

Krzysztof LEHRICH¹
Jan KOSMOL¹

OPTYMALIZACJA KORPUSU WRZECIENNIKA CENTRUM FREZARSKIEGO

Artykuł stanowi kontynuację prac autorów nad optymalizacją korpusów obrabiarkowych. W artykule zaprezentowano wyniki optymalizacji korpusu wrzeciennika centrum frezarskiego pionowego z wykorzystaniem Metody Elementów Skończonych. Porównano wyniki analiz sztywności statycznej oraz częstości drgań dla trzech korpusów tj. korpusu o postaci i wymiarach zaproponowanych przez konstruktora, korpusu po optymalizacji parametrycznej oraz korpusu po optymalizacji postaciowej i parametrycznej uwzględniającej zastosowanie różnych materiałów. Do symulacji wykorzystano narzędzia optymalizacyjne dostępne w systemie ANSYS.

1. WPROWADZENIE

Dominującym od kilkunastu lat kierunkiem rozwoju obrabiarek skrawających są obrabiarki do obróbki szybkościowej (High Speed Machining). Znacząca zmiana parametrów pracy takiej obrabiarki skutkuje wzmocnieniem zjawisk, które wcześniej, w obrabiarkach o „konwencjonalnych parametrach” nie były tak bardzo istotne. Dotyczy to m.in. wzrostu mocy źródeł ciepła, takich jak silniki napędowe ruchu posuwowego i zintegrowane silniki napędu głównego w postaci elektowrzecion, węzły łożyskowe, przekładnie śrubowo toczne w napędach klasycznych i silniki liniowe. Wzrost dynamiki ruchów wymaga zmniejszenia masy podzespołów takich jak wrzecienniki, stojaki, sanie i stoły. Ograniczeniu masy nie może jednak towarzyszyć spadek sztywności [1]. Z uwagi zatem na złożoność zjawisk towarzyszących pracy obrabiarki HSM konieczna jest zmiana podejścia do projektowania. Obowiązujące ciągle jeszcze podejście polegające na wykorzystaniu rozwiązań konstrukcyjnych obrabiarek o konwencjonalnych parametrach pracy należałoby zmienić na konstruowanie z wykorzystaniem możliwości jakie dają symulacje MES w zakresie analiz cieplno-mechanicznych, mechanicznych, przepływu i optymalizacji.

¹ Katedra Budowy Maszyn, Politechnika Śląska w Gliwicach

2. WPŁYW MASY KORPUSÓW NA DOBÓR SERWONAPĘDÓW

Optymalizacja konstrukcji kojarzona jest najczęściej z minimalizacją masy celem redukcji kosztów związanych z materiałem potrzebnym do jej wyprodukowania. W przypadku korpusów obrabiarkowych optymalizację można rozpatrywać w odniesieniu do dwóch grup korpusów, tj.: korpusów nieruchomych, stanowiących konstrukcję nośną oraz korpusów przemieszczanych, takich jak wrzecienniki, sanie itp.

Przykładowo, w przypadku obrabiarek ciężkich oszczędności wynikające z redukcji masy korpusów konstrukcji nośnej są niewspółmiernie małe w porównaniu do kosztów całej obrabiarki. Dlatego też właściwym podejściem wydaje się optymalizacja korpusów pod kątem zwiększenia sztywności przy minimalizacji lub zachowaniu tej samej masy [2].

Optymalizację masy korpusów ruchomych, zwłaszcza obrabiarek HSM, rozpatrywać należy w kontekście ich parametrów pracy. Istnieje kilka definicji, na podstawie których obrabiarka klasyfikowana jest do grupy HSM. W przypadku frezarek decyduje o tym głównie prędkość i przyspieszenie ruchu posuwowego. Natomiast w tokarkach, o zaklasyfikowaniu obrabiarki do grupy obrabiarek pracujących z dużymi prędkościami skrawania, decyduje przede wszystkim prędkość obrotowa wrzeciona. Dla napędów realizowanych za pomocą przekładni śrubowo-tocznej prędkości ruchu posuwowego wynoszą 30-60m/min a przyspieszenia 10-15m/s². Jedną z definicji dotyczącą napędów głównych odnosi się do iloczynu średnicy wrzeciona i prędkości obrotowej. Jeżeli iloczyn ten jest większy lub równy 0,5·10⁶, to obrabiarkę klasyfikujemy do obrabiarek HSM [3].

Redukcja masy, w przypadku korpusów ruchomych, również w niewielkim stopniu przekłada się na redukcję kosztów materiałowych, w odniesieniu do kosztów całej obrabiarki. Wpływa jednak na zmniejszenie kosztów serwonapędów posuwu i przede wszystkim na wzrost dynamiki ruchów. Wzrost masy korpusu ruchomego powoduje zwiększenie zredukowanego masowego momentu bezwładności zgodnie z zależnością [4]:

$$\Theta_{zr} = \sum m_i \frac{(iS_p)^2}{4\pi^2} + \sum \Theta_i t^2 \quad (1)$$

gdzie:

$\sum m_i$ – suma mas wykonujących ruch postępowy,

S_p – skok śruby tocznej,

i – przełożenie przekładni mechanicznej silnik – śruba,

$\sum \Theta_i$ – suma masowych momentów bezwładności elementów wykonujących ruch obrotowy.

Jednocześnie ograniczeniu ulega maksymalne przyspieszenie członu roboczego [4]:

$$a_{max} = \frac{C_s S_p}{4\pi \sqrt{\Theta + \left(\frac{S_p}{2\pi}\right)^2 m}} \quad (2)$$

gdzie:

Θ – masowy moment bezwładności elementów łańcucha kinematycznego posuwu (z wyłączeniem sań),

C_s – stała silnika (typowe wartości dla współczesnych serwo-silników ok. 600÷800 Nm/(kg·m²)^{0.5},

m – masa sań, a_{max} – maksymalne przyspieszenie liniowe.

W konsekwencji wzrasta wartość momentu szczytowego silnika [4]:

$$M_{SZ} \geq (\theta_s + \theta_{zr}) \cdot a_{max} + M_{op} \quad (3)$$

gdzie:

a_{max} – największa wartość przyspieszenia wynikająca z żądanego przebiegu ruchu przyspieszonego,

M_{op} – moment oporów ruchu,

Θ_s – masowy moment bezwładności wirnika silnika,

Θ_{zr} – masowy moment bezwładności mas zredukowanych na wał silnika.

W celu pokazania ilościowego wpływu masy korpusu na wielkości przedstawione powyżej, w tabeli 1 zestawiono wybrane wyniki obliczeń serwonapędów przeprowadzone dla dwóch korpusów o masie 300 i 400 kilogramów. Do obliczeń przyjęto długość śruby tocznej 1500mm oraz prędkość posuwu szybkiego 30m/min, dobierając równocześnie śrubę toczną o średnicy 50mm i skoku 12mm.

Tabela 1. Porównanie wielkości wyznaczonych podczas doboru serwonapędu dla przykładowych mas korpusu
Table 1. Comparison of value specified during selection of servo drive for exemplary mass of body

Wielkość wyznaczona	Jedn.	Masa korpusu	
		300 kg	400 kg
Maksymalny moment oporowy zredukowany na wał silnika	Nm	11,3	13,2
Częstość rezonansowa	Hz	185	160
Zredukowany moment bezwładności	kgm ²	0,0703	0,0847
Przyspieszenie członu roboczego	m/s ²	3,21	2,66
Moment szczytowy silnika	Nm	375	451

3. MATERIAŁY KORPUSÓW OBRABIAREK SKRAWAJĄCYCH

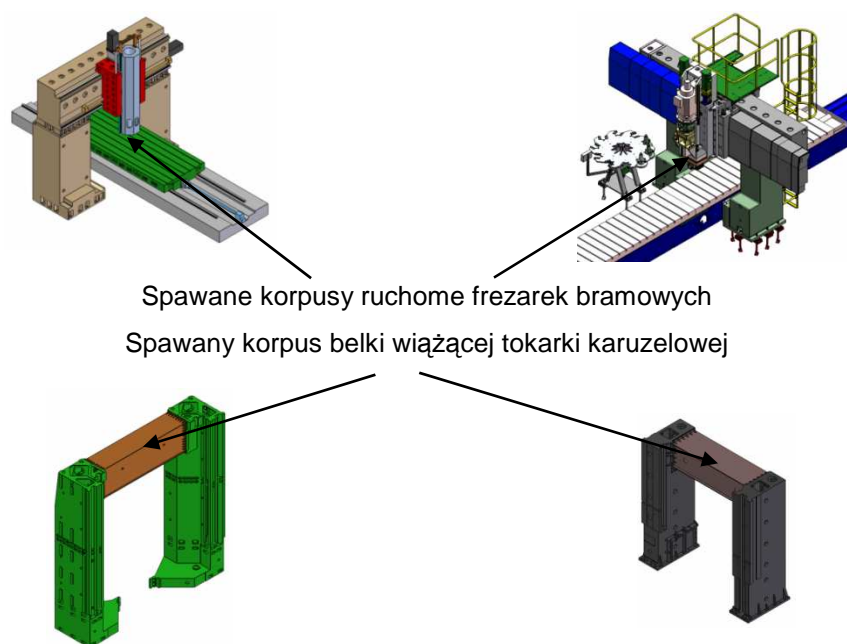
Dobór materiałów korpusów obrabiarkowych następuje w konsekwencji wymagań stawianych korpusom. Do najważniejszych należą [5]:

- duża sztywność statyczna i dynamiczna,
- dobra zdolność tłumienia drgań,
- mała masa korpusów ruchomych,

- niewielka odkształcalność termiczna,
- wysoka dokładność wykonania,
- niezmienność kształtów i wymiarów korpusów oraz ich połączeń.

Tradycyjnie stosowanym materiałem, z uwagi na swoje właściwości, jest żeliwo. Może ono występować jako żeliwo szare zwykłe, modyfikowane lub żeliwo sferoidalne. Żeliwo charakteryzuje się dobrymi właściwościami tłumiącymi drgania, możliwością otrzymywania skomplikowanych kształtów oraz łatwością obróbki mechanicznej [5]. Stosowane jest na korpusy konstrukcji nośnych takich, jak łoża, stojaki, belki suportowe. Jest niezastąpionym, do tej pory, materiałem do wykonywania korpusów konstrukcji nośnych obrabiarek ciężkich, charakteryzujących się znacznymi wymiarami gabarytowymi i nierzadko skomplikowaną konstrukcją.

Korpusy stalowe charakteryzują się głównie mniejszą zdolnością tłumienia drgań. W porównaniu do żeliwa, logarytmiczny dekrement tłumienia drgań stali jest mniejszy o 30%. Natomiast przy tej samej sztywności można uzyskać zmniejszenie masy o ok. 50%, co wynika z różnicy w module sprężystości. Korpusy stalowe wykonywane są jako spawane, co może prowadzić do zmiany ich geometrii w wyniku wprowadzania do konstrukcji naprężeń cieplnych [5]. Stosowane są do budowy prostych korpusów konstrukcji nośnych, takich jak np. belki wiążące w bramach tokarek karuzelowych oraz w konstrukcjach korpusów ruchomych.



Rys. 1. Przykład korpusów spawanych obrabiarek ciężkich
Fig. 1. Example of heavy machine tools welded bodies

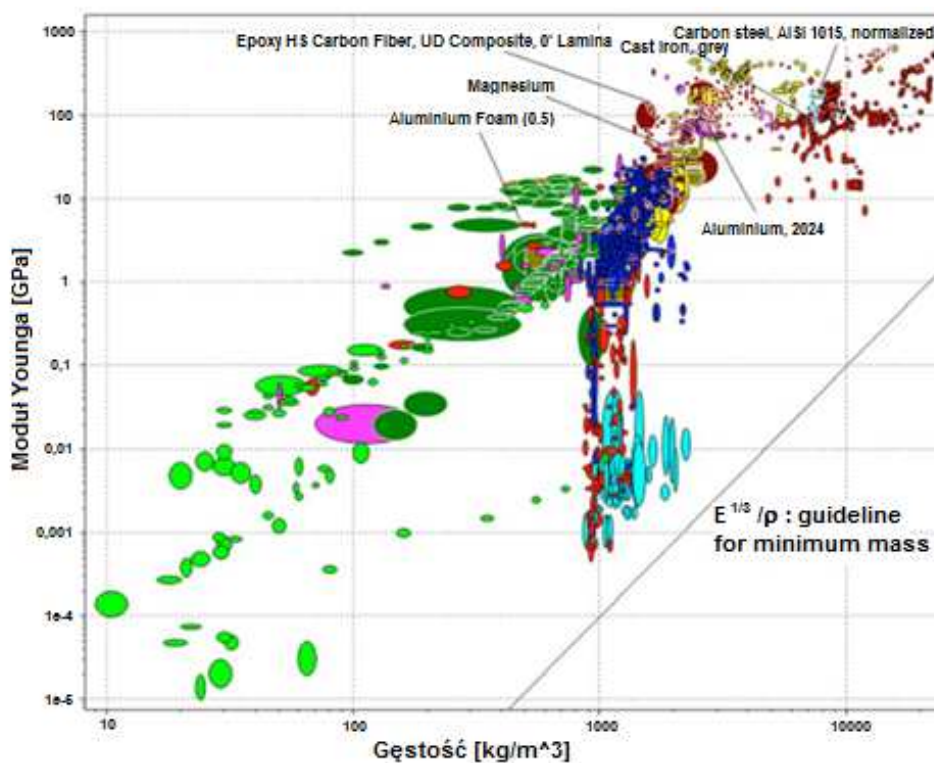
Materiałem rzadziej stosowanym do produkcji korpusów obrabiarkowych jest polimerobeton. Materiał ten charakteryzują się bardzo dobrym tłumieniem drgań, 7 do 10 razy większym w porównaniu z żeliwem i 10 do 15 razy większym w porównaniu do stali. Dodatkowo cechuje się bardzo małym współczynnikiem przenikalności cieplnej [5]. Jego

wadą jest jednak wartość modułu Younga, która jest o 5 do 7 razy mniejsza niż w przypadku stali i 2 do 4 razy mniejsza w porównaniu do żeliwa.

W celu osiągnięcia dużej wydajności obrabiarek skrawających wymagane jest zwiększenie dynamiki ruchu ich zespołów. Ma to znaczenie szczególnie wtedy, gdy z dużą częstotliwością realizowane jest przyspieszanie i hamowanie, co ma miejsce m.in. podczas frezowania matryc [6]. Duża dynamika ruchów wymaga zastosowania lekkich konstrukcji suportów. Dlatego też obecnie poszukiwane są również inne rozwiązania dotyczące materiałów i konstrukcji korpusów ruchomych. Do nowych materiałów stosowanych do budowy korpusów należą [5]:

- metale o strukturze porowatej (piankowej), takie jak aluminium, stal, żeliwo,
- pianki syntaktyczne,
- kompozyty z mikrosferami HKK,
- kompozyty – kevlar.

Metale spienione reprezentują nową klasę materiałów o niskiej gęstości i korzystnych właściwościach fizycznych, mechanicznych, termicznych, elektrycznych i akustycznych [7],[8]. Oferują one duże możliwości dla konstrukcji lekkich, w zakresie pochłaniania energii i zarządzania ciepłem przy niskich kosztach [7]. Takie parametry są możliwe do osiągnięcia dzięki wyjątkowo dobrym właściwościom jak: wysoki współczynnik sztywność-ciężar i mała gęstość przy dobrej wytrzymałości na ścinanie i pękanie oraz wysoka zdolność tłumienia drgań [7].



Rys. 2. Wskaźniki konstrukcyjne $E^{1/3}/\rho$ dla różnych grup materiałów stosowanych do budowy konstrukcji lekkich [7],[10]

Fig. 2. Materials structural index $E^{1/3}/\rho$ of different material groups applied to lightweight constructions [7],[10]

Wprowadzenie materiałów kompozytowych do konstrukcji obrabiarek może poprawić ich właściwości statyczne i dynamiczne. Prowadzone są badania nad członami ruchomymi konstruowanymi przez łączenie wysokomodułowego kompozytu epoksydowego z włóknami węglowymi jako kompozytu warstwowego ze spawaną konstrukcją stalową. Taka struktura kompozytu zmniejsza wagę członów ruchomych i zwiększa tłumienie bez zmniejszenia sztywności [6].

Możliwości eksploatacyjne materiałów stosowanych do budowy konstrukcji lekkich przedstawić można m.in. za pomocą wskaźnika konstrukcyjnego $E^{1/3}/\rho$ (tabela 2). Na rysunku 2, w postaci mapy Ashby'ego, przedstawiono przyporządkowanie modułów sprężystości podłużnej różnych grup materiałowych do zakresów ich gęstości [7]. Natomiast w tabeli 3 dokonano zestawienia właściwości materiałów stosowanych na korpusy obrabiarkowe [5],[9].

Tabela 2. Wskaźnik konstrukcyjny $E^{1/3}/\rho$ i współczynnik tłumienia η [7]
Table 2. Materials structural index $E^{1/3}/\rho$ and damping coefficient η [7]

Materiał	$E^{1/3}/\rho$	η
	GPa ^{1/3} /Mg/m ³	
Żeliwo szare	0,63	$1,2 \times 10^{-3} \div 1,7 \times 10^{-3}$
Stal	0,77	$6 \times 10^{-4} \div 10^{-3}$
Stopy aluminium	1,5	$2 \times 10^{-4} \div 4 \times 10^{-4}$
Stopy magnezu	1,9	$10^{-3} \div 10^{-2}$
Spienione aluminium	2÷5	$4 \times 10^{-3} \div 10^{-2}$

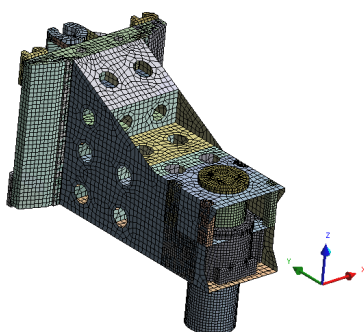
Tabela 3. Porównanie właściwości materiałów stosowanych na korpusy obrabiarek [5],[9]
Table 3. Comparison of properties of materials of machine tools bodies [5],[9]

Właściwości	Jedn.	Materiał							
		Stal	Żeliwo szare	Polimerobeton	Metale o strukturze porowatej			Laminat z włóknami	
					Al99,5	St37	GGG45	z kevlaru	węglowymi
Gęstość	g/cm ³	7,85	7,20	2,1-2,4	0,4	1,5	2,7	1,41	1,51
Wytrzymałość na ściskanie/rozciąganie*	MPa	250÷1200	350÷450	140÷170	3	20	120	230÷360	170÷280*
Wytrzymałość na zginanie	MPa	400÷1600	150÷400	25÷40	-	-	-	-	-
Moduł Younga	GPa	210	80÷120	30÷40	0,0024	0,013	0,019	120÷124	230÷250
Współczynnik przenikalności cieplnej	W/m·K	50	50	1,3÷2,0	12	5	7	-	-
Współczynnik rozszerzalności cieplnej	μm/m·K	12	10	12÷20	-	-	-	-	-
Ciepło właściwe	KJ/kg·K	0,45÷0,50	0,5	0,9÷1,3	-	-	-	-	-
Logarytmiczny dekrement tłumienia drgań	-	0,002	0,003	0,02÷0,03	-	-	-	-	-

4. OPTYMALIZACJA PARAMETRYCZNA KORPUSU WRZECIENNIKA

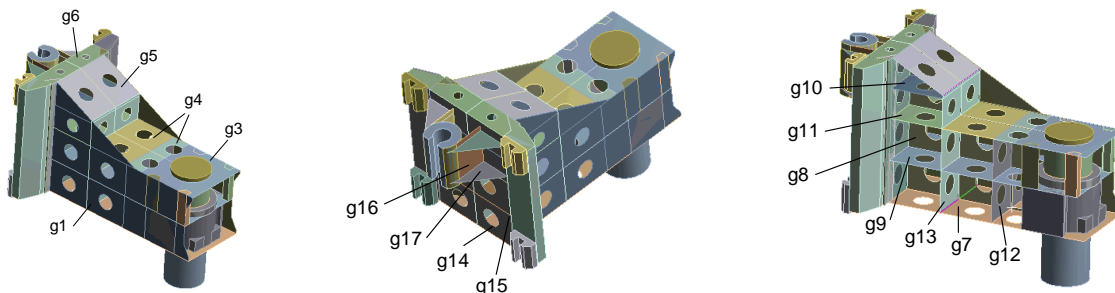
4.1. ZAŁOŻENIA DO OPTYMALIZACJI PARAMETRYCZNEJ KORPUSU

Optymalizację parametryczną przeprowadzono, w pierwszej kolejności, w oparciu o postać korpusu zaproponowaną przez konstruktora (rys. 3). Optymalizacji poddano wyłącznie grubość ścianek i żeber korpusu. W optymalizacji nie uwzględniono zatem możliwości zmiany liczby żeber oraz ich położenia. Założono również niezmienność wymiarów gabarytowych korpusu.



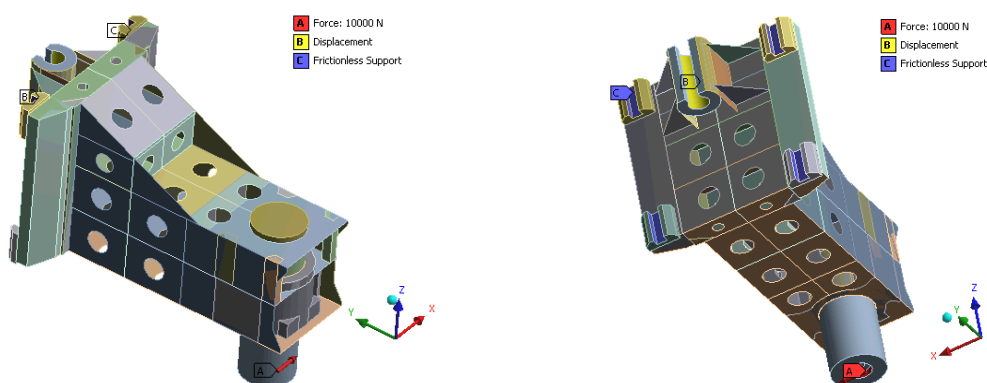
Rys. 3. Model dyskretny wrzeciennika centrum frezarskiego pionowego
Fig. 3. Discrete model of headstock of vertical milling center

Ze względu na to, iż wrzeciennik jest korpusem ruchomym, głównym celem optymalizacji była redukcja masy, przy jednoczesnym zachowaniu sztywności statycznej na poziomie zbliżonym do sztywności korpusu określonej dla pierwotnych jego wymiarów. Optymalizacja parametryczna w module DesignXplorer systemu Ansys może być prowadzona różnymi metodami. Do optymalizacji korpusu wrzeciennika zastosowano metodę MOGA (Multi-Objective Genetic Algorithm), będącą hybrydowym wariantem metody NSGA-II (Non-dominated Sorted Genetic Algorithm-II). Ograniczeniem metody jest możliwość wykorzystania jej jedynie w przypadku rozwiązywania zadań ze zmiennymi ciągłymi. Jako zmienne decyzyjne do optymalizacji przyjęto grubości ścian korpusu (rys. 4).



Rys. 4. Postać wrzeciennika i oznaczenie grubości ścian
Fig. 4. Shape of headstock and designation of wall thickness

Model centrum frezarskiego obciążono w miejscu mocowania narzędzia, w sposób pokazany na rysunku 5. Wartość siły obciążającej do badań sztywności statycznej wynosiła 10kN i zadawana była niezależnie w trzech kierunkach. Korpus wrzeciennika utwierdzony został w miejscu mocowania nakrętki tocznej, natomiast na powierzchniach wózków prowadzących, współpracujących z prowadnicami, zapewniono możliwość ruchu tylko w kierunku wyznaczonym przez prowadnice (rys. 5). Dla korpusu wrzeciennika przyjęto właściwości materiałowe odpowiadające właściwościom żeliwa, natomiast dla elementów takich jak wózki prowadzące przyjęto właściwości właściwe dla stali (tabela 5).



Rys. 5. Warunki brzegowe przyjęte do optymalizacji parametrycznej wrzeciennika
Fig. 5. The boundary conditions established for parametric optimization of headstock

4.2. WYNIKI OPTIMALIZACJI PARAMETRYCZNEJ

W wyniku przeprowadzonej optymalizacji parametrycznej wrzeciennika zaproponowano trzy postacie wymiarowe korpusu. Charakteryzują się one różnym stopniem redukcji masy przy przeważającym w tych trzech przypadkach jednoczesnym spadku sztywności statycznej. W rezultacie uzyskano wzrost pierwszej częstości drgań własnych korpusu. Na podstawie [7] zaproponowano funkcję oceny opisaną zależnością:

$$F = \frac{\sum f_i^{1/3}}{m} \quad (4)$$

gdzie:

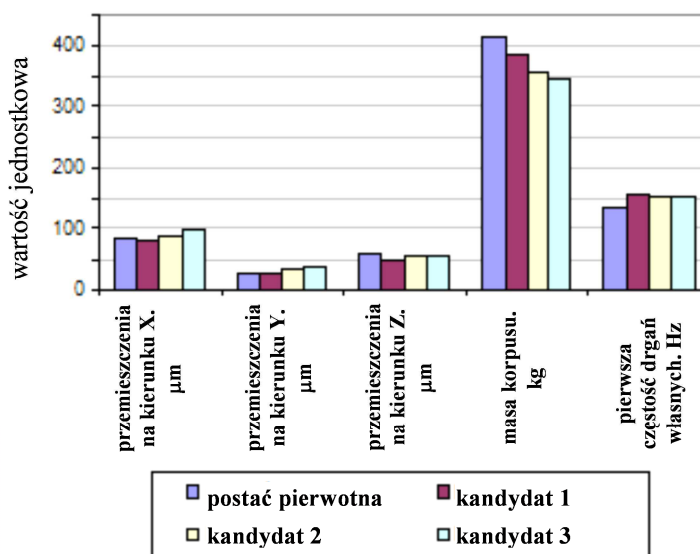
f_i – wskaźnik sztywności statycznej na kierunku działania siły wymuszającej, N/ μm ,

m – masa korpusu, kg.

Najwyższą funkcję oceny uzyskano dla propozycji określonej jako „kandydat 3” (tabela 4). Wyniki te jednak nie są zadowalające z uwagi na fakt znacznej redukcji sztywności, przede wszystkim na kierunku osi Y. Zestawienie wyników przed i po optymalizacji zawiera tabela 4 oraz rysunek 6.

Tabela 4. Wyniki optymalizacji parametrycznej grubości ścian wrzeciennika
 Table 4. The results of parametric optimization of headstock wall thickness

model	sztywność statyczna, N/ μm			masa korpusu (kg) / zmiana %	pierwsza częstość drgań własnych, Hz/ zmiana %
	X /zmiana %	Y /zmiana %	Z /zmiana %		
postać pierwotna	115,4 / 0	340,4 / 0	169,1 / 0	411,2 / 0	132,9 / 0
kandydat 1	126,4 / 9,5	323,6 / -4,9	200,8 / 18,8	383,5 / -6,7	154,2 / 16,0
kandydat 2	110,6 / -4,2	286,2 / -15,9	180,8 / 6,9	355,2 / -13,6	152,6 / 14,8
kandydat 3	102,7 / -11,0	258,1 / -24,2	174,6 / 3,3	344,8 / -16,1	152,1 / 14,5



Rys. 6. Zestawienie wyników dla modelu zaproponowanego przez konstruktora oraz wyników optymalizacji parametrycznej

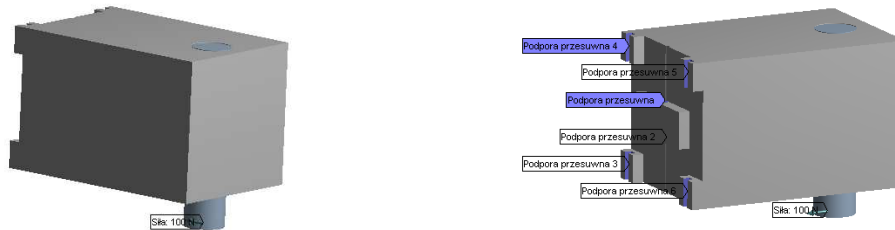
Fig. 6. Summary of results for the model proposed by the constructor and the results of parametric optimization

5. NOWA POSTAĆ WRZECIENNIKA

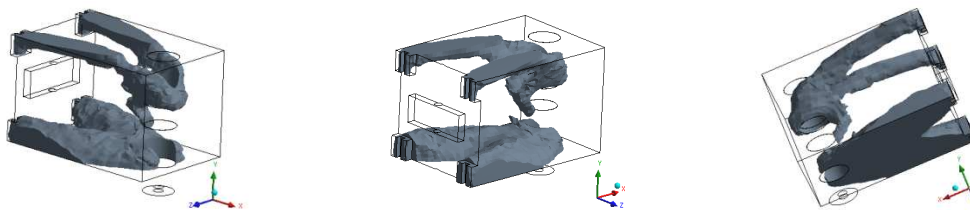
Optymalizacja parametryczna korpusu wrzeciennika zaproponowanego przez konstruktora nie przyniosła oczekiwanych wyników. Z tego względu postanowiono przeprowadzić optymalizację postaciową korpusu, a następnie w oparciu o nią, dokonać ponownej optymalizacji parametrycznej. Założono równocześnie możliwość zastosowania innych materiałów.

Optymalizację topologiczną korpusu wrzeciennika przeprowadzono, zakładając jako postać początkową uproszczoną formę geometryczną korpusu (rys. 7). Wymiary bryły, zbliżonej postacią do prostopadłościanu, odpowiadały wymiarom gabarytowym korpusu zaproponowanego przez konstruktora. Optymalizację postaciową przeprowadzono dla różnych przypadków obciążenia, zakładając sposób podparcia i obciążenia analogiczny do przyjętego w analizach korpusu oryginalnego [11]. Podczas optymalizacji, program poszukiwał optymalnej drogi przepływu energii i wygenerował w modelu puste

przestrzenie. Wyniki optymalizacji postaciowej przedstawiono poniżej (rys. 8-10), pokazując kształt korpusu wynikający z założonego obciążenia.

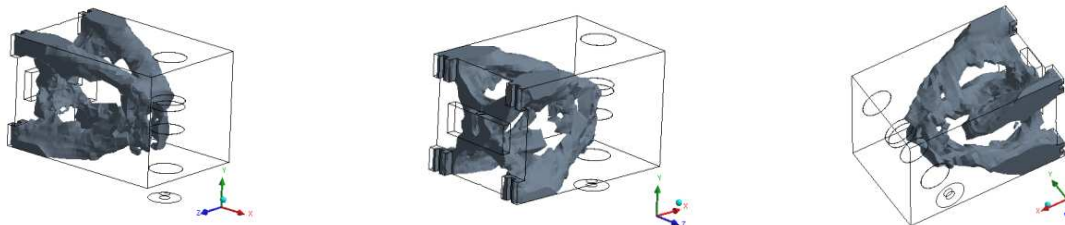


Rys. 7. Uproszczona postać geometryczna korpusu wrzeciennika do optymalizacji topologicznej
Fig. 7. The simplified form of the headstock body to the topology optimization



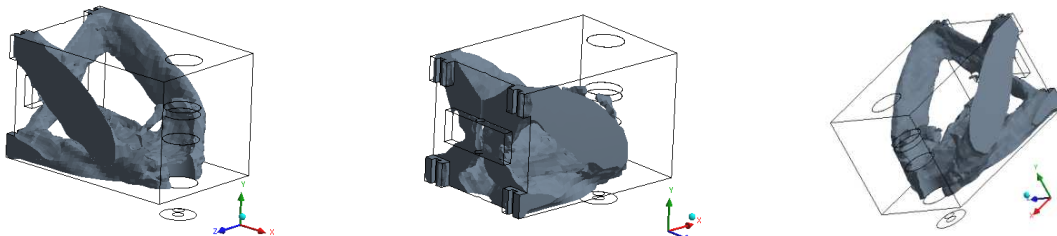
Rys. 8. Postać wrzeciennika zaproponowana w wyniku optymalizacji kształtu przy założeniu 80% redukcji masy i obciążeniu na kierunku osi X

Fig. 8. The shape of headstock proposed as a results of topology optimization assuming a 80% reduction in weight and the load on the X-axis direction



Rys. 9. Postać wrzeciennika zaproponowana w wyniku optymalizacji kształtu przy założeniu 80% redukcji masy i obciążeniu na kierunku osi Y

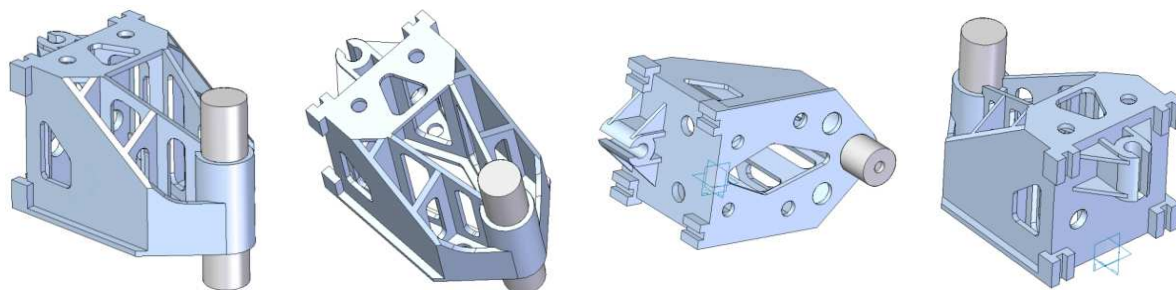
Fig. 9. The shape of headstock proposed as a results of topology optimization assuming a 80% reduction in weight and the load on the Y-axis direction



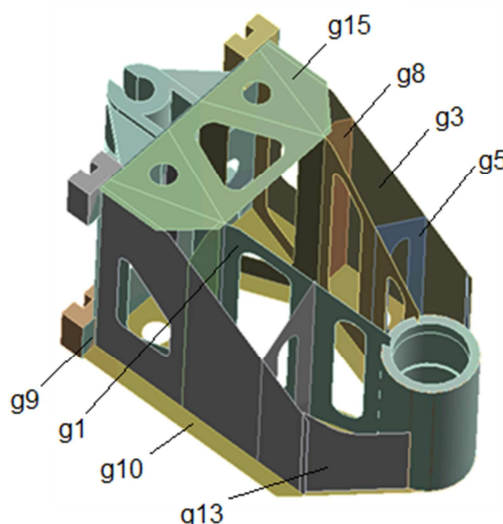
Rys. 10. Postać wrzeciennika zaproponowana w wyniku optymalizacji kształtu przy założeniu 80% redukcji masy i obciążeniu na kierunku osi Z

Fig. 10. The shape of headstock proposed as a results of topology optimization assuming a 80% reduction in weight and the load on the Z-axis direction

Na podstawie wyników optymalizacji postaciowej opracowano model CAD korpusu (rys. 11). Model poddano optymalizacji parametrycznej, w której jako zmienne decyzyjne przyjęto grubości ścian korpusu (rys. 12). Optymalizację przeprowadzono zakładając jako materiał korpusu, kolejno: żeliwo szare, stal, stop aluminium oraz stop magnezu. Właściwości wybranych materiałów korpusu przedstawiono w tabeli 5.



Rys. 11. Postać wrzeciennika zaproponowana w wyniku optymalizacji kształtu
 Fig. 11. The shape of headstock proposed after topology optimization



Rys. 12. Oznaczenie grubości ścian do optymalizacji parametrycznej korpusu wrzeciennika
 Fig. 12. Determination of wall thickness to parametric optimization of headstock body

Tabela 5. Właściwości materiałów wybranych do optymalizacji parametrycznej korpusu wrzeciennika
 Table 5. The properties of materials selected to parametric optimization of headstock body

Materiał	Gęstość,	Moduł Younga, E	Współczynnik Poissona
	kg/m ³	MPa	
Żeliwo szare	7200	1.10E+05	0,28
Stal	7850	2.00E+05	0,30
Stop aluminium	2700	6.89E+04	0,33
Stop magnezu	1800	4.50E+04	0,35

Porównania wyników optymalizacji i wyboru najkorzystniejszego rozwiązania dokonano w oparciu o funkcję oceny zaproponowaną uprzednio (4). Założono dodatkowo, iż w wyniku optymalizacji nie jest dopuszczalna redukcja sztywności statycznej w odniesieniu do rozwiązania pierwotnie zaproponowanego przez konstruktora. Wyniki optymalizacji dla różnych materiałów korpusu przedstawiono w tabeli 6, natomiast w tabeli 7 dokonano zestawienia grubości ścian korpusu w zależności od zaproponowanego materiału.

Tabela 6. Porównanie wyników optymalizacji korpusu wrzeciennika
Table 6. Comparison of optimization results of headstock body

postać korpusu (materiał)	sztywność statyczna, N/mm			masa korpusu (kg) / zmiana %	pierwsza częstość drgań własnych, Hz	wartość funkcji oceny
	X /zmiana %	Y /zmiana %	Z /zmiana %			
korpus oryginalny - żeliwo	115.4 / 0.0	340.4 / 0.0	169.1 / 0.0	411.2 / 0.0	132.9 / 0.0	0.0423
korpus oryginalny po optymalizacji parametrycznej "kandydat 3" (żeliwo szare)	102.7 / -11.0	258.1 / -24.2	174.6 / 3.3	344.8 / -16.1	152.1 / 14.5	0.0483
korpus po optymalizacji postaciowej i parametrycznej (stop aluminium)	153.5 / 33.0	347.3 / 2.0	207.4 / 22.7	183.0 / -55.5	198.5 / 49.4	0.1000
korpus po optymalizacji postaciowej i parametrycznej (żeliwo szare)	157.9 / 36.8	427.9 / 25.7	217.7 / 28.7	323.0 / -21.4	173.7 / 30.8	0.0587
korpus po optymalizacji postaciowej i parametrycznej (stopu magnezu)	169.9 / 47.2	404.1 / 18.7	169.2 / 0.0	190.8 / -53.6	159.4 / 20.0	0.0968
korpus po optymalizacji postaciowej i parametrycznej (stal)	131.4 / 13.8	372.7 / 9.5	234.6 / 38.7	210.0 / -48.9	207.2 / 56.0	0.0879

Tabela 7. Zestawienie grubości ścian korpusu po optymalizacji parametrycznej
Table 7. The body wall thickness after parametric optimization

oznaczenie ściany	postać korpusu (materiał)			
	korpus po optymalizacji postaciowej i parametrycznej (stop aluminium)	korpus po optymalizacji postaciowej i parametrycznej (żeliwo szare)	korpus po optymalizacji postaciowej i parametrycznej (stopu magnezu)	korpus po optymalizacji postaciowej i parametrycznej (stal)
	grubość ściany, mm			
g1	38.85	31.38	69.51	17.14
g3	34.28	13.92	64.19	9.67
g5	10.09	10.05	5.87	5.86
g8	11.50	10.66	41.94	4.74
g9	25.16	10.17	18.65	4.94
g10	37.92	30.73	78.92	10.50
g13	37.37	20.35	72.88	10.33
g15	32.11	30.08	10.66	6.53

Porównanie wyników optymalizacji wrzeciennika pokazuje, iż najwyższą wartością funkcji oceny charakteryzuje się korpus wykonany ze stopu aluminium. Niewiele mniejszą

wartość funkcji uzyskano dla korpusu wykonanego ze stopu magnezu, jednak wykonanie korpusu z tego rodzaju materiału byłoby bardzo drogie [7]. Dla korpusu stalowego funkcja oceny ustępuje ww. konstrukcjom, jednak z uwagi na koszty wykonania, to rozwiązanie wydaje się najbardziej korzystne. We wszystkich trzech przypadkach redukcja masy wynosi około 50%. W niektórych przypadkach uzyskano również zwiększenie sztywności statycznej o ponad 30%. W rezultacie pierwsza częstość drgań własnych wzrasta od 20% do ponad 50%.

6. PODSUMOWANIE

Zaprezentowane w artykule wyniki optymalizacji korpusu wrzeciennika wskazują na możliwość redukcji masy korpusu nawet o połowę w stosunku do korpusu zaprojektowanego w tradycyjny sposób. Ponadto sztywność statyczna takiego rozwiązania, nie tylko pozostaje na niezmienionym poziomie, ale również może zostać znacząco zwiększona.

Można zatem stwierdzić, że uzyskanie optymalnej konstrukcji korpusu obrabiarkowego, ze względu na minimum masy i maksimum sztywności statycznej, w szczególności korpusu ruchomego obrabiarki HSM, wymaga interdyscyplinarnego podejścia do optymalizacji. Optymalizacja powinna uwzględniać możliwość zmiany materiału korpusu oraz jego postaci i wymiarów. Równocześnie należy wziąć pod uwagę możliwości technologiczne wykonania korpusu, w zależności od zastosowanego materiału i jego wymiarów oraz koszty wykonania.

LITERATURA

- [1] OCZOŚ K. E., 2011, *Konstrukcje lekkie – istota, rodzaje, realizacja i zastosowanie*, Cz.1, Mechanik, 4, 271-275.
- [2] LEHRICH K., KOSMOL J., 2010, *Optymalizacja stojaków frezarki bramowej z zastosowaniem systemu Ansys*, Prace Naukowe Katedry Budowy Maszyn, 1, Gliwice.
- [3] OCZOŚ K. E., 1998, *Postęp w obróbce skrawaniem*, Cz.1, Obróbka z dużymi prędkościami, Mechanik, 3, 109-124.
- [4] KOSMOL J., 1998, *Serwonapędy obrabiarek sterowanych numerycznie*, WNT, Warszawa.
- [5] HONCZARENKO J., *Korpusy współczesnych obrabiarek*, Mechanik, 2, 89-92.
- [6] SUHL J. D., LEE' D. G., 2002, *Composite Machine Tool Structures for High Speed Milling Machines*, CIRP Annals - Manufacturing Technology, 51/1, 285-288.
- [7] AGGOGERI F., MERLO A., MAZZOLA M., 2010, *Multifunctional structure solutions for Ultra High Precision (UHP) machine tools*, International Journal of Machine Tools & Manufacture, 50, 366–373.
- [8] DAVIES G. J., ZHEN S., 1983, *Metallic foams: their production, properties and applications*, Journal of Materials Science, 18, 1899–1911.
- [9] OCZOŚ K. E., 2011, *Konstrukcje lekkie – istota, rodzaje, realizacja i zastosowanie*, Cz.2, Mechanik, 5-6, 377-390.
- [10] ASHBY M. F., 1999, *Materials Selection in Mechanical Design*, Butterworth- Heinemann, Oxford.
- [11] LEHRICH K., 2009, *Optymalizacja postaciowa i parametryczna korpusów obrabiarkowych*, Prace Naukowe Katedry Budowy Maszyn 1, Gliwice.

OPTIMIZATION OF MILLING CENTER HEADSTOCK BODY

This article is a continuation of the work of Authors on the optimization of machine tool bodies. The article presents the results of the optimization of the headstock body of vertical milling center using the Finite Element Method. In the paper the results of the analysis of static stiffness and natural frequency for three different designs were compared. They concerned the body of the shape and dimensions proposed by the constructor, the body after parametric optimization and the body after topological and parametric optimization, taking into account the use of different materials. For the optimization the tools available in the ANSYS system were applied.