MODELOWANIE INŻYNIERSKIE ISSN 1896-771X
41, s. 187-195, Gliwice 2011

DOŚWIADCZALNA WERYFIKACJA NUMERYCZNEGO MODELU PIONOWEGO CENTRUM OBRÓBKOWEGO

JAN KOSMOL, PIOTR WILK

Katedra Budowy Maszyn, Politechnika Śląska
e-mail: jkosmol@polsl.pl.

Streszczenie Współczesne obrabiarki do obróbki szybkościowej HSC (High Speed Cutting) wymagają projektowania nie tylko z uwagi na kryteria wytrzymałościowe, sztywnościowe czy trwałościowe, ale i dynamiczne. Te bowiem kryteria decydują o dokładności wymiarowo-kształtowej przedmiotu wykonanego metodą obróbki skrawaniem. Własności dynamiczne złożonego układu masowo-sprężystego można poprawiać zarówno przez podwyższanie wskaźników sztywności statycznej jak i obniżanie masy przesuwnych zespołów. Obie te metody prowadzą do projektowania optymalnych korpusów ze względu na kryterium minimalizacji mas i maksymalizacji sztywności. W Katedrze Budowy Maszyn Politechniki Śląskiej opracowano metodę optymalizacji korpusów obrabiarkowych wykorzystującą połączone ze sobą: analizę metodą elementów skończonych i algorytmy genetyczne. Metodę tę zastosowano do optymalizacji wybranych korpusów nowo projektowanego centrum frezarskiego. Prototyp nowego centrum frezarskiego został wykonany w metalu i poddany eksperymentalnym badaniom weryfikacyjnym. Jednym z nich były badania sztywności statycznej. Wyniki badań pozwoliły na ocenę adekwatności opracowanych modeli korpusów poprzez porównanie wskaźników sztywności statycznej uzyskanych z badań symulacyjnych (MES) i eksperymentalnych. Analiza porównawcza wyników badań symulacyjnych i eksperymentalnych wskazała, że rezultat takich porównań istotnie zależy od wartości liczbowych wskaźników sztywności. Dla tych wskaźników sztywności, dla których mierzone przemieszczenia były na poziomie kilkunastu i więcej μm, zgodność wyników była zadowalająca, tzn. nie różniły się one o więcej niż 10-15%. Natomiast dla pozostałych różnice sięgały 100% i więcej. Bezpośrednim powodem tak znacznych różnic były zbyt duże błędy pomiarów bardzo małych przemieszczeń, na poziomie 1-2 μm. Oznacza to, że weryfikacja modeli numerycznych korpusów o znacznych sztywnościach jest praktycznie trudna do zrealizowania albo wymaga bardzo kosztownego oprzyrządowania (laserowe metody pomiaru małych przemieszczeń).

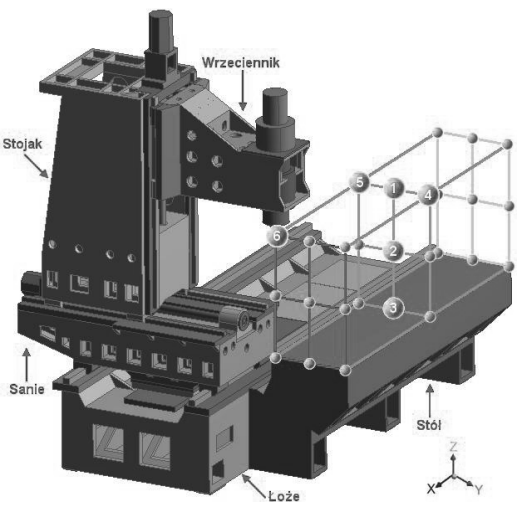
1. WPROWADZENIE

Współczesne obrabiarki do obróbki szybkościowej HSC (High Speed Cutting) wymagają projektowania nie tylko z uwagi na kryteria wytrzymałościowe, sztywnościowe czy

trwałościowe, ale i dynamiczne. Od własności dynamicznych uzależniona jest niejednokrotnie możliwość uzyskania wysokich dokładności geometrycznych i wysokiej wydajności obróbki. W obrabiarkach sterowanych numerycznie, które obecnie zdominowały rynek, własności dynamiczne oceniane są m.in. przez maksymalne przyspieszenia i opóźnienia ruchów posuwowych, które decydują o kształcie i wymiarach przedmiotu obrabianego. Układy napędowe, które realizują ruchy posuwowe to tzw. serwonapędy, które z punktu widzenia ich sterowania zalicza się do układów automatycznej regulacji położenia. Poprawa własności dynamicznych takich napędów jest możliwa na dwa sposoby:

- stosowanie silników o większym momencie napędowym (sile napędowej) przy małej własnej bezwładności, czyli silników droższych,
- minimalizowanie mas tych zespołów, które wykonują ruchy decydujące o kształcie i wymiarach przedmiotu obrabianego.

Na rys. 1 przedstawione jest nowoczesne pionowe centrum obróbkowe z przesuwnym stojakiem, które aktualnie jest przygotowywane do produkcji seryjnej.



Rys. 1. Schemat pionowego centrum frezarskiego z przesuwnym stojakiem wraz z podstawowymi ruchomymi i nieruchomymi korpusami oraz jego obszar roboczy

Jest to konstrukcja opracowana w CBKO w Pruszkowie [1], a współpraca z jednostką badawczą [2] polegała na optymalizacji konstrukcji ruchomych (przesuwnych) korpusów tej obrabiarki.

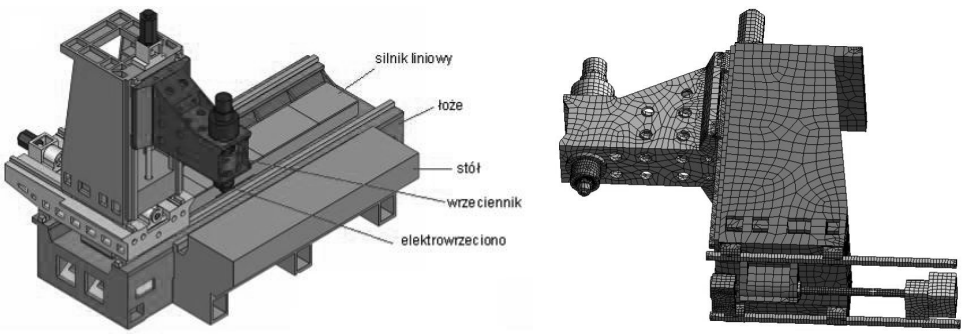
Minimalizacja przesuwnych mas ruchomych korpusów była warunkiem podniesienia właściwości dynamicznych. Jednakże ograniczeniem zmniejszania masy korpusów jest wymaganie dużej sztywności zarówno statycznej jak i dynamicznej.

2. MODEL NUMERYCZNY PIONOWEGO CENTRUM OBRÓBKOWEGO

Przeprowadzenie optymalizacji konstrukcji korpusu musi być poprzedzone zbudowaniem jego modelu. Z uwagi na złożoność geometryczną korpusu (liczba, wymiary i rozmieszczenie żeber, grubość ścianek) modele numeryczne w konwencji metody elementów skończonych wydają się być najkorzystniejsze. Bazując na zaprojektowanych przez doświadczonych

konstruktorów modelach geometrycznych poszczególnych korpusów (modele 3D), opracowano ich modele numeryczne, dla potrzeb analizy metodą elementów skończonych. Na rys. 2 przedstawiono przykłady takich modeli.

Przeprowadzenie optymalizacji korpusu wymaga sformułowania zarówno funkcji celu, jak i parametrów geometrycznych, które z punktu widzenia konstruktora mogą być zmieniane (zmienne decyzyjne).



Rys. 2. Model geometryczny (3D) i numeryczny (MES) stojaka i wrzeciennika

3. METODA OPTYMALIZACJI KORPUSÓW OBRABIARKOWYCH

Zastosowana metoda optymalizacji została szczegółowo przedstawiona m.in. w [2] i [3]. Połączone zostały metody elementów skończonych i algorytmów genetycznych a funkcja celu uwzględniała zarówno kryterium techniczne jak i ekonomiczne, przyjmując postać:

$$W = W_t W_e$$
$$W_{t(e)} = \Sigma(w_i\, c_i) \tag{1}$$

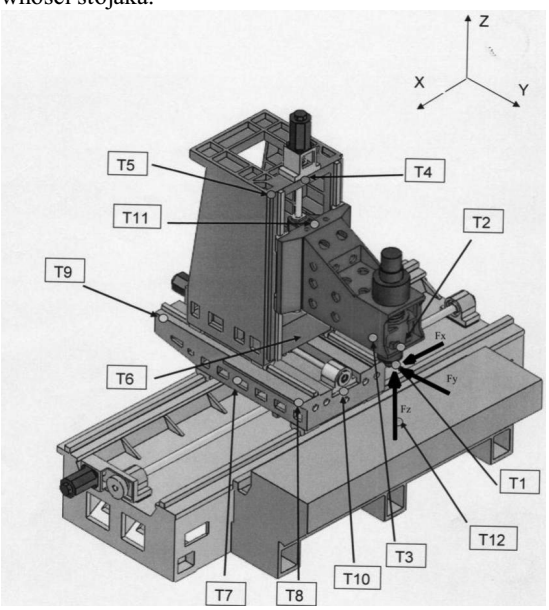
gdzie: W_t, W_e - funkcjonały kryterialne: techniczny i ekonomiczny,
w_i - i-ta waga,
c_i - i-ta znormalizowana funkcja kryterialna, uwzględniająca masę korpusu, średni wskaźnik sztywności statycznej w i-tym kierunku oraz zmienność wskaźnika sztywności w zdefiniowanym obszarze roboczym obrabiarki w postaci odchylenia standardowego wskaźnika sztywności.

Badania optymalizacyjne polegały na znalezieniu minimum funkcjonału *W*, a zmiennymi decyzyjnymi były: grubości ścianek, żeber, rozmieszczenie żeber oraz ich wymiary geometryczne. W wyniku przeprowadzonych badań optymalizacyjnych powstał model korpusu stojaka, którego masa była o ok. 10% mniejsza od masy stojaka niezoptymalizowanego, a wskaźniki sztywności statycznej zbliżone były do wskaźników sztywności korpusu niezoptymalizowanego. Następnie wykonano model tego korpusu w metalu i poddano badaniom doświadczalnym. Wyniki tych badań są przedmiotem niniejszego artykułu.

4. EKSPERYMENTALNE BADANIA SZTYWNOŚCI PIONOWEGO CENTRUM OBRÓBKOWEGO

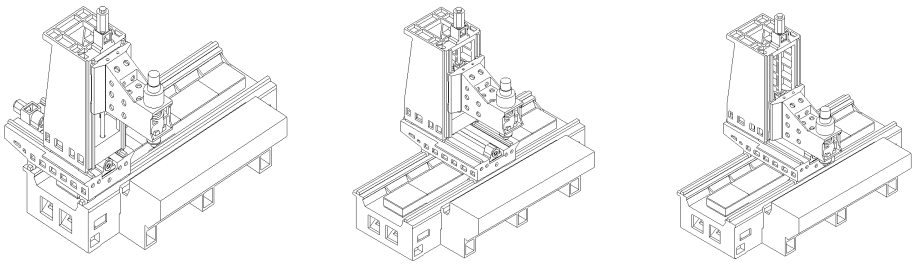
Pionowe centrum obróbkowe, przedstawione na rys. 1, zostało wykonane w metalu jako prototyp doświadczalny. Przeprowadzone zostały badania doświadczalne, m. in. sztywności statycznej. Badaniom poddano obrabiarkę zmontowaną (nie było możliwości przeprowadzenia badań każdego korpusu indywidualnie).

Badania sztywności przeprowadzono w trzech kierunkach, zgodnych z kierunkami ruchu zespołów przesuwnych obrabiarki. Przemieszczenia wywołane przyłożonymi siłami testowymi, obciążającymi zespoły korpusowe, mierzono w kilku wybranych punktach (rys. 3), na podstawie których wyznaczono wskaźniki sztywności statycznej. Przemieszczenia mierzone w punktach T2, T3, T11 posłużyły do wyznaczania wskaźników sztywności wrzeciennika, w punktach T7,T8,T9,T10 do wskaźnika sztywności sań a w punktach T4,T5, T6 do wskaźnika sztywności stojaka.



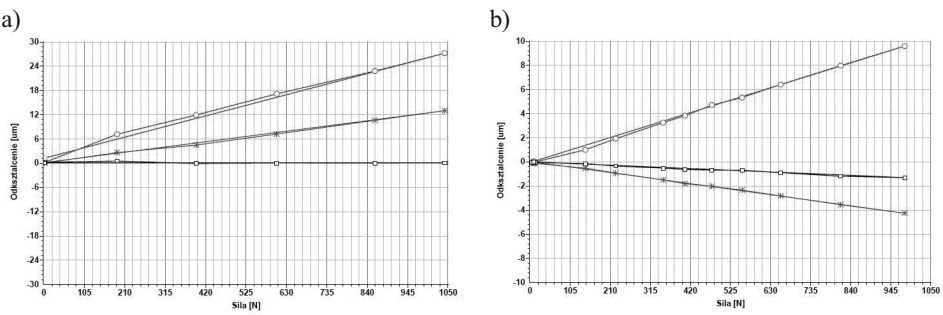
Rys. 3. Rozmieszczenie punktów pomiarowych do wyznaczania sztywności statycznej [5]

Prototypowe centrum obróbkowe zawiera szereg ruchomych (przesuwnych) i nieruchomych korpusów (rys. 1), które w zależności od wzajemnego położenia tworzą różne konfiguracje przestrzenne. Z możliwych konfiguracji przestrzennych powstaje obszar roboczy (przestrzeń w postaci prostopadłościanu), wewnątrz którego może odbywać się obróbka skrawaniem. Na rys. 1 przedstawiono zarys takiej przestrzeni, natomiast na rys. 4 przedstawiono trzy przykładowe konfiguracje, wynikające z różnych położeń trzech podstawowych korpusów: stojaka przemieszczającego się po saniach, wrzeciennika przemieszczającego się po stojaku oraz sań przemieszczających sie po łożu. Odpowiadają one kolejno położeniom nr 7, 6 i 3 w tabeli nr 1.



Rys. 4. Trzy przykładowe konfiguracje zespołów korpusowych centrum obróbkowego

Na rys. 5. przedstawiono przykładowe wyniki pomiarów w postaci zależności: przemieszczenie – siła. Takie wykresy były podstawą do obliczenia wskaźnika sztywności rozumianego jako współczynnik kierunkowy prostej regresji.



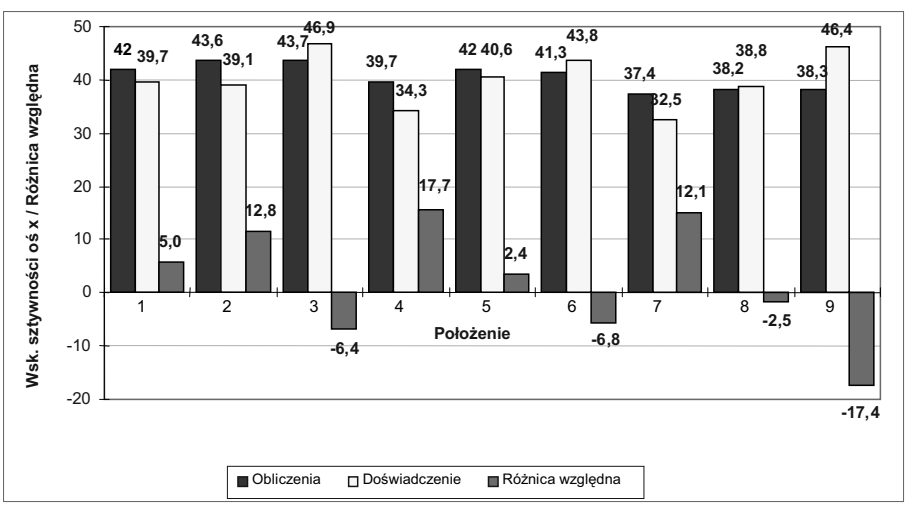
Rys. 5. Przykładowe wyniki pomiaru sztywności statycznej w kierunku X (a) i Y (b) [5]

Wartości wyznaczanych wskaźników sztywności statycznej, uzyskane zarówno z badań symulacyjnych [2] jak i doświadczalnych [5], zestawiono celem dla trzech kierunków X, Y i Z, dla kilku wybranych konfiguracji wzajemnych położeń stojaka z saniami (przód, środek, tył) i wrzeciennika (góra, środek, dół) - patrz rys. 1 i rys. 4. Zbiorcze zestawienia wykonano dla wszystkich punktów pomiarowych, zaznaczonych na rys. 3, tak że cała przestrzeń robocza centrum obróbkowego została objęta tymi badaniami. Przykładowe zestawienie wyników badań sztywności statycznej dla punktu pomiarowego T1 (rys. 3) przedstawia tabela 1.

Dysponując takimi wskaźnikami sztywności, można było dokonać oceny porównawczej pomiędzy wynikami badań symulacyjnych i eksperymentalnych, co w tabeli 1 reprezentuje kolumna "Różnica %". Natomiast na rys. 6 przedstawiono w postaci graficznej (wykresy słupkowe) wyniki z tabeli 1, ale odniesione tylko do kierunku X.

Tabela 1. Zestawienie wyników badań doświadczalnych i symulacyjnych wskaźników sztywności statycznej w punkcie pomiarowym T1 (rys. 3)

Położenie			Badania symulacyjne			Badania doświadczalne			Różnica %		
			Wskaźnik sztywności N/μm			Wskaźnik sztywności N/μm					
Nr	Sanie	Wrzeciennik	X	Y	Z	X	Y	Z	X	Y	Z
1	Przód	Dół	42	100	79	40	69	110	5,00	44,93	-28,18
2	Środek	Dół	44	105	85	39	130	105	12,82	-19,23	-19,05
3	Tył	Dół	44	111	76	47	94	105	-6,38	18,09	-27,62
4	Przód	Środek	40	93	77	34	48	76	17,65	93,75	1,32
5	Środek	Środek	42	101	77	41	64	100	2,44	57,81	-23,00
6	Tył	Środek	41	97	68	44	60	87	-6,82	61,67	-21,84
7	Przód	Góra	37	85	75	33	88	105	12,12	-3,41	-28,57
8	Środek	Góra	38	88	73	39	71	110	-2,56	23,94	-33,64
9	Tył	Góra	38	82	67	46	79	98	-17,39	3,80	-31,63



Rys. 6. Porównanie wskaźników sztywności statycznej wyznaczonych na drodze numerycznej i eksperymentalnej w punkcie pomiarowym T1 (rys. 3) w kierunku X

Analiza wyników badań pozwoliła na sformułowanie następujących wniosków:

- w zależności od wartości liczbowych wskaźników sztywności, różnice pomiędzy wartościami liczbowymi z badań symulacyjnych i eksperymentalnych wynoszą od 15÷35% do 100÷200%,
- w punktach pomiarowych oznaczonych jako T1 - T3 (rys. 3) na kierunkach oznaczonych jako X i Y różnice wskaźników sztywności nie przekraczają 15 - 35%,
- w punktach pomiarowych oznaczonych jako T4 - T10 (rys. 3), we wszystkich kierunkach, różnice sięgają nawet 100÷200%.

Z przeprowadzonych analiz porównawczych wynika, że część wyników badań doświadczalnych i symulacyjnych charakteryzuje się dość dobrą zbieżnością (głównie w kierunku X), natomiast w kierunkach Y i Z stosunkowo dużą rozbieżnością. Powodów jej powstania może być bardzo wiele. W modelu obliczeniowym można m.in. wskazać różnice w modelu materiałowym, który nie odzwierciedla w pełni własności materiału rzeczywistego (dotyczy rzeczywistej wartości modułu Younga E i współczynnika Poissona ν). Nie bez znaczenia był również uproszczony model elektrowrzeciona (elektrowrzeciono zamodelowano jako nieodkształcalny zespół), podczas kiedy rzeczywiste odkształcenia elektrowrzeciona w kierunku Z rzutują na wskaźnik sztywności w tym kierunku oraz model połączeń kontaktowych w prowadnicach tocznych (prowadnice toczne modelowano w postaci elementów sprężystych o stałej, katalogowej podatności kontaktowej). Dodatkowo model obliczeniowy nie uwzględniał rzeczywistych warunków montażu (napięcia wstępne połączeń śruba - nakrętka w przekładniach śrubowo-tocznych i w prowadnicach tocznych, co wpływa na wartość sztywności kontaktowej).

Natomiast przyczynami rozbieżności są zapewne także błędy pomiarowe badań doświadczalnych. Różnice w porównywanych wynikach mogą wynikać zarówno z podatności uchwytów mocujących dotykowe czujniki pomiarowe jak i odkształceń baz pomiarowych. Wpływ tych przyczyn jest bardziej widoczny, kiedy maksymalne przemieszczenia, zmierzone podczas badań eksperymentalnych, nie przekraczają 1÷3μm, a więc wtedy, kiedy trudno zapewnić odpowiednią dokładność pomiaru.

Pomiary przemieszczeń dokonywano klasycznymi bezkontaktowymi czujnikami indukcyjnymi i mechanicznymi. Czułość pomiarowa tych przyrządów była na poziomie 0,5 μm. Podczas wszystkich pomiarów sztywności statycznej maksymalna siła wymuszająca nie przekraczała 1000 N. W przypadku zespołów, których wskaźnik sztywności przekraczał 100 N/μm i więcej (taka sytuacja występowała praktycznie przy wszystkich pomiarach w punktach pomiarowych T3 - T10, rys. 3, kiedy wartości wskaźników sztywności były na poziomie 300 - 500 N/μm i więcej) mierzone przemieszczenia były na poziomie 1 - 3μm. W takich przypadkach błąd pomiaru spowodowany czułością pomiarową czujników stanowił 30 - 50% zmierzonego przemieszczenia. Dlatego doświadczalnie wyznaczony wskaźnik sztywności może sie różnic od wartości rzeczywistej o podobną wartość.

5. PODSUMOWANIE

Projektowanie numerycznych obrabiarek wymaga stosowania metod optymalizacyjnych, z uwagi na potrzebę minimalizacji masy przesuwnych korpusów, przy zachowaniu wymaganej sztywności statycznej. Stosowanie łączonych metod, np. MES i algorytmów genetycznych, pozwala na osiąganie zadowalających wyników, ale efekty mogą okazać się niezbyt duże w konstrukcjach zaprojektowanych przez doświadczonych konstruktorów.

Weryfikowanie opracowanych modeli numerycznych korpusów obrabiarkowych poprzez porównywanie wskaźników sztywności uzyskanych z badań symulacyjnych i

doświadczalnych jest efektywne, jeżeli wartości liczbowe tych wskaźników pozwalają na wystarczająco dokładny pomiar przemieszczeń w warunkach warsztatowych. W praktyce oznacza to pomiar odkształceń nie mniejszych niż 10 μm. Jeżeli natomiast wartości liczbowe wskaźników sztywności są takie, że mierzone w warunkach warsztatowych przemieszczenia są wyraźnie niższe od 10 μm, to błędy pomiarowe mogą znacząco wpływać na wynik analizy porównawczej.

W odniesieniu do obrabiarek, zwłaszcza małych i średniej wielkości, wartości liczbowe wskaźników sztywności (określanego w punkcie styku ostrza skrawającego i przedmiotu) , dla których spodziewane maksymalne odkształcenia są wyraźnie mniejsze od 10 μm (rzędu 2 - 3 μm) kształtują się na poziomie 300-500 N/μm. Wówczas błąd oszacowania ich sztywności, np. na podstawie modelu numerycznego, może różnić się od wyznaczonego doświadczalnie nawet o kilkadziesiąt procent.

LITERATURA

1. Dokumentacja konstrukcyjna centrum frezarskiego pionowego z przesuwnym stojakiem. Centrum Badawczo-Konstrukcyjne Obrabiarek, Pruszków, 2006 (praca niepublikowana).
2. Badania modelowe pod kątem optymalizacji korpusów sań, stojaka i wrzeciennika metodą elementów skończonych – etap I. Raport z Projektu Rozwojowego "Centrum frezarskie pionowe z przesuwnym stojakiem", nr R03 003 01, Gliwice, 2006 (raport niepublikowany).
3. Kosmol J., Wilk P.: Próba optymalizacji korpusu obrabiarki z zastosowaniem MES i algorytmu genetycznego. „Modelowanie Inżynierskie” 2008, nr 35, t. 4, s. 59 – 66.
4. Wilk P., Kosmol J.: Optimization of frames of a milling machine tool using genetic algorithms and the finite element method. In: Proceedings of the Ninth International Conference on the Application of Artificial Intelligence to Civil, Structural and Environmental Engineering. St. Julians - Malta, 2007, CD.
5. Badania eksperymentalne prototypu doświadczalnego. Ocena sztywności statycznej. Raport z Projektu Rozwojowego "Centrum frezarskie pionowe z przesuwnym stojakiem", nr R03 003 01, Pruszków, 2010 (raport niepublikowany).

EXPERIMENTAL VERIFICATION OF NUMERICAL MODEL OF VERTICAL MACHINIG CENTRE

Summary: Modern machine tools for high speed cutting (HSC) have to be designed not only from the point of view of mechanical properties like stiffness, strength or durability but their dynamic properties should also be considered. Dynamics of the machine tool influences shape and dimensional accuracy of workpieces manufactured. Dynamic properties of a complex spring-mass system of a machine tool may be improved by increasing the static stiffness or decreasing the masses of its movable bodies. In the Department of Machine Technology STU an optimization method that uses both the Finite Element Analysis and Genetic Algorithms was worked out. This method was applied for optimization of chosen bodies of a new design of vertical machining centre. The prototype of the machine was built-up and its static properties have been tested. Results of experimental investigation made possible to evaluate the adequacy of the worked up models, simply comparing the coefficients of stiffness obtained from the simulation and

experimental investigation. The comparison of results showed that found discrepancies depend much on the value of coefficients of stiffness. If the stiffness coefficients obtained from experiments were not high, it means smaller than 100 - 200 N/μm, and if the measured displacements were higher than 10 μm, the stiffness coefficients obtained from simulation and from experiments differed less than 10 - 15%. But if the coefficients of stiffness were much higher, for example several thousands of N/μm, the difference often reached 100% and more. The main reason of such a difference could be attached to a low accuracy of measurements of very small displacements. Precise measurement in the range of displacements smaller than 1 - 2 μm could be really a challenge in the workshop conditions. It means, that the experimental verification of numerical models of highly stiff assemblies is practically very difficult and requires application of laser equipment, which is more sensitive but also much more expensive than classical mechanical touch probes or inductive sensors of displacements.