

## **Analiza dynamiczna mechanizmu hamującego**

**JANUSZ ORMEZOWSKI**

Politechnika Łódzka

Wykonano analizę dynamiczną dla nieliniowego modelu mechanizmu hamującego obciążonego zmienną siłą. W analizie wykorzystano program Pro/Engineer. Określono postacie i częstotliwości drgań własnych analizowanego modelu. Wyniki analizy dynamicznej wykorzystano w analizie skuteczności działania hamulców wyposażonych w ABS. Zwrócono uwagę na wrażliwość analizowanego układu mechanicznego.

### **1. Wstęp**

Badania dynamiczne wyodrębnionego układu mechanicznego polegają na ustaleniu stanu jego ruchu, na określeniu jego charakterystyk przemieszczeń, prędkości, przyspieszeń w dziedzinie czasu lub częstotliwości, przy danym wzbudzeniu zmiennym obciążeniem [1, 2]. Badania takie mogą być uzupełnione o analizę strukturalną, zwykle przy zastosowaniu metod elementów skończonych (MES), pozwalającą określić naprężenia materiału poddanego dynamicznemu obciążeniu. Badanie dynamiczne umożliwiające określenie charakterystyk wibracyjnych zespołów i podzespołów maszyn jest ważnym zagadnieniem konstrukcyjnym, zwłaszcza w przypadku urządzeń, których funkcjonowanie celowo wykorzystuje wibracje, np. stanowiska wibracyjne, sortowniki, kiedy to analiza dynamiczna jest konieczna do upewnienia się, co do trwałości urządzenia. Niepożądane wibracje występujące w układzie mechanicznym, zwykle mające charakter konstrukcyjny, produkcyjny lub eksploatacyjny, mogą wywoływać negatywne skutki, np. w postaci nadmiernego tarcia i zużycia. Analiza dynamiczna w takich przypadkach jest pomocna, a czasem konieczna w identyfikacji przyczyn i skutków takich wibracji.

Celem pracy było wykonanie analizy dynamicznej wybranego mechanizmu hamującego samochodu osobowego w zakresie ustalenia postaci drgań takiego mechanizmu, występujących w przypadku powiększonego zużycia w połączeniach ruchowych zacisku z jazmem.

Analizę dynamiczną mechanizmu hamującego wykonano za pomocą programu komputerowego Pro/Engineer firmy Parametric Technology Corporation, stosowanego w przemyśle i w coraz większym stopniu w ośrodkach akademickich, również w Politechnice Łódzkiej. Jest to program mieszczący się w grupie programów, które

współcześnie można określić ogólną nazwą CAx. Oprogramowania CAx (komputerowe wspomaganie technologii), obejmując komputerowe technologie stosowane w procesie wytwarzania produktu, umożliwiają redukcję kosztów i czasu pracy. Zaawansowane narzędzia CAx łączą wiele zróżnicowanych aspektów zarządzania procesem produkcyjnym, włączając w to między innymi programy tzw. komputerowego wspomagania inżynierii (CAE). Programy typu CAE dotyczą użycia technologii informatycznej do wspomagania inżynierów w ich pracy, np. w projektowaniu, analizie, badaniu produktu przy zastosowaniu wirtualnych modeli i wizualizacji, jak również w diagnostyce produktu [3].

## 2. Analiza dynamiczna mechanizmu hamującego

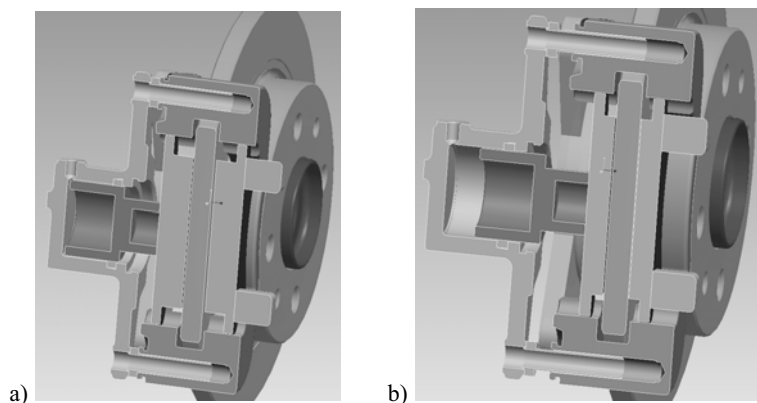
Analizie dynamicznej poddano przykładowy mechanizm hamujący stanowiący jeden z podzespołów układu hamulcowego samochodu osobowego. Do zbudowania i zbadania mechanizmu hamującego zastosowano program Pro/Engineer Wildfire 4.0, zawierający m.in. zintegrowany moduł obliczeniowy Pro/Mechanica. Moduł ten pozwala na wykonanie dla danych części lub złożonych układów mechanicznych różnych obliczeń strukturalnych i dynamicznych, np. analizę częstotliwościową, stochastyczną, udarową<sup>1)</sup>, umożliwiając przy tym bogatą wizualizację uzyskanych wyników. Wymuszenia w takich analizach dynamicznych są zadawane w postaci tzw. funkcji czasowej siły lub charakterystyki amplitudowo-częstotliwościowej wzbudzenia, zwykle określonej na podstawie osobnych badań doświadczalnych.

W prezentowanej analizie zastosowano uproszczony model przestrzenny tarczowego mechanizmu hamującego z jaramem nieruchomym (rys. 1), w którym wymiary dobrano tak, aby odzwierciedlić pojawiające się w rzeczywistości powiększone zużycie eksploatacyjne. W połączeniach sworzniowych zacisku z jarzma luzy promieniowe powiększono do wartości 0,5 mm, przyjęto też nadmierne zużycie tarczy hamulcowej, tj. około 30% w odniesieniu do jej grubości nominalnej oraz 50% zużycie okładzin ciernych w odniesieniu do ich grubości. Połączenia sworzniowe zacisku z jaramem, w rzeczywistości kształtowane pracujące w warunkach luzów, tarcia i uderzeń, zastąpiono połączeniami zrealizowanymi za pomocą podatnych tulei łączących sworznie zacisku z otworami w jarzmie wykonanej z materiału o nieliniowej charakterystyce sprężystości (guma).

Podobny element gumowy zastosowano również w modelu połączenia tłoka z cylindrem zacisku hamulcowego. Zastosowanie nieliniowych charakterystyk sprężystości, poprzez wprowadzenie materiału tzw. hiperelastycznego, nadało modelowi mechanizmu hamującego właściwości nieliniowego układu mechanicznego. Przyjęty model jest bliski modelom układu z tarciami suchym stosowanym m.in. w przypadku amortyzatorów uderzeniowych [4].

---

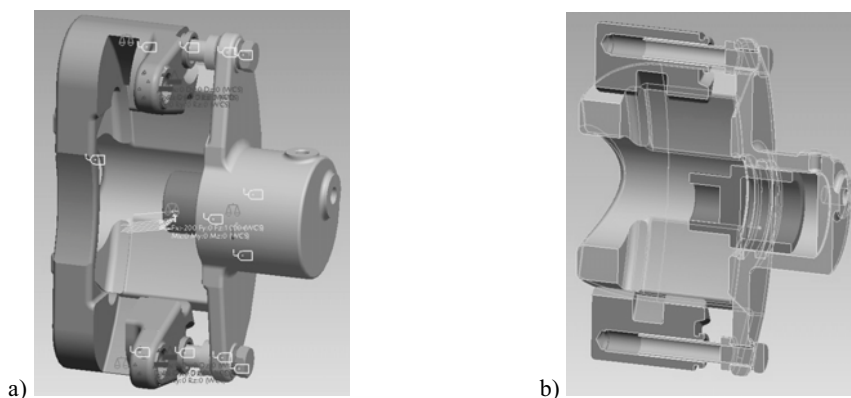
<sup>1)</sup> Tłumaczenie nazw stosowanych w programie Pro/Engineer.



Rys. 1. Model tarczowego mechanizmu hamującego: a) konfiguracja przy braku zużycia, b) konfiguracja przy nadmiernym zużyciu.

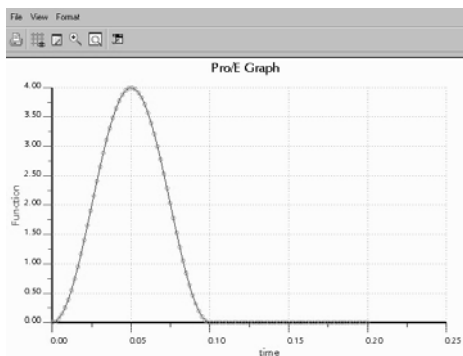
Fig. 1. Model of the disk braking mechanism: a) configuration without the wear, b) excessive wear configuration.

Badania wykonano dla wyodrębnionego podzespołu zacisk/jarżmo stanowiącego model obliczeniowy w podjętej analizie (rys. 2). Warunki brzegowe dla takiego modelu wprowadzono w odniesieniu do parametrów materiałowych modelu (metal, guma), utwardzenia modelu (obszary otworów montażowych jarżma do zwrotnicy), oraz obciążenia.



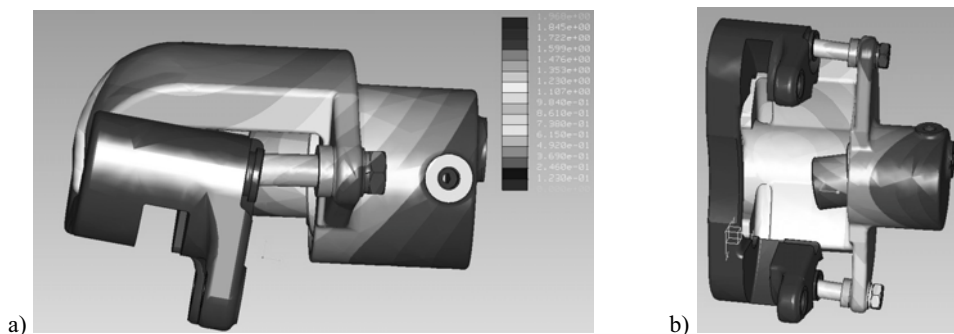
Rys. 2. Model podzespołu zacisk/jarżmo zastosowany w analizie: a) widok ogólny, b) przekrój.  
Fig. 2. Model of the cylinder body/caliper sub-assembly used in analysis: a) general view, b) section.

Prezentowane w pracy wyniki dotyczą badań, kiedy wymuszenie dynamiczne było przyłożone mimośrodowo do czołowej powierzchni tłoka, co może odpowiadać początkowej fazie obciążenia zespołu w czasie narostu ciśnienia w układzie hamulcowym, w warunkach powiększonej luzów w połączeniach sworzniowych zacisku z jarżmem, a ściślej: powiększonych podatności w przyjętym modelu tych połączeń. Przyłożone obciążenie było zmienne i miało charakter sinusoidalny (rys. 3).



Rys. 3. Funkcja czasowa siły zastosowana w badaniach.  
Fig. 3. Time function of force applied in the research.

Dla ustalonego modelu mechanizmu hamującego wykonano obliczenia modalne. Wyniki tych obliczeń w odniesieniu do pierwszych czterech częstotliwości drgań własnych ukazują charakter drgań własnych analizowanego układu (rys. 4), który jest zdeterminowany daną konfiguracją rozkładu masy i sztywności. Otrzymane wartości tych częstotliwości zawierały się w zakresie od około 16 Hz do około 338 Hz. Zwracają uwagę znaczne przemieszczenia kątowne zacisku względem jarzma, występujące w płaszczyźnie poziomej (dotyczy to typowej pozycji zamontowania mechanizmu hamującego), przy częstotliwości 225 Hz (rys. 4a), jak również znaczne przemieszczenia kątowne tłoka w cylindrze występujące w badanym modelu przy częstotliwości 338 Hz (rys. 4b).

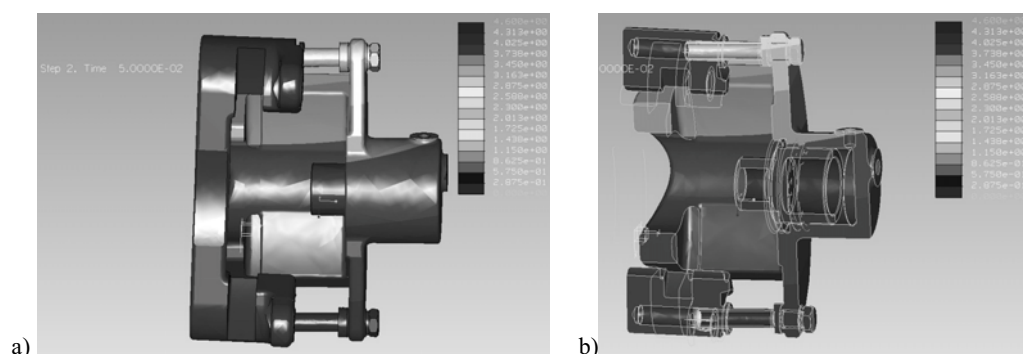


Rys. 4. Model podzespołu mechanizmu hamującego zacisk/jarzmo – postacie drgań własnych przy złożeniu pierwszych czterech częstotliwości. Skala przemieszczeń zwielokrotniona. a) widok z góry, b) widok ogólny.

Fig. 4. Model of the sub-assembly cylinder body/caliper – shapes of the vibration for four first modal frequencies. Scale of deformation increased. a) top view, b) general view.

W celu sprecyzowania zachowania się badanej struktury w warunkach dynamicznych, tj. kiedy zadane, zmienne obciążenie osiąga maksymalną wartość po upływie relatywnie krótkiego czasu, tj. 0,05s (rys. 3) wykonano analizę dynamiczną, w no-

menklaturze programu Pro/Engineer nazywaną „dynamic time”, która pozwala rozwiązać zagadnienie wirtualnego uderzenia (tzw. „drop test”). Uzyskane wyniki tych badań pokazują wpływ zadanego obciążenia przyłożonego do tłoka na przemieszczenia kątowe zacisku (rys. 5).



Rys. 5. Model podzespołu zacisk/jarżmo: przemieszczenia otrzymane po 0,05 s od chwili rozpoczęcia przyrostu obciążenia. Skala przemieszczeń zwielokrotniona. a) widok ogólny, b) przekrój.

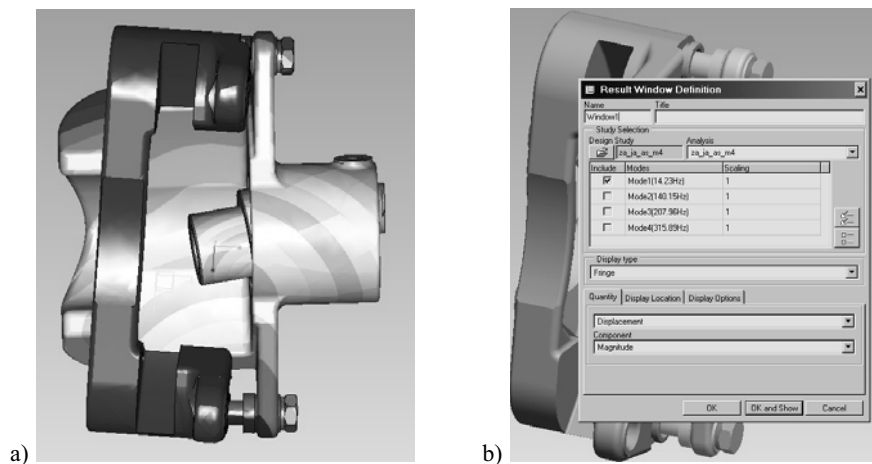
Fig. 5. Model of the sub-assembly cylinder body/caliper - deformation of the model at increase of the load during 0.05 sec. Scale of deformation increased. a) general view, b) section.

W otrzymanej w tych badaniach ogólnej postaci przemieszczeń zacisku dominuje przemieszczenie liniowe występujące wzdłuż osi otworów na sworznie prowadzące w jarżmie. Przemieszczenie to jest skorelowane z postacią drgań charakterystyczną dla pierwszej częstotliwości drgań własnych układu. Przemieszczenie kątowe modelu zacisku w płaszczyźnie równoległej do płaszczyzny położenia otworów na sworznie prowadzące w jarżmie osiąga w tym przypadku, tj. po upływie 0,05 s od chwili rozpoczęcia przyrostu obciążenia, relatywnie małą wartość - około 0,042 rad (0,5 deg).

W przypadku, kiedy zastosowano w rozważanym modelu różne wartości luzów w połączeniach sworzniowych, tj. w jednym z połączeń 0,5 mm, a w drugim („dolnym”) 1 mm, co ze względu na zróżnicowanie jest bliższe rzeczywistości, to w takim przypadku drgania analizowanego układu zmieniły się (rys. 6). Wskazane zróżnicowanie luzów wprowadziło do modelu w istocie różne, ze względu na sposób zamodelowania tych luzów, podatności połączeń zacisku z jarżmem. Otrzymane w analizie modalnej zmiany dotyczą wartości częstotliwości drgań własnych, które w stosunku do zakresu występującego przy symetrycznych luzach w połączeniach sworzniowych zmniejszyły się do zakresu od około 14 Hz do około 316 Hz, jak również dotyczą postaci drgań. Postacie drgań są znacząco inne, w porównaniu z postaciami występującymi w układzie z symetrycznymi luzami. Przy pierwszej częstotliwości drgań własnych układu dominują kątowe przemieszczenia zacisku, w płaszczyźnie równoległej do płaszczyzny położenia otworów na sworznie prowadzące w jarżmie, a nie liniowe, jak w poprzednim przypadku, przy braku zróżnicowania luzów.

Otrzymane wyniki badań dynamicznych czasowych modelu zacisk/jarżmo, ukazujące wpływ obciążenia na przemieszczenia zacisku również są w tym przypadku od-

mienne od tych, które otrzymano dla modelu z jednakowymi luzami w połączeniach sworzniowych (rys. 7). Przeszczenie modelu zacisku odpowiada postaci drgań charakterystycznej dla pierwszej częstotliwości drgań własnych układu, tj. w której dominuje kątowne przeszczenie zacisku w płaszczyźnie równoległej do płaszczyzny położenia otworów na sworznie prowadzące w jarzmie. Przeszczenie kątowne zacisku ma w tym przypadku, po upływie 0,05 s od chwili rozpoczęcia przyrostu obciążenia, wartość około 0,042 rad (2,4 deg), tj. prawie pięciokrotnie większą, niż w przypadku przeszczeń dynamicznych układu z jednakowymi luzami.

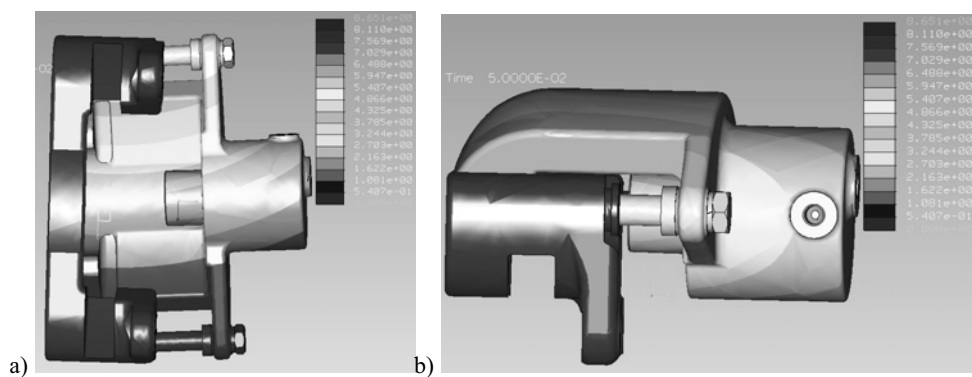


Rys. 6. Model podzespołu zacisk/jarżmo ze zróżnicowanymi luzami w połączeniach zacisku z jarżmem – postaci drgań własnych przy złożeniu pierwszych czterech częstotliwości. Skala przeszczeń zwiokrotniona. a) widok ogólny, b) wyniki obliczeń (fragment).

Fig. 6. Model of the sub-assembly cylinder body/caliper with different clearances of the guide pin connections - shape of the vibration for four first modal frequencies. Scale of deformation increased. a) general view, b) results of calculations (fragment).

Przedstawiony model obliczeniowy podzespołu mechanizmu hamującego jest orientacyjny, ma charakter jakościowy, w którym przyjęto przykładowe wartości danych dotyczących parametrów materiałowych i obciążenia. W modelu tym nie uwzględniono wszystkich aspektów struktury mechanizmu hamującego, np. odnoszących się do zagadnienia kontaktowego i tarcia występującego w mechanizmie. Niemniej uzyskane wyniki w zakresie analizy modalnej wskazują, że częstotliwości drgań własnych rzeczywistego mechanizmu hamującego, zwłaszcza nadmiernie zużytego eksploatacyjnie, mogą mieć wartości bliskie częstotliwościom rzeczywistego wymuszenia, np. charakterystycznego dla współpracy opony z podłożem [5, 6]. Pojawienie się takiej korelacji jest niekorzystne dla trwałości podzespołu, jak również może być niekorzystne dla bezpieczeństwa pojazdu.

Odnosząc bowiem wyniki przedstawionej analizy dynamicznej do pewnego zdarzenia, kiedy to w samochodzie osobowym wyposażonym w znacznie zużyte mechanizmy hamujące i w sprawnie działającej ABS zostały zablokowane koła jezdne



Rys. 7. Model podzespołu zacisk/jarżmo ze zróżnicowanymi luzami w połączeniach zacisku z jarżmem - przemieszczenia elementów modelu otrzymane w analizie dynamicznej, po upływie 0,05 s od chwili rozpoczęcia przyrostu obciążenia. Skala przemieszczeń zwielokrotniona. a) widok z boku, b) widok z góry.

Fig. 7. Model of the sub-assembly cylinder body/caliper with different clearances of the guide pin connections - deformation of the model at increase of the load during 0.05 sec. Scale of deformation increased. a) side view, b) top view.

w czasie panicznego, granicznie intensywnego hamowania, można wskazać techniczne uwarunkowania zablokowania się kół jezdnych we wskazanych okolicznościach, przyjmując przy tym, że przyczyną takiego zablokowania się kół jezdnych, spośród różnych możliwych, np. [7], było zakleszczenie się okładziny ciernej w podzespole jarżmo/tarcza hamulcowa, co wyeliminowało wpływ działania ABS. Zakleszczenie takie, przy znacznie zużyтым mechanizmie hamującym, m.in. przy powiększonych luzach w osadzeniu okładziny ciernej w jarżmie oraz nadmiernej podatności osiowej tarczy hamulcowej (np. zmniejszona grubość tarczy, luzy osiowe w łożyskowaniu tarczy), mogło być wywołane złożeniem się nieprawidłowej pracy okładzin ciernych i zacisku. W przypadku nadmiernych luzów i wibracji generowanych w czasie jazdy mogły pojawić się tendencje do nieprawidłowego ustawienia się okładzin ciernych w jarżmie, tj. nierównoległego względem powierzchni ciernych, i wygenerowania warunków geometrycznych sprzyjających powstaniu zjawiska samowzmocnienia po uruchomieniu hamulców. Wskazane w przedstawionej analizie dynamicznej wibracje zacisku mogące wystąpić w czasie jazdy, a zwłaszcza nieprawidłowe, kątowe ustawienie się zacisku względem jarżma w pierwszej fazie wzrostu obciążenia zacisku mogło wspomóc zaciśnięcie się nieprawidłowo ustawionej okładziny w jarżmie i w efekcie spowodować zablokowanie mechanizmu hamującego, tj. okładziny, zacisku i tarczy hamulcowej, pomimo późniejszego zredukowania ciśnienia w układzie przez ABS.

Przedstawiony przypadek może wskazywać na konieczność zmodernizowania badań diagnostycznych samochodów w zakresie weryfikacji luzów występujących w podzespołach podwozia, w szczególności w mechanizmach hamujących.

### 3. Podsumowanie

Przedstawione w pracy wyniki analizy dynamicznej tarczowego mechanizmu hamującego, nie wyczerpując potencjału obliczeniowego współczesnych programów typu CAE, mogą stanowić pomocne wskazanie w analizie drgań występujących w danej konstrukcji, np. w zakresie diagnostyki. W pracy zwrócono uwagę na pojawiającą się w nieliniowych układach mechanicznych ich dużą wrażliwość na zmiany warunków brzegowych, co zostało zaprezentowane na przykładzie wyraźnego zróżnicowania postaci pierwszych drgań własnych układu w zależności od przyjętej podatności. Zastosowany w pracy model obliczeniowy mechanizmu hamującego jest znacznie uproszczony, o charakterze jakościowym, na obecnym etapie nie wystarczający do weryfikacji doświadczalnej. Model ten może być jednak podstawą do dalszych prac w zakresie podjętego zagadnienia, przy czym konieczna jest w takim przypadku pełna identyfikacja rozważnego układu, przy uwzględnieniu występujących sprzężeń mechanizmu hamującego z innymi podzespołami pojazdu.

### Literatura

- [1] CANNON JR. R.H.: *Dynamika układów fizycznych*. WNT, Warszawa 1973.
- [2] DEN HARTOH J.P.: *Drgania mechaniczne*. PWN, Warszawa 1971.
- [3] Materiały informacyjne i szkoleniowe PTC Pro/Engineer Wildfire.
- [4] OSIŃSKI Z. i inni: *Tłumienie drgań*. PWN, Warszawa 1997.
- [5] KASPRZYK T., PROCHOWSKI L.: *Obciążenia dynamiczne zawiesznień*. WKiŁ, Warszawa 1990.
- [6] OSIECKI J., GROMADOWSKI T., STEPIŃSKI B.: *Badania pojazdów samochodowych i ich zespołów na symulacyjnych stanowiskach badawczych*. Przemysłowy Instytut Motoryzacji, Warszawa 2006.
- [7] JAWORSKI J.: *Okładziny cierne do hamulców i sprzęgieł pojazdów samochodowych*. WKiŁ, Warszawa 1984.

### Dynamic analysis of the braking mechanism

#### S u m m a r y

The paper deals with dynamic analysis of the non-linear model of the braking mechanism loaded with the variable force. In the analysis the Pro/Engineer software was used. The shapes of vibrational modes and natural frequencies of vibration of the given model have been determined. Results of dynamic analysis were applied in analysis of the effectiveness of brakes equipped with the ABS. The sensitivity of the analyzed mechanical system was pointed out.