

Estymacja parametrów układu napędowego samochodu

KAZIMIERZ MARIA ROMANISZYN

Akademia Techniczno-Humanistyczna w Bielsku Białej

W artykule przedstawiono metodykę określania masowych momentów bezwładności na podstawie badań dynamicznych. Stosowanie tej metodyki pozwala na określenie warunków dynamicznych w jakich masowy moment bezwładności mierzonego elementu może być traktowany jako wartość stała. Zaprezentowano teoretyczne podstawy przyjętej metodyki, opisano stanowisko badawcze, przedstawiono przykładowe wyniki i ich interpretację. Oszacowano błędy przeprowadzanej estymacji i zestawiono w tabeli zmierzone przykładowo masowe momenty bezwładności dla elementów skrzyni biegów samochodu o klasycznym układzie napędowym typu 4×2 .

1. Wprowadzenie

Eksperyment w identyfikacji układu napędowego samochodu jest podstawowym źródłem informacji. W rzeczywistych warunkach występują ograniczenia możliwości pomiarów niektórych wielkości z wymaganą dokładnością, z uwagi na techniczne możliwości realizacji pomiarów, np. momentu obrotowego działającego na małe i zabudowane elementy w czasie pracy pod obciążeniem. Eksperyment czynny, tzn. ze sterowanym oddziaływaniem na układ badany, może być przeprowadzony w warunkach laboratoryjnych, bez oddziaływania otoczenia na wyniki badań. Warunki obciążenia i prędkości można symulować, stosując jako wymuszenie sygnał losowy, uzyskiwany za pomocą generatora szumu. Można też wykorzystać sygnał odpowiedzi układu, zarejestrowany podczas pomiarów w warunkach normalnej eksploatacji. Przyjmując charakterystyki dynamiczne układu oraz zmierzone charakterystyki częstotliwościowe można wyznaczyć z pewnym przybliżeniem sygnał wejściowy do wzbudnika drgań i wyznaczyć transmitancję układu w pierwszym przybliżeniu, która pozwala na kolejne estymacje sygnału wejściowego. Procedurę powtarza się aż do uzyskania wystarczającego podobieństwa sygnałów wyjściowych z modelu i badanego obiektu.

Estymacja parametrów układu obejmuje wyznaczenie wartości parametrów modelu o przyjętej strukturze na podstawie wyników eksperymentu. Przeprowadza się minimalizację przyjętego kryterium odchylenia, np. pewną normę określoną na sygnałach wyjściowych modelu i obiektu przy identycznych sygnałach wejściowych. Jako sygnał wejściowy można zastosować sinusoidalnie zmienne obciążenie układu badanego.

Procedurę pomiaru sygnału wyjściowego powtarza się w całym przedziale częstości. W przypadku ograniczenia czasu badań stosuje się wymuszenie w postaci tzw. „białego szumu”.

Jako cele pomiarów parametrów dynamicznych badanego układu przyjmuje się:

- wyznaczenie częstości własnych i postaci drgań,
- wyznaczenie momentów bezwładności, sztywności i tłumienia,
- weryfikację wartości parametrów wyznaczonych analitycznie,
- sformułowanie modelu badanego układu.

Zakres badań doświadczalnych podjętych przez autora dotyczył tzw. klasycznego układu napędowego samochodu i obejmował:

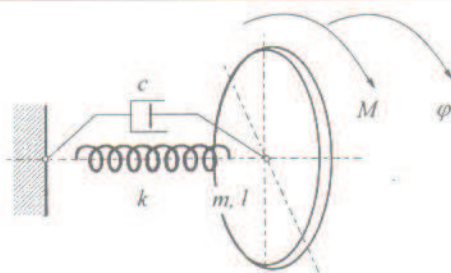
- wyznaczenie masowych momentów bezwładności, sztywności skrętnej i tłumienia części układu napędowego,
- wyznaczenie charakterystyk dynamicznych części i podzespołów układu przeniesienia napędu w celu estymacji ich parametrów,
- wyznaczanie charakterystyk dynamicznych układu przeniesienia napędu w celu weryfikacji charakterystyk wyznaczonych analitycznie,
- wyznaczenie charakterystyk statycznych zespołu sprzęgła i przegubu elastycznego w celu estymacji parametrów ich modeli dynamicznych oraz w celu identyfikacji zjawisk nieliniowych występujących w tych zespołach przy wymuszeniach zmiennymi momentami obrotowymi.

Niniejsze opracowanie przedstawia wyniki badań dotyczące pierwszych dwóch punktów. W wyniku badań stanowiskowych wyznaczono charakterystyki dynamiczne elementów w postaci funkcji przejścia w dziedzinie czasu i częstotliwości, przy czym jako sygnał wejściowy stosowano wymuszenie zmiennymi momentami obrotowymi, generowanymi przez wzbudniki drgań. W rozdziale 2 przedstawiono metodykę badań prostych układów mechanicznych, którą odniesiono do badań elementów układu napędowego. W rozdziale 3 opisano stanowisko badawcze do wyznaczania parametrów i charakterystyk dynamicznych metodami opisanymi w rozdziale 2. W rozdziale 4 opisano wyznaczanie charakterystyk dynamicznych i masowych momentów bezwładności elementów samochodowego układu przeniesienia napędu. Rozdział 5 poświęcono zestawieniu wyznaczonych masowych momentów bezwładności elementów i podzespołów układu napędowego oraz wnioskom.

2. Metodyka badań prostych układów mechanicznych

Identyfikacja dynamiki układów mechanicznych wiąże się ze stopniem skomplikowania konstrukcji oraz zakresem częstości, które mają być rozpatrywane. Im bardziej konstrukcja jest złożona oraz im szerszy jest zakres częstości, dla których wyznaczana jest charakterystyka dynamiczna, tym większa jest konieczna liczba pomiarów, potrzebna do jednoznacznego opisu charakterystyki dynamicznej.

W zakresie niskich częstotliwości, proste układy mechaniczne można modelować układami dyskretnymi o kilku stopniach swobody, często jednak wystarczający jest jeden stopień swobody. Najprostszy układ o jednym stopniu swobody, przedstawiony na rys. 1 składa się z elementu masowego o momencie bezwładności I , sprężyny k oraz tłumika wiskotycznego c .



Rys. 1. Masa zamocowana sprężysto (uziemiona) wzbudzana momentem.
Fig. 1. Elastically attached mass (grounded) induced by a moment.

Dynamikę powyższego modelu opisuje równanie:

$$I\ddot{\varphi} + c\dot{\varphi} + k\varphi = \hat{M} \exp j(\omega t + \gamma), \quad (1)$$

gdzie \hat{M} — zespolona amplituda momentu obrotowego zmiennego harmonicznego, I — masowy moment bezwładności, φ — przemieszczenie kątowe, k — współczynnik sztywności, ω — częstość kątowa drgań, γ — wstępny kąt fazowy, ω — częstość, t — czas.

Wielkości występujące w równaniu (1) są wykorzystywane do wyznaczania:

$$c = \frac{M_{tl}}{\dot{\varphi}} \text{ — współczynnika oporu tłumienia, } c_{kryt} = 2\sqrt{kI}$$

$$\frac{c}{c_{kryt}} = \xi \text{ — stopnia tłumienia, } \eta = 2\xi \text{ — współczynnika straty,}$$

$$Q = \frac{1}{\eta} \text{ — dobroci układu, } \delta = \frac{c}{2I} = \omega\xi \text{ — współczynnika tłumienia.}$$

Linowe układy mechaniczne poddawane wymuszeniom harmonicznym dają odpowiedź również harmoniczną o zmiennej fazie i amplitudzie:

$$\varphi = \hat{\varphi} \exp j\omega t. \quad (2)$$

Podstawiając zależność (2) do równania (1) otrzymuje się:

$$(-I\omega^2 + jc\omega + k)\hat{\varphi} \exp j\omega t = \hat{M} \exp j\omega t. \quad (3)$$

Transformację widmową układu $H(\omega)$ można przedstawić następująco:

$$H(\omega) = \frac{\hat{\varphi}}{\hat{M}} = \frac{1}{k - \omega^2 I + j\omega c}. \quad (4)$$

Używane są dwa typy transmitancji związane z położeniem punktów wymuszenia i odbioru. Gdy punkty te pokrywają się, to transmitancję definiujemy jako transmitancję wejściową (punktową); jeżeli lokalizacja punktów wymuszenia i odbioru jest różna to transmitancję określa się jako przeniesioną (wzajemną).

W przypadku wymuszeń harmoniczných różne funkcje przejścia (transmitancje — stosunki amplitud zespolonych), zależne od częstości, mają moduły zestawione w tabeli 1.

Transmitancję określono jako zespoloną funkcję częstości f typu:

$$H(f) = |H(f)| \exp(-j\omega t). \quad (5)$$

Moduł $|H(f)|$ jest ilorazem amplitudy odpowiedzi na wymuszenia harmoniczne do amplitudy tego wymuszenia. Faza transmitancji jest opóźnieniem fazowym między wymuszeniem i odpowiedzią układu.

Tabela 1.
Table 1.

Nazwa modułu translacji	Definicja	Jednostki
Podatność skrętna	$\frac{\hat{\phi}}{\hat{M}}$	rad/Nm
Sztywność dynamiczna	$\frac{\hat{M}}{\hat{\phi}}$	Nm/rad
Mobilność skrętna	$\frac{\hat{\phi}}{\hat{M}}$	rad/s/Nm
Impedencja mechaniczna	$\frac{\hat{M}}{\hat{\phi}}$	Nm/rad/s
Inertancja skrętna	$\frac{\hat{\phi}}{\hat{M}}$	l/kgm ²
Dynamiczny moment bezwładności	$\frac{\hat{M}}{\hat{\phi}}$	kgm ²

Transmitancję w postaci moment obrotowy – kąt skreńczenia, dla układu przedstawionego na rys. 1 opisano w postaci:

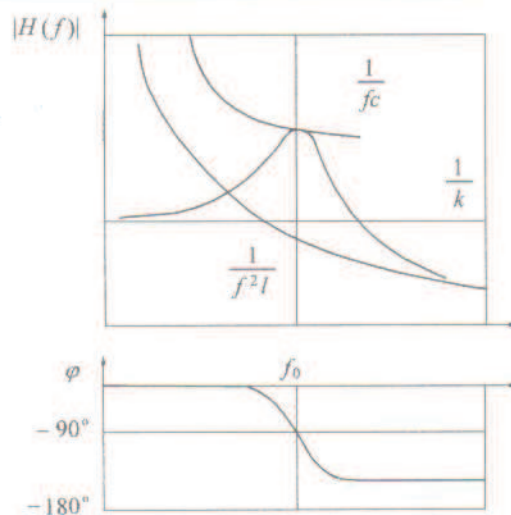
$$|H_{M\varphi}(f)| = \frac{1}{k \sqrt{|1 - (\varepsilon)^2|^2 + (2\xi\varepsilon)^2}}, \quad (6)$$

gdzie: $\varepsilon = \frac{f}{f_0}$ $f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{I}}$ — częstość własna układu, a:

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{-2\xi\varepsilon}{1 - (\varepsilon)^2}. \quad (7)$$

Postać transmitancji układu o jednym stopniu swobody (rys. 2), określa częstość f_0 oraz tłumienie ξ , przy czym dla $f = f_0$:

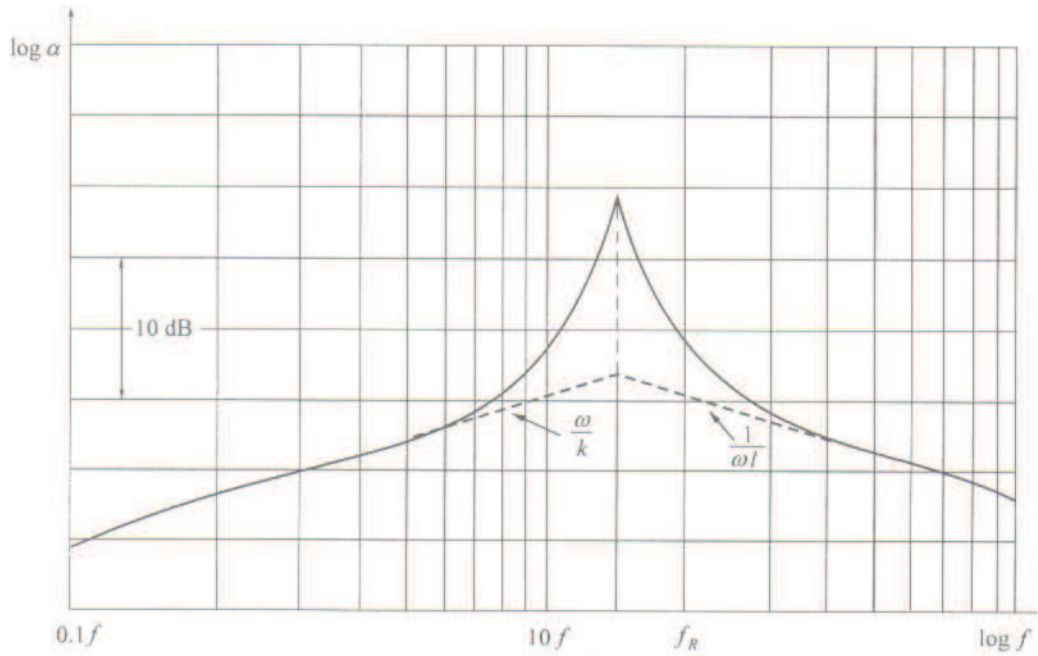
$$|H(f)| = \frac{1}{2k\xi}. \quad (8)$$



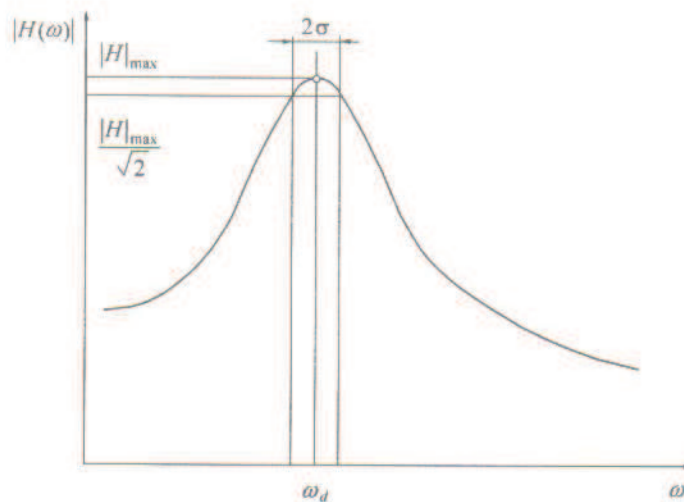
Rys. 2. Charakterystyka częstotliwościowa odpowiedzi na wymuszenia układu o jednym stopniu swobody.
Fig. 2. Frequency characteristic of response to forcing system with single degree of freedom.

Jedną z prostszych metod identyfikacji, opartej na znajomości charakterystyk amplitudowo-częstotliwościowych, jest metoda tzw. krzywych szkieletowych. Przedstawia ona uproszczone wykresy przebiegu impedancji lub admitancji we współrzędnych o skali logarytmicznej, które są zbiorem prostych przecinających się. W celu identyfikacji parametrów modeli tą metodą wykonuje się: doświadczalne badanie przebiegu impedancji lub admitancji; aproksymację otrzymanego przebiegu za pomocą układu krzywych szkieletowych; wyznaczenie wartości parametrów. Stosuje się zasadę superpozycji, słuszną dla układów liniowych, która umożliwia sporządzenie krzywych szkieletowych dla układów złożonych na podstawie znajomości przebiegów impedancji dla prostych elementów masowych, sprężystych i tłumiących. Wykresy szkieletowe mobilności w zakresie niskich częstości wskazują na rzeczywiste warunki utwierdzenia. Dla układu zamocowanego do podstawy, początkowa linia wykresu odpowiada statycznej sztywności układu. Dla układu swobodnego, przy niskiej częstości wykres określa masę zredukowaną do punktu wymuszenia. Gdy układ jest swobodny, to przy bardzo małych częstościach zachowuje się jak bezmasowy układ sprężysty. Przy wysokich częstościach wymuszenia, przebieg krzywych szkieletowych zależy od miejsca przyłożenia wymuszenia. Zależność mobilności skrętniej (admitancji) od częstości przedstawiono na rys. 3.

Do opisu własności dynamicznych badanego układu można zastosować metodę analizy modalnej, która polega na transformacji współrzędnych fizycznych do współrzędnych uogólnionych. Badania układu złożonego sprowadza się do analizy wielu niezależnych układów prostych, co daje możliwość rozkładu drgań własnych układu na sumę głównych postaci drgań [1]. Matematyczną postać tej sumy uzyskuje się przez aproksymację charakterystyk częstotliwościowych uzyskanych doświadczalnie. Na podstawie aproksymowanych charakterystyk oblicza się estymaty parametrów ω_d , σ , R dla każdego modu, przy czym: ω_d — częstość kątowa tłumiona, R — współczynnik skalowania (Residua).



Rys. 3. Wykres mobilności skrętnej w funkcji f .
 Fig. 3. Diagram of torsional mobility as a function of f .



Rys. 4. Przykładowa charakterystyka częstotliwościowa.
 Fig. 4. Example frequency characteristic.

Dla układu o jednym stopniu swobody charakterystyka (rys. 4) opisana jest wzorem :

$$H(\omega) \equiv \frac{R}{\sigma - (j\omega_d - j\omega)}, \quad (9)$$

gdzie:

$$\sigma = \omega\xi, \quad \omega_0 = \sqrt{\frac{k}{I}}, \quad \omega_d = \omega_0\sqrt{1-\xi^2}, \quad \sigma = \frac{c}{2I}, \quad R = \frac{1}{2jI\omega_d}, \quad c = \frac{M}{\dot{\varphi}},$$

przy czym: R — współczynnik skalowania (Residua), σ — współczynnik tłumienia, c — współczynnik oporu tłumienia, ξ — stopień tłumienia, ω — częstość drgań własnych, nietłumionych.

Związek między maksymalnym modulem charakterystyki w rezonansie a wartością R , opisany jest równaniem:

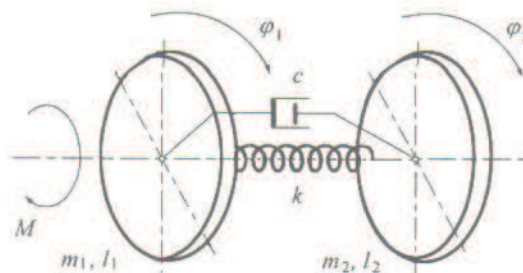
$$|H(\omega_d)| = \frac{|R|}{\sigma}. \quad (10)$$

Niektóre badane podzespoły układu napędowego mogą być przedstawione za pomocą modelu złożonego typu: masa-sprężyna-masa, pokazanego na rys. 5, którego parametry dynamiczne mogą być wyznaczone na podstawie odpowiednich charakterystyk dynamicznych odpowiedzi modelu na zmienny moment obrotowy [2]. Charakterystyka takiego układu, przedstawiona na rys. 6 wyróżnia się występowaniem antyrezonansu o częstości:

$$f_A = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{I}}, \quad (11)$$

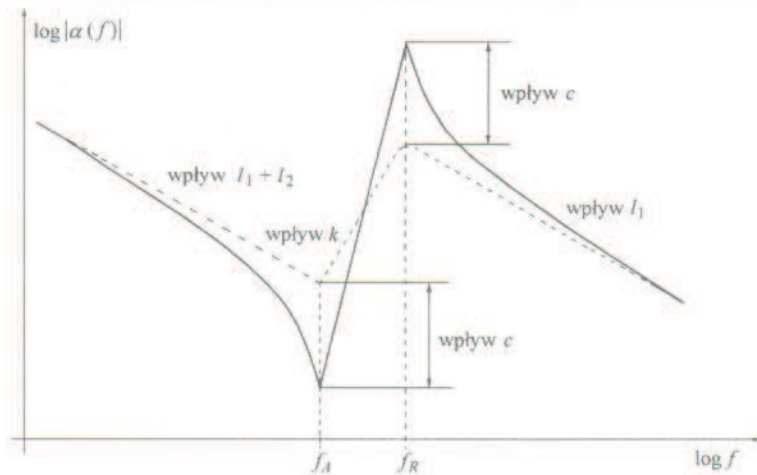
i rezonansu o częstości:

$$f_R = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k(I_1 + I_2)}{I_1 I_2}}. \quad (12)$$

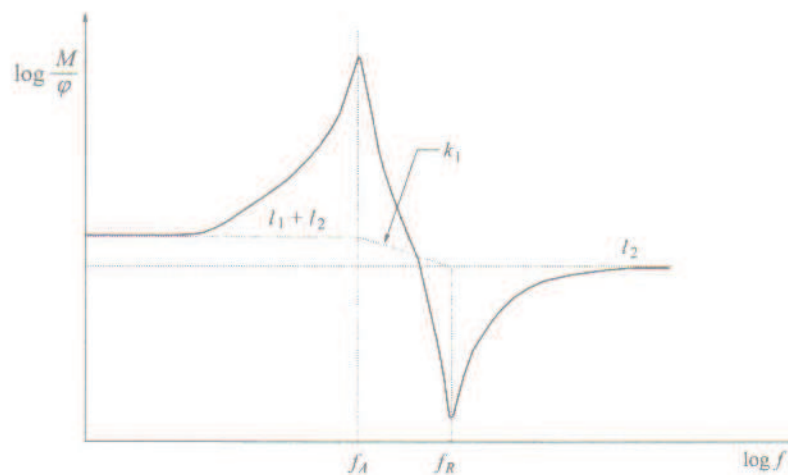


Rys. 5. Model układu: masa-sprężyna-masa.
Fig. 5. Model of the system: mass-spring-mass.

Krzywa admitancji w zakresie niskich częstości rozpoczyna się linią mobilności sumy masowych momentów bezwładności I_1 i I_2 , natomiast kończy się linią mobilności



Rys. 6. Charakterystyka punktowej mobilności skrętnej układu masa-sprężyna-masa, dla $I_1 < I_2$.
 Fig. 6. Characteristic of point — type torsional mobility of the mass-spring-mass system for $I_1 < I_2$.



Rys. 7. Charakterystyka dynamiczna modelu masa-sprężyna-masa.
 Fig. 7 Dynamic characteristic of the mass-spring-mass model.

momentu bezwładności I_2 . Pomędzy antyrezonansem i rezonansem występuje strefa mobilności sztywności skrętnej k sprężyny. Wpływ tłumienia uwidacznia się w postaci dobroci układu dla rezonansu i antyrezonansu.

Do wyznaczenia parametrów dynamicznych układu typu: masa-sprężyna-masa, stosuje się aproksymowaną charakterystykę dynamiczną w postaci M/φ , przedstawioną na rys. 7. Charakterystyka ta umożliwia wyznaczenie parametrów modu dla częstości antyrezonansowej, a mianowicie: f_A — częstości antyrezonansowej, σ_A — współczynnika tłumienia, $|R_A|$ — modułu residue.

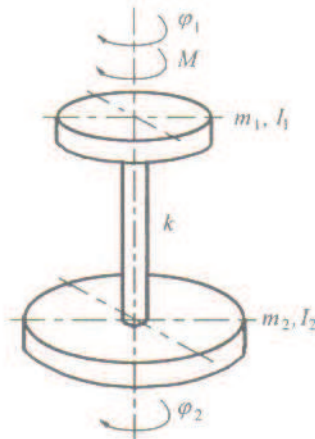
Znając powyższe parametry można obliczyć wartość momentu bezwładności:

$$I_2 = \frac{2|R_A|}{f_A}, \quad (13)$$

a następnie po przekształceniu wzorów (11) i (13) — sztywności skrętnej sprężyny k , oraz momentu bezwładności I_1 .

Przedstawiony model można traktować jako część bardziej złożonego układu, którego charakterystyki i parametry można wyznaczyć przez odpowiednie złożenia charakterystyk prostych układów mechanicznych.

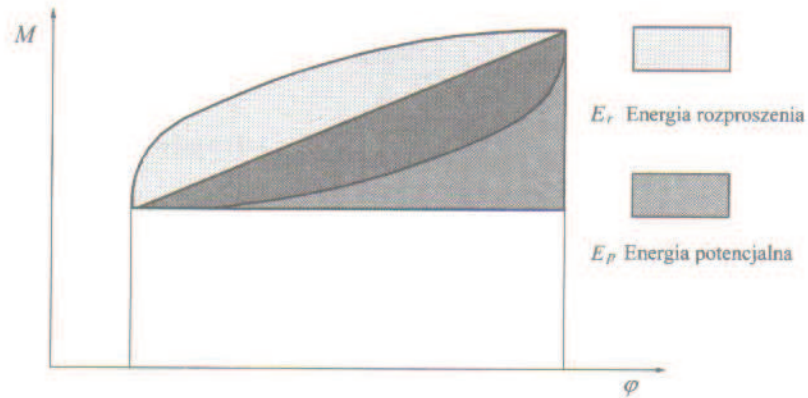
Dla niektórych podzespołów układu napędowego samochodu wyznaczono charakterystyki dynamiczne $M/\dot{\varphi}$ w postaci odpowiedzi na zmienny moment wymuszający. Są one podobne do charakterystyk opisanego modelu. Dla oceny ilościowej otrzymywanych charakterystyk wykonano wzorec kalibracyjny przedstawiony na rys. 8.



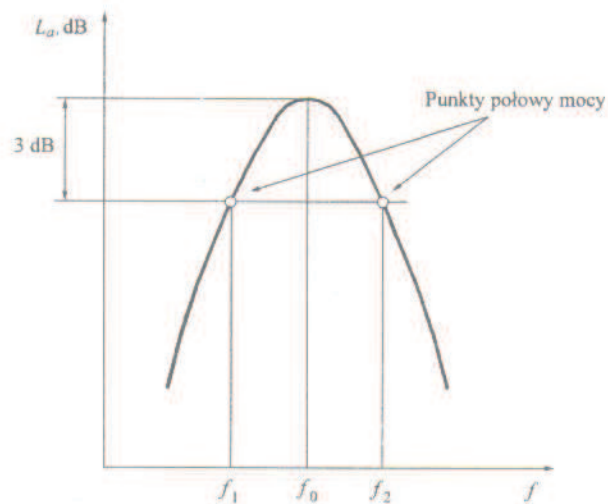
Rys. 8. Model układu dynamicznego wzorca kalibrującego układ pomiarowy; $I_1 = 0,00013 \text{ kgm}^2$, $I_2 = 0,00102 \text{ kgm}^2$, $k = 500 \text{ Nm/rad}$.

Fig. 8. Model of dynamic system of a master which calibrates the measuring system; $I_1 = 0,00013 \text{ kgm}^2$, $I_2 = 0,00102 \text{ kgm}^2$, $k = 500 \text{ Nm/rad}$.

Odrębnym zagadnieniem jest ocena tłumienia w układzie mechanicznym. Siły oporu tłumienia występujące w układach napędowych są zależne od wzajemnych prędkości elementów układu. Przy małych odkształceniach można tarcie wewnętrzne opisać jako tarcie wiskotyczne. Przy większych odkształceniach tarcie wewnętrzne jest nieliniową funkcją prędkości. Ze względu na trudności w opisie sił oporu, do oceny rozproszenia energii można posłużyć się oceną pola pętli histerezy. Doświadczalne, quazistatyczne wyznaczanie pętli histerezy polega na wymuszeniu obciążeniem harmonicznym o zmiennej amplitudzie wzrastającej od zera do założonej wartości przy stałej częstotliwości. Następnie zmniejsza się amplitudę obciążenia z powrotem do zera. Dla każdej wartości amplitudy obciążenia mierzy się wartość przemieszczenia. Analiza pola pętli histerezy (rys. 9) pozwala na obliczenie współczynnika rozproszenia energii drgań:



Rys. 9. Przykładowy przebieg pętli histerezy.
Fig. 9. Example run of hysteresis loop.



Rys. 10. Wyznaczanie współczynnika strat z charakterystyki częstotliwościowej mobilności, metodą mocy połówkowej.

Fig. 10. Evaluation of coefficient from characteristic of frequency mobility, with use of the half power method.

$$\psi = \frac{E_r}{E_p}, \quad (14)$$

oraz współczynnika strat zdefiniowanego jako:

$$\eta = \frac{\psi}{2\pi}. \quad (15)$$

W przypadku gdy współczynnik strat $\leq 0,1$, można go wyznaczyć z charakterystyki częstotliwościowej mobilności $\alpha(f)$ metodą mocy połówkowej, przedstawioną na rys. 10.

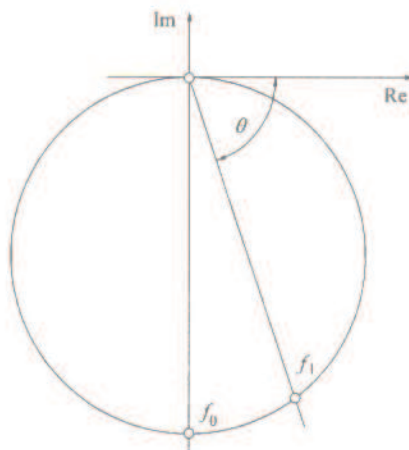
Po wyznaczeniu odpowiednich częstotliwości, współczynnik strat oblicza się ze wzoru:

$$\eta = \frac{f_2 - f_1}{f_0}$$

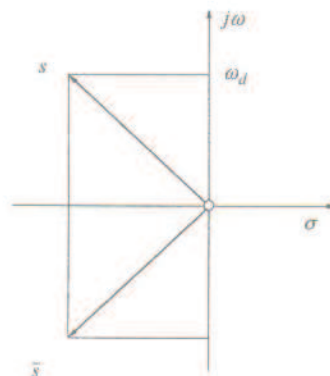
Współczynnik strat można również wyznaczyć jako wartość średnią z kilku punktów charakterystyki Niquista (rys. 11). Służą do tego aproksymowane okręgiem punkty charakterystyki częstotliwościowo-fazowej w pobliżu rezonansu, korzystając przy tym z zależności:

$$\eta = \frac{2\Delta f}{f_0} \operatorname{tg} \theta, \quad (16)$$

gdzie: $\Delta f = f_0 - f_1$, przy czym $\Delta f \ll f_0$, f_1 — częstotliwość w punkcie charakterystyki wybranej do obliczeń.



Rys. 11. Wyznaczanie współczynnika strat z charakterystyki Niquista.
Fig. 11. Evaluation of the loss coefficient from Niquist characteristic.



Rys. 12. Pierwiastki równania $H(f)$ na płaszczyźnie zespolonej.
Fig. 12. Roots of the $H(f)$ equation on the complex plane.

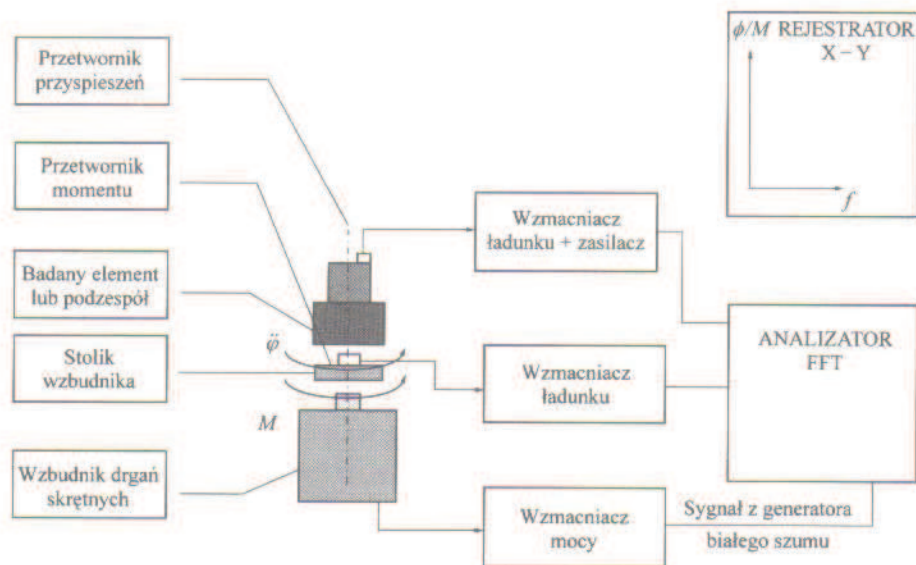
Inna technika badawcza zastosowana do oceny tłumienia polega na wyodrębnieniu modu z aproksymowanej charakterystyki częstotliwościowej odpowiedzi układu na wymuszenie zmiennym momentem i wyznaczenie jego parametrów, między innymi współczynnika tłumienia σ . Współczynnik tłumienia jest częścią rzeczywistą liczby zespolonej $s = -\sigma + j\omega_d$ pierwiastka równania (9), które można przedstawić graficznie na płaszczyźnie zespolonej s . Pierwiastki równania (bieguny) na płaszczyźnie zespolonej przedstawiono na rys. 12.

$$\omega_0^2 = \omega_d^2 + \sigma^2. \quad (17)$$

3. Stanowisko do doświadczalnego wyznaczania parametrów i charakterystyk dynamicznych

Schemat budowy stanowiska badawczego do wyznaczania charakterystyk dynamicznych przedstawiono na rys. 13. Wyposażenie stanowiska obejmuje:

— Analizator FFT do przetwarzania sygnałów wyjściowych z przetworników momentu obrotowego i przyspieszenia drgań skrętnych w charakterystyki dynamiczne z możliwością ich aproksymacji i estymacji. Analizator pełni również funkcję generatora „białego szumu”.



Rys. 13. Schemat stanowiska do pomiaru masowego momentu bezwładności.

Fig. 13. Scheme of the stand for measurement of mass moment of inertia.

— Elektromagnetyczny wzbudnik drgań skrętnych do przekazywania na badany obiekt zmiennego momentu obrotowego.

— Wzmacniacz mocy zasilający wzbudnik wzmocnionym sygnałem generatora „białego szumu”.

— Tor sygnału drgań skrętnych, w skład którego wchodzi: – przetwornik drgań skrętnych przekształcający wielkości mechaniczne na elektryczne oraz wzmacniacz ładunku z zasilaczem przetwornika.

— Tor sygnału zmiennego momentu obrotowego wzbudzającego układ, w skład którego wchodzi: piezoelektryczny przetwornik zmiennego momentu i wzmacniacz ładunku.

— Rejestrator X–Y do kopiowania zawartości ekranu.

Charakterystyki dynamiczne badanego obiektu w dziedzinie częstotliwości wyznaczano stosując sygnały stochastyczne. Drgania skrętne obiektów wymuszano zasilając wzbudniki drgań sygnałem, którego gęstość widmowa w zadanym paśmie częstotliwości (4–400 Hz) jest stała, natomiast poza tym pasmem równa zero.

Mierzono, rejestrowano i przetwarzano następujące sygnały:

— Przyspieszenia kąowego $\ddot{\varphi}$, pochodzący z piezoelektrycznego przetwornika (firmy Kistler) zamocowanego na badanym obiekcie, a będący reakcją na sygnały wymuszające.

— Zmiennego momentu obrotowego M , pochodzący z piezoelektrycznego przetwornika zamocowanego między podstawą wzbudnika a badanym obiektem.

Sygnał odpowiedzi badanego obiektu na wymuszenie zmiennym momentem obrotowym jest sumą odpowiedzi wynikających z zadanego wymuszenia oraz składowych zakłóceń (określanych jako szum), a pochodzących od: nieliniowego zachowania się układu, przyrządów pomiarowych, zdolności rozdzielczych przyrządów, przypadkowych zakłóceń zewnętrznych.

Dla zminimalizowania wpływu szumu na wyjściu, do wyznaczania charakterystyk zastosowano estymator:

$$\hat{H} = \frac{\sum M^* \varphi}{\sum M^* M} \quad (18)$$

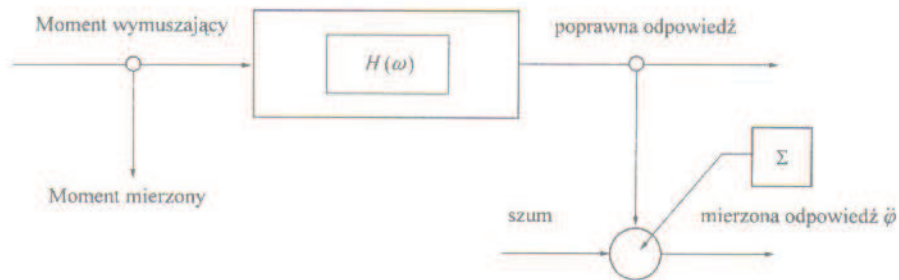
Estymator charakterystyki częstotliwościowej odpowiedzi wyznacza się z wzajemnej gęstości widmowej sygnałów wejścia (M) i wyjścia (φ) podzielonej przez gęstość widmową mocy sygnału wejściowego, co można wyrazić zależnością:

$$H_z(f) = \frac{G_{M\varphi}(f)}{G_{MM}(f)} = \frac{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n G_{M\varphi}(f_i)}{\frac{1}{m} \sum_{i=1}^m G_{MM}(f_i)} \quad (19)$$

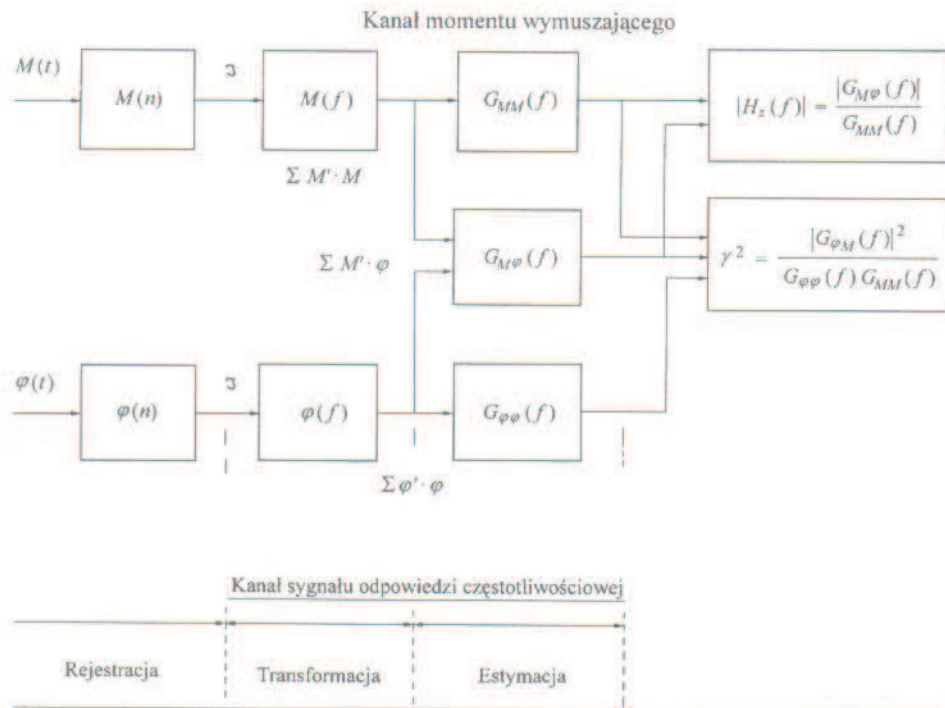
gdzie: n — liczba uśrednień.

Proces estymacji charakterystyki częstotliwościowej odpowiedzi realizowany jest przez dwukanałowy analizator FFT w sposób przedstawiony na rys. 14. Wszystkie przedstawione charakterystyki dynamiczne odpowiedzi na wymuszenie momentem obrotowym są estymatami wyznaczonymi dla liczby uśrednień $n = 25-30$. Aby uzyskać wartość modułu transmitancji w wymaganych granicach przedziału ufności np. 0,9 należy uwzględnić wartość funkcji koherencji.

Sygnał wymuszający, generowany przez wzbudnik drgań, zależy nie tylko od jego własności dynamicznych ale również od własności wzbudzanego obiektu. Zjawisko



Rys. 14. Estymacja charakterystyki częstotliwościowej.
Fig. 14. Estimation of frequency characteristic.



Rys. 15. Schemat układu do wyznaczania momentów bezwładności.
Fig. 15. Scheme of system for evaluation of the moments of inertia.

wzajemnego oddziaływania badanego układu na wzbudnik występowało szczególnie wyraźnie przy częstotści 16,3 Hz, co wynikało z proporcji momentów bezwładności wzbudnika i badanego obiektu oraz niewystarczającego tłumienia wzbudnika.

Na podstawie pomiarów sygnałów wejściowych i wyjściowych estymowano funkcje gęstości widmowej mocy oraz funkcje wzajemnej gęstości widmowej mocy, z których wyznaczano charakterystyki amplitudowo-częstotliwościowe badanych części, podukładu i całego układu napędowego samochodu (rys. 15).

Ocenę błędów dokładności wyznaczonych charakterystyk oparto na oszacowaniu wartości błędów estymacji. Źródłami błędów losowych są: szum pomiarowy w czujnikach i układach przetwarzania sygnałów, mierzalne sygnały wejściowe, które nie są skorelowane z sygnałami mierzonymi a wywierają wpływ na sygnały wyjściowe, nieliniowe zależności pomiędzy sygnałami wejściowymi i wyjściowymi. Wynikowy błąd losowy estymacji można ocenić na podstawie wartości funkcji koherencji oraz liczby uśrednień wykorzystywanych przy obliczaniu estymatorów gęstości widmowej. Błąd unormowany dla modułu charakterystyki częstotliwościowej oszacowano wg wzoru:

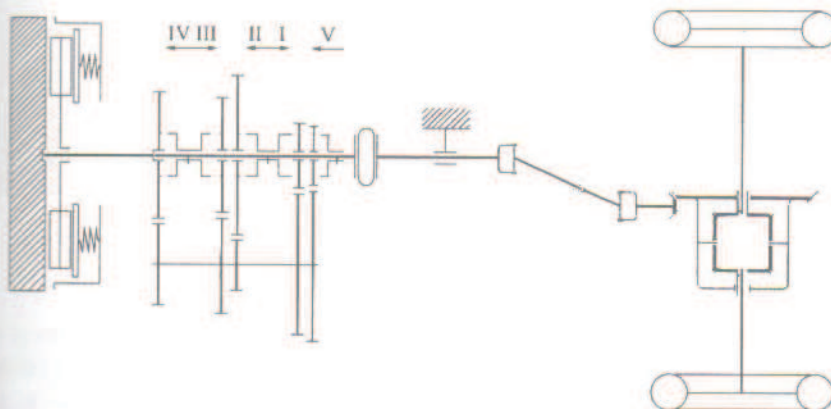
$$\varepsilon[|\hat{H}(jf)|] \approx \frac{[1 - \hat{\gamma}_{M\varphi}^2(f)]^{\frac{1}{2}}}{|\hat{\gamma}_{M\varphi}(f)|\sqrt{2n_d}}, \quad (20)$$

gdzie: $\hat{\gamma}_{M\varphi}$ — estymowana funkcja koherencji, n_d — liczba uśrednień.

Błąd wyznaczania funkcji koherencji spowodowany przesunięciem czasowym sygnału wyjściowego minimalizowano przez odpowiednio długi czas realizacji. W przeprowadzonych badaniach w pobliżu częstości drgań własnych, funkcja koherencji miała wartość około 0,6, a w pozostałych badanych pasmach częstości powyżej 0,9. Stosowana liczba uśrednień wahała się w przedziale 30 do 50. Maksymalna wartość błędów w pobliżu częstości drgań własnych wynosiła: 0,172, a w pozostałych pasmach: 0,062.

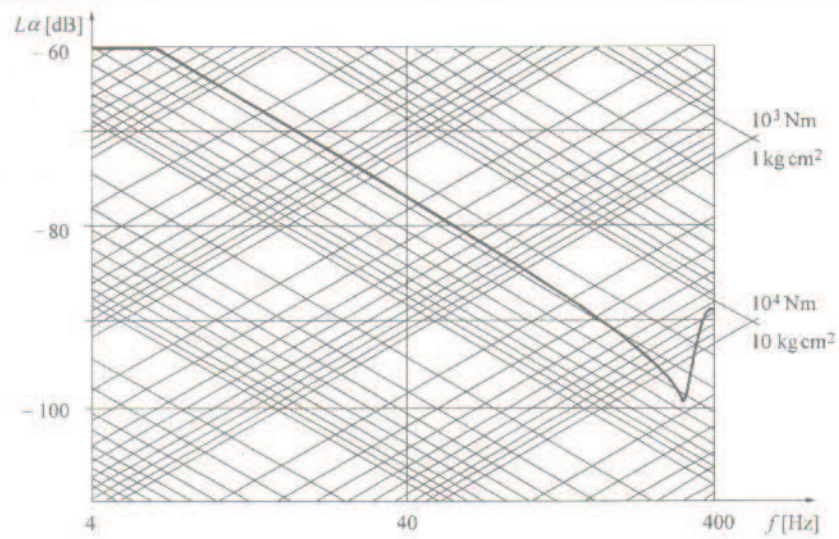
4. Wyznaczanie charakterystyk dynamicznych i momentów bezwładności elementów samochodowego układu przeniesienia napędu

Charakterystyki dynamiczne elementów samochodowego układu przeniesienia napędu pokazanego na rys. 16, przedstawiano w postaci charakterystyki częstotliwościowej

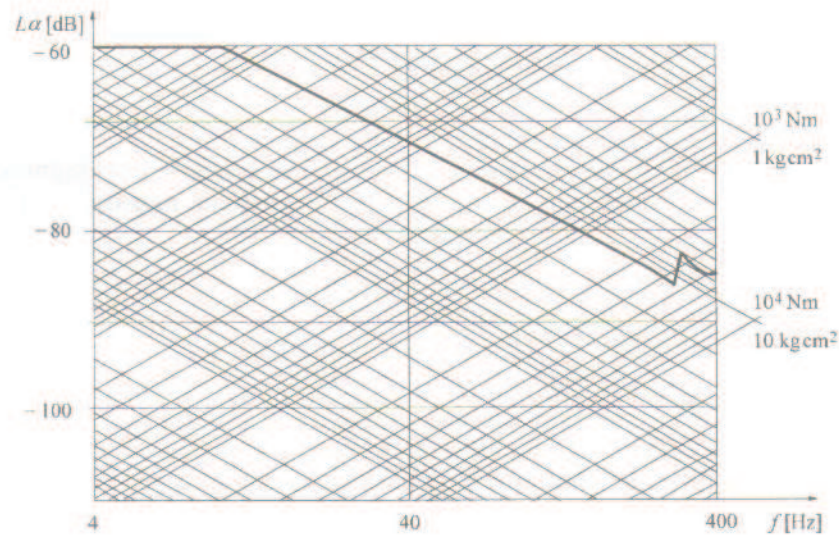


Rys. 16. Schemat kinematyczny „klasycznego” układu napędowego 4×2.

Fig. 16. Kinematic scheme of the „classical” 4×2 drive system.



Rys. 17. Mobilność przegubu elastycznego z widelkami i trzema śrubami.
Fig. 17. Mobility of elastic joint with forks and three bolts.

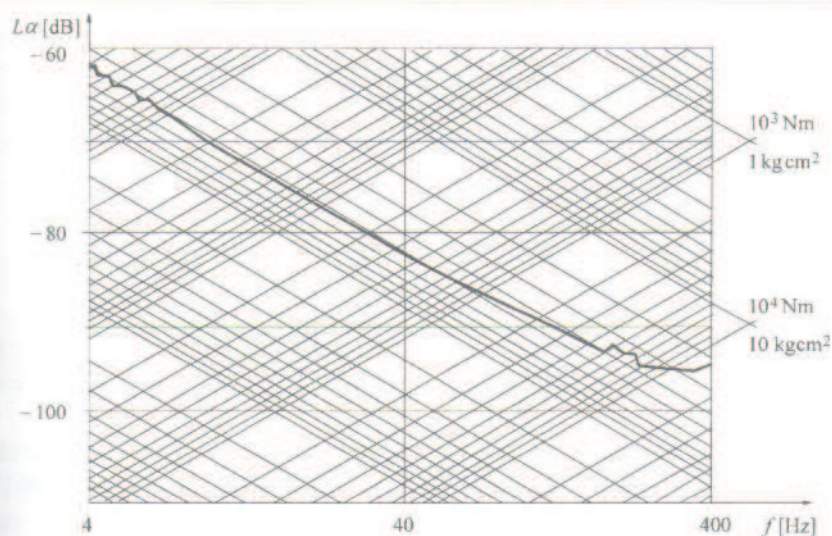


Rys. 18. Mobilność przedniego wału napędowego.
Fig. 18. Mobility of front propeller shaft.

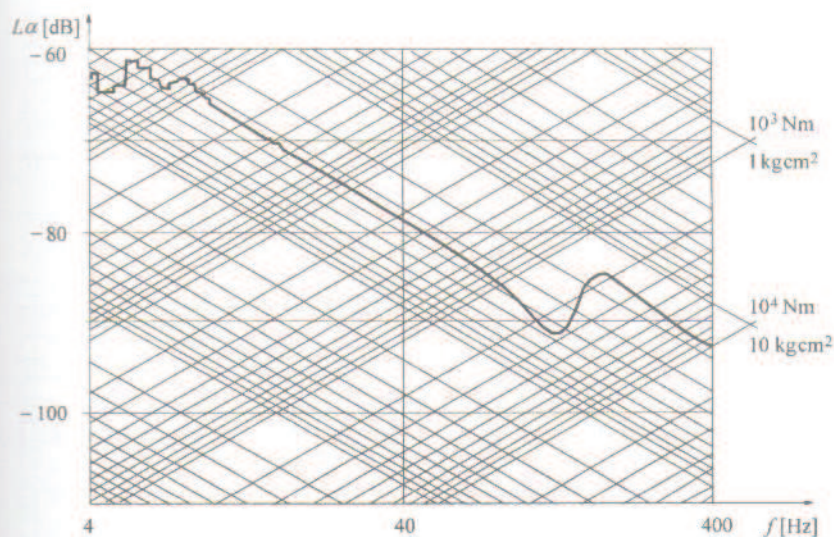
$H(jf)$, zdefiniowanej następująco:

$$H(jf) = \frac{1}{\alpha(jf)} = \frac{\hat{\varphi}}{\hat{M}} \quad (21)$$

Charakterystyki wyznaczone na stanowisku przedstawionym na rys. 13 w opcji dla elementów „nieziemionych”.



Rys. 19. Mobilność tylnej części wału napędowego.
Fig. 19. Mobility of rear part of propeller shaft.



Rys. 20. Mobilność półosi.
Fig. 20. Mobility of axle shaft.

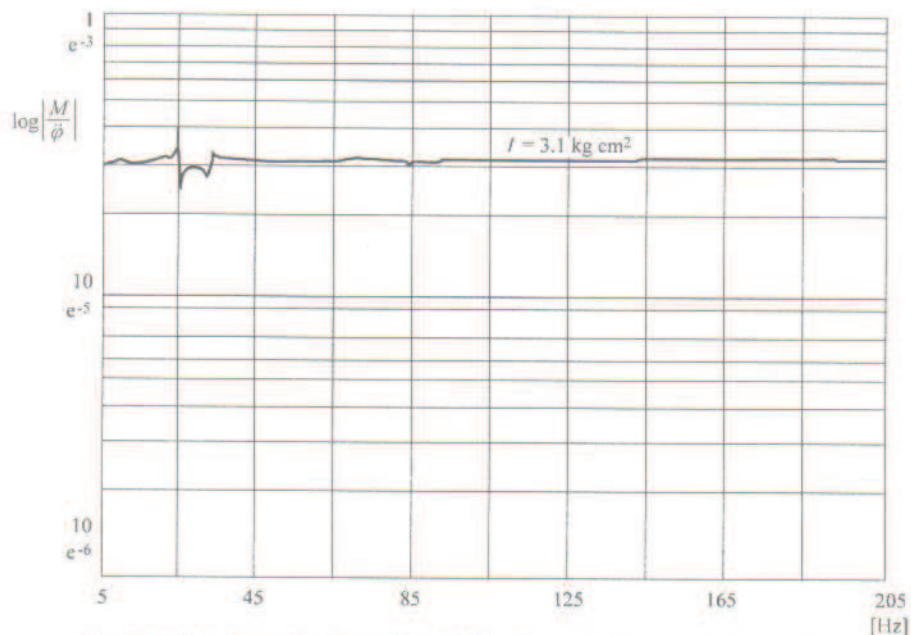
Na rysunkach 17 do 20 przedstawiono przykładowe przebiegi modułów mobilności skrętnej $\alpha(f)$ dla niektórych elementów układu przeniesienia napędu w zakresie częstotliwości: 4–400 Hz. Ze względu na trudności techniczne, dla koła jezdnego charakterystykę wyznaczono w zakresie do 0,25 do 25 Hz, dla półosi napędowej do około 250 Hz. Otrzymane charakterystyki mogą również posłużyć do wyznaczenia momentów bez-

władności elementów układu napędowego. Dla małych częstości f w odniesieniu do częstości f_n drgań własnych badanego elementu lub układu: przetwornik — badany element i dużej wartości momentu wymuszającego w stosunku do momentu tłumiącego M_r , odwrotność modułu charakterystyki $H(jf)$ określa wprost wartość masowego momentu bezwładności. Zatem jeżeli $f \ll f_n$ oraz $M \gg M_r$:

$$\frac{1}{|H(jf)|} = I_z = I + I_p + I_d, \quad (22)$$

gdzie: I_z — masowy moment bezwładności wyznaczony z charakterystyki, I_p — masowy moment bezwładności części przetwornika momentu związanej z badanym elementem, I_d — masowy moment bezwładności przetwornika drgań skrętnych, I — masowy moment bezwładności badanego elementu.

Na rysunku 21 przedstawiono przykładowy wykres odwrotności modułu charakterystyki $H(jf)$, wykonany w skali logarytmicznej dla wałka atakującego przekładni głównej. Wartość masowego momentu bezwładności tego wałka można odczytać z zarejestrowanego przebiegu za pomocą kursora. Składowe I_p , oraz I_d zastały skompensowane w procesie kalibracji układu pomiarowego.



Rys. 21. Charakterystyka dynamiczna $M/\ddot{\phi}$ wałka atakującego przekładni głównej.

Fig. 21. $M/\ddot{\phi}$ dynamic characteristic of driving shaft of final drive.

5. Zestawienie wyników pomiarów i wnioski

Posługując się opisaną metodą wyznaczono przykładowo masowe momenty bezwładności elementów układu napędowego co przedstawiono w tabeli 2.

Tabela 2. Masowe momenty bezwładności elementów układu przeniesienia napędu samochodu Polonez o schemacie kinematycznym przedstawionym na rys. 16.

Table 2. Mass moments of inertia of power transmission system elements of Polonez car with kinematic scheme presented in Fig. 16.

Lp.	Nazwa części układu przeniesienia napędu	Moment bezwł. kgm ²
1	Koło zamachowe	0,0658
2	Koło zamachowe + obudowa sprzęgła + tarcza sprzęgłowa	0,0981
3	Tarcza sprzęgła	0,00285
4	Walek sprzęgłowy	0,00028
5	Walek główny skrzyni biegów	0,00049
6	Walek główny skrzyni biegów z kołami zębatymi, kompletnymi synchronizatorami, przegubem elastycznym i bieżniami wewnętrznymi łożysk	0,0079
7	Walek sprzęgłowy sprzęgnięty z wałkiem głównym j.w.	0,0082
8	Walek pośredni z kołami zębatymi kpl.	0,00183
9	Walek pośredni z kołami zęb. przekł. stałej I,II i III biegu	0,00118
10	Koło zębate podwójne V i wstecznego biegu	0,00071
11	Przegub elastyczny z widelkami i śrubami kpl.	0,0034
12	Przegub elastyczny z trzema śrubami i widelkami wałka gł.	0,00272
13	Przednia część wału napęd. z widelkami przegubu + 3 śruby	0,00145
14	Tylna część wału napędowego z przegubem krzyżakowym	0,0055
15	Walek atakujący	0,00031
16	Koło talerzowe z mechanizmem różnicowym i obudową	0,0252
17	Półoś	0,0031
18	Bęben hamulcowy	0,0680
19	Bęben hamulcowy z półosią + śruby koła	0,0720
20	Koło jezdne kpl. 175 SR13	0,870
21	Koło jezdne + bęben hamulcowy + półoś + śruby koła	0,9424
22	Wał krótki + przegub elastyczny + sześć śrub	0,00451
23	Przegub elastyczny + trzy śruby	0,00238
24	Piasta sprzęgła	0,0002
25	Tuleja rozprężna wałka atakującego	0,00047
26	Przegub elastyczny	0,0017
27	Walek główny	0,00049
28	Koło zębate II biegu z pierścieniem synchronizatora	0,00046
29	Koło zębate III biegu z pierścieniem synchronizatora	0,00028
30	Piasta synchronizatora I i II biegu	0,00009
31	Koło zębate I biegu z pierścieniem synchronizatora	0,00091
32	Koło zębate V biegu	0,00025
33	Koło zębate biegu wstecznego	0,00036
34	Tuleja przesuwna synchronizatora I i II biegu	0,00081
35	Tuleja przesuwna synchronizatora III i IV biegu	0,00081
36	Tuleja przesuwna synchronizatora V biegu	0,00033
37	Piasta synchronizatora III i IV biegu	0,00009
38	Piasta synchronizatora V biegu	0,00016
39	Tuleja łożyska koła V biegu	0,00003

Niniejszą metodykę badawczą opracowano z udziałem autora artykułu w Ośrodku Badawczo Rozwojowym Samochodów Małolitrażowych w Bielsku Białej w zespole kierowanym przez mgr inż. Jana Polańskiego. Stosuje się ją z powodzeniem do estymacji parametrów dynamicznych części i zespołów pojazdów.

Podsumowując zdobyte doświadczenie i wyniki przedstawione w powyższej publikacji można dojść do następujących wniosków:

1. W porównaniu ze stosowaną powszechnie do oznaczania masowych momentów bezwładności metodą „trójnitkową”, zaprezentowana metodyka cechuje się większą szybkością i dokładnością. Wymaga jednak stosowania technicznie zaawansowanej aparatury i odpowiedniego oprogramowania.
2. Wykazano dużą dokładność stosowanej metodyki w obszarach odległych od rezonansu i antyrezonansu.
3. Analizując charakterystyki dynamiczne badanych elementów można łatwo określić częstości rezonansu i antyrezonansu, a tym samym można oznaczyć obszar w którym masowy moment bezwładności na wartość stałą.
4. Bazując na wynikach opisanych w niniejszej publikacji, celowym wydaje się podjęcie prac nad aplikacją przedstawionej metodyki do badań dynamicznych zespołów i całych układów napędowych.

Literatura

- [1] BENDAT J., PIERSOL A.G.: *Random data analysis and measurement procedures*. J. Wiley Interscience Publ., N. York 1992.
- [2] NIZIOŁ J.: *Podstawy drgań w maszynach*. Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej 1996.

Estimation of vehicle's drive system parameters

Summary

The paper presents a methodology of evaluation of mass moments of inertia basing on dynamic tests. Implementation of this methodology enables evaluation of dynamic conditions in which mass moment of inertia of a measured element can be considered as a constant value. On has presented a theoretical basis of the applied methodology, has described the test stand and shown an example results with their interpretation. One has valued errors of the performed estimation and collected in table measured example mass moments of inertia of gearbox components of a car with classical drive system of 4×2 type.