

PRÓBA OPTIMALIZACJI KORPUSU OBRABIARKI Z ZASTOSOWANIEM MES I ALGORYTMU GENETYCZNEGO

JAN KOSMOL, PIOTR WILK

*Katedra Budowy Maszyn, Politechnika Śląska
e-mail: jan.kosmol@polsl.pl, piotr.wilk@polsl.pl*

Streszczenie. W artykule przedstawiono wyniki symulacji komputerowej stojaka prototypowego centrum frezarskiego przeznaczonego do obróbki szybkościowej HSC (High Speed Machining). Celem tej symulacji było znalezienie optymalnych wymiarów żeber stojaka. Kryteria optymalizacji wynikały z funkcji, jakie ma pełnić wymieniony korpus obrabiarki i sprowadzały się do minimalizacji masy i maksymalizacji jego sztywności statycznej. Do badań optymalizacyjnych użyto połączonych metod: elementów skończonych i algorytmów genetycznych, wykorzystując do tego celu system Ansys.

1. WSTĘP

Sztywność statyczna korpusów, tworzących układ nośny obrabiarki, jest jedną z najważniejszych cech, decydujących o dokładności wymiarowo-kształtowej przedmiotów obrabianych. Niedostateczna sztywność układu OUPN (Obrabiarka-Uchwyt-Przedmiot-Narzędzie) przyczynia się do powstawania błędów obróbki. W przypadku obrabiarek przeznaczonych do obróbki szybkościowej, oprócz sztywności statycznej, decydujący wpływ na dokładność obróbki ma sztywność dynamiczna oraz siły i momenty bezwładności działające na układ nośny obrabiarki.

W skład układu nośnego obrabiarki wchodzi najczęściej zarówno korpusy nieruchome, powiązane z podłożem oraz korpusy ruchome, przesuwane na prowadnicach, np. stojak, wrzeciennik frezarki, suport tokarki. Współcześnie produkowane obrabiarki umożliwiają realizację obróbki z przyspieszeniem znacznie przekraczającym wartość przyspieszenia ziemskiego. Skutkiem przyspieszonego ruchu części układu nośnego jest powstawanie sił i momentów bezwładności, a co za tym idzie, powstawanie odkształceń w układzie OUPN. Zmniejszenie odkształceń, wynikających z działania obciążeń bezwładnościowych, można uzyskać poprzez zmniejszenie mas korpusów ruchomych. Jednym ze sposobów redukcji masy korpusów przy jednoczesnym zapewnieniu dostatecznej sztywności jest zastosowanie uźebrowania. Konieczna jest wówczas analiza wpływu liczby i wymiarów żeber na sztywność obrabiarki. Można w tym celu zastosować metodę elementów skończonych, która pozwala na stosunkowo szybkie wariantowanie i analizę wyników obliczeń. Jednakże szeroki zakres zmienności wymiarów określających grubość i wysokość żeber powoduje, że czas realizacji obliczeń dla pełnego układu wartości parametrów jest zbyt duży, co niejednokrotnie prowadzi do ograniczenia liczby analizowanych wariantów. Fakt ten zmusza do poszukiwania takich

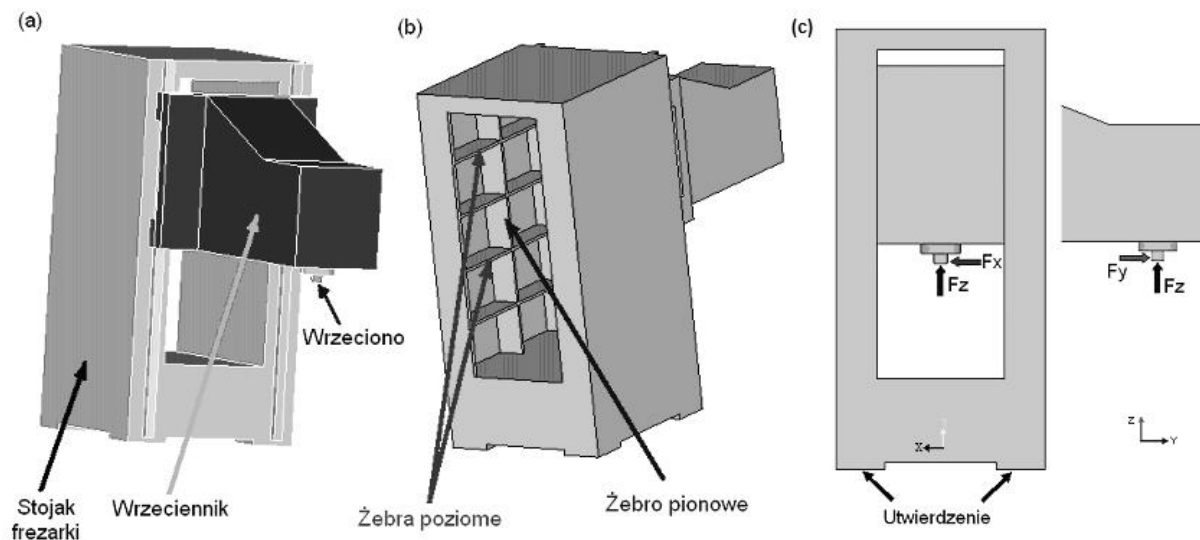
metod optymalizacyjnych, które umożliwią w stosunkowo niedługim czasie znalezienie optymalnego rozwiązania lub rodziny rozwiązań dla rozpatrywanego elementu i układu obciążeń. Można w tym celu zastosować algorytmy genetyczne w połączeniu z metodą elementów skończonych. Podstawowa wiedza z zakresu algorytmów genetycznych zawarta jest w pracach [3,4].

2. OPTIMALIZACJA WYMIARÓW ŻEBER STOJAKA FREZARKI

Przykład zamieszczony w niniejszym artykule stanowi próbę zastosowania algorytmu genetycznego w połączeniu z metodą elementów skończonych do optymalizacji wymiarów żeber stojaka frezarki. Optymalizacja oparta na algorytmach genetycznych pozwala na realizację poszukiwań najlepszego rozwiązania spełniającego przyjęte kryteria. W przedstawionym przykładzie zadaniem algorytmu genetycznego był taki dobór wymiarów żeber, który prowadził do jak najmniejszej masy korpusu stojaka frezarki przy jednoczesnym zachowaniu dużej sztywności statycznej.

2.1. Opis geometrycznego i dyskretnego modelu stojaka frezarki

W celu przeprowadzenia optymalizacji uźebrowania stojaka wyselekcjonowano część układu nośnego obrabiarki (rys.1), w którego skład wchodzi prowadnice, wózki toczne, wrzeciono oraz korpusy stojaka i wrzeciennika. Wszystkie wymienione elementy w modelu dyskretnym połączono w węzłach. Łoże frezarki usunięto z modelu dyskretnego ze względu na fakt, iż jego odkształcenia miały niewielki wpływ na przemieszczenie końcówki wrzeciona. Uwzględnienie wrzeciennika oraz wrzeciona pozwoliło na wprowadzenie obciążeń bliższych rzeczywistości. Ze względu na bliskość punktów obciążonych i węzłów pomiarowych końcówkę wrzeciona przyjęto jako element idealnie sztywny.



Rys.1. Modele geometryczne stojaka i wrzeciennika frezarki: a) stojak bez uźebrowania, b) stojak uźebrowany, c) warunki obciążeń i podparcia modelu

Model, będący przedmiotem optymalizacji, obciążono i podparto zgodnie z rys. 1c. Końcówka wrzeciona, w przedstawionych modelach, obciążona została trzema siłami o wartości 2 kN, działającymi w kierunku osi x , y i z . Stojak frezarki utwierdzono w miejscu mocowania wózków tocznych.

2.2. Cel i kryteria optymalizacji wymiarów żeber stojaka frezarki

Warunkiem koniecznym do przeprowadzenia procesu optymalizacji jest określenie funkcji oceny. Funkcje te pozwalają na ocenę poszczególnych wariantów wymiarowych uźebrowania stojaka. Funkcje oceny sformułowano jako iloraz masy optymalizowanego modelu i wskaźników sztywności w poszczególnych osiach (wzory 1). Dzięki temu zmniejszono liczbę funkcji oceny z czterech do trzech i uniknięto problemu doboru współczynnika wagowego dla kryterium masy. Wskaźniki sztywności obliczono jako iloraz składowych sił skrawania i przemieszczeń zmierzonych na końcówce wrzeciona w kierunku działania siły (wzory 2).

$$K_x = \frac{m}{j_x}, K_y = \frac{m}{j_y}, K_z = \frac{m}{j_z}, \quad (1)$$

gdzie:

K_x, K_y, K_z - funkcje oceny,
 j_x, j_y, j_z - wskaźniki sztywności w kierunku osi x, y, z,
 m - masa konstrukcji.

$$j_x = \frac{F_x}{f_x}, j_y = \frac{F_y}{f_y}, j_z = \frac{F_z}{f_z}, \quad (2)$$

gdzie:

F_x, F_y, F_z - siły działające w kierunku osi x, y i z,
 f_x, f_y, f_z - przemieszczenie w kierunku osi x, y i z.

Wartości funkcji oceny stanowią podstawę do wyznaczenia wartości funkcji dopasowania zgodnie z poniższym wzorem.

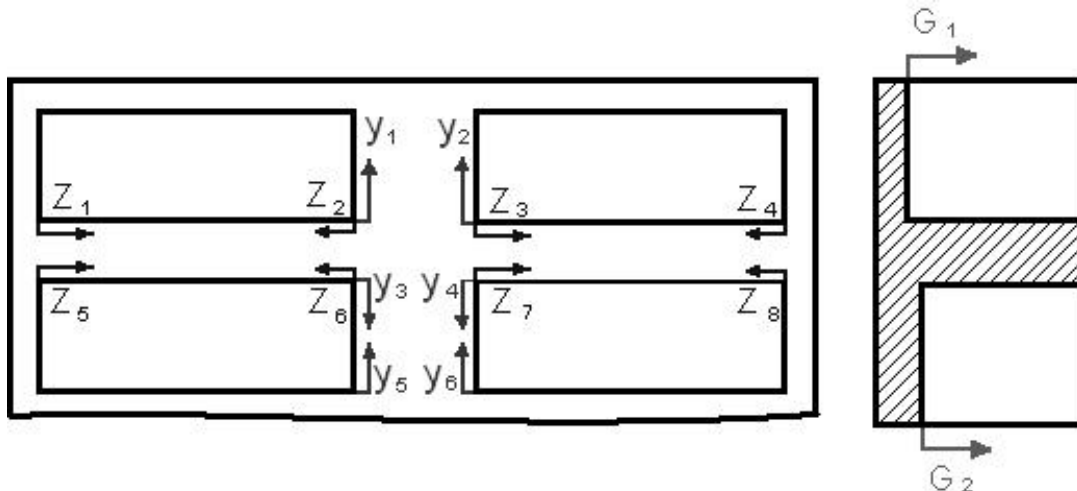
$$F(K_x, K_y, K_z) = \frac{1}{3} \cdot K_x + \frac{1}{3} \cdot K_y + \frac{1}{3} \cdot K_z \quad (3)$$

Celem działania algorytmu optymalizacyjnego jest dążenie do najmniejszej wartości funkcji przystosowania.

$$F(K_x, K_y, K_z) \rightarrow \min \quad (4)$$

2.3. Parametryzacja wymiarów żeber

Do opisu wymiarów żeber stojaka frezarki zastosowano 36 parametrów decydujących o grubości żeber (parametry y_i oraz z_i) oraz 10 parametrów wpływających na miejscową grubość ścianki bocznej stojaka, a pośrednio na wysokość żeber (parametry G_i). Przykład parametryzacji żeber przedstawiono na rys. 2.



Rys. 2. Przykład parametryzacji wymiarów żeber

Zakres wartości i liczba zmiennych, potrzebnych do parametryzacji uźebrowania prowadzi niejednokrotnie do sytuacji, w której realizacja obliczeń dla pełnego układu wartości parametrów jest niemożliwa.

W przypadku optymalizacji uźebrowania stojaka frezarki liczebność zbioru wartości k , poszczególnych parametrów wynosi:

- dla parametrów $G_1 \div G_{10}$ $k=95$,
- dla parametrów $y_1 \div y_2$ i $y_{15} \div y_{16}$ $k=180$,
- dla parametrów $y_3 \div y_{14}$ $k=90$,
- dla parametrów $z_1 \div z_{20}$ $k=147$.

Liczbę wszystkich układów wartości parametrów można wyznaczyć z następującej zależności:

$$N = \prod_{i=1}^n k_i \quad (5)$$

gdzie:

- N - liczba układów wartości parametrów,
- n - liczba parametrów,
- k - liczebność zbioru wartości danego parametru.

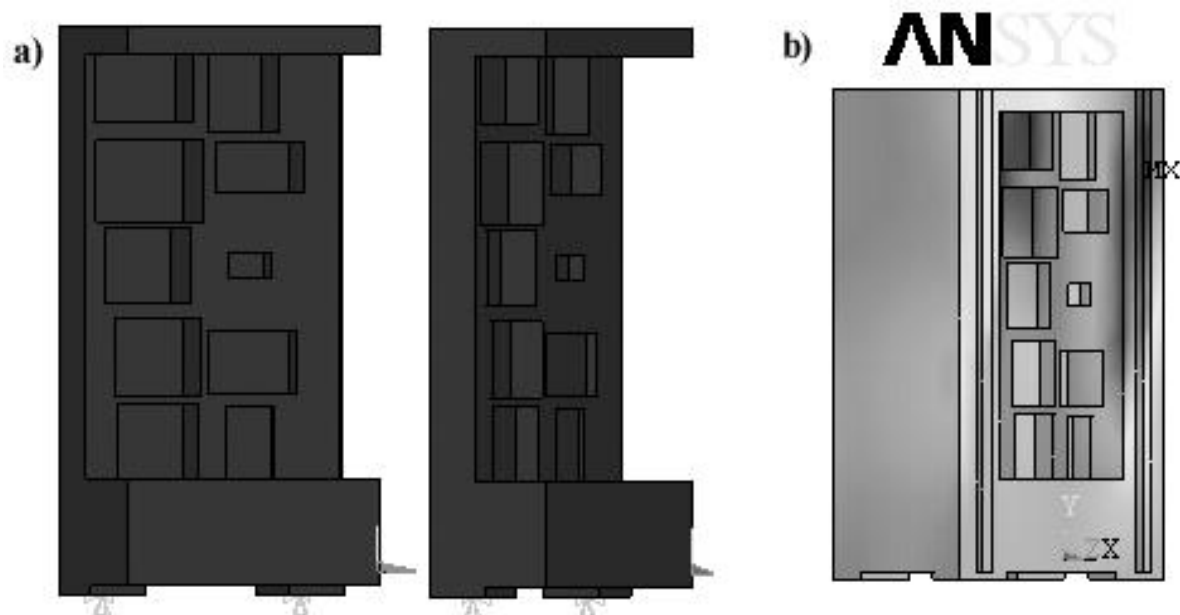
Dla rozpatrywanego przypadku liczba wszystkich układów wartości parametrów wynosi:

$$N = 95^{10} \cdot 180^4 \cdot 90^{12} \cdot 147^{20} \approx 3,9 \cdot 10^{95} \quad (6)$$

W celu zmniejszenia liczby analizowanych układów wartości parametrów podjęto próbę zastosowania algorytmów genetycznych jako procedury optymalizacyjnej.

2.4. Wyniki optymalizacji

Jak już wspomniano, optymalizacja oparta na algorytmach genetycznych jest procesem iteracyjnym. Jako kryterium zakończenia działania algorytmu genetycznego przyjęto liczbę iteracji równą 90. Badania przeprowadzono na populacji liczącej 25 osobników. W celach porównawczych przeprowadzono obliczenia modelu, w którym stojak ma ściany pełne, bez żeber (rys. 1a). Wartości funkcji oceny, wskaźników sztywności, przemieszczeń oraz masę konstrukcji i stojaka zamieszczono w tabeli 1.



Rys. 3. Najlepszy wariant stojaka frezarki po 90 iteracjach algorytmu genetycznego: a) model stojaka b) wyniki przemieszczeń w kierunku osi Y

Tabela 1. Wyniki obliczeń modelu wyjściowego i najlepszego wariantu po optymalizacji

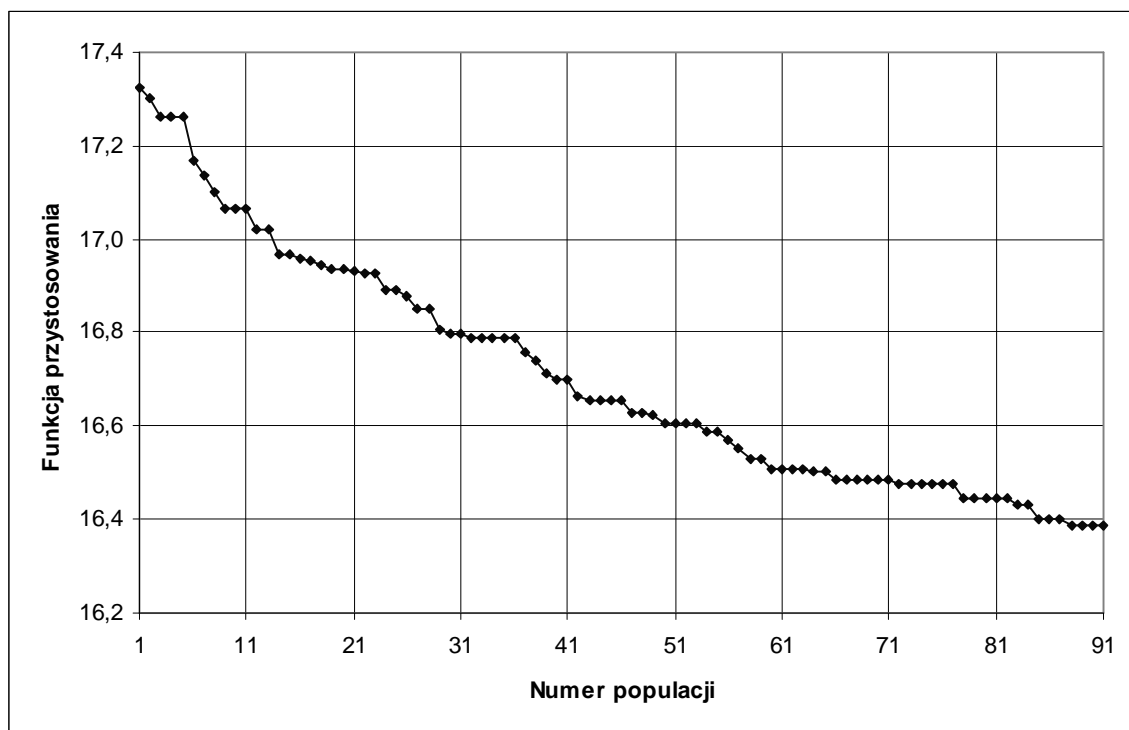
Model:	Model wyjściowy	Optymalizacja wymiarów
Masa konstrukcji/stojaka	3323,4/2400,2 kg	2882,1/1958,9 kg
Przemieszczenie w osi X	0,01584 mm	0,01679 mm
Przemieszczenie w osi Y	0,01083 mm	0,01173 mm
Przemieszczenie w osi Z	0,00513 mm	0,00518 mm
Wskaźnik sztywności w osi X	126,3 kN/mm	119,1 kN/mm
Wskaźnik sztywności w osi Y	184,6 kN/mm	170,6 kN/mm
Wskaźnik sztywności w osi Z	389,8 kN/mm	386,1 kN/mm
Iloraz masy i sztywności (m/j_x)	26,3 kg·mm/kN	24,3 kg·mm/kN
Iloraz masy i sztywności (m/j_y)	18,0 kg·mm/kN	16,9 kg·mm/kN
Iloraz masy i sztywności (m/j_z)	8,5 kg·mm/kN	7,5 kg·mm/kN

Biorąc pod uwagę rozmiar populacji liczącej 25 osobników, obliczono łącznie 2275 wariantów wymiarowych. Wartości funkcji przystosowania najlepszego osobnika w kolejnych populacjach przedstawiono na rys. 4. Jako optymalny wariant przyjęto osobnika o najmniejszej wartości funkcji przystosowania. Należy w tym miejscu podkreślić, że najbardziej przystosowany osobnik ostatniej populacji nie jest wariantem optymalnym w sensie globalnym. Obserwując trend przebiegu funkcji przystosowania (rys.4) można się spodziewać, w przypadku kontynuacji obliczeń, bardziej przystosowanych osobników. W optymalizacji

wielokryterialnej otrzymuje się zbiór rozwiązań optymalnych w sensie Pareto, które stanowią rozwiązania niezdominowane [4]. Z takim przypadkiem mamy do czynienia wtedy, gdy ocena osobników odbywa się ze względu na kilka kryteriów i nie jest możliwe sformułowanie jednej funkcji przystosowania. Rozwiązania paretooptymalne stanowią równoważną rodzinę rozwiązań. Wybór rozwiązania optymalnego jest wtedy kłopotliwy. Jeżeli istnieje możliwość sformułowania łącznej funkcji przystosowania, w wyniku optymalizacji otrzymuje się jeden wariant optymalny, lecz tego typu podejście do optymalizacji wielokryterialnej wymaga określenia ważności poszczególnych kryteriów (wzór 7).

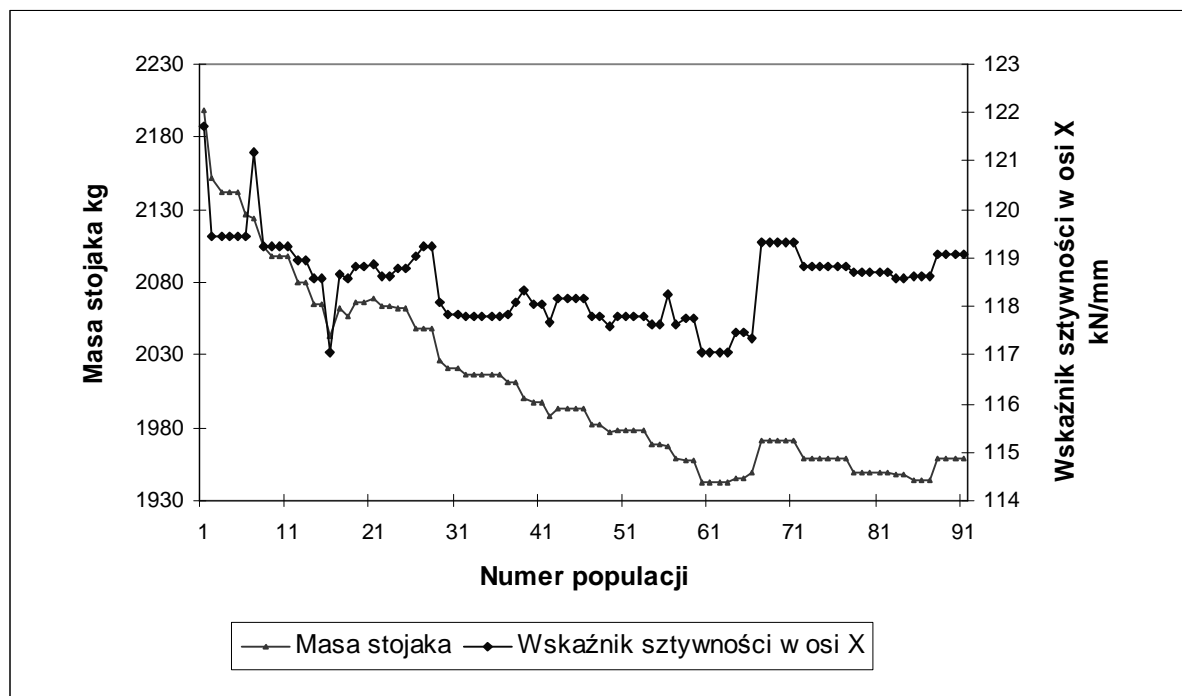
Proces optymalizacji wymiarów żeber stojaka frezarki przeprowadzono, przyjmując jednakową ważność kryteriów optymalizacji (wzór 3). W przypadku zróżnicowanej ważności kryteriów optymalizacji należy zmienić wagi w_1 , w_2 , w_3 , odpowiadające poszczególnym kryteriom. Funkcję przystosowania można przedstawić w sposób ogólny jako:

$$F(K_x, K_y, K_z) = w_1 \cdot K_x + w_2 \cdot K_y + w_3 \cdot K_z \quad (7)$$



Rys.4. Wartości funkcji przystosowania najlepszego osobnika w kolejnych populacjach

W wyniku procesu optymalizacji uzyskano redukcję masy stojaka w stosunku do wariantu wyjściowego na poziomie 18,4%. Najlepszy wariant, uzyskany w wyniku optymalizacji, charakteryzuje się mniejszą sztywnością w stosunku do modelu wyjściowego. Względny spadek sztywności w kierunku osi X, Y i Z wynosi odpowiednio 5,7%; 7,6% i 0,9%.



Rys.5. Masa stojaka oraz wskaźnik sztywności w osi X dla najlepszego wariantu w kolejnych populacjach

3. PODSUMOWANIE

Końcowy wynik optymalizacji wymiarów żeber stojaka frezarki stanowi kompromis między dużą sztywnością i małą masą. Takie sformułowanie zadania prowadzi do sytuacji, w której wskaźniki sztywności mogą ulec zmniejszeniu (rys.5). Należy jednakże podkreślić, że redukcja masy jest znacznie większa niż niekorzystne zmniejszenie wskaźnika sztywności.

Znaczącym problemem w optymalizacji układów nośnych obrabiarek jest duża czasochłonność obliczeń. Czas obliczeń przy korzystaniu z komputera wyposażonego w procesor AMD Athlon 64 3000+ o częstotliwości taktowania 1,8GHz, 2GB pamięci RAM, wyniósł 26 godzin. Skrócenie czasu obliczeń można zrealizować m.in. poprzez zastosowanie:

- dodatkowych uproszczeń modelu, prowadzących do zmniejszenia liczby węzłów i elementów skończonych,
- bardziej wydajnych komputerów,
- równoległych algorytmów ewolucyjnych.

Każdy z wymienionych sposobów posiada zalety i wady. Zastosowanie uproszczeń w modelu optymalizowanym pozwala zmniejszyć zapotrzebowanie na prędkość obliczeniową procesora, lecz istnieje niebezpieczeństwo uzyskania wyników znacznie odbiegających od rzeczywistości. Użycie bardziej wydajnych komputerów pociąga za sobą koszty modernizacji, a skrócenie czasu obliczeń może okazać się niewystarczające. Lepszym rozwiązaniem zdaje się zastosowanie równoległych algorytmów ewolucyjnych. Podstawowym problemem, w przypadku realizacji obliczeń równoległych w środowisku ANSYS, jest konieczność posiadania większej ilości licencji na korzystanie z oprogramowania. Realizacja koncepcji obliczeń równoległych wymaga również opracowania dodatkowego oprogramowania sterującego procesem optymalizacji. Ostatnie rozwiązanie wydaje się najbardziej obiecujące pomimo przedstawionych wad.

Przedstawiony w artykule przykład optymalizacji parametrycznej żeber stojaka frezarki jest najprostszym rozwiązaniem. Dlatego też należałoby poszukiwać rozwiązań alternatywnych na drodze optymalizacji topologicznej.

Celem badań prowadzonych w Katedrze Budowy Maszyn jest opracowanie skutecznych metod optymalizacji topologicznej i parametrycznej, stanowiących narzędzia wspomagające proces projektowania korpusów obrabiarek. Przedstawiony przykład optymalizacji parametrycznej uźebrowania stojaka frezarki dowodzi skuteczności procedury optymalizacyjnej opartej na algorytmach genetycznych. Jednakże konieczne są dalsze prace, których celem jest uwzględnienie w procesie optymalizacji sztywności dynamicznej i odkształceń cieplnych.

LITERATURA

1. Budny E., Kacperski T.: Sztywność elementów w budowie maszyn. Prace naukowe. Mechanika z.183. Warszawa: Oficyna Wydawnicza Pol. Warsz., 2000.
2. Dietrich M. i in.: Podstawy konstrukcji maszyn. T. 2. Warszawa: WNT, 2000.
3. Michalewicz Z.: Algorytmy genetyczne + struktury danych = programy ewolucyjne. Warszawa: WNT, 2003.
4. Goldberg D. E.: Algorytmy genetyczne i ich zastosowania. Warszawa: WNT, 2003.

AN ATTEMPT TO OPTIMIZATION OF MACHINE TOOL FRAME USING FEM AND GENETIC ALGORITHM

Summary. The paper presents results of simulation of a prototype of vertical milling machine tool with movable column designed for High Speed Cutting (HSC). The simulation were made using Finite Element Method (FEM). The main goal of our research is connected with optimisation of machine tool frames especially movable frames. Such frames should be designed taking into account at least two criterions: mechanical stiffness and weight. Coefficient of stiffness should be as big as possibly but the weight of the frame should be as low as possible.