

ДИНАМИЧНО НАТОВАРВАНЕ НА ТРАНСМИСИЯТА НА АВТОМОБИЛА ПРИ ПРОМЕНЛИВИ ЪГЛИ НА ЧУПЕНЕ В КАРДАНИЯ СЪЕДИНИТЕЛ

Стефан Пулев

Минно-геоложки университет "Св. Иван Рилски", 1700 София

РЕЗЮМЕ. Предлага се динамичен модел на автомобила, включващ елементи както на окачването, така и на трансмисията. Ъглите между валовите на двойния карданен съединител се разглеждат като променящи се в процеса на движение. Аналитично са определени кинематичното смущение и усукващия момент, натоварващ елементите на трансмисията. С помощта на числен експеримент се изследва влиянието на променящите се ъгли на чупене в двойния карданен съединител върху динамиката на трансмисията.

DYNAMIC LOADING OF THE VEHICLE'S TRANSMISSION UNDER THE CARDAN SHAFT'S ANGLE VARIATION

Stefan Pulev

University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski", 1700 Sofia

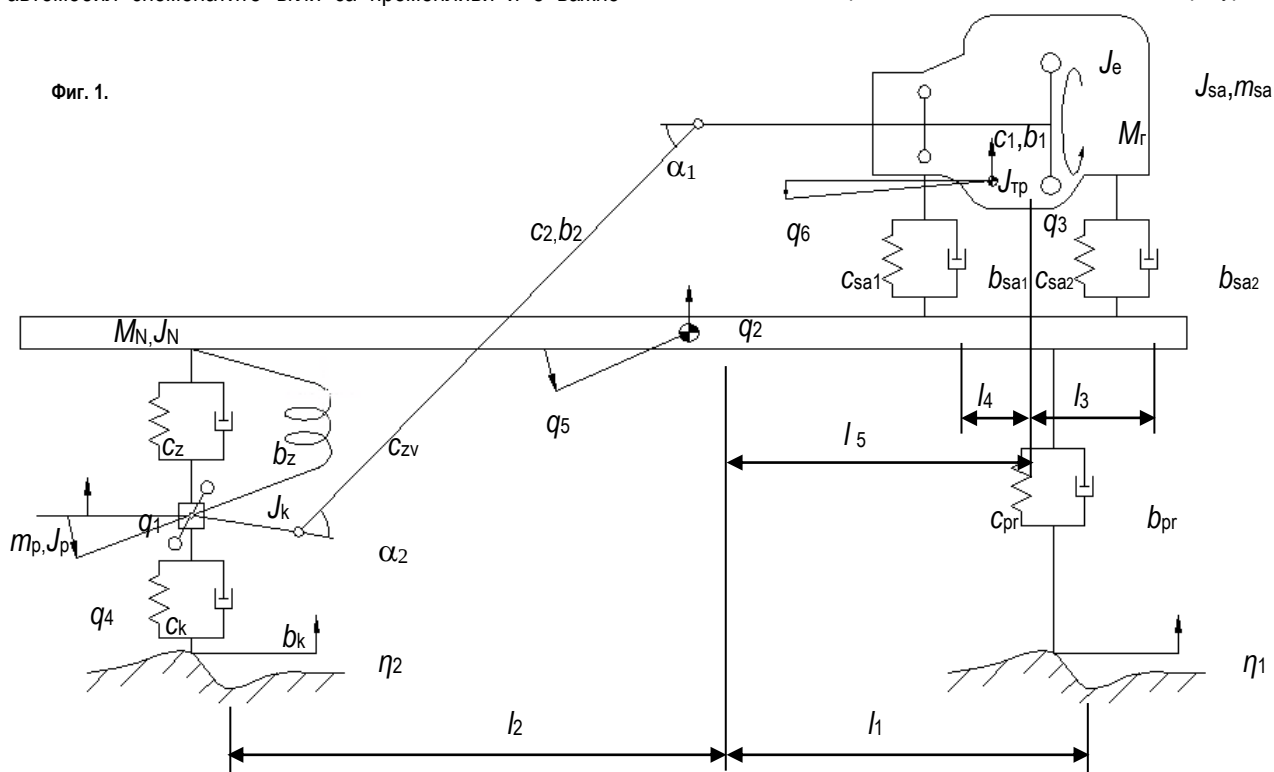
ABSTRACT. A dynamic model of a vehicle which includes elements of the suspension and the transmission is presented. The angles between the shafts of the double cardan clutch are changing in the process of motion. The kinematic distortion and the moment of torsion in the transmission are analytically defined. A numerical experiment is conducted to research the influence of the varying angles on the dynamics of the transmission.

Въведение

Съществуват редица публикации, свързани с динамиката на машини с карданен съединител, най-обстойната от които е [1]. Ъглите между карданните валове се разглеждат като постоянни по големина. В движещия се автомобил споменатите ъгли са променливи и е важно

кардания съединител да се разглежда като нестационарен. Това доближава в по-голяма степен динамичния модел на автомобила до реалния. Настоящото изследване доразвива резултатите, получени в [1] и [2], като отчита изменението на ъглите между осите на карданните валове. Динамичният модел, който стои в основата на пресмятанията е показан на фигура 1.

Фиг. 1.



Той отразява съвместните трептения на трансмисията и окачването на автомобила. За обобщени координати са въведени:

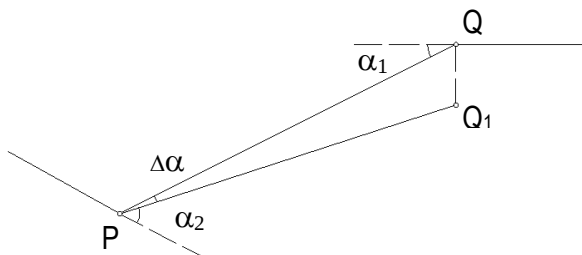
- q_1, q_2, q_3 - вертикални премествания съответно на подресорните, надресорните маси и на двигателя;
- q_4, q_5, q_6 - ъгли на завъртане съответно на подресорните, надресорните маси и на двигателя;
- q_7, q_8, q_9, q_{10} - ъглови премествания съответно на колянния вал, първичния вал на предавателната кутия, водещите колела и автомобила.

Пълното описание на този модел, както и закона на движението му са представени в [3]. Тук ще се спрем на кинематичното смущение ξ , внасяно от двойния карданен съединител

$$\xi = \left(tg^2 \frac{\alpha_1}{2} - tg^2 \frac{\alpha_2}{2} \right) \sin 2q_8, \quad (1)$$

където α_1 и α_2 са ъглите на чупене.

Геометрична страна на проблема



Фиг. 2.

С отсечката PQ на фигура 2 е означено положението на карданния вал, когато автомобилът е неподвижен и ъглите на чупене са $\alpha_{1,0}$ и $\alpha_{2,0}$. С отсечката PQ₁ е представено положението на същия вал в произволен момент от движението. Ъгълът $\Delta\alpha$ е малък и с достатъчна точност може да се приеме, че $PQ = PQ_1 = l$ и $\sin \Delta\alpha = \Delta\alpha$. Отсечката QQ₁ е равна на разликата от вертикалните премествания на подресорната маса и на двигателя, т.е. $QQ_1 = q_3 - q_1$. След прилагане на синусова теорема за триъгълник PQQ₁ и преобразуване се получава

$\Delta\alpha = (q_3 - q_1) \frac{\cos \alpha_{1,0}}{l}$. Следователно ъглите на чупене могат да се представят по следния начин:

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= \alpha_{1,0} + (q_3 - q_1) \frac{\cos \alpha_{1,0}}{l} + q_6 \\ \alpha_2 &= \alpha_{2,0} + (q_3 - q_1) \frac{\cos \alpha_{1,0}}{l} + q_4 \end{aligned} \quad (2)$$

Първите събираеми в десните части са постоянни. Вторите и третите събираеми са променливи (вибрационни), малки по големина и функция на обобщените координати. Те се появяват само, когато двойният карданен съединител се разглежда като нестационарен.

Механична страна на проблема

След заместване на (2) в (1) и разлагане в ред на Тейлор, за кинематичното смущение при променливи по време на движение ъгли на чупене се получава изразът:

$$\xi = \left(tg^2 \frac{\alpha_{1,0}}{2} - tg^2 \frac{\alpha_{2,0}}{2} + d_1 q_1 + d_3 q_3 + d_4 q_4 + d_6 q_6 \right) \sin 2q_8 \quad (3)$$

Коефициентите се пресмятат по следните формули:

$$\begin{aligned} d_1 &= \sin \frac{\alpha_{1,0}}{2} \cos^{-3} \frac{\alpha_{1,0}}{2}, \\ d_3 &= -\sin \frac{\alpha_{2,0}}{2} \cos^{-3} \frac{\alpha_{2,0}}{2}, \\ d_6 &= -d_4 = \frac{d_1 + d_3}{l} \cos \frac{\alpha_{1,0}}{2}. \end{aligned}$$

Едно от приложенията на зависимост (3) е възможността за по-прецизно определяне на динамичния момент, натоварващ трансмисията на автомобила:

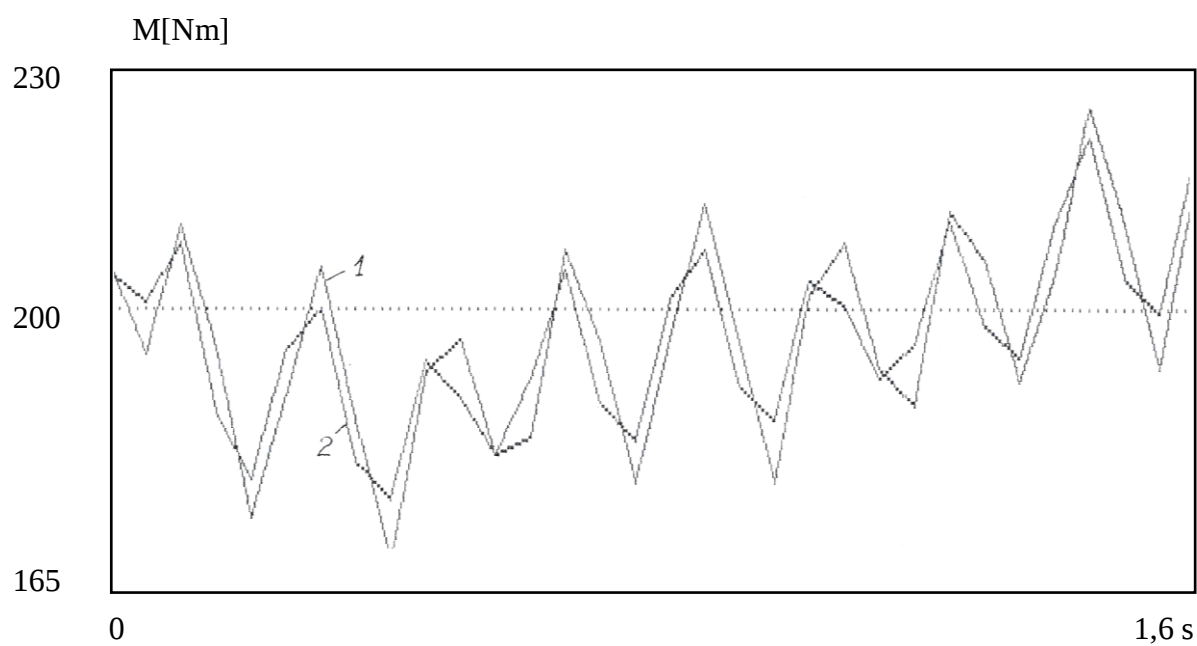
$$M = c_2 (q_8 - q_9 - i_1 i_2 q_4 - \xi) + b_2 \left(\dot{q}_8 - \dot{q}_9 - i_1 i_2 \dot{q}_4 - \dot{\xi} \right) \quad (4)$$

Тук i_1 и i_2 са предавателните отношения съответно на предавателната кутия и на главното предаване.

Числен експеримент

За да се илюстрира приложението на изведената зависимост (3) за предавателното отношение на нестационарен карданен съединител бе проведен числен експеримент за механичния модел от фигура 1 при дадените в [3] стойности на параметрите. Резултатите са представени графично на фигура 3. Линия 1 представя изменението на динамичния момент (4), когато ξ е във вида (1). Линия 2 показва изменението на същия момент, когато ξ е във вида (3). Наблюдаваната разлика в амплитудите е приблизително 20%.

Отчитането на промяната на ъглите на чупене в двойния карданен съединител съответства в по-голяма степен на реалните процеси в трансмисията и дава възможност да се определи по-точно закона на движение на автомобила.



Фиг. 3.

Литература

Писарев А.М. Динамика на машини с карданна предавка. С., Техника, 1974.

Бъчваров С.Н., Писарев А.М., Чешанков Б.И. Механика на карданното движение на твърдо тяло. Год. на ВТУЗ по приложна механика, т.III, кн.2, 1967.

Пулев Ст.Н., Бъчваров Ст.Н., Кунчев Л.П. Динамичен модел за изследване на съвместните трептения на трансмисията и окачването. Механика на машините, В., 1993, кн.1.

*Препоръчана за публикуване от
катедра „Техническа механика“, МТФ*