibration absorber". *International Journal of Non-Linear Mechanics*. 91 (2017): 103–112, <https://doi.org/10.1016/j.ijnonlinmec.2017.02.014>.
- [9] Quintana G., Ciurana J. "Chatter in machining processes: A review". *International Journal of Machine Tools and Manufacture*. 51, 5 (2011): 363–376, <https://doi.org/10.1016/j.ijmachtools.2011.01.001>.
- [10] Ema S., Marui E. "Damping characteristics of an impact damper and its application". *International Journal of Machine Tools and Manufacture*. 36, 3 (1996): 293–306, [https://doi.org/10.1016/0890-6955\(95\)00073-9](https://doi.org/10.1016/0890-6955(95)00073-9).
- [11] Ema S., Marui E. "Suppression of chatter vibration of boring tools using impact dampers". *International Journal of Machine Tools and Manufacture*. 40, 8 (2000): 1141–1156, [https://doi.org/10.1016/S0890-6955\(99\)00119-4](https://doi.org/10.1016/S0890-6955(99)00119-4).
- [12] Edhi E., Hoshi T. "Stabilization of high frequency chatter vibration in fine boring by friction damper". *Precision Engineering*. 25, 3 (2001): 224–234, [https://doi.org/10.1016/S0141-6359\(99\)00074-5](https://doi.org/10.1016/S0141-6359(99)00074-5).
- [13] Mei D., Kong T., Shih A.J., Chen Z. "Magnetorheological fluid-controlled boring bar for chatter suppression". *Journal of Materials Processing Technology*. 209, 4 (2009): 1861–1870, <https://doi.org/10.1016/j.jmatprotec.2008.04.037>.
- [14] Orečný M., Segľa Š., Huňady R., Ferková Ž. "Application of a magneto-rheological damper and a dynamic absorber for a suspension of a working machine seat". *Procedia Engineering*. 96 (2014): 338–344, <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2014.12.127>.
- [15] Senthil Kumar M., Mohanasundaram K.M., Sathishkumar B. "A case study on vibration control in a boring bar using particle damping". *Int. J. Eng. Sci. Tech.* 3, 8 (2012): 177–184, <https://doi.org/10.4314/ijest.v3i8.15>.
- [16] Fisher X., Coutellier D. "Research in interactive design". Paris: Springer-Verlag (2006).