

РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ВРАЩЕНИЯ УНИВЕРСАЛЬНОГО КАРДАННОГО ШАРНИРА

В.И. Ходосевич, Ю.Н. Силкович, Н.П. Гурнович, кандидаты техн. наук (УО БГАТУ)

Аннотация

В статье установлены функциональные зависимости между кинематическими и конструктивными параметрами универсального карданного шарнира, которые в значительной степени расширяют возможности теоретического анализа карданных приводов на стадии расчета, проектирования и совершенствования машинных агрегатов.

Введение

Вопросы теории кинематики карданных передач изучались многими исследователями [1 – 5]. Все они базируются на учете влияния угла между осями ведущего и ведомого валов универсального шарнира на синхронность их вращения.

Однако причиной несинхронности вращения валов может быть и неперпендикулярность осей шипов крестовины между собой или осей шипов с соответствующими им осями валов универсального шарнира [6].

Основная часть

Рассмотрим универсальный карданный шарнир (рис. 1), состоящий из ведущего I и ведомого II валов с жестко закрепленными на них вилками 1 и 2, крестовины 3.

В системе координат $0_1X_1Y_1Z_1$ ось вала I совпадает с осью 0_1X_1 , а ось вала II располагается в плоскости $0_1X_1Z_1$. Оси валов I и II пересекаются в начале 0_1 координат и образуют угол γ_1 .

Ось шипов крестовины 3 в вилке 1 наклонена к оси вала I под углом μ_1 ($0 < \mu_1 < \pi$), а ось шипов крестовины в вилке 2 наклонена к оси вала II под углом μ_2 ($0 < \mu_2 < \pi$). Оси каждой пары шипов крестовины пересекаются в начале 0_1 координат и образуют между собой угол $\pi/2 \pm \varepsilon_1$ ($0 \leq \varepsilon_1 \leq \pi/2$).

В исходном положении вилка 1 расположена в плоскости $0_1X_1Z_1$, а угол φ_1 поворота вала I равен нулю. Вал II в этот момент повернут на некоторый начальный угол $\alpha_2 = f(\gamma_1; \mu_1; \mu_2; \varepsilon_1)$.

С учетом расчетной схемы универсального шарнира (рис. 1):

– начальная фаза α_2 поворота вала II:

$$\alpha_2 = \arcsin \frac{a+b+c}{k+l}; \quad (1)$$

– угол φ_2 поворота вала II с учетом начальной фазы α_2 :

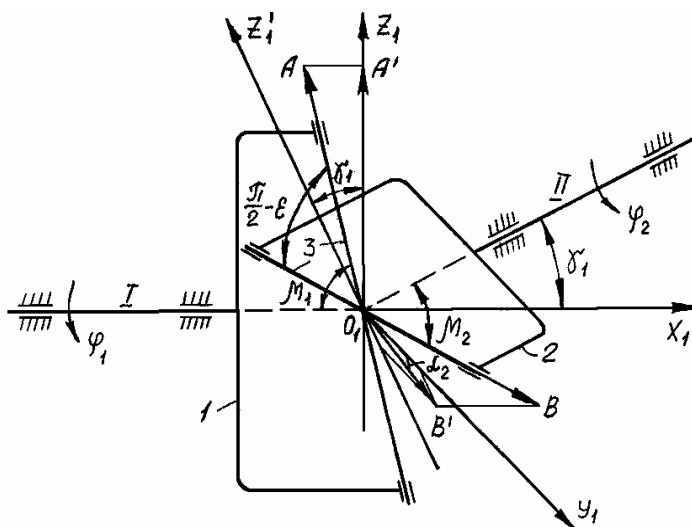


Рисунок 1. Расчетная схема универсального карданного шарнира с наклонными шипами

$$\cos(\varphi_2 + \alpha_2) = \frac{-d \sin \varphi_1 (a + b \cos \varphi_1 + c)}{d^2 \sin^2 \varphi_1 + (k + l \cos \varphi_1)^2} \pm \frac{(k + l \cos \varphi_1) \sqrt{d^2 \sin^2 \varphi_1 + (k + l \cos \varphi_1)^2 - (a + b \cos \varphi_1 + c)^2}}{d^2 \sin^2 \varphi_1 + (k + l \cos \varphi_1)^2}; \quad (2)$$

– передаточное отношение i :

$$i = \frac{\dot{\varphi}_2}{\dot{\varphi}_1} = \frac{[b + l \sin(\varphi_2 + \alpha_2)] \sin \varphi_1 + d \cos \varphi_1 \cos(\varphi_2 + \alpha_2)}{d \sin \varphi_1 \sin(\varphi_2 + \alpha_2) + (k + l \cos \varphi_1) \cos(\varphi_2 + \alpha_2)}; \quad (3)$$

где $a = -\cos \mu_1 \cos \mu_2 \cos \gamma_1$; $b = \sin \mu_1 \cos \mu_2 \sin \gamma_1$;
 $c = -\sin \varepsilon_1$; $d = \sin \mu_1 \sin \mu_2$;
 $k = \cos \mu_1 \sin \mu_2 \sin \gamma_1$; $l = \sin \mu_1 \sin \mu_2 \cos \gamma_1$.

Таким образом, зависимости (1), (2) и (3) определяют функциональную связь передаточного отношения i , углов α_2 и $\varphi_2 + \alpha_2$ поворота ведомого вала с параметрами γ_1 , μ_1 , μ_2 , ε_1 и углом φ_1 поворота ведущего вала универсального карданного шарнира. Они в

значительной степени расширяют возможности теоретического анализа карданных приводов рабочих органов машинных агрегатов.

На основании этих зависимостей была составлена программа расчета начальной фазы α_2 поворота ведомого вала II, разницы $\varphi_2 - \varphi_1$ углов поворота и передаточного отношения $i = d\varphi_2 / d\varphi_1$ ведомого и ведущего валов универсального шарнира с параметрами $\gamma_1, \mu_1, \mu_2, \varepsilon_1$.

Рассмотрим несколько вариантов результатов расчета.

Вариант 1

Из графиков (рис. 2 а, б) следует, что при постоянных γ_1, μ_2 и ε_1 уменьшение угла μ_1 наклона шипа ведущей вилки:

- увеличивает период колебаний передаточного отношения i и разности $\varphi_2 + \varphi_1$ углов поворота валов универсального шарнира в два раза;

- нарушает симметрию графиков относительно оси абсцисс и сохраняет относительно оси ординат;

- влечет за собой увеличение размаха колебаний, как передаточного отношения, так и разности углов поворота ведомого и ведущего валов универсального шарнира.

Вариант 2

Характер изменения графиков (рис. 3 а, б) при постоянных $\gamma_1, \mu_1, \varepsilon_1$ и уменьшении угла μ_2 наклона шипа ведомой вилки к оси ведомого вала имеет совершенно другую форму колебаний по сравнению с первым вариантом. Переместились общие точки пересечения графиков:

- для передаточного отношения на 90° к началу координат;

- для разности углов поворота – одна из общих точек пересечения графиков вообще исчезла.

Период колебаний графиков при $\mu_2 < 90^\circ$, как и в первом варианте равен 360° .

Вариант 3

Увеличение угла ε_1 (рис. 4 а, б) приводит к некоторому увеличению размаха колебаний графиков изменения передаточного отношения и разности углов поворота валов универсального шарнира и к сдвигу их вправо по оси абсцисс. Период колебаний при этом не изменяется, т.е. равен 180° .

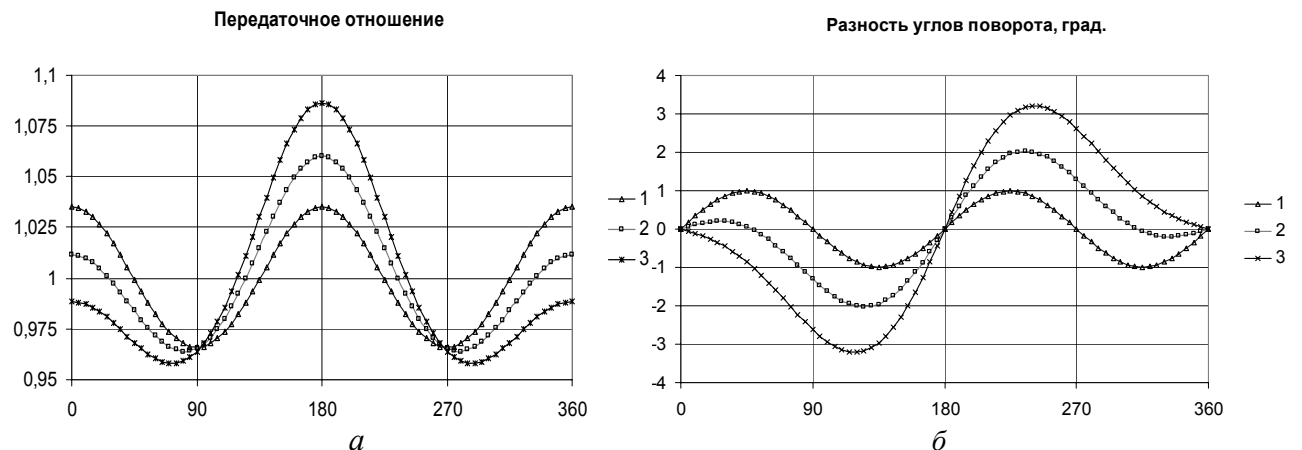


Рисунок 2. Результаты расчета передаточного отношения (а) и разности углов поворота валов универсального шарнира (б): ($\gamma_1 = 15^\circ; \mu_2 = 90^\circ; \varepsilon_1 = 0^\circ; \mu_1 = 90; 85; 80^\circ$)

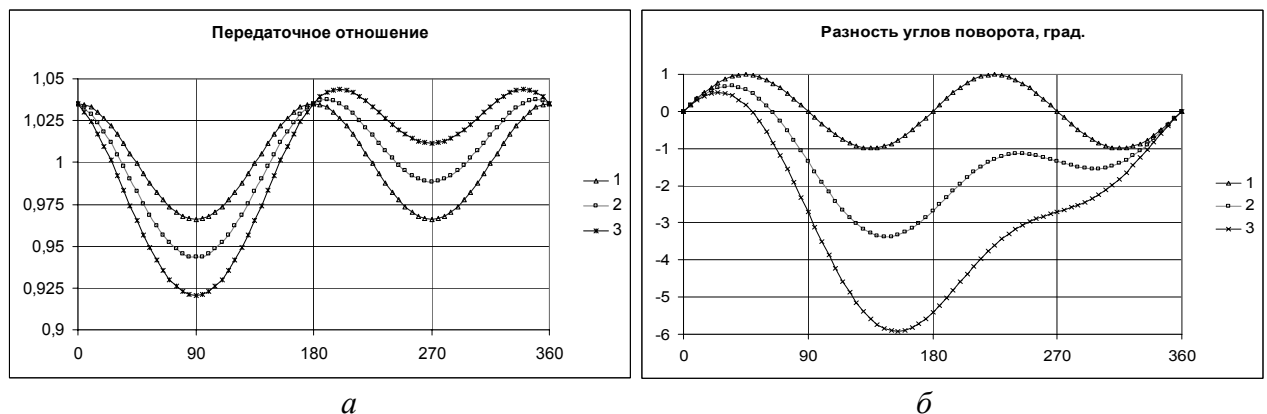


Рисунок 3. Результаты расчета передаточного отношения (а) и разности углов поворота валов универсального шарнира (б): ($\gamma_1 = 15^\circ; \mu_1 = 90^\circ; \varepsilon_1 = 0^\circ; \mu_2 = 90; 85; 80^\circ$)

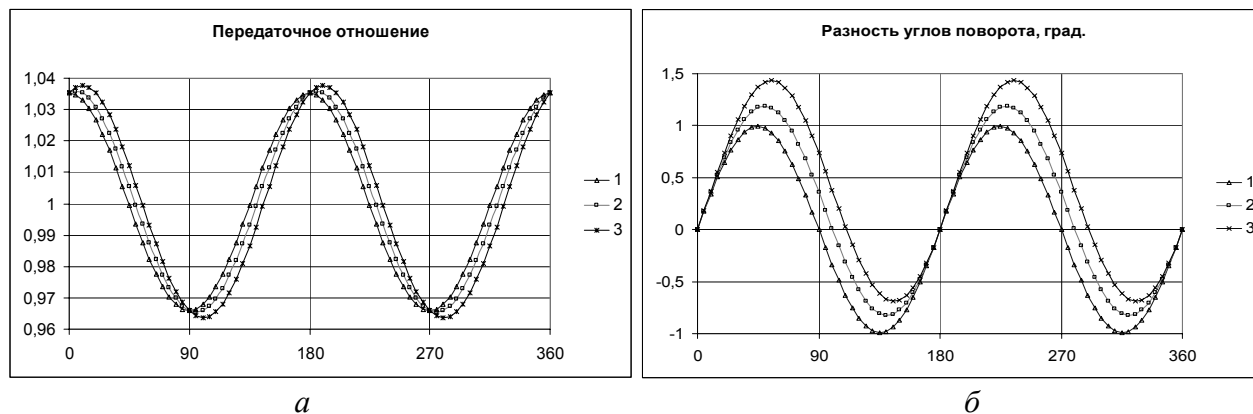


Рисунок 4. Результаты расчета передаточного отношения (а) и разности углов поворота валов универсального шарнира (б): ($\gamma_1 = 15^\circ$; $\mu_1 = 90^\circ$; $\mu_2 = 90^\circ$; $\varepsilon_1 = 0$; 10; 20°)

Выводы

Таким образом, полученные расчетные характеристики движения валов универсального шарнира свидетельствуют об их разнообразии, и о том, что необходимо учитывать их при расчете, проектировании и совершенствовании машинных агрегатов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Верховский, А.В. Кинематическое и динамическое исследование шарнира Гука (универсальный шарнир) / А.В. Верховский // Теория, конструкция и производство сельскохозяйственных машин, т.1. – М.-Л.: Сельхозгиз, 1935. – 185 с.
2. Чудаков, Е.А. Расчет автомобиля/ Е.А. Чудаков. – М.: Машгиз, 1947. – 409 с.
3. Блох, З.Ш. Теория и расчет карданных пере-

дач: в кн.: Расчет и проектирование деталей сельскохозяйственных машин / З.Ш. Блох. – М.-Л.: ОНТИ, 1938. – С. 97 – 123.

4. Блох, З.Ш. Расчет карданных передач/ З.Ш. Блох// Теория, конструкция и производство сельскохозяйственных машин. – М.-Л.: Машгиз, 1940. – Т. 5. – 273 с.

5. Даскалов, А.Й. О переводных отношениях в многокарданных передачах: в 3 ч./ А.Й. Даскалов // Сельскохозяйственное машиностроение и механизация сельского хозяйства: науч.тр./ ВИММЭСС - Русе. – Русе, 1980. – Т.22, серия 1. – С.119–149.

6. Кинематика универсального карданного шарнира/ В.И. Ходосевич, Ю.Н. Силкович // Опыт, проблемы и перспективы развития технического сервиса сельскохозяйственной техники: материалы междунар. научно-практич. конф. – Ч. 2. – Мн., 2006. – С. 134–138.

УДК 631.171.631.353.6

ПОСТУПИЛА В РЕДАКЦИЮ 28.10.2008

ОПЫТ РАЗРАБОТКИ СЕМЕЙСТВА РОТОРНЫХ ГРАБЛЕЙ-ВАЛКОВАТЕЛЕЙ

Н.А. Горбачевич, ст. науч. сотр., О.В. Макуть, мл. науч. сотр (РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства»)

Аннотация

В статье рассмотрены характеристики и основные параметры роторных граблей для сгребания травяной массы в валки, проведена оценка конструкций роторных граблей, приведены результаты разработки и освоения производства граблей-валкователей на трех заводах-изготовителях.

Введение

Заготовке кормов, созданию прочной кормовой базы, как основе получения высоких надоев молока и привесов, на протяжении десятков лет уделяется большое внимание.

Техническое переоснащение кормопроизводства, использование высокопроизводительной техники – важнейшие условия высокоэффективного производства животноводческой продукции.

Разработка и освоение на отечественных предприятиях современной высокопроизводительной