

АНАЛИЗ И СИНТЕЗ КИНЕМАТИЧЕСКИХ И СИЛОВЫХ ПАРАМЕТРОВ КАРДАНЫХ ПЕРЕДАЧ

К.И. Сафронов, Ю. А. Гурвич

In this article described a new method of unevenness definition in dependence of obliquity angle and its influence on output cinematic characteristics of one-joint cardan shaft.

Связь между механизмами трансмиссий транспортных средств, например двигателя с коробкой передач при ее отдельной установке, коробки передач с раздаточной коробкой и от нее к передним и задним ведущим мостам осуществляется с помощью карданных передач.

Однако помимо достоинств, карданная передача обладает существенным недостатком, заключающимся в неравномерности вращения выходного вала, возникающая из-за угла излома. Эта неравномерность оказывает негативное влияние на выходные характеристики карданных передач и механизмов трансмиссии. В данной работе сделана попытка провести более полное исследование кинематических характеристик одношарнирной карданной передачи с переменным углом излома.

Рассмотрим трансмиссию транспортного средства, где мощность от коробки передач к ведущему мосту передается посредством одношарнирной карданной передачи, которая в процессе движения машины может изменять свое первоначальное положение (рисунок 1).

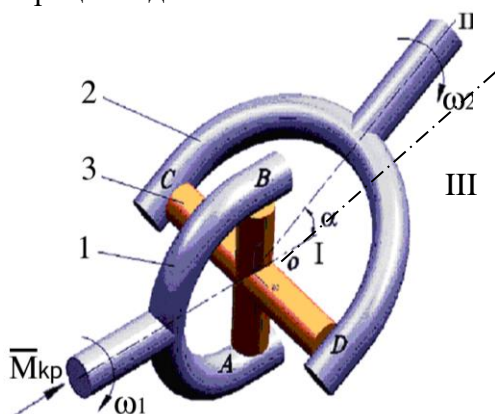


Рис. 1. Кинематическая схема карданного шарнира: 1, 2 – вилки; 3 – крестовина; I – ось вращения вилки I; II – ось вращения вилки 2; α – угол между осями I и II; III – новое положение оси вращения вилки 2 при переменном угле α; ω₁ и ω₂ – угловые скорости ведущего и ведомого валов

Для одношарнирной карданной передачи из литературы известна зависимость $\omega_2 = \omega_1 \cdot \frac{\cos(\alpha)}{1 - \sin^2(\alpha) \cdot \cos^2(\lambda)}$,

где λ – угол поворота ведущего вала; α – угол излома карданного шарнира.

Введем замену: $K(\alpha, \lambda) = \frac{\cos(\alpha)}{1 - \sin^2(\alpha) \cdot \cos^2(\lambda)}$.

Тогда $\omega_2 = \omega_1 \cdot K(\lambda, \alpha)$. (1)

Взяв полную производную по времени от левой и правой частей выражения (1), получим:

$$\varepsilon_2 = \frac{d\omega_2}{dt} = \frac{d\omega_1}{dt} \cdot K(\alpha, \lambda) + \omega_1 \cdot \left(\frac{\partial K(\alpha, \lambda)}{\partial \lambda} \cdot \frac{d\lambda}{dt} + \frac{\partial K(\alpha, \lambda)}{\partial \alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} \right).$$

Впервые определено угловое ускорение ε₂ (рисунки 2 и 3), что позволит в дальнейшем в динамике учесть влияние добавочного момента на колесе. Для анализа ε₂ в работе рассмотрены четыре случая:

рассмотрены четыре случая: $\frac{d\omega_1}{dt} = 0, \frac{d\alpha}{dt} = 0$;

$$\frac{d\omega_1}{dt} = 0, \frac{d\alpha}{dt} \neq 0; \frac{d\omega_1}{dt} \neq 0, \frac{d\alpha}{dt} = 0; \frac{d\omega_1}{dt} \neq 0, \frac{d\alpha}{dt} \neq 0.$$

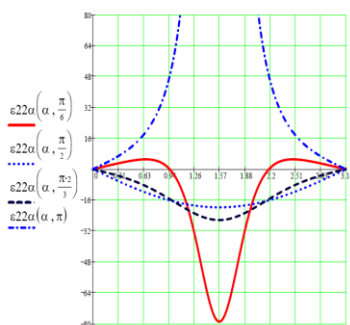


Рис. 2. График зависимости углового ускорения ε₂₂α (во втором случае) в функции угла излома α при различных значениях угла λ: λ = π/6; π/2; 2π/3; π рад

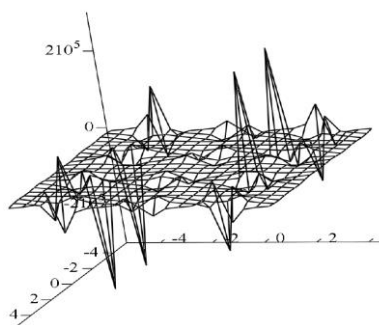


Рис. 3. График зависимости углового ускорения ε₂₂ (во втором случае) в функции двух углов: λ и α

bjkkklkknjbnm