

OPTYMALIZACJA SZTYWNOŚCI ZAMOCOWANIA PODCZAS FREZOWANIA PRZEDMIOTÓW WIELKOGABARYTOWYCH Z WYKORZYSTANIEM WIRTUALNEGO PROTOTYPOWANIA WSPOMAGANEGO EKSPERYMENTEM

KRZYSZTOF KALIŃSKI¹, MAREK GALEWSKI², MICHAŁ MAZUR³,
NATALIA MORAWSKA⁴

^{1, 2, 3, 4} *Politechnika Gdańska*

Wydział Mechaniczny,

Katedra Mechaniki i Mechatroniki

ul. G. Narutowicza 11-12, 80-233 Gdańsk

¹*kkalinsk@o2.pl*, ²*margalew@pg.gda.pl*, ³*mazur.m.r@gmail.com*

⁴*natmoraw@gmail.com*

SŁOWA KLUCZOWE: wirtualne prototypowanie wspomagane eksperymentem, sztywność zamocowania, frezowanie, drgania, przedmiot wielkogabarytowy

STRESZCZENIE

Przedstawiono rozważania dotyczące problemów nadzorowania drgań podczas frezowania wielkogabarytowych przedmiotów podatnych z wykorzystaniem nowego sposobu optymalizacji sztywności zamocowania przedmiotu obrabianego. Proponowana metoda polega na powtarzalnej zmianie wartości współczynników sztywności zamocowania, aż do momentu uzyskania optymalnego stanu drgań przedmiotu. Ocenie podlegają wartości RMS (ang. *Root Mean Square*) drgań w dziedzinie czasu oraz wartości dominujących „szczytów” w widmie amplitudowym. Skuteczność metody potwierdzono wykorzystując technikę wirtualnego prototypowania wspomaganego eksperymentem.

1. Wstęp

Poszukiwanie korzystnych warunków realizacji procesów obróbkowych na bazie wyznaczania optymalnej prędkości obrotowej wrzeciona, skutkuje niepełnym wykorzystaniem możliwości eksploatacyjnych i produkcyjnych

nowoczesnych maszyn technologicznych [1]. Wymaga także konieczności daleko posuniętej ingerencji w proces technologiczny. Zmiana prędkości obrotowej powoduje bowiem zmianę prędkości skrawania i najczęściej wymusza zmianę prędkości posuwu, co nie zawsze jest zalecane.

Przedmiotem niniejszego artykułu jest metoda poszukiwania warunków minimalizacji poziomu drgań narzędzie-wielkogabarytowy przedmiot podatny, przy niezmiennych parametrach technologicznych procesu frezowania.

2. Optymalizacja sztywności zamocowania przedmiotu obrabianego

W przypadku frezowania przedmiotów podatnych o niewielkich gabarytach, zagadnienie poszukiwania optymalnej sztywności zamocowania przedmiotu, warunkującej uzyskanie minimalnego poziomu drgań narzędzie-przedmiot, można zrealizować wykorzystując specjalny przyrząd o zmiennej sztywności zamocowania w kierunku prostopadłym do powierzchni obrabianej, instalowanym na stole obrabiarki [2]. Po odpowiednim wycechowaniu przyrządu istnieje możliwość ustawienia wymaganej wartości współczynnika sztywności, w zależności od częstotliwości drgań własnych mocowanego przedmiotu [3]. Inną, bardziej praktyczną wersją przyrządu jest konstrukcja z regulacją wartości współczynnika sztywności w kierunku obrotowym [4].

Metodą redukcji drgań bazująca na sztywności zamocowania przedmiotu obrabianego, przy założeniu niezmiennej prędkości obrotowej, jest dopasowanie współczynnika sztywności zamocowania do optymalnego kąta przesunięcia fazowego w kolejnych przejściach narzędzia [5]. Uwzględnienie wpływu własności dynamicznych przedmiotu obrabianego na częstotliwość i amplitudę drgań implikuje konieczność tworzenia „mapy”, opisującej optymalne współczynniki sztywności w każdym punkcie zamocowania przedmiotu na obrabiarence, w myśl przekształconego warunku Liao-Younga [1, 5]:

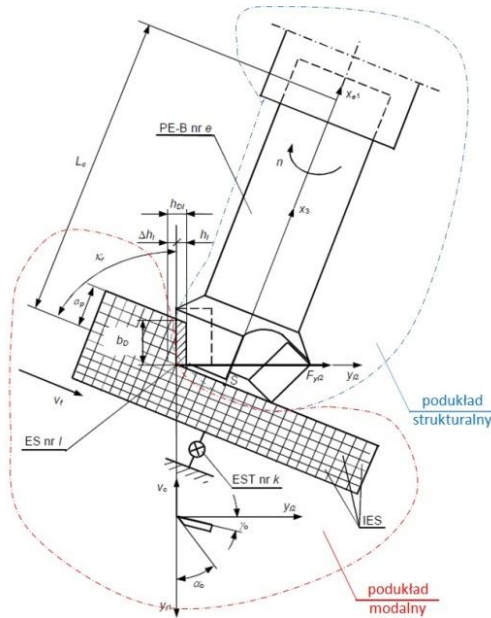
$$f_{\alpha} = \frac{zn_0}{60} (0,25 + k). \quad (1)$$

Ciąg poszukiwanych częstotliwości drgań własnych zamocowanego przedmiotu obrabianego f_{α} wyznaczamy przyjmując kolejne liczby całkowite k , liczbę ostrzy narzędzia skrawającego z i (niezmienną) prędkość obrotową wrzeczona n_0 . Powyższe dotyczy jednak przedmiotów podatnych o niewielkich gabarytach. W przypadku przedmiotów wielkogabarytowych, wyznaczona w ten sposób podstawowa mapa współczynników sztywności nie spełnia zakładanych wymagań i jest jedynie pierwszym przybliżeniem, a optymalnej sztywności zamocowania należy poszukiwać w warunkach dynamicznych. Jednym z takich rozwiązań jest proponowana autorska technika wirtualnego prototypowania wspomagane eksperymentem (WPWE).



3. Model hybrydowy

W modelu hybrydowym procesu skrawania (rys. 1) wyodrębniono podukład modalny (tj. podatny przedmiot wielkogabarytowy modelowany w konwencji MES), będący liniowym układem stacjonarnym oraz podukład strukturalny (wirujące narzędzie skrawające, modelowane jako pręt Eulera-Bernoulliego lub obracająca się bryła sztywna [1]). Niedogodnością opisu podukładu modalnego w dziedzinie współrzędnych uogólnionych jest bardzo duża liczba stopni swobody. Zaproponowano więc uproszczenie, polegające na redukcji wymiaru podukładu modalnego z ok. 1 200 000 do 15 współrzędnych modalnych. Podukład strukturalny ma zaledwie 6 stopni swobody, co nie wpływa na czasochłonność obliczeń. Po „powiązaniu” obu podukładów, otrzymany model obliczeniowy jest liniowym układem niestacjonarnym i posiada łącznie 21 współrzędnych hybrydowych [1]. W modelu hybrydowym uwzględniono również zmienne w czasie położenie strefy kontaktu ostrza skrawającego z materiałem. Do jej opisu matematycznego wykorzystano proporcjonalną zależność pomiędzy siłą skrawania, a chwilowym polem powierzchni warstwy skrawanej (tzw. *model proporcjonalny* [6]).



Rys. 1. Model hybrydowy procesu frezowania czołowego



4. Procedura WPWE

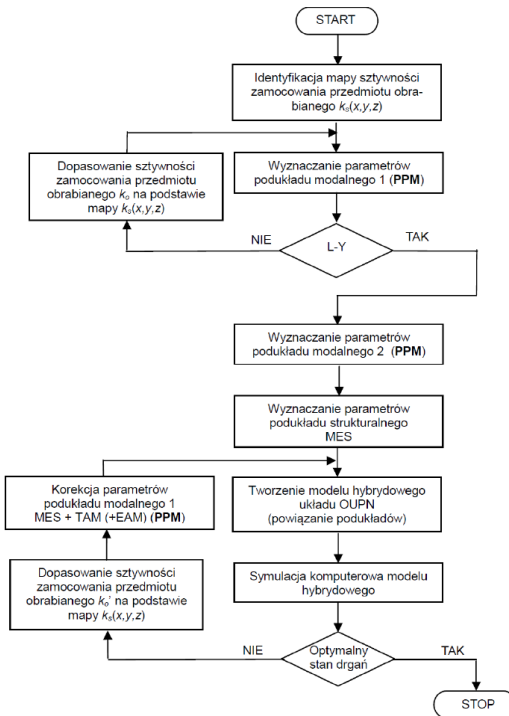
Przedstawiona procedura (rys. 2) jest mniej uniwersalna w porównaniu z procedurą zmiany prędkości obrotowej narzędzia skrawającego, ze względu na ograniczenie możliwości zastosowania jedynie do obróbki zgrubnej przedmiotów wielkogabarytowych. Zamocowanie przedmiotu poddanego obróbce dokładnej polega bowiem na jego swobodnym podparciu na stole obrabiarki, bez stosowania przyrządów zaciskających. Problem optymalizacji sztywności zamocowania zatem nie istnieje, ponieważ jest ono jednoznacznie zdeterminowane. Natomiast procedura może być stosowana w przypadku wyodrębnienia w modelu hybrydowym także wielu podukładów modalnych.

Procedurę należy rozpocząć od wyznaczenia parametrów podukładu modalnego (modelowanego z wykorzystaniem oprogramowania MES – MEDINA i PERMAS [1]), poddanego ocenie zgodności (walidacji) z obiektem rzeczywistym, zainstalowanym na obrabiarce. Oceny zgodności podukładu modalnego dokonano dzięki wyznaczeniu wskaźników MAC (ang. *Modal Assurance Criterion*) ze wzoru:

$$MAC^{e-a}(i, j) = \frac{(\Psi_{\alpha}^{aT} * \Psi_{\beta}^e)^2}{(\Psi_{\alpha}^{aT} * \Psi_{\alpha}^a) * (\Psi_{\beta}^{eT} * \Psi_{\beta}^e)} \quad (2)$$

przy czym wskaźnik ten jest kwadratem kosinusa kierunkowego między wektorem uzyskanym z obliczeń Ψ_{α}^a i z eksperymentu Ψ_{β}^e . Im wartość współczynnika MAC jest bliższa 1, tym bardziej zgodne są oba wektory.

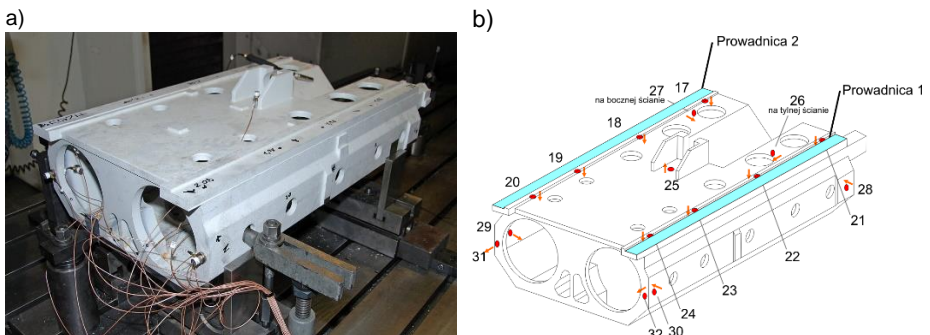
Wyznaczone parametry modelu obliczeniowego, w tym – współczynniki sztywności 12 podpór mocujących (jest ich w sumie 72), stanowią wiarygodne dane procesowe pozyskane z eksperymentu. Wykorzystano je zatem, jako dane do powtarzalnych symulacji procesu obróbki. Ponieważ eksperyment modalny przeprowadzono tylko 1-krotnie, a nie ma możliwości ponownego ustawiania wymaganych wartości tych współczynników, przeto zrezygnowano z poprzednio przedstawianego sposobu dostrajania wartości współczynników sztywności (niemożliwego do zrealizowania w przypadku mocowania przedmiotu wielkogabarytowego na stole obrabiarki). Natomiast symulacje modelu hybrydowego wykonano w inny sposób: zakładano różne kombinacje usuwanych podpór w poszczególnych wariantach i wyznaczono kombinację optymalną podpór, bez dokonywania zmiany wartości współczynników sztywności.



Rys. 2. Schemat poszukiwania optymalnej sztywności zamocowania przedmiotu obrabianego z wykorzystaniem techniki WPWE

5. Obiekt badań

Obiektem badań był testowy przedmiot obrabiany, zainstalowany na portalowym centrum obróbkowym MIKOMAT 20V w PHS HYDROTOR S.A. w Tucholi (rys. 3). Badano drgania względne w umownym punkcie styku narzędzia z przedmiotem podczas frezowania czołowego prowadnicy 2 o długości $l_d = 956$ mm, w kierunku normalnym do powierzchni obrabianej.



Rys. 3. Testowy przedmiot obrabiany: a) mocowanie na stole obrabiarki, b) schemat uproszczony, zaznaczone położenia akcelerometrów

W pierwszym etapie badań dokonano oceny zgodności modelu MES przedmiotu z obiektem rzeczywistym zamocowanym na obrabiarce. Na rys. 4. przedstawiono wartości współczynników MAC dla postaci zidentyfikowanych w wyniku eksperymentalnej analizy modalnej. Dzięki zastosowaniu metody p-LSCFD [7] zidentyfikowano 6 częstotliwości i postaci drgań własnych. Natomiast obliczonych postaci drgań własnych jest znacznie więcej.

		P-LSCFD									
		1	2	3	4	5	6				
Model obliczeniowy MEDINA + PERMAS	1	0,96	0,05	0,08	0,01	0,09	0				
	2	0,01	0,98	0,24	0	0,01	0,03				
	3	0,08	0,18	0,95	0,03	0,05	0,01				
	4	0,2	0	0	0	0,03	0				
	5	0,13	0,08	0,03	0,01	0,18	0				
	6	0,08	0	0	0,94	0,06	0,01				
	7	0,05	0,03	0,03	0,05	0,87	0,01				
	8	0	0,03	0	0,01	0,01	0,94				
p-LSCFD		185,0	211,3	242,4	-	-	435,7	585,0	631,2	-	-
Model obliczeniowy MEDINA + PERMAS		184,6	211,4	242,2	295,5	434,3	434,4	571,5	630,2	710,5	729,5

Rys. 4. Wartości współczynników MAC i częstotliwości drgań własnych [Hz]

Kolejnym etapem jest symulacja modelu hybrydowego procesu frezowania wraz z oceną drgań przedmiotu obrabianego, na podstawie wartości RMS przemieszczeń w dziedzinie czasu oraz wartości dominujących „szczytów” w widmie amplitudowym. Symulowano obróbkę zgrubną z naddatkiem $a_p=1$ mm głowicą frezową SECO Z6 o średnicy $\phi 63$ i liczbie ostrzy $z=6$.

6. Wyniki symulowanych drgań

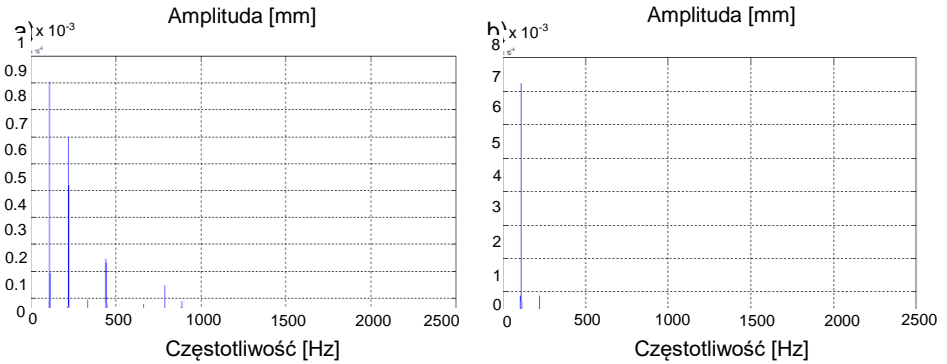
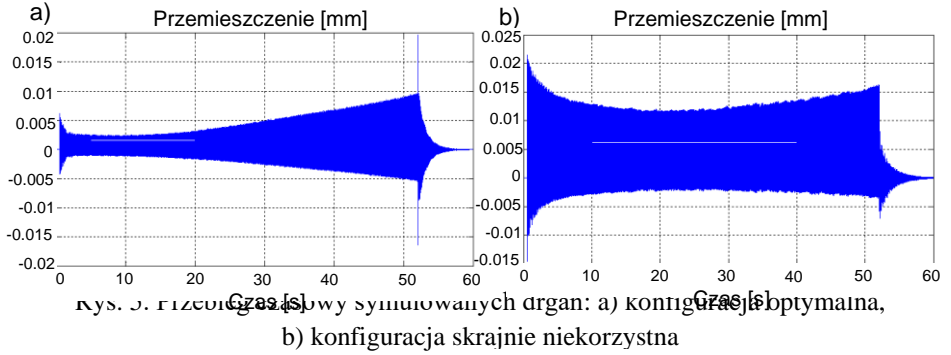
W tab. 1. przedstawiono dla 20 zestawów symulacji częstotliwości f i amplitudy q dominujących „szczytów” w widmie amplitudowym, zaobserwowanym w chwili $t_p=10$ s, w przypadku obróbki zgrubnej, przy głębokości skrawania $a_p=1$ mm, prędkości obrotowej wrzeciona $n=1112 \frac{obr}{min}$ i prędkości posuwu $v_f=1112 \frac{mm}{min}$.

Analiza wyników przeprowadzonych wariantów symulacji z eliminacją niektórych podpór („0”, tab. 1) umożliwiła wyznaczenie optymalnej kombinacji zamocowania przedmiotu. Minimalne drgania otrzymano w przypadku konfiguracji nr 2 (usunięta podpora 1). Natomiast skrajnie niekorzystną konfigurację zaobserwowano w przypadku symulacji 13 (usunięte podpory 3, 4, 5, 6). Na rys. 5a–6a przedstawiono przebieg czasowy drgań przedmiotu oraz widmo amplitudowe dla optymalnej sztywności zamocowania. Zauważa się tutaj harmoniki o sukcesywnie malejących amplitudach. Natomiast na rys. 5b–6b, w przypadku konfiguracji skrajnie niekorzystnej, dominują drgania harmoniczne o znacznie większej amplitudzie i częstotliwości bliskiej jednemu z biegunów układu.



Tab. 1. Wartości dominujących „szczytów” w widnie amplitudowym

Nr podpory	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12										
Nr symulacji														f_{c1} [Hz]	q_1 [mm]	f_{c2} [Hz]	q_2 [mm]	f_{c3} [Hz]	q_3 [mm]	f_{c4} [Hz]	q_4 [mm]	
1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	111,0975	8,90E-04	222,1951	7,75E-04	443,1693	4,68E-04	887,5595	2,26E-04		
2	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	111,0975	9,06E-04	222,1951	7,00E-04						
3	1	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	111,0975	9,15E-04	222,1951	9,19E-04	443,1693	3,15E-04				
4	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	111,0975	9,32E-04	222,1951	8,86E-04	443,1693	1,86E-04	554,2669	3,71E-04		
5	1	1	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	111,0975	0,0033	222,1951	0,0044						
6	1	1	1	0	1	1	1	1	1	1	1	1	111,0975	8,91E-04	222,1951	7,76E-04	443,1693	4,50E-04	887,5595	2,16E-04		
7	1	1	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	111,0975	0,0033	222,1951	0,0043						
8	1	1	1	1	0	1	1	1	1	1	1	1	111,0975	9,50E-04	222,1951	0,001	443,1693	4,43E-04	887,5595	1,32E-04		
9	1	1	1	1	1	0	1	1	1	1	1	1	111,0975	9,53E-04	222,1951	0,0012	333,2926	0,0012	443,1693	1,32E-04		
10	1	1	1	1	0	0	1	1	1	1	1	1	111,0975	0,001	222,1951	0,002	333,2926	0,005				
11	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	111,0975	0,004	222,1951	0,0029	333,2926	6,95E-04	346,722	0,0011		
12	0	0	1	1	0	0	1	1	1	1	1	1	111,0975	0,0011	222,1951	3,53E-04	289,342	8,72E-05	554,2669	2,05E-04		
13	1	1	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	111,0975	0,0073	222,1951	8,80E-04						
14	1	1	1	1	1	0	1	1	1	1	1	1	111,0975	8,89E-04	222,1951	0,0016	443,1693	4,06E-04				
15	1	1	1	1	1	1	0	1	1	1	1	1	111,0975	9,61E-04	222,1951	8,87E-04	443,1693	3,42E-04	887,5595	1,89E-04		
16	1	1	1	1	1	1	1	0	1	1	1	1	111,0975	9,04E-04	222,1951	7,82E-04	333,2926	1,26E-04	443,1693	4,35E-04		
17	1	1	1	1	1	1	0	1	1	1	1	1	111,0975	9,59E-04	222,1951	0,0022	443,1693	3,08E-04				
18	1	1	1	1	1	1	0	1	1	1	1	1	111,0975	9,02E-04	222,1951	0,0024	429,74	3,79E-04				
19	1	1	1	1	1	1	0	0	1	1	1	1	111,0975	9,78E-04	222,1951	8,96E-04	333,2926	1,38E-04	443,1693	3,22E-04		
20	1	1	1	1	1	0	0	0	1	1	1	1	111,0975	9,75E-04	222,1951	0,0041						



7. Wnioski



Potwierdzono skuteczność proponowanej metody nadzorowania drgań za pomocą optymalizacji sztywności zamocowania przedmiotu obrabianego podczas frezowania przedmiotów wielkogabarytowych, z wykorzystaniem dedykowanej techniki projektowania mechatronicznego, czyli wirtualnego prototypowania wspomaganego eksperymentem pomiarowym (WPWE).

Dzięki wynikom identyfikacji parametrów podukładu modalnego, uzyskanym metodą p-LSCFD, można stwierdzić że pozyskane z eksperymentu parametry modelu obliczeniowego zostały określone poprawnie i stanowią wiarygodne dane procesowe do badań symulacyjnych. Powyższe potwierdza sześć zidentyfikowanych postaci drgań własnych dla częstotliwości w paśmie do 700 Hz.

Bibliografia

- [1] Kaliński K. J.: *Nadzorowanie procesów dynamicznych w układach mechanicznych*. Gdańsk: Wydawnictwo PG 2012.
- [2] Kaliński K. J., Chodnicki M., Mazur M. R., Galewski M. A.: *Vibration surveillance system with variable stiffness holder for milling flexible details*. W: *Applied Non-Linear Dynamical Systems* (Ed. J. Awrejcewicz). Springer International Publishing Switzerland 2014, 175-184.
- [3] Kaliński K., Chodnicki M., Galewski M., Mazur M.: *Vibration surveillance for efficient milling of flexible details fixed in adjustable stiffness holder*. *Vibroengineering PROCEDIA* 2014, 3, 215-218.
- [4] Kaliński K. J., Galewski M. A., Mazur M., Chodnicki M.: *Modelling and simulation of a new variable stiffness holder for milling of flexible details*. *Polish Maritime Research* 2017, 24, 115-124.
- [5] Liao Y. S., Young Y. C.: *A New On-line Spindle Speed Regulation Strategy for Chatter Control*. *International Journal of Machine Tools & Manufacture* 1996, Vol. 35, nr 6, s. 651–660.
- [6] Kaliński K. J., Galewski M. A.: *Optimal spindle speed determination for vibration reduction during ball-end milling of flexible details*. *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 2015, 92, 19-30.
- [7] Heylen W., Lammens S., Sas P.: *Modal Analysis Theory and Testing*. Leuven: KU Leuven 2007

Podziękowania

Pracę zrealizowano w ramach zadań finansowanych ze środków projektu TANGO1/266350/NCBR/2015. Badania doświadczalne na portalowym centrum obróbkowym MIKROMAT 20V wykonano, dzięki współpracy z PHS HYDROTOR S.A. w Tucholi.

