Prilog modeliranju vibracija pogonske grupe teretnog motornog vozila

MIROSLAV D. DEMIĆ, Akademija inženjerskih nauka Srbije, Beograd

Prethodno saopštenje

UDC: 629.35.012.1:534.83

DOI: 10.5937/tehnika1703374D

Pod dejstvom pobuda od mikroneravnina puteva, pogonske grupe, kao i od uslova kretanja (ubrzavanje, kočenje, krivolinijsko kretanje) mase teretnih vozila vrše složena prostorna oscilatorna kretanja. Negativan uticaj tih kretanja, odnosno dinamičkih opterećenja koje ona izazivaju i prenose na noseći sistem vozila, može se smanjiti pravilnim izborom položaja i karakteristika oslonaca pogonske grupe. Za analizu tih uticaja se mogu koristiti teorijske, eksperimentalne i kombinovane metode. U ovom radu su istraživanja vršena primenom teorijskih metoda uz korišćenje uprošćenog mehaničkog modela pogonske grupe. Pri tome su posmatrane vibracije pogonske grupe jednog teretnog motornog vozila srednje klase iz proizvodnog programa FAP.

Ključne reči: kamion, pogonska grupa, vibracije, modeliranje

1. UVOD

Motorna vozila predstavljaju složene oscilatorne sisteme sa većim brojem masa međusobno povezanih elastoprigušnim elementima, najčešće, nelinearnih karakteristika. Pri kretanju po neravnim putevima, a i zbog uticaja pobuda pogonskog agregata i rotirajućih elemenata, vozilo vrši slučajna prostorna vibratorna kretanja. Negativan uticaj vibracija na karakteristike motornih vozila može se smanjiti pravilnim izborom položaja i karakteristika elastoprigušnih elemenata. To se može činiti primenom teorijsko-eksperimentalnih, teorijskih ili eksperimentalnih metoda [1].

U literaturi [1, 2 - 12] je opisan veći broj matematičko-eksperimentalnih postupaka za modeliranje ponašanja pogonske grupe. U ovom radu je posmatrano srednje teško teretno vozilo iz proizvodnog programa FAP [13], čija je šema oslanjanja pogonske grupe prikazana na slici 1, a za modeliranje je primenjen postupak zasnovan na principima klasične mehanike [14].

2. MODEL POGONSKE GRUPE

U literaturi se, u zavisnosti od zadatka koji se rešava, mogu naći različiti mehanički modeli pogonske grupe i vozila. Iz [1,2-12] je poznato da se u toku analize problema prenošenja dinamičkih opterećenja

sa pogonske grupe na okvir teretnog vozila mogu zanemariti oscilacije kabine i tovarnog sanduka. Preciznije rečeno, u analizu se uključuju samo oscilatorna kretanja pogonske grupe vozila i odgovarajuće pobude od okvira vozila.

Pogonska grupa, kao kruto telo u prostoru, ima šest stepeni slobode kretanja (tri translacije i tri rotacije) [1, 2, 14]. Za opisivanje njenog prostornog kretanja, usvojimo Dekartov koordinatni sistem sa koordinatnim početkom u težištu pogonske grupe, jednom osom paralelnom osi kolenastog vratila motora, dok su druge dve upravne na nju [2].

Ovako usvojene koordinatne ose nazvaćemo geometrijskim težišnim osama, a one se, istovremeno, poklapaju i sa osama koje često koriste i proizvođači pogonske grupe [1, 2]. Značajno je napomenuti da korišćenje geometrijskih težišnih osa dovodi do potrebe za korišćenjem centrifugalnih momenata inercije, ali je, imajući u vidu lakšu analizu, ocenjeno celishodnim da se uvede pretpostavka da su one istovremeno i glavne ose inercije.

Pogonska grupa vrši prostorne vibracije pod dejstvom pobuda koje prima od okvira (a koje potiču od neravnina puta i vibracija okvira kao elastičnog sistema), kao i neravnomernosti rada motora, inercijalnih sila i momenata rotirajućih masa i sl.

Za opisivanje vibracionih kretanja pogonske grupe, usvojimo dva koordinatna sistema i to [2], slika 2:

- nepokretni i
- pokretni, koji je čvrsto vezan za pogonsku grupu.

Adresa autora: Miroslav Demić, Kragujevac, Ljubiše Jovanovića 7, e-mail: demic@kg.ac.rs

Rad primljen: 29.03.2017.

Rad prihvaćen: 09.05.2017.

Kretanje težišta pogonske grupe u prostoru definirano je trima koordinatama X, Y, Z a obrtanje pogonske grupe oko težišta (kao nepomične tačke) opisuju tri ugla φ - valjanje, θ - galopiranje i ψ - vijuganje.

Slika 1 - Šema oslanjanja pogonske grupe posmatranog teretnog motornog vozila

Slika 2 - Uvedeni koordinatni sistemi za opisivanje kretanja pogonske grupe

Za opisivanje prostornih kretanja pogonske grupe, korišćene su Njutn-Ojlerove jednačine [14].

$$M \ddot{X}_c = \sum X_i \quad (1)$$

$$M \ddot{Y}_c = \sum Y_i \quad (2)$$

$$M \ddot{Z}_c = \sum Z_i \quad (3)$$

$$I_u \dot{\omega}_u - I_{uv} \dot{\omega}_v - I_{uw} \dot{\omega}_w + (I_w \omega_w - I_{uw} \omega_u - I_{vw} \omega_v) \omega_v - (I_v \omega_v - I_{uv} \omega_u - I_{vw} \omega_w) \omega_w = \sum M_u^{F_i} \quad (4)$$

$$I_v \dot{\omega}_v - I_{uv} \dot{\omega}_u - I_{vw} \dot{\omega}_w + (I_u \omega_u - I_{uv} \omega_v - I_{uw} \omega_w) \omega_w - (I_w \omega_w - I_{uv} \omega_u - I_{vw} \omega_v) \omega_u = \sum M_v^{F_i} \quad (5)$$

$$I_w \dot{\omega}_w - I_{uw} \dot{\omega}_u - I_{vw} \dot{\omega}_v + (I_v \omega_v - I_{uv} \omega_u - I_{vw} \omega_w) \omega_u - (I_u \omega_u - I_{uv} \omega_v - I_{uw} \omega_w) \omega_v = \sum M_w^{F_i} \quad (6)$$

gde su:

- M - masa pogonske grupe
- $\ddot{X}_c, \ddot{Y}_c, \ddot{Z}_c$ - projekcije ubrzanja pogonske grupe na ose pokretnih koordinatnih sistema
- X_i, Y_i, Z_i - projekcije sila pobuda i reakcija odgovarajućih oslonaca pogonske grupe

- $I_u, I_v, I_w, I_{uv}, I_{uw}, I_{vw}$ - momenti inercije za odgovarajuće koordinatne ose
- $\omega_u, \omega_v, \omega_w, \dot{\omega}_u, \dot{\omega}_v, \dot{\omega}_w$ - projekcije ugaone brzine i ubrzanja na ose u, v, i w
- M_u, M_v, M_w - projekcije momenata od pobuda, momenta motora, odnosno oslonaca pogonske grupe na ose u, v i w.

Radi uprošćenja, pretpostavićemo da su ugaona pomeranja pogonske grupe mala [2] pa se u tom slučaju može pretpostaviti da važe relacije[14]:

$$\omega_u = \dot{\varphi} \quad \omega_v = \dot{\theta} \quad \omega_w = \dot{\psi}$$

Da bi smo izračunali sile u osloncima, potrebno je definisati njihove deformacije i brzine deformisanja. Imajući u vidu usvojene koordinatne sisteme, pomeranje bilo koje tačke na pogonskoj grupi je u matricnom obliku dato relacijom [2,14]:

$$r = r_c + L r_A \quad (7)$$

gde su:

$$r_c = \begin{bmatrix} X \\ Y \\ Z \end{bmatrix} \quad (8)$$

$$r_A = \begin{bmatrix} a_i \\ b_i \\ c_i \end{bmatrix} \quad (9)$$

$$L = \begin{bmatrix} c2c3 & s1s2c3 + c1s3 & s1s3 - c1s2c3 \\ -c2s3 & -s1s2s3 + c1c3 & c1s2s3 + s1c3 \\ s2 & -s1c2 & c1c2 \end{bmatrix} \quad (10)$$

U izrazu (10) su sa s i c označeni sinusi i kosinusi odgovarajućih uglova φ, θ, ψ , respektivno.

Za male uglove može se napisati:

$$L = \begin{bmatrix} 1 & \psi & -\theta \\ -\psi & 1 & \varphi \\ \theta & -\varphi & 1 \end{bmatrix} \quad (11)$$

Na sličan način, a imajući u vidu male vibracije okvira vozila, možemo napisati:

$$r_o = r_{co} + L_o r_B \quad (12)$$

gde su:

$$r_B = \begin{bmatrix} a_{Bi} \\ b_{Bi} \\ c_{Bi} \end{bmatrix} \quad (13)$$

$$r_{co} = \begin{bmatrix} X_o \\ Y_o \\ Z_o \end{bmatrix} \quad (14)$$

$$L_o = \begin{bmatrix} 1 & \psi_0 & -\theta_0 \\ -\psi_0 & 1 & \varphi_0 \\ \theta_0 & -\varphi_0 & 1 \end{bmatrix} \quad (15)$$

gde su

X_0, Y_0 i Z_0 - koordinate u odnosu na početak pokretnog koordinatnog sistema okvira vozila.

Kako su dimenzije oslonaca male u odnosu na pogonsku grupu, može se napisati:

$$r_A \approx r_B \rightarrow r_i = \begin{bmatrix} a_i \\ b_i \\ c_i \end{bmatrix} \quad (16)$$

Deformaciju i-tog oslonca definiše sledeća jednačina [2,14]:

$$\Delta_i = r - r_0 = (r_c - r_{c0}) + (L - L_0)r_i \quad (17)$$

Zamenom odgovarajućih izraza i sređivanjem dobijamo:

$$\Delta X_i = X - X_0 + b_i(\psi - \psi_0) - c_i(\theta - \theta_0) \quad (18)$$

$$\Delta Y_i = Y - Y_0 - a_i(\psi - \psi_0) + c_i(\varphi - \varphi_0) \quad (19)$$

$$\Delta Z_i = Z - Z_0 + a_i(\theta - \theta_0) - b_i(\varphi - \varphi_0) \quad (20)$$

Brzine deformisanja oslonaca se mogu dobiti diferenciranjem izraza (18-20) po vremenu:

$$\dot{\Delta X}_i = \dot{X} - \dot{X}_0 + b_i(\dot{\psi} - \dot{\psi}_0) - c_i(\dot{\theta} - \dot{\theta}_0) \quad (21)$$

$$\dot{\Delta Y}_i = \dot{Y} - \dot{Y}_0 - a_i(\dot{\psi} - \dot{\psi}_0) + c_i(\dot{\varphi} - \dot{\varphi}_0) \quad (22)$$

$$\dot{\Delta Z}_i = \dot{Z} - \dot{Z}_0 + a_i(\dot{\theta} - \dot{\theta}_0) - b_i(\dot{\varphi} - \dot{\varphi}_0) \quad (23)$$

Sile u elastičnim osloncima su pretpostavljene u obliku [2]:

$$F_{ci} = c_{i1}\Delta_i + c_{i2}\Delta_i^2 + c_{i3}\Delta_i^3 \quad (24)$$

gde su:

c_{i1}, c_{i2}, c_{i3} - koeficijenti krutosti, a
 Δ - relativna deformacija oslonca.

Sile prigušenja u osloncima su pretpostavljene u obliku [2].

$$F_{ai} = k_{i1}\dot{\Delta}_i + k_{i2}\dot{\Delta}_i^2 \text{sign}(\dot{\Delta}_i) \quad (25)$$

gde su:

- k_{i1}, k_{i2} - koeficijenti prigušenja,
- $\dot{\Delta}$ - relativna brzina deformacije oslonca, a
- sign odgovarajuća matematička funkcija.

Radi analize uticaja aktivnog sistema oslanjanja pogonske grupe, pretpostavljeno je da postoji i akuator čija sila deluje u težištu pogonske grupe, a njen se pravac poklapa sa osom Z.

Usvojimo da je ona funkcija ubrzanja u pravcu Z ose [1]:

$$F_a = -k_{poj}\ddot{Z} \quad (26)$$

gde je k_{poj} pojačanje povratne sprege.

Vibracije pogonske grupe zavise i od neuravnoteženosti rada motora (obrotnog momenta i inercijalne sile).

Kod četvorocilindričnog rednog motora, neuravnotežena je rezultujuća inercijalna sila drugog reda [2], tj.:

$$F_{in} = 4m_r\omega^2\lambda\cos 2\omega t \quad (27)$$

gde su:

- m_r - redukovana masa klipne grupe,
- r - poluprečnik kolena kolenastog vratila,
- ω - ugaona brzina kolenastog vratila motora,
- λ - odnos poluprečnika kolenastog vratila i dužine klipnjače motora i
- t - vreme.

Kako inercijalna sila ne deluje u težištu motora, njen je moment dat izrazom [2], slike 2 i 3:

$$\vec{M}_{Fin} = \begin{bmatrix} \vec{u}_0 & \vec{v}_0 & \vec{w}_0 \\ a_E & b_E & c_E \\ -F_{in}\sin\gamma & 0 & F_{in}\cos\gamma \end{bmatrix} \quad (28)$$

U nedostatku preciznijih podataka, pretpostavićemo da se obrtni moment koji se od točkova prenosi na pogonsku grupu može opisati izrazom:

$$M = -M_e i_0 i_m (0.95 + 0.1 \text{rnd}) \quad (29)$$

gde su:

- M_e - obrtni moment motora,
- i_0 - prenosni odnos u diferencijalu,
- i_m - prenosni odnos u menjaču, a
- rnd - slučajni brojevi ravnomerno raspodeljeni u intervalu [0,1].

Na vibracije pogonske grupe utiču i vibracije okvira vozila, koje su slučajnog karaktera [1,2,14]. Imajući u vidu da složena struktura prostornog modela vozila prevazilazi potrebe ovog rada, ocenjeno je celishodnim da se u konkretnom slučaju ne koriste pobude okvira dobijene na osnovu modela vozila, već su usvojene širokopojasne funkcije pobude oblika:

$$\text{pobuda} = \max(\text{rnd} - 0.5) \quad (30)$$

gde su:

- $\max = 0.01, \text{ m, rad}$
- rnd - ima isto značenje kao i kod obrtnog momenta motora.

Na osnovu izraza (1-30), mogu se napisati diferencijalne jednačine kretanja pogonske grupe u obliku:

$$M\ddot{u} = \sum X_i \quad (31)$$

$$I_u\ddot{\varphi} = \sum M_F^u \quad (32)$$

$$M\ddot{v} = \sum Y_i \quad (33)$$

$$I_v\ddot{\theta} = \sum M_F^v \quad (34)$$

$$M\ddot{w} = \sum Z_i \quad (35)$$

$$I_w\ddot{\psi} = \sum M_F^w \quad (36)$$

Projekcije generalisanih sila obuhvataju sve komponente sila i momenata odgovarajućih oslonaca u pravcu posmatrane ose (za oslonce 1 do 4), inercijalne sile i momente obrtnog momenta motora, odnosno neuravnoteženih inercijalnih sila, kao i silu aktivnog oslanjanja koja zbog pretpostavke da deluje u težištu pogonske grupe nema moment.

3. NUMERIČKA SIMULACIJA I ANALIZA REZULTATA

Na osnovu izraza (1-36) se može videti da su diferencijalne jednačine koje opisuju prostorne vibracije pogonske grupe vozila nelinearne pa ih je bilo neophodno rešavati numerički, metodom Runge-Kuta, uz korišćenje programa koji je autor razvio u Paskalu. Integracija je izvršena sa vremenskim korakom od 0.0001, s u 524288 tačaka. Ovo je omogućilo pouzdanu analizu u oblasti 0.019-5000, Hz [15]. Očigledno je da je taj dijapazon znatno širi od područja pobuda motora i kompletne pogonske grupe vozila. Integracija diferencijalnih jednačina je vršena za slučaj korišćenja klasičnih, hidrauličkih i aktivnih oslonaca.

Parametri posmatranog vozila i njegove pogonske grupe su dati u tabeli 1, a koordinate veznih tačaka za okvir u tabeli 2.

Slika 3 - Inercijalna sila i obrtni moment motora

Tabela 1. Karakteristični parametri vozila FAP1213 i njegove pogonske grupe

Maksimalna snaga motora, kW	100
Maksimalni broj obrtaja motora, min ⁻¹	2600
Maksimalni obrtni moment motora, Nm	428
Broj obrtaja pri maksimalnom momentu, min ⁻¹	1300
Masa vozila, kg	12000
Masa pogonske grupe, kg	1680
Momenti inercije I _x /I _y /I _z , kgm ²	85/35/72
Prenosni odnos u glavnom prenosniku, -	3.83
Prenosni odnos u direktnom stepenu prenosa, -	1

Tabela 2. Koordinate veznih tačaka oslonaca

Položaj oslonaca →	a, m	b, m	c, m
Oslonac 1	0.5	0.4	0.1
Oslonac 2	0.5	-0.4	0.1
Oslonac 3	-0.5	0.4	0.1
Oslonac 4	-0.5	-0.4	0.1

Mehanički i hidraulički oslonci su imali istovetne krutosti u pravcu osa X, Y i Z, koje su ispitivanjima utvrđene u FAP-u [13], a prikazane u tabeli 3.

Tabela 3. Krutosti korišćenih klasičnih i hidrauličkih oslonaca

	c ₁₁ , N/m	c ₁₂ , N/m ²	c ₁₃ , N/m ³
X	1200000	250000	60000
Y	1200000	250000	60000
Z	1200000	250000	60000

U nedostatku preciznijih podataka, prigušne karakteristike oslonaca su orijentaciono definisane na osnovu krutosti oslonaca i mase koju oni nose [14], a date u tabeli 4.

Tabela 4. Pretpostavljene prigušne karakteristike oslonaca

	k ₁₁ (mehanički/hidraulički), Ns/m	k ₁₂ (mehanički/hidraulički), Ns ² /m ²
X	620/62000	1/100
Y	620/62000	1/100
Z	620/62000	1/100

U radu je pretpostavljeno da okvir ima šest istovetnih pobuda u vremenskom domenu (izraz 30). Radi ilustracije, vertikalne oscilatorne pobude pogonske grupe koje potiču od pobuda okvira su prikazane na slici 4. Očigledno je da su pobude veoma vremenski promenljive, pa se može očekivati njihov veliki uticaj na vibracije pogonske grupe.

Slika 4 - Ilustracija vertikalnih pobuda okvira

Rezultati dinamičke simulacije su prikazani u vremenskom domenu. Radi ilustracije, na slici 5 su date promene pomeranja za slučaj korišćenja hidrauličkih oslonaca.

Slika 5 - Pomeranja pogonske grupe za slučaj korišćenja hidrauličkih oslonaca

Analiza podataka, delimično prikazanih na slici 5, u vremenskom domenu, je pokazala da vrsta korišćenih oslonaca utiče na karakter i amplitude posmatranih pomeranja pogonske grupe.

Tabela 5. Efektivne vrednosti oscilatornih pomeranja pogonske grupe u zavisnosti od vrste oslonaca

Pomeranje	Klasični	Hidrodinamički	Aktivni
Podužno, m	8.3694×10^{-3}	3.0358×10^{-3}	2.9511×10^{-3}
Bočno, m	1.2330×10^{-2}	3.5800×10^{-3}	3.6179×10^{-3}
Vertikalno, m	1.8027×10^{-2}	2.2224×10^{-3}	2.2661×10^{-3}
Valjanje, rad	4.0888×10^{-2}	3.6650×10^{-2}	3.6656×10^{-2}
Galopiranje, rad	3.8312×10^{-2}	1.5508×10^{-2}	1.5698×10^{-2}
Vijuganje, rad	1.4583×10^{-2}	1.5094×10^{-2}	1.5139×10^{-2}

Očigledno je da su sva pomeranja slučajnog karaktera i da je teško analizirati te uticaje u vremenskom domenu. Zbog toga je ocenjeno celishodnim da se izračunaju efektivne vrednosti posmatranih pomeranja. Primenom softvera ANALSIGDEM [16], izračunate su veličine prikazane u tabeli 5.

Analizom podataka iz tabele 5, može se utvrditi da vrsta korišćenih oslonaca utiče na veličine efektivnih vrednosti pomeranja. Najveće vrednosti imamo u slučaju mehaničkih oslonaca, dok su kod hidrauličkih oslonaca i aktivnog oslanjanja te vrednosti veoma bliske, a znatno manje nego kod klasičnih oslonaca. To ukazuje na činjenicu da korišćena koncepcija aktivnog oslanjanja sa delovanjem sile u jednoj tački nije najbolje rešenje, a u slučaju uvođenja aktivnih sila u više tačaka, sistem bi bio veoma složen i skup. Zbog toga se ne preporučuje njegova masovna primena kod kamiona, jer se i sa hidrauličnim osloncima mogu postići solidni rezultati.

4. ZAKLJUČCI

Na osnovu izvršenih istraživanja se može zaključiti sledeće:

- Razvijeni matematički model pogonske grupe se može koristiti za analizu vibracija pogonske grupe posmatranog teretnog vozila, i
- Vibratorna pomeranja su najveća kod primene klasičnih, a manja u slučaju korišćenja hidrauličkih, odnosno aktivnog oslonca u vertikalnom pravcu.

LITERATURA

- [1] Demić M, *The Optimization of Vibratory Systems of Motor Vehicles* (monograph, in Serbian) – Mechanical Engineering Faculty, Kragujevac, 1997
- [2] Demić M, A contribution to the optimization of the position and the characteristics of passenger cars powertrain mounts, *Int. J. of Vehicle Design*, Vol. 1, No 1, pp. 87-103, 1990.

- [3] Demić M, Identification of Vibration Parameters for Motor Vehicles, *Vehicle System Dynamics*, Vol. 27, pp. 65-88, 1997.
- [4] Igami H, Thompson M, and Osodo K, *Automotive Powertrain Mounting System Design Optimization*, SAE Technical Paper 2008-01-0879, doi:10.4271/2008-01-0879, 2008.
- [5] Kennings P, Layfield J, Tarabra M, Fothergill D, Syred F, Franks G, *Developing Powertrain Mounting Systems in the Virtual Engineering World Using a Full Vehicle NVH Simulator*, InterNoise, Melbourne, Australia, 16-19 November, pp 1-10, 2014.
- [6] Liu X, Lv Z, and Shangguan W, *Design of Powertrain Mounting System for Engine with Three Cylinders*, SAE Technical Paper 2015-01-2354, doi:10.4271/2015-01-2354, 2015.
- [7] Pars L, *A Treatise on Analytic Dynamics*, Heinemann, London, 1971.
- [8] Sui J, Hoppe C, and Hirshey J, "Powertrain Mounting Design Principles to Achieve Optimum Vibration Isolation with Demonstration Tools," SAE Technical Paper 2003-01-1476, doi:10.4271/2003-01-1476, 2003.
- [9] Simić D, Demić M, *Mounting of the power train* (monograph), MVM, 1992.
- [10] Wen-Bin Shangguan, et al, Design method of automotive powertrain mounting system based on vibration and noise limitations of vehicle level, *Mechanical Systems and Signal Processing*, pp. 677-695, 2016.
- [11] When B. S, Xiao P. L, Zhao P. L, Subash, R, Design method of automotive powertrain mounting system based on vibration and noise limitations of vehicle level, *Mechanical System and Signal processing*, Vol. 76-77, pp.677-695, 2016.
- [12] Qingzheng W N, Wang N, Automotive Powertrain Mounting System Optimum Design and Simulation Analysis, *Proceedings of The 2011 IAJC-ASEE International Conference* ISBN 978-1-60643-379-9, pp. 1-14, 2016
- [13] FAP Informacije 2017.
- [14] Genta A, *Motor Vehicle Dynamics*, Politecnika di Torino, 2003.
- [15] Bendat J. S, Piersol A. G, *Random Data-Analysis and measurement procedures*. London, John Wiley and Sons, 2000.
- [16] Demić M, ANALSIGDEM: Software for signal analysis. Available online at www.ptt.yu/korisnici/i/m/imizm034/, 2003.

SUMMARY

A CONTRIBUTION TO THE MODELING OF TRUCK POWERTRAIN VIBRATION

Under the effect of excitation of road roughness, powertrain, as well as of the conditions of movement (acceleration, braking, curvilinear movement) the vehicles masses perform a complex spatial vibrations. The negative effects of these oscillatory movement or dynamic loads caused by it and transmitted to the supporting system of the vehicle can be reduced by proper selection of the characteristics and position of the mounting system of the powertrain. For the analysis of these effects can be used a theoretical, experimental and combined methods. In this article, the research was carried out with use of the theoretical methods by using simplified mechanical model of the powertrain, wherein the observed vibration of the truck produced in FAP.

Key words: truck, powertrain, vibration, modeling