ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1995
Seria: MECHANIKA z. 121 Nr kol. 1266

Janusz ŚLIWKA, Jan KOSMOL
Katedra Budowy Maszyn
Politechnika Śląska

MODELOWANIE STOŁU OBROTOWEGO DZIELONEGO TOKARKI KARUZELOWEJ METODĄ ELEMENTÓW SKOŃCZONYCH

Streszczenie. W artukule przedstawiono ocenę konstrukcji stołu obrotowego dzielonego tokarki karuzelowej KCH 700/800 N na podstawie obliczeń statycznych i dynamicznych metodą elementów skończonych (program O.K.MES/3). Zaproponowano zmianę konstrukcyjną.

THE MODELLING OF DIVIDED TURNTABLE OF TURNING AND BORING LATHE WITH FINITE ELEMENT METHOD

Summary. In this article, evaluation of divided turntable desing of turning and boring lathe KCH 700/800 N is presented. The evaluation was performed according to static and dynamic calculations conducted with finite element method (computer program O.K.MES/3). As a conclusion, some design change was offered.

МОДЕЛИРОВАНИИ ДЕЛЁНОГО ОБОРОТНОГО СТОЛА КАРУСЕЛЬНОГО СТАНКА МЕТОДОМ КОНЕЧНЫХ ЕЛЕМЕНТОВ

Резюме. В статье помещена оценка конструкции деленого стола карусельного станка КСН 700/800 N на основании резултатов статических и динамических вычислений методом конечных элементов (компьютерная программа O.K. MES/3).Предложено конструкционные смены.

1. WSTĘP

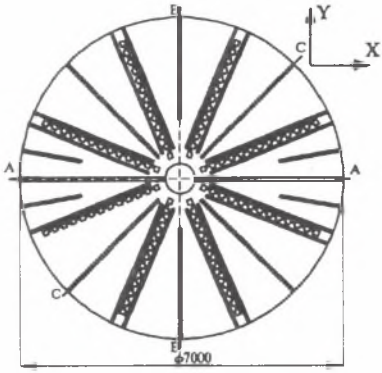
Tokarka karuzelowa KCH 700/800 należy do grupy obrabiarek ciężkich, produkowanych często jako pojedyncze egzemplarze. W projektowaniu elementów korpusów takiej obrabiarki nie stosuje się praktycznie metod optymalizacji, a opiera jedynie na wykonanych poprzednio podobnych elementach, spełniających wymogi eksploatacyjne i intuicji konstruktora. Konieczna byłaby łatwa i tania ocena powstającej konstrucji jeszcze na etapie przed

wykonaniem w metalu. Możliwość takiej oceny daje nam metoda elementów skończonych w zastosowaniu na komputer klasy PC.

Stół obrotowy wspomnianej tokarki karuzelowej obok zespołu belka suportowa-suport - suwak ma największy wpływ na dokładność obrabianych na nim przedmiotów. Omawiany stół ze względu na swoje wymiary został wykonany jako stół dzielony, a połączenie śrubowe połówek stołu nie było weryfikowane obliczeniowo.

2. OPIS MODELOWANEJ KONSTRUKCJI

Stół obrotowy dzielony jest odlewem z żeliwa szarego Zl 300 składającym się z dwóch części. Średnica stołu wynosi 7000 mm, wysokość zmienia się od 580 mm w środkowej części do 340 mm na obrzeżu. Połówki stołu połączone są ze sobą za pomocą 44 śrub M30 luźno pasowanych. Dodatkowo połączenie wzmacniają kliny. Każda z połówek stołu jest tarczą o grubości 50 mm od dołu wzmocnioną 21 żebrami promieniowymi i obwodowymi o grubości 30 mm. Od dołu żebra połączone są ściankami o grubości 40 mm. Zarówno w żebrach, jak i ściankach znajdują się otwory technologiczne. Stół spoczywa na łożysku hydrostatycznym o średnicy wewnętrznej 2800 mm i zewnętrznej 3240 mm. Masa stołu wynosi około 50 000 kg. Na rys.1 pokazano górną powierzchnię stołu.



Rys.1. Powierzchnia robocza stołu obrotowego
Fig.1. The working surface of turntable

3. MODEL OBLICZENIOWY

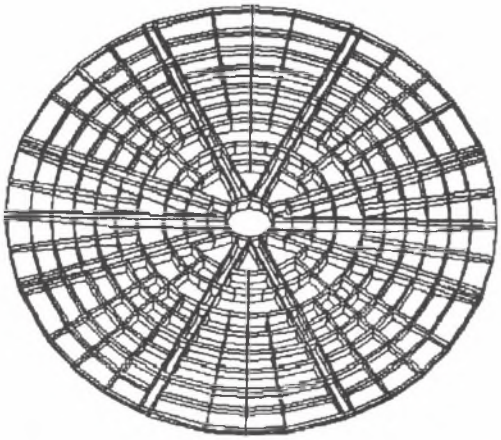
Do budowy modelu użyto trzech rodzajów elementów skończonych:

1. elementów typu płytowo-powłokowego,
2. elementów typu belka,
3. elementów typu sprężyna.

Elementami płytowo-powłokowymi zamodelowano całość stołu wraz z prowadnicą górną. Dobór tego typu elementów podyktowany był tym, iż elementy te łączą w sobie własności elementów tarczowych i płytowych, które mogą przenosić zarówno obciążenia zginające, jak i obciążenia w płaszczyźnie elementu, a tym samym najbardziej przystają do rzeczywistości. Zastosowanie tego typu elementów ułatwia również wariantowanie konstrukcji poprzez zmianę ich grubości, a co za tym idzie zmianę grubości ścianek odlewu. Dokładny opis użytych typów elementów skończonych znajduje się w pracy [2].

Elementami typu sprężyna zamodelowano łożysko hydrostatyczne, dobierając sztywność poszczególnych elementów, tak by sumaryczna sztywność odpowiadała sztywności rzeczywistej łożyska.

Osobny problem stanowi zamodelowanie połączenia dwóch połówek stołu. System O.K. MES/3 nie daje możliwości modelowania zjawisk stykowych, a z takimi zjawiskami będziemy mieli do czynienia w przypadku tego połączenia. W naszym przypadku posłużono się pewnym przybliżeniem. Śruby łączące zamodelowano elementami belkowymi. Przekrój poprzeczny belek dobrano tak, by odpowiadał on przekrojowi śrub łączących. Momenty bezwładności oraz pola przekrojów ścinanych dobrano tak, by odpowiadały one momentom bezwładności i przekrojom ścinanym łączonych fragmentów przekrojów stołu. Na rys.2 pokazano fragment modelu stołu obrotowego - użebrowanie.



Rys.2. Użebrowanie modelu stołu obrotowego
Fig.2. The ribs of turntable model

Otrzymano model o następujących wielkościach charakterystycznych:

1. liczba węzłów: 1200,
2. liczba elementów typu płytowo-powłokowy: 2153,
3. liczba elementów typu belka: 44,
4. liczba elementów typu sprężyna: 84,
5. sumaryczna liczba elementów: 2281,
6. liczba stopni swobody modelu: 5912.

W celu obliczenia sztywności statycznej tak otrzymany model należało obciążyć. Praca [1] dotycząca min. stołu obrotowego tokarki karuzelowej KCH-320/350 dowiodła, że największy wpływ na stan odkształcenia stołu ma ciężar przedmiotu obrabianego oraz że w obliczeniach można pominąć wpływ sił skrawania. Siły skrawania mają dużo mniejsze wartości w porównaniu z siłami masowymi i osiągają maksyma w przypadku obróbki zgrubnej (dla takiej obróbki małe znaczenie mają niedokładności spowodowane niewielkimi odkształceniami stołu od sił skrawania).

W trakcie budowy modelu powstały trzy różne warianty obciążenia stołu. Tutaj omówiony zostanie wariant III, dający największe odkształcenia stołu. W wariancie tym przedmiot obrabiany jest pierścieniem o średnicy zewnętrznej 8000 mm i wewnętrznej 6000 mm oraz o masie 40 ton. W ramach tego wariantu interesujące są następujące przypadki obciążenia:
Przypadek 1 - obciążenie siłami bezwładności od ciężaru stołu i przedmiotu obrabianego,

Przypadek 2 - obciążenie siłami od uchwytu tokarskiego (120 kN/szczękę),
Przypadek 3 - obciążenie z przypadku 1 i siłami bezwładności od ruchu obrotowego,
Przypadek 4 - suma obciążeń z przypadków 1 do 3.

Poszczególne warianty modelu różniły się między sobą wielkością i kształtem przedmiotu obrabianego, i tak w wariancie I nie ma przedmiotu obrabianego, a odkształcenia stołu spowodowane są tylko ciężarem własnym, natomiast w wariancie II przedmiot w kształcie walca o cieżarze 400 kN obciąża stół w pobliżu jego środka.

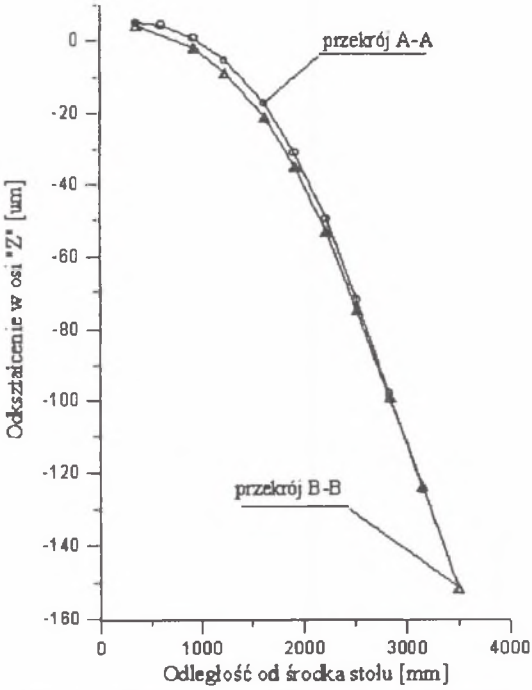
4. ANALIZA UZYSKANYCH WYNIKÓW OBLICZEŃ

4.1. Połączenie połówek stołu

Najbardziej istotne dla modelowanej konstrukcjii było sprawdzenie połączenia śrubowego. Suma sił tnących w elementach belkowych wyniosła dla wariantu III 184 kN, a maksymalna siła tarcia, jaką można uzyskać w połączeniu śrubowym 354 kN. Tak więc połączenie cierne przeniesie całkowicie obciążenie zewnętrzne i własne. Znając maksymalną siłę tarcia, jaką trzeba wywołać w połączeniu, można określić siłę naciągu śrub.

4.2. Odkształcenia statyczne

Najistotniejszymi ze względu na dokładność obrabianego przedmiotu są odkształcenia górnej tarczy stołu (roboczej powierzchni stołu) w osi Z, która dla przedmiotu obrabianego jest powierzchnią bazową. Odkształcenie promieniowe tarczy stołu ma mniejsze znaczenie, a ponieważ siły masowe działają pionowo, wartości tego odkształcenia są dużo mniejsze od odkształceń w osi Z.

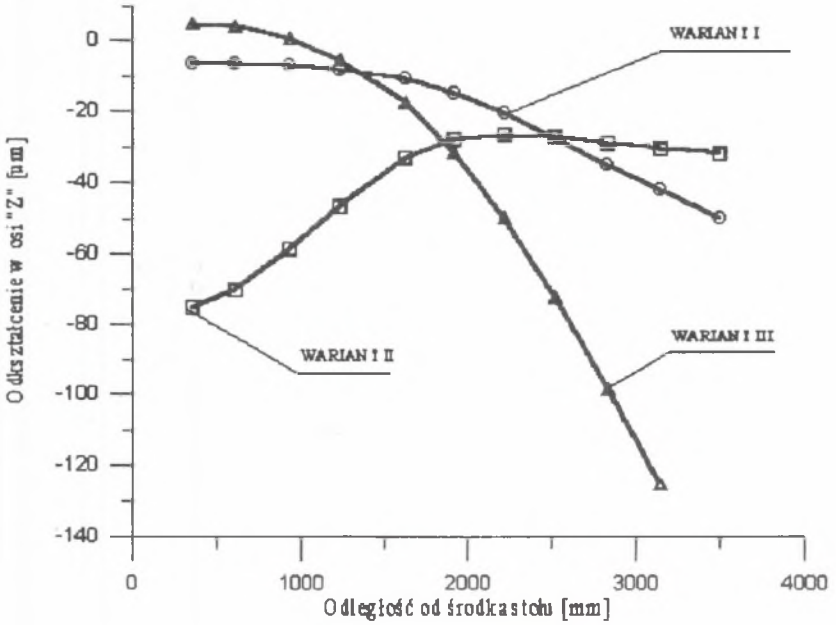


Rys.3. Maksymalne odkształcenie powierzchni roboczej w osi Z.
Fig.3. Maksimum deformation of working surface in Z axis.

W celu zobrazowania odkształcenia w osi Z sporządzono wykres (rys.3) zależności odkształcenia w osi Z od odległości od środka stołu w przekrojach A-A i B-B zaznaczonych

na rys.1. Maksymalna różnica odkształcenia w tych dwóch przekrojach wyniosła ok. 5 μm. Dla odkształceń spowodowanych samym ciężarem stołu różnica ta wyniosła ok. 10 μm. Na rys.4 porównano warianty obciążenia stołu dla przypadku sumarycznego obciążenia.

Dogodniejszymi do analizy konstrukcji jest operowanie wartościami sztywności, a nie odkształcenia. Sztywność wypadkowa omawianej konstrukcji silnie zależy od miejsca przyłożenia obciążenia, wobec czego wartości sztywności należy rozpatrywać w pewnych zakresach z uwzględnieniem sposobu obciążenia. Najmniejsza obliczona sztywność wypadkowa stołu wyniosła ok. 4670 N/μm (P.O z wariantu III), a największa 6700 N/μm (ciężar własny stołu). Na uwagę zasługuje fakt, iż uwględnienie w obliczeniach wpływu sił od uchwytu tokarskiego oraz siły odśrodkowej spowodowało zwiększenie obliczonej wypadkowej sztywności o 1100 N/μm.



Rys.4. Porównanie wariantów obciążenia
Fig.4. Comparison of load variants

4.3. Właściwości dynamiczne

W wyniku iteracji podprzestrzennej otrzymano pierwszych pięć częstości drgań własnych: f_1 = 29 Hz, f_2 = 63 Hz, f_3 = 70 Hz, f_4 = 75 Hz, f_5 = 80 Hz.

Pierwsza postać drgań własnych reprezentuje drgania skrętne wokół pionowej osi stołu, pozostałe zidentyfikowane częstości mają postać drgań giętnych. Niska częstość drgań

skrętnych może przy wzbudzeniu od układu napędowego powodować wzrost chropowatości toczonej powierzchni.

5. PODSUMOWANIE

Stosunkowo duże odkształcenia powierzchni roboczej stołu w omówionym wariancie są następstwem zastosowania łożyska wzdłużnego o zbyt małej średnicy. W celu poprawienia sztywności należałoby zwiększyć średnicę łożyska do ok. 4000 mm. Taka korekta nie spowodowałaby zbyt dużej utraty sztywności stołu przy obciążeniu P.O. w pobliżu osi stołu.

Połączenie połówek stołu powinno spełnić stawiane mu wymagania, jednakże celowe wydaje się zastosowanie śrub łączących w wyższych własnościach wytrzymałościowych.

Kontynuacją omówionej pracy będzie weryfikacja doświadczalna uzyskanych wyników obliczeń.

Recenzent: prof. dr hab. inż. A. Tylikowski

Wpłynęło do Redakcji w grudniu 1994 r.

LITERATURA

[1] Praca naukowo-badawcza: "Analiza konstrukcyjna tokarki karuzelowej KCH 320N". Symbol pracy: NB-27/RMT-1/92. Gliwice 1993 r. (praca nie publikowana).

[2] Praca zbiorowa: "O.K. MES/3 Instrukcja" Wyd.1. Oprogramowanie komputerów Warszawa 1991.

[3] PN-82/M-55655. Tokarki karuzelowe jednostojakowe i dwustojakowe. Sprawdzanie dokładności.

[4] Kosmol J.,Śliwka J.:Komputerowa weryfikacja konstrukcji stołu obrotowego tokarki karuzelowej metodą elementów skończonych. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, seria: Mechanika z.115, Gliwice 1994.