

Franciszek ORYŃSKI¹
Witold PAWŁOWSKI¹
Grzegorz BECHCIŃSKI¹
Sebastian BOJANOWSKI¹

OKREŚLENIE DYNAMICZNYCH WŁAŚCIWOŚCI ZESPOŁÓW KARUZELOWEJ TOKARKI DO WYKORBIEŃ WAŁÓW ZA POMOCĄ BADAŃ MODALNYCH

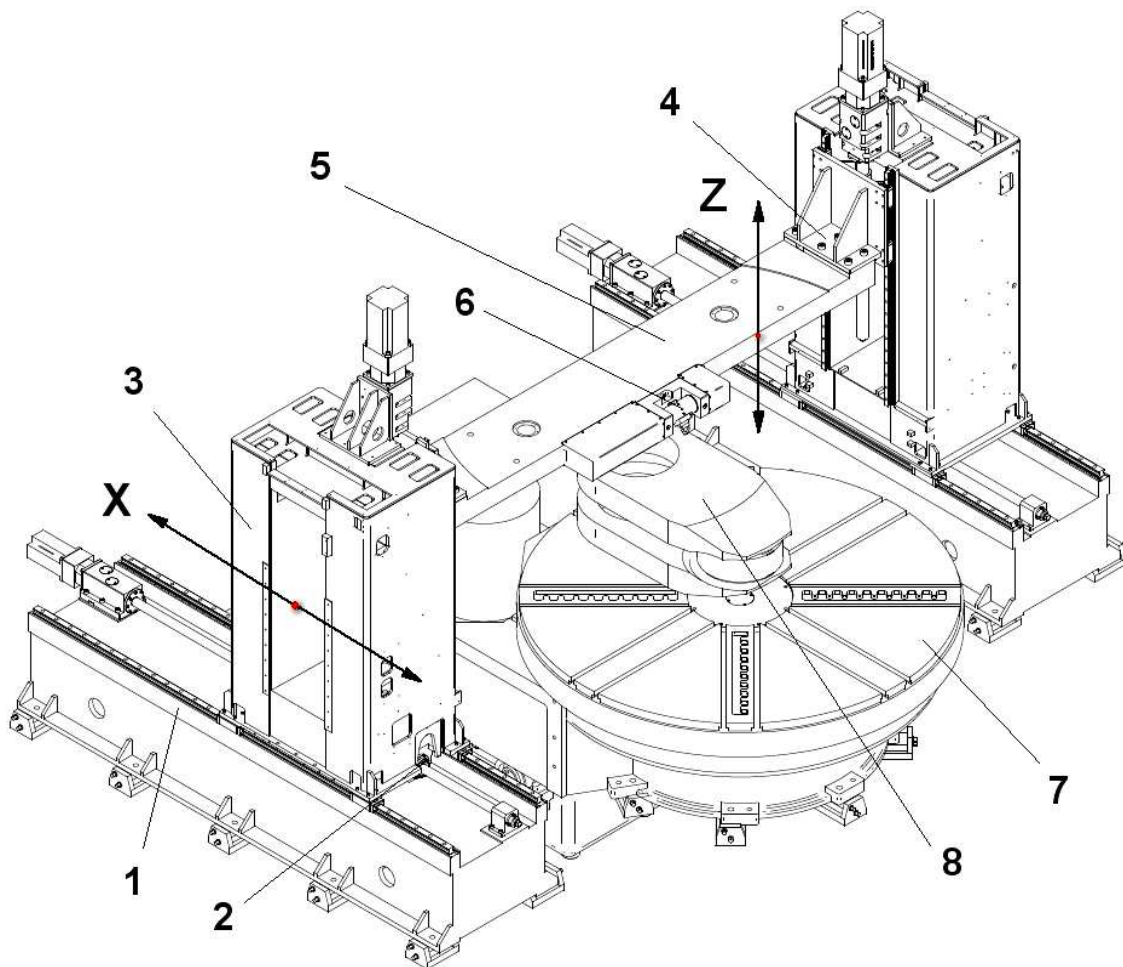
Przedstawiono procedurę badawczą opartą o teoretyczną i doświadczalną analizę modalną, przeprowadzoną w celu otrzymania informacji o właściwościach dynamicznych najważniejszych zespołów oraz całej konstrukcji prototypowej karuzelowej tokarki TCW 3100 do wykorbień wałów składanych silników okrętowych. Wyznaczono postaci i częstotliwości drgań swobodnych badanych zespołów w sposób teoretyczny i otrzymane wyniki zweryfikowano za pomocą doświadczenia identyfikacyjnego.

1. WSTĘP

Celem współpracy Instytutu Obrabiarek i TBM Politechniki Łódzkiej z firmą ASCO, objętej projektem celowym w latach 2008 – 2009, było zaprojektowanie, wyprodukowanie i zbadanie prototypu karuzelowej tokarki sterowanej numerycznie, typu TCW 3100, do wykorbień wałów składanych silników okrętowych. To ogromne przedsięwzięcie realizowano przy minimalnych kosztach. Wobec tego na etapie opracowania w programie CAD projektu prototypu przeprowadzono wstępne badania dynamiczne, na podstawie teoretycznej analizy modalnej. Wyznaczone wyniki wstępnych badań dynamicznych istotnych elementów i zespołów tokarki wykorzystywano do skorygowania niektórych wymiarów projektu prototypu. Tą metodą poprawiano właściwości dynamiczne i statyczne aż otrzymano wyniki zadowalające. Tak dopracowany projekt został wykorzystany do wyprodukowania prototypu dwustojakowej karuzelowej tokarki TCW 3100 sterowanej numerycznie w 4 osiach (rys.1), która jest przeznaczona do wysokowydajnej obróbki wykorbień składanych wałów korbowych silników okrętowych. Na rysunku 1 pokazano konstrukcję dwustojakowej tokarki karuzelowej, która ma następujące zespoły: dwa łoża 1,

¹ Instytut Obrabiarek i Technologii Budowy Maszyn, Politechnika Łódzka, ul. Stefanowskiego 1/15, 90-924 Łódź

dwa suporty poziome 2 i dwa suporty pionowe 4, dwie kolumny 3, belkę poprzeczną 5, tokarską głowicę narzędziową przechylną 6 oraz stół obrotowy 7.



Rys. 1. Karuzelowa tokarka sterowana numerycznie TCW 3100

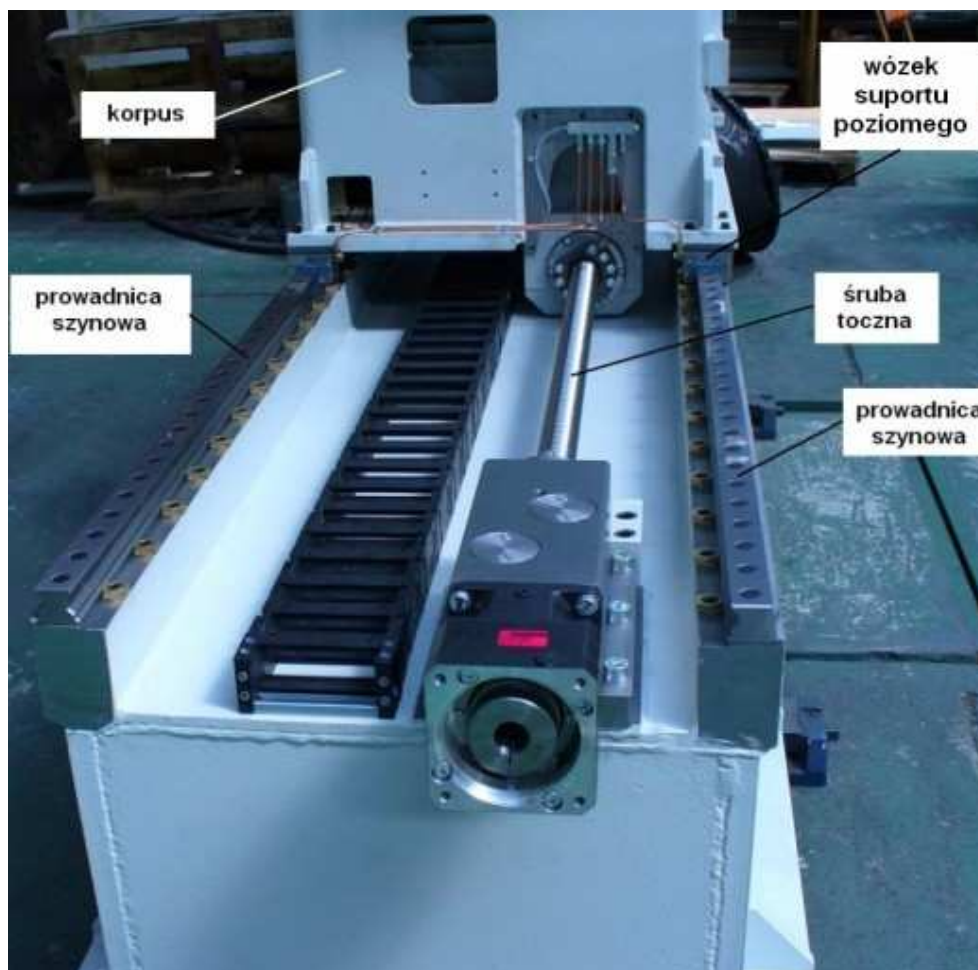
1- łożo, 2- suport poziomy, 3- kolumna, 4- suport pionowy, 5- belka poprzeczna, 6- tokarska głowica narzędziowa przechylna, 7- stół obrotowy, 8- element obrabiany

Fig. 1. The CNC vertical lathe TCW 3100

1- bed, 2- horizontal slide, 3- column, 4- vertical slide, 5- transverse beam, 6- toolhead, 7- rotary table, 8- workpiece

Łoża osadzone są na fundamencie. Na górnych powierzchniach łoż są zamocowane po dwie prowadnice szynowe kulkowe. Po prowadnicach przesuwają się cztery wózki prowadzące, na których jest zamontowany suport poziomy wraz z kolumną (rys. 2). W celu zwiększenia sztywności i odporności na drgania korpusy łoż i kolumn są wewnątrz gęsto żebrowane. Kolumny otrzymują ruch od dwóch zsynchronizowanych ze sobą napędów sterowanych numerycznie CNC. Napęd każdej kolumny (napęd osi X i Z) składa się z: silnika, przekładni planetarnej, sprzęgła i śruby toczonej. Kolumny są wyposażone w dwie prowadnice szynowe kulkowe, po których przesuwają się wózki suportu pionowego, do których przymocowana jest pozioma belka poprzeczna. Suporty pionowe i belka poprzeczna otrzymują ruch od dwóch zsynchronizowanych napędów sterowanych numerycznie CNC.

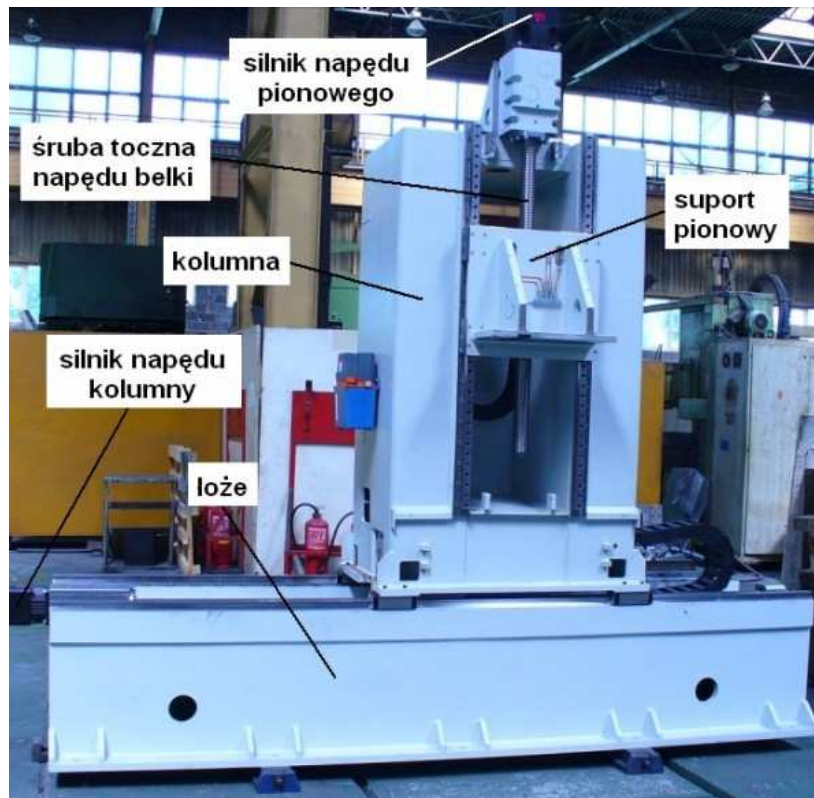
Ruchy belki poprzecznej w obu kierunkach osi X i Z są ograniczone wyłącznikami krańcowymi. Prawe łoże wraz z kolumną i napędami przedstawiono na rys. 3.



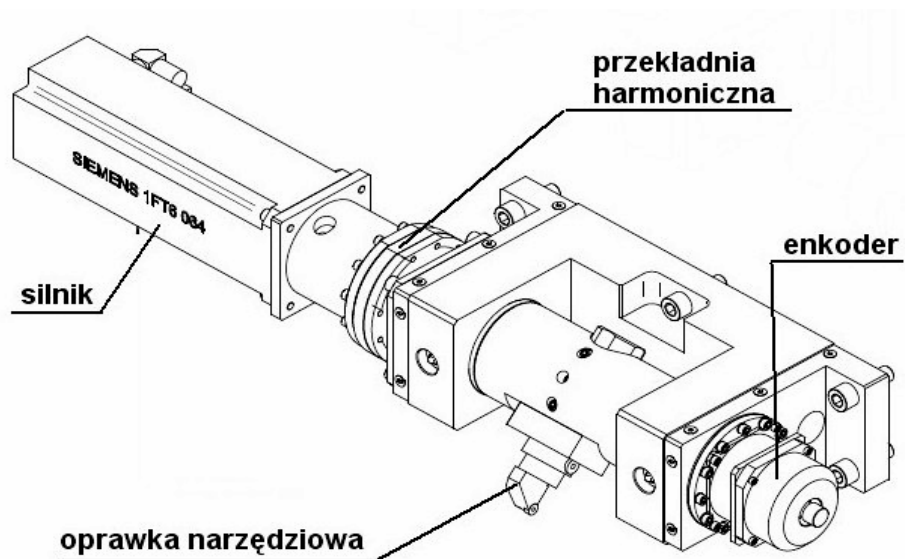
Rys. 2. Zdjęcie od góry prawego łoża i napędu kolumny
Fig. 2. Top view of the right bed and column drive

W środkowej części belki zamocowano przechylną głowicę narzędziową (rys. 4), która umożliwia ruch obrotowy narzędzia w zakresie $\pm 90^\circ$. Napęd głowicy narzędziowej ma: silnik, przekładnię harmoniczną oraz enkoder kątowy absolutny. Stół obrotowy o średnicy 3100 mm przeznaczony do mocowania obrabianego przedmiotu za pomocą wymiennych przyrządów obróbczych – palet, jest umieszczony na fundamencie symetrycznie względem łoż.

Zaprojektowany, wyprodukowany i przebadany prototyp tokarki sterowanej numerycznie TCW 3100 zainstalowano w Hucie Celsa w Ostrowcu Świętokrzyskim, która jest światowym producentem wałów korbowych silników okrętowych. To wdrożenie przyczyniło się do uzyskania wymiernych korzyści ekonomicznych. Wskutek tego czas obróbki jednego elementu wykorbienia z 40 godzin zmniejszono do 9 godzin.



Rys. 3. Zdjęcie boczne prawego łoża z kolumną i napędami
Fig. 3. Side view of the right bed with column and drives



Rys. 4. Przechyłna głowica narzędziowa
Fig. 4. The swivel toolhead

W celu zweryfikowania wstępnych badań dynamicznych karuzelowej tokarki TCW 3100 do wykorbień wałów składanych silników okrętowych wykonano doświadczalną analizę modalną i powtórzono analizę teoretyczną ostatecznej wersji prototypu. Te badania stosowane miały na celu określenie rzeczywistych postaci oraz częstotliwości drgań swobodnych zespołów tokarki. Wyznaczone wartości można wykorzystać do właściwego doboru parametrów obróbki skrawaniem oraz cyklu obróbki, aby uniknąć pracy w dynamicznie niestabilnym zakresie pracy maszyny, a przez to otrzymać możliwie najlepszy wynik obróbki.

2. CEL I WARUNKI BADAŃ

Badania dynamicznych charakterystyk amplitudowych były prowadzone w celu wyznaczenia postaci drgań swobodnych elementów nośnych obrabiarki oraz ich częstotliwości. Badania zostały przeprowadzone dla poszczególnych zespołów konstrukcyjnych oraz dla całej konstrukcji nośnej obrabiarki. Istotą badań jest wskazanie niebezpiecznych, ze względu na dynamikę, zakresów parametrów kinematycznych, przy których eksploatacja urządzenia narażać je będzie na silne obciążenia dynamiczne wynikające z pracy w pobliżu stref rezonansu. Wymuszenia o częstotliwościach zbliżonych do rezonansowych mogą powodować powstanie drgań o znacznie większych amplitudach niż wymuszenia o innych częstotliwościach [2,3]. Każde wzbudzenie o częstotliwości zbliżonej do częstotliwości drgań swobodnych oznacza niebezpieczeństwo przyjmowania przez elementy konstrukcyjne obrabiarki dużych porcji energii, co skutkuje niestabilnym jej zachowaniem [8]. Aby określić te właściwości elementów obrabiarki przeprowadzona została teoretyczna i doświadczalna analiza modalna poszczególnych zespołów oraz całej konstrukcji nośnej tokarki.

Podczas eksperymentów zostały spełnione wymagania dotyczące warunków przeprowadzenia badań dynamicznych [4], [6,7], w szczególności:

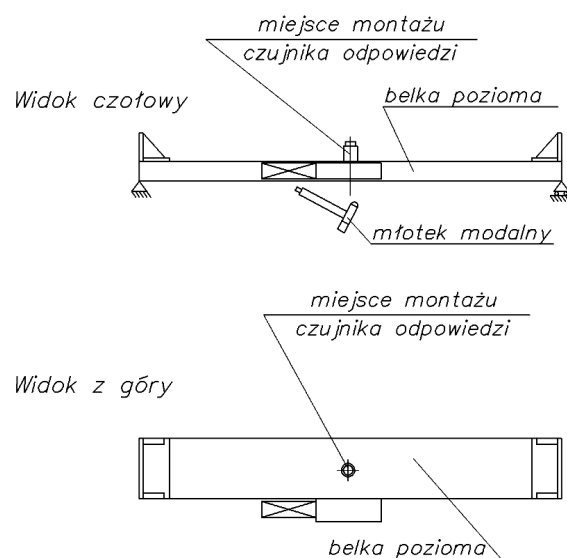
- stabilizacja cieplna badanych zespołów obrabiarki,
- stabilizacja cieplna aparatury pomiarowej,
- zabezpieczenie przed zewnętrznym promieniowaniem cieplnym i słonecznym,
- maszyna w pełni sprawna, kompletnie zmontowana, wypoziomowana i osiowana.

3. METODYKA BADAŃ

Badania modalne zostały podzielone na część symulacyjną (teoretyczną) i doświadczalną. W części symulacyjnej przebadane zostały modele poszczególnych elementów tokarki oraz całej konstrukcji nośnej pod względem postaci i częstotliwości drgań swobodnych. Te badania symulacyjne wykonane zostały w celu wyznaczenia najbardziej niebezpiecznych postaci drgań dla poszczególnych elementów i całej konstrukcji po to, aby wskazać punkty i kierunki kontrolowanych wymuszeń uderzeniowych oraz punkty pomiaru odpowiedzi dla efektywnego zaplanowania

doświadczalnych badań modalnych. Badania symulacyjne obejmujące teoretyczną analizę modalną przeprowadzone zostały metodą elementów skończonych, z wykorzystaniem trójwymiarowych modeli elementów konstrukcyjnych obrabiarki. Właściwości materiałowe zostały również odpowiednio wprowadzone, zgodnie z zastosowanymi w badanej konstrukcji. Do teoretycznej analizy modalnej badanych zespołów wykorzystano możliwości analityczne pakietów CAD, takich jak Solid Edge, Autodesk Inventor [1], [5].

Doświadczalna analiza modalna została przeprowadzona w zakresie, który mógł zostać wyznaczony po teoretycznej części badań i zawierał weryfikację najbardziej charakterystycznych oraz najistotniejszych, pod względem dynamiki działania mechanizmu, punktów konstrukcji nośnej obrabiarki. Badania wykonano z wykorzystaniem systemu Pulse firmy Brüel & Kjær®, zawierającego: moduł pomiarowy 3560L, program analizy FFT (Fast Fourier Transform) w 2 kanałach, akcelerometr typu 4514 oraz młotek modalny typu 8206-003. Oprogramowanie wchodzące w skład pakietu użyto do określenia widmowych funkcji przejścia FRF (Frequency Response Function), potrzebnych do zbudowania modelu matematycznego tokarki oraz do określenia częstotliwości drgań swobodnych badanego układu dynamicznego.



Rys. 5. Sposób wprowadzenia wymuszenia i punkt pomiaru odpowiedzi dla zbadania właściwości dynamicznych belki poprzecznej tokarki w kierunku pionowym

Fig. 5. Input and response measurement for the transverse beam of the lathe examined in the vertical direction

Parametry techniczne sprzętu pomiarowego zastosowanego do przeprowadzenia analizy modalnej:

- moduł pomiarowy 3560L Pulse Lite: zakres pomiarowy 7 – 20 000 Hz, 2 kanały pomiaru (wzbudzenie i odpowiedź),

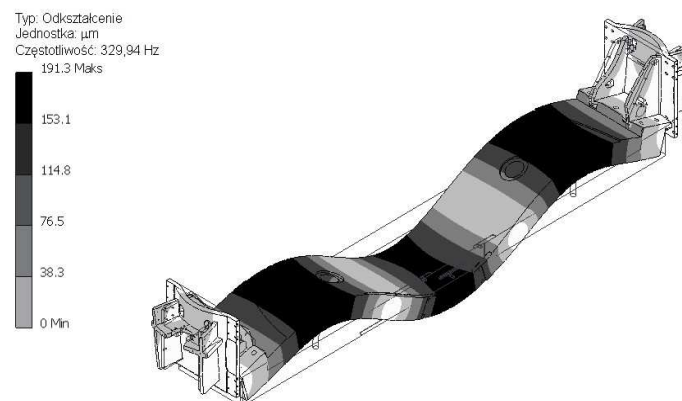
- akcelerometr 4514: typ piezoelektryczny: czułość 1mV/ms^{-2} , zakres pomiarowy 1 - 10 000 Hz,
- młotek modalny 8206 – 003: efektywna masa sejsmiczna 100 g oraz dodatkowa masa 40 g, końcówka plastikowa, czułość 1,14 mV/N, zakres siły skupionej 4448 N.

Metodą teoretyczną oraz za pomocą testów impulsowych zostały zbadane następujące zespoły tokarki karuzelowej: belka poprzeczna, kolumna, stół oraz cała tokarka.

Jeden ze sposobów przyłożenia obciążenia impulsowego za pomocą młotka modalnego oraz przykładowy punkt pomiaru przyspieszenia za pomocą czujnika akcelerometrycznego na belce poprzecznej przedstawione zostały na rys. 5. W zaprezentowanym przypadku miejsce pomiaru przyspieszenia w środkowej części belki zostało wybrane ze względu na miejsce zamocowania narzędzia skrawającego. To skutkowało obniżeniem możliwości pomiaru tych postaci drgań, których węzeł znajduje się w pobliżu środka długości belki. Te postacie drgań mają jednak mniejszy wpływ na dokładność przeprowadzanej obróbki, gdyż nie powodują powstawania znacznych amplitud drgań narzędzia.

4. WYNIKI BADAŃ

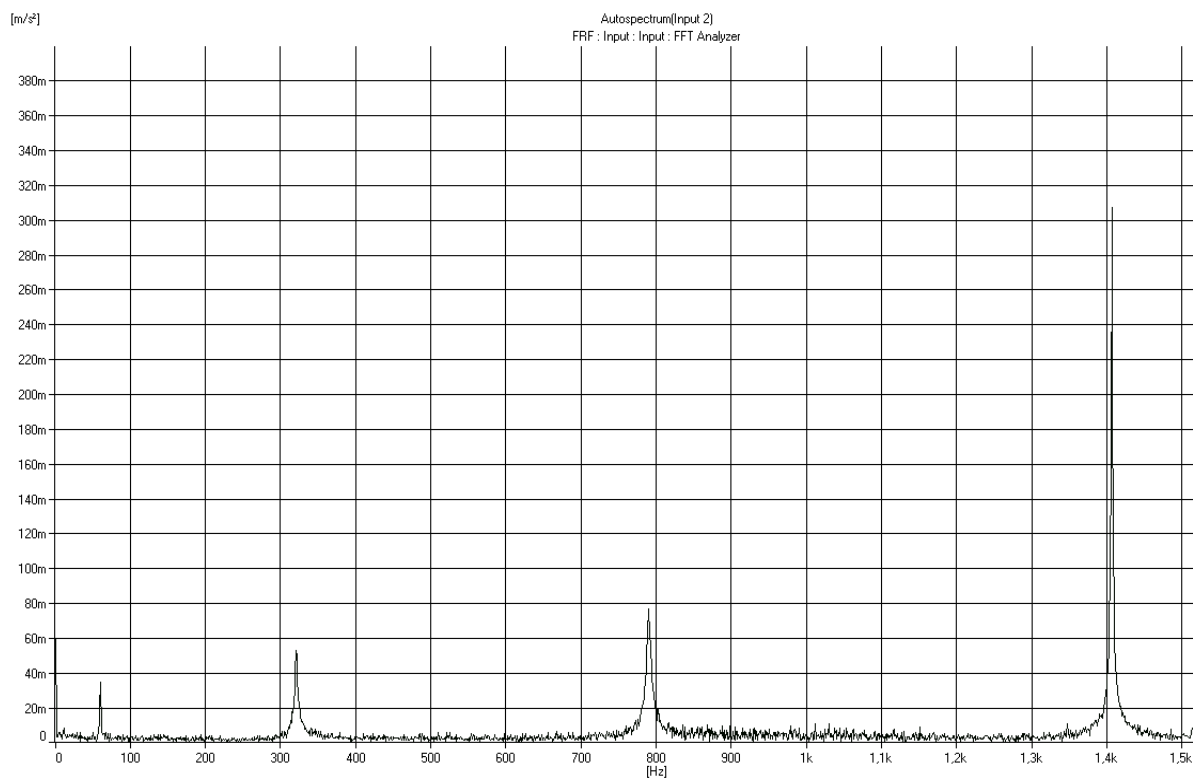
Na podstawie badań teoretycznych wyznaczono postaci oraz częstotliwości drgań swobodnych wszystkich zespołów oraz całej konstrukcji analizowanej tokarki karuzelowej TCW 3100. Następnie wygenerowano raporty dotyczące warunków i wyników przeprowadzonych symulacji. Na rysunku 6 przedstawiono graficznie wynik jednej z wielu symulacji, który dotyczy teoretycznych badań belki poprzecznej tokarki karuzelowej w postaci odkształceń otrzymanych podczas drgań swobodnych o częstotliwości 329,94 Hz. Modalne badania teoretyczne zostały przeprowadzone dla zespołów oraz całej konstrukcji tokarki karuzelowej na podstawie trójwymiarowych modeli elementów konstrukcyjnych obrabiarki przed przystąpieniem do jej wykonania.



Rys. 6. Ilustracja odkształceń belki poprzecznej tokarki karuzelowej typu TCW 3100 dla postaci drgań o częstotliwości modalnej 329,94 Hz

Fig. 6. Deformation of the transverse beam of the vertical lathe TCW 3100 for the mode of 329,94 Hz

Następnie, po zmontowaniu tokarki w Hucie CELSA, zespoły tokarki karuzelowej zostały poddane eksperymentalnej analizie modalnej. Wyniki doświadczalnie przeprowadzonych pomiarów belki poprzecznej zamontowanej na tokarce w postaci przebiegu widmowej gęstości mocy własnej sygnału przyspieszenia zaprezentowano na rys. 7.



Rys. 7. Gęstość widmowa mocy własna przyspieszeń belki poprzecznej tokarki karuzelowej typu TCW 3100
Fig. 7. Power density spectrum of the transverse beam of the vertical lathe TCW 3100

Tabela 1. Wyniki badań teoretycznych i doświadczalnych belki poprzecznej
Table 1. Results of theoretical and experimental testing of the transverse beam

Wyznaczone teoretycznie częstotliwości drgań swobodnych [Hz]	Wyznaczone doświadczalnie częstotliwości drgań swobodnych [Hz]
61,24	60
150,64	
329,94	320
547,73	
653,33	
793,35	789
	1406

Tabela 2. Wyniki badań teoretycznych i doświadczalnych kolumny
Table 2. Results of theoretical and experimental testing of the column

Wyznaczone teoretycznie częstotliwości drgań swobodnych [Hz]	Wyznaczone doświadczalnie częstotliwości drgań swobodnych [Hz]
190,06	179
251,25	247
336,78	333
398,16	390
428,63	416
488,67	481
	549
	1011
	1385

Charakterystyka przedstawiona na rysunku 7 została otrzymana doświadczalnie i na jej podstawie można wyznaczyć charakterystyczne częstotliwości drgań swobodnych belki poprzecznej. Te częstotliwości zostały zestawione w tabeli 1 i porównane z częstotliwościami otrzymanymi w badaniach symulacyjnych belki poprzecznej tokarki.

Metodą teoretyczną oraz za pomocą testów impulsowych zbadano pozostałe zespoły tokarki karuzelowej. Otrzymane wyniki zaprezentowane w tabelach 1 – 4.

Przedstawione w tabeli 1 wartości częstotliwości drgań swobodnych belki poprzecznej wyznaczone teoretycznie są zbliżone do wartości otrzymanych doświadczalnie.

Tabela 3. Wyniki badań teoretycznych i doświadczalnych stołu
Table 3. Results of theoretical and experimental testing of the table

Wyznaczone teoretycznie częstotliwości drgań swobodnych [Hz]	Wyznaczone doświadczalnie częstotliwości drgań swobodnych [Hz]
33,2	27
102,5	92
219,8	215
382,99	369
592,99	522
691,84	694
	826
	1006
	1216
	1481

Tabela 4. Wyniki badań teoretycznych i doświadczalnych całej tokarki
 Table 4. Results of theoretical and experimental testing of the complete lathe

Wyznaczone teoretycznie częstotliwości drgań swobodnych [Hz]	Wyznaczone doświadczalnie częstotliwości drgań swobodnych [Hz]
41,48	33
116,2	
184,9	173
327,5	316
411,2	409
628,1	623
	989
	1188
	1440

Liczba otrzymanych częstotliwości drgań swobodnych podczas badań teoretycznych jest większa niż podczas badań doświadczalnych. Jest to związane z faktem, że podczas badań doświadczalnych otrzymane były tylko te postacie drgań swobodnych, które na zadane wymuszenie impulsowe powodowały możliwą do zmierzenia odpowiedź (przyspieszenie). To jest związane z kierunkiem wprowadzania obciążenia impulsowego oraz z kierunkiem pomiaru przyspieszenia spowodowanego tym wymuszeniem.

Wyniki badań symulacyjnych przedstawione w tabelach 1 - 4 obejmują pierwsze sześć najniższych częstotliwości drgań swobodnych. Taka liczba częstotliwości drgań była wyznaczona w programie symulacyjnym, ponieważ postacie drgań o najniższych częstotliwościach są najbardziej niebezpieczne ze względu na charakter sił wymuszających, działających w rzeczywistym układzie dynamicznym podczas pracy obrabiarki.

Wyniki badań symulacyjnych i doświadczalnych stołu tokarki karuzelowej są bardzo zbliżone do wyników badań całej maszyny, ponieważ stół tokarki jest związany z pozostałymi zespołami obrabiarki za pomocą tego samego fundamentu. Niska wartość pierwszej częstotliwości drgań swobodnych stołu (ok. 30 Hz) może oznaczać dużą podatność układu łożyskowania stołu tokarki karuzelowej. Ta częstotliwość jest jednak znacznie większa od największej częstotliwości wymuszenia spowodowanego ruchem obrotowym stołu (ok. 10 Hz).

Wyniki badań doświadczalnych całej tokarki wraz z przedmiotem obrabianym (tabela 4) zostały przeprowadzone w Hucie CELSA w Ostrowcu Świętokrzyskim. Ten zestaw wyników doświadczalnych uwzględnia rzeczywisty sposób wzajemnego oddziaływania zespołów tokarki na siebie oraz wpływ przedmiotu obrabianego na dynamikę obrabiarki.

5. WNIOSKI

Przedstawione wyniki analizy teoretycznej i badań doświadczalnych mają zbliżone wartości częstotliwości drgań swobodnych. Najczęściej częstotliwości otrzymane podczas

analizy teoretycznej są nieco wyższe niż wyznaczone odpowiadające im wartości doświadczalne. Przyczyną tego jest dokonanie niezbędnych dla celów analizy teoretycznej uproszczeń dotyczących dokładności odwzorowania brył w systemie CAD oraz modelowy (a nie rzeczywisty) charakter połączeń pomiędzy bryłami. Analizowany teoretycznie model nie miał również pełnego obciążenia w postaci głowicy narzędziowej oraz w symulacjach stół nie był obciążony masą przedmiotu obrabianego, co może skutkować podwyższeniem częstotliwości drgań swobodnych wyznaczonych teoretycznie.

Częstotliwości drgań swobodnych całej obrabiarki są niższe od częstotliwości wyizolowanych zespołów tokarki. Dlatego na elementy łączące w tokarce, które mogą stać się „słabym ogniwem”, należy zwrócić szczególną uwagę – by nie były elementami o dużej podatności.

Wartości częstotliwości rezonansowych całej obrabiarki są znacznie wyższe niż częstotliwości wymuszeń podczas pracy poszczególnych elementów napędu (ruchu obrotowego stołu tokarki, prędkości obrotowej silników napędzających śruby toczne przesuwu kolumn i suportów belki). To zapewnia możliwość bezpiecznego użytkowania obrabiarki w pełnym zakresie jej możliwości kinematycznych bez obawy pracy w pobliżu punktu rezonansu. Zamocowanie narzędzia obrabianego bezpośrednio na belce poprzecznej z pominięciem elementów wysięgowych znacznie zwiększa sztywność zamocowania narzędzia i podwyższa poziom częstotliwości rezonansowych obrabiarki. Po przeanalizowaniu wyznaczonych teoretycznie i doświadczalnie częstotliwości drgań swobodnych, można stwierdzić, że projekt i wykonanie tokarki karuzelowej zapewniły jej wysoką sztywność konstrukcji nośnej.

Zastosowane doświadczenie modalne i procedura analizy oparta na widmowej gęstości mocy sygnału odpowiedzi badanego układu jest efektywną metodą, dzięki której można otrzymać informacje o właściwościach dynamicznych obrabiarki. Ważną zaletą tej metody jest wykorzystanie informacji otrzymanej z doświadczenia przeprowadzonego na obrabiarce w jej naturalnych warunkach pracy. Teoretyczna analiza modalna przeprowadzona w oparciu o trójwymiarowe modele elementarnych konstrukcyjnych maszyny zbudowane w systemie CAD zawiera wiele uproszczeń, powodujących otrzymanie wyników symulacji, których wartości mogą znacznie różnić się od wartości rzeczywistych. Przedstawiona procedura pomiarowa pozwala otrzymać informację na temat częstotliwości drgań swobodnych dynamicznego układu OUPN w sposób nie powodujący konieczności wyłączenia obrabiarki z produkcji na długi czas.

LITERATURA

- [1] EWINS D.J., 2000, *Modal Testing. Theory and Practice*, 2nd edition UK, Research Studies Press.
- [2] GIERGIEL J., UHL T., 1990, *Identyfikacja układów mechanicznych*, PWN, Warszawa.
- [3] MARCHELEK K., 1991, *Dynamika obrabiarek*, WNT, Warszawa.
- [4] ORYŃSKI F., 2005, *Dynamika zespołów posuwowych szlifierek*, Monografie, Wydawnictwo Politechniki Łódzkiej, Łódź.
- [5] PAWŁOWSKI W., 2003, *Zastosowanie programu CAD do modelowania i analizy układów mechanicznych*, Technologia i Automatyzacja Montażu, 2, 12-15.
- [6] ORYŃSKI F., PAWŁOWSKI W., 2002, *The mathematical description of dynamics of the cylindrical grinder*. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 42/7, 773-780.

- [7] ORYŃSKI F., PAWŁOWSKI W., 2004, *Simulation and Experimental Research of the Grinder's Wheelhead Dynamics*, Journal of Vibration and Control, 10/6/915-930.
- [8] TOMKÓW J., 1997, *Wibrostanbilność obrabiarek. Komputerowe wspomaganie obliczeń i badań doświadczalnych*, WNT, Warszawa.

EVALUATION OF DYNAMICAL PROPERTIES OF THE VERTICAL LATHE FOR THE COMPOSED CRANKSHAFTS OF MARINE ENGINES BY MEANS OF MODAL TESTING

In the paper the research procedure based on theoretical modal analysis and experiment has been presented. The procedure was created in order to gain information about dynamic properties of the main units as well as the whole construction of the vertical lathe TCW 3100. Modes and frequencies of free vibrations of the examined units were evaluated theoretically and the results were verified experimentally.