

УДК 531.15:621.825.6

А. С. ИВАНОВ, Д. П. РЕЙФСНЕЙДЕР, Е. В. ФАЛЬКОВА

Сибирский государственный университет науки и технологий
им. акад. М. Ф. Решетнева, Красноярск, Россия**АНАЛИЗ РАБОТЫ ШАРНИРОВ РАВНЫХ УГЛОВЫХ СКОРОСТЕЙ**

Рассматривается кинематика шарниров равных угловых скоростей (ШРУС). Анализируются особенности синхронизации углов поворота, аксиальные перемещения валов, а также влияние смещения крестовин и геометрических параметров шарнира на неравномерность передачи момента. На основе расчетных зависимостей показано, что оптимальный угол синхронного вращения $32\text{--}35^\circ$, а смещение центра шарнира позволяет минимизировать динамические нагрузки и колебания. Результаты исследования важны для проектирования надежных приводных систем с учетом компенсации осевых смещений и вибраций в условиях переменных крутящих нагрузок.

Ключевые слова: ШРУС, кинематическая схема, аксиальное перемещение, синхронизация вращения.

Шарнир равных угловых скоростей (ШРУС), или, как его иногда называют, сдвоенный шарнир, так же как и карданный шарнир, эквивалентен кинематическим парам второго рода (рисунок 1) [1, 2]. ШРУСы чаще всего применяются для привода рулевых жестких мостов в полноприводных автомобилях [3–6].

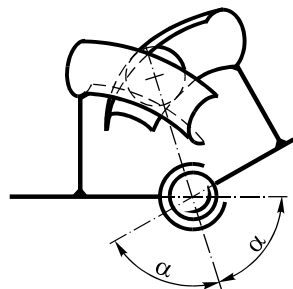


Рисунок 1 – Шарнир равных угловых скоростей

Анализу функционирования ШРУСов посвящено значительное число публикаций [7–10]. В данной работе представлены некоторые результаты исследования их кинематики.

Рассмотрим особенности работы данного шарнирного узла. На рисунке 2 представлен жестко закрепленный ведомый вал 1 и подвижно закрепленный ведущий вал 2. A и B – подшипники шарниров, O – ось поворотной цапфы.

Если шарнир установлен таким образом, что точка вращения O поворотной цапфы совпадает с серединой M выпрямленного шарнира, то при повороте вала 1 на угол β углы поворота β_1 и β_2 оказываются неравными, а передача является неравномерной, как это следует из рисунка 3.

Посредством перемещения центра M выпрямленного шарнира в направлении неподвижной опоры можно получить такой размер u , что при определенном угле поворота будет наступать синхронное вращение (рисунок 4). Наилучшим является угол синхронного вращения $\beta_0 = 32\text{...}35^\circ$, т. к. при нем во всей области угла поворота достигается наименьшая неравномерность (см. рисунок 3) и, соответственно, снижение динамических нагрузок.

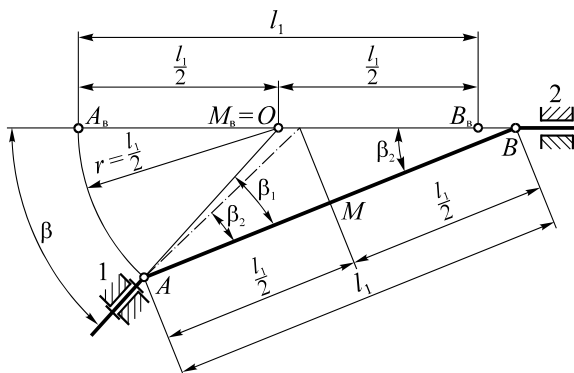


Рисунок 2 – Кинематическая схема ШРУСа при совпадении середины M звена AB с осью O вращения поворотной цапфы

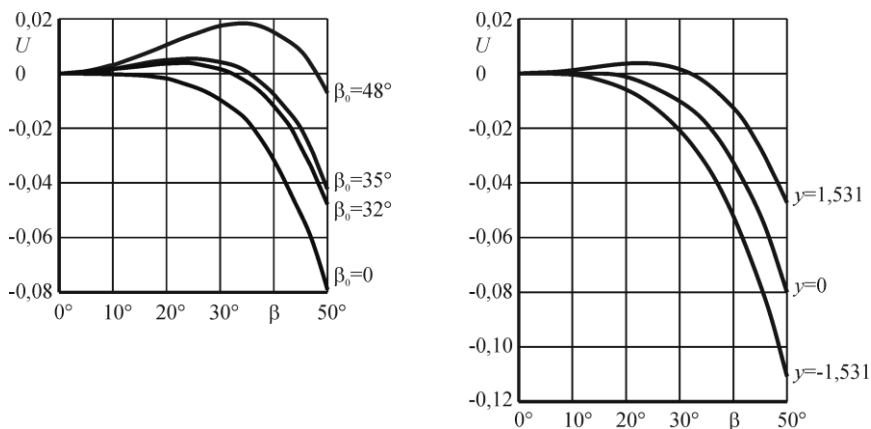


Рисунок 3 – Влияние углов поворота и смещения y на неравномерность передачи U

Смещение шарнира y , при котором при угле β_0 достигается полная синхронизация, определяется по формуле

$$y = \frac{l_1}{2} \left(\left(\cos \frac{\beta_0}{2} \right)^{-1} - 1 \right).$$

При повороте шарнира происходит аксиальное перемещение ведущего вала 2, который должен быть закреплен подвижно. Максимальная величина перемещения

$$x = l_1 \left(\frac{\cos(\beta/2 - \arcsin(\sin \beta / (2 \cos(\beta_0/2)))}{\cos(\beta/2)} - 1 \right).$$

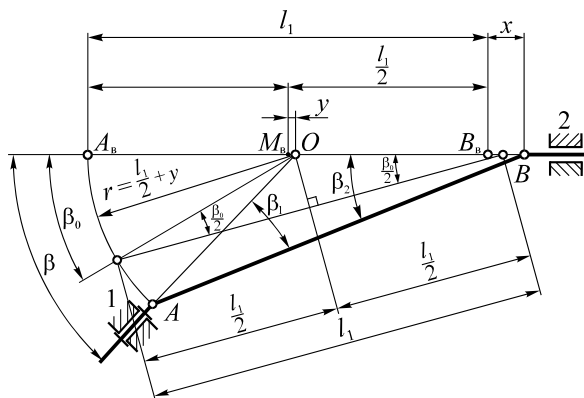


Рисунок 4 – Кинематическая схема ШРУСа при смещении середины M звена AB

Также в ШРУСах используют крестовины со смещенной осью, в которых допускается изменение длины звена AB (рисунок 5).

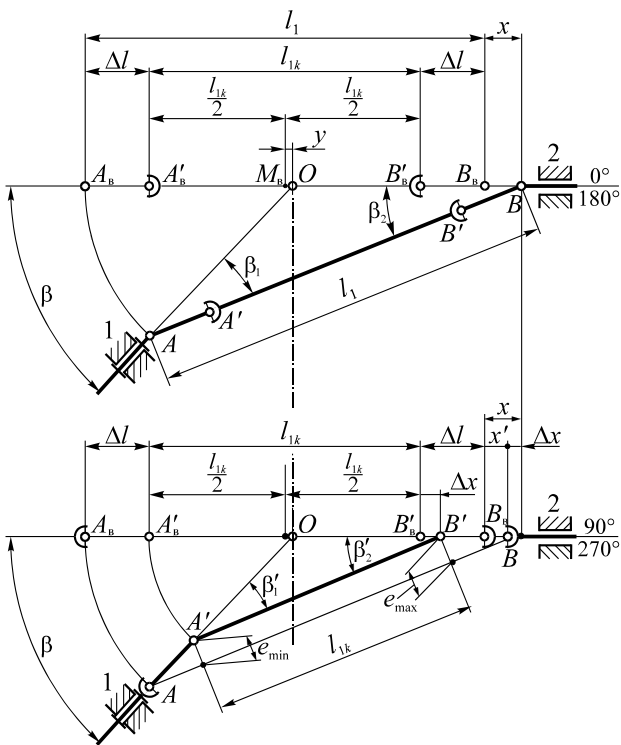


Рисунок 5 – Кинематическая схема ШРУСа с крестовиной со смещенной осью

Сгибание звена AB приводит к дополнительному аксиальному смещению, которое повторяется дважды за один оборот вала. В положениях 0 и 180° аксиальные перемещения Δl (AA' и BB') непосредственно суммируются с промежутком между шарнирами l_{1k} ($A'B'$). В положениях 90 и 270° результат сложения тех же перемещений зависит от углов поворота β'_1 и β'_2 (см. рисунок 5). Разница указанных сумм представляет собой перемещение, которое дважды за один оборот совершает ведущий вал ШРУСа:

$$\Delta x = x - x',$$

где x и x' – перемещения ведущего вала, соответственно без крестовины со смещенной осью в положениях 0 и 180° и с крестовиной со смещенной осью в положениях 90 и 270° , отличающихся уменьшенным зазором;

$$x' = \left[\frac{\left(\cos \left(\frac{\beta}{2} - \arcsin \left(\left(\frac{1}{2} + \frac{l_1}{l_{1k}} \cdot \frac{1}{2} \cdot \left(\left(\cos \frac{\beta_0}{2} \right)^{-1} - 1 \right) \right) \cdot \sin \beta \right) \right) \right)}{\cos \left(\frac{\beta}{2} \right)} - 1 \right] l_{1k}.$$

В случае $\Delta l = 0,1l_1$ и угла синхронного вращения 32° получаем

$$l_{1k} = l_1 - 2\Delta l; \quad x'_{40^\circ} = 0,0756l_{1k}.$$

Соответственно изменение хода

$$\Delta x_{40^\circ} = 0,0641l_1 - 0,0513l_{1k}; \quad \Delta x_{48^\circ} = 0,0944l_1 - 0,0756l_{1k}.$$

При расчете места для головки шарнира необходимо принимать во внимание, что центр головки также перемещается дважды за один оборот, причем его перемещение на ведущем вале больше, чем на ведомом, и составляет

$$e_{\max} = (\Delta l + \Delta x) \cdot \sin \beta'_2,$$

где угол поворота ведущего вала рассчитывается по формуле

$$\beta'_2 = \arcsin \left(\left(\frac{1}{2} + \frac{l_1}{l_{1k}} \frac{1}{2} \left(\frac{1}{\cos(\beta_0/2)} - 1 \right) \right) \sin \beta \right).$$

Перемещение со стороны ведомого вала

$$e_{\min} = \Delta l \sin \beta'_1,$$

а угол поворота ведомого вала рассчитывается как разность углов β и β'_1 .

Представленные результаты исследования позволяют осуществлять компенсацию осевых смещений и вибраций, вызванных действием переменных крутящих нагрузок, и обеспечить проектирование надежных приводных систем.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 **Артоболевский, И. И.** Теория машин и механизмов : учеб. для вузов / И. И. Артоболевский. – М. : Наука, 1975. – 640 с.
- 2 **Тарасов, В. К.** Шарнир равных угловых скоростей / В. К. Тарасов, Ю. П. Смирнов // Механика. Научные исследования и учебно-методические разработки. – 2011. – Вып. 5. – С. 129–136.
- 3 Design of constant velocity joint puller for passenger vehicles and light trucks / B. Derbiszewski, M. Wozniak, S. Zakrzewski [et al.] // Design of constant velocity joint puller for passenger vehicles and light trucks. – Technologia i Jakość Wytrobów. – 2022. – R. 67. – S. 26–38.
- 4 **Прокопьев, М. В.** О влиянии усилия осевой компенсации в шарнирах равных угловых скоростей на вибронгруженность силового агрегата переднеприводного автомобиля / М. В. Прокопьев, Е. Ю. Наймушин // Известия Московского государственного технического университета МАМИ. – 2009. – № 2 (8). – С. 26–31.
- 5 **Song, Y.** Contact stress and cage strength analysis of constant velocity joint for off-road vehicle under bad working conditions / Y. Song, Y. Ma // Journal of Mechanical Strength. – 2022. – Vol. 44, is. 1. – P. 162–168.
- 6 Analysis of a cross groove constant velocity joint mechanism designed for high performance racing conditions / M. Simpson, N. Dolatabadi, N. Morris [et al.] // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics. – 2023. – Vol. 237, is. 1. – P. 16–33.
- 7 Design of a Flexure-based Constant-Velocity Joint Optimized for High Axial Loads / F. Cosandier, M. Nijenhuis, J. Huser, S. Henein // 21st European Space Mechanisms and Tribology Symposium proceedings. – Lausanne, 2025. – Article 17. – 10 p.
- 8 **Cardozo, W. S.** A compact formulation for constant velocity joint kinematics / W. S. Cardozo, H. I. Weber // Mechanism and Machine Theory. – 2018. – Vol. 121. – P. 1–14.
- 9 Thrust force analysis of tripod constant velocity joint using multibody model / H. Sugiura, T. Matsunaga, Y. Mizutani [et al.] // Journal of System Design and Dynamics. – 2009. – Vol. 3, is. 6. – P. 975–985.
- 10 **Innocenti, C.** The instantaneous transmission ratio of a driveshaft composed of a tripod joint and a fixed constant velocity joint / C. Innocenti // Mechanism and Machine Theory. – 2023. – Vol. 189. – Article 105430. – 14 p.

A. S. IVANOV, D. P. REIFSCHNEIDER, E. V. FALKOVA
Reshetnev Siberian State University of Science and Technology, Krasnoyarsk, Russia

ANALYSIS OF A CONSTANT VELOCITY JOINT OPERATION

The kinematics of constant velocity joints (CV joints) is considered. The synchronization of rotation angles, axial shaft displacements, and the influence of crosspiece offsets and joint geometric parameters on torque transfer unevenness are analyzed. Based on calculated dependencies, it is shown that the optimal synchronous rotation angle (32–35°) and offset of the joint center minimize dynamic loads and vibrations. The results of this study are important for the design of reliable drive systems that compensate for axial displacements and vibrations under variable angular loads.

Keywords: CV joint, kinematic diagram, axial displacement, rotation synchronization.

Получено 14.05.2025