

DOI: 10.58168/MTST2026_218-223
УДК 621.113.1

ОСОБЕННОСТИ РАСЧЁТА КАРДАННОЙ ПЕРЕДАЧИ С СИНХРОННЫМИ ШАРНИРАМИ ПО ОЦЕНКЕ ИХ РАБОТОСПОСОБНОСТИ

В.С. Волков¹, К.А. Астафьев¹

¹ ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет
имени Г.Ф. Морозова», г. Воронеж, Россия, wl.volkov@yandex.ru

Аннотация. Представлен вариант конструктивного расчёта составных элементов автомобильной карданной передачи с синхронными шарнирами в вариантах существующих компоновочных схем. Рассмотрены предельно допускаемые величины нагрузочных режимов по согласованию с нормативными требованиями. Определены условия сохранения работоспособности деталей, воспринимающих действия нагрузок. Проанализированы достоинства и недостатки различных вариантов конструктивных решений.

Ключевые слова: карданная передача, диск, напряжения, шарнир, усилие.

FEATURES OF CALCULATING A GIMBAL TRANSMISSION WITH SYNCHRONOUS HINGES TO ASSESS THEIR OPERABILITY

V.S. Volkov¹, K.A. Astafyev¹

¹ Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov, Voronezh,
Russia, wl.volkov@yandex.ru

Abstract. A variant of the constructive calculation of the components of an automotive gimbal transmission with synchronous hinges in variants of existing layout schemes is presented. The maximum permissible values of load conditions are considered in accordance with regulatory requirements. The conditions for maintaining the operability of parts that perceive the effects of loads have been determined. The advantages and disadvantages of various design solutions are analyzed.

Keywords: cardan gear, disc, tension, hinge, force.

Отличие синхронного карданного шарнира [1] от классической схемы заключается в отсутствии пульсаций угловой скорости на ведомом валу относительно ведущего вала, что позволяет использовать их в полуосях привода управляемых колёс переднеприводных или полноприводных автомобилей. Кроме этого, такие шарниры могут использоваться в карданных передачах трансмиссий заднеприводных автомобилей вместо асинхронных шарниров по схеме классического привода.

Наиболее простым конструктивным решением такого вопроса является конструкция полуоси с дисковым синхронным шарниром, представленная на рисунке 1. В рассматриваемом случае [2] полуось, размещаемая в неразрезном переднем мосту, имеет две степени свободы: вращение относительно собственной оси и возможность поворота внешнего вала 1 в горизонтальной плоскости на угол θ_k поворота управляемого колеса.

В данной конструктивной схеме при вращении полуоси поворот внешнего вала 1 в горизонтальной плоскости на угол θ_k оказывается возможным за счёт наличия диска 3, размещённого между кулаками 2 и 4, также имеющими возможность поворота на этот угол относительно вилок внешнего и внутреннего валов 1 и 5.

Внутренний и внешний валы 1 и 5 воспринимают напряжения кручения, при этом действующие на них входной и выходной моменты равны между собой, $M_{вх} = M_{вых} = M_n$, но эти валы могут иметь разные диаметры, отчего оценка их работоспособности осуществляется с учётом разности этих величин.

В соответствии с равенством моментов на ведущем и ведомом валах напряжения кручения на этих валах

$$\tau_{кр} = \frac{M_n}{W_n},$$

где W_n – момент сопротивления кручению вала 1 или 5, определяемый по формуле

$$W_{кр} = \frac{\pi d_n^3}{16}.$$

Для изготовления составных частей валов полуоси используются стали типа 65Г; 60СГ2 с характеристиками допускаемых напряжений кручения по условиям прочности $[\tau_{кр}] = 160 \dots 230$ МПа [3].

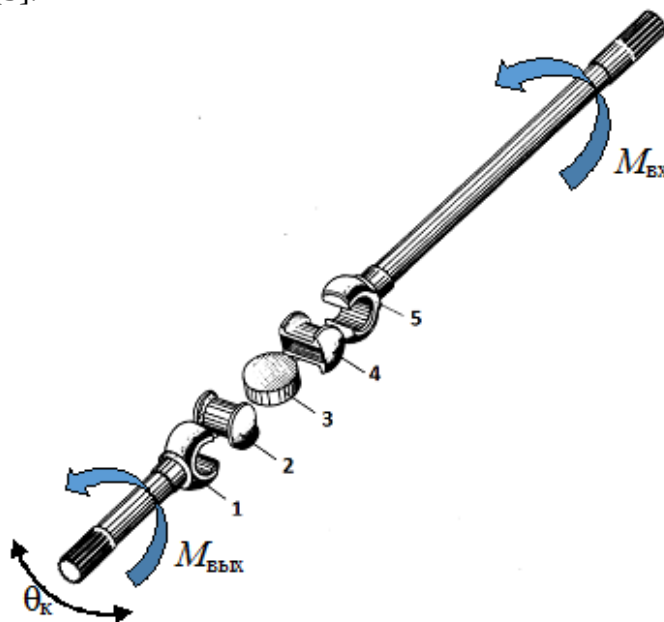


Рисунок 1 - Схема полуоси с дисковым синхронным шарниром: 1 – внешний вал; 2 – внешний кулак; 3 – диск; 4 – внутренний кулак; 5 – внутренний вал

Figure 1 - Diagram of a semi-axle with a disk synchronous hinge: 1 – outer shaft; 2 – outer fist; 3 – disk; 4 – inner fist; 5 – inner shaft

В соответствии с равенством моментов на ведущем и ведомом валах напряжения кручения на этих валах

$$\tau_{кр} = \frac{M_n}{W_n},$$

где W_n – момент сопротивления кручению вала 1 или 5, определяемый по формуле

$$W_{кр} = \frac{\pi d_n^3}{16}.$$

Для изготовления составных частей валов полуоси используются стали типа 65Г; 60СГ2 с характеристиками допускаемых напряжений кручения по условиям прочности $[\tau_{кр}] = 160 \dots 230$ МПа [3].

В контактах кулаков 2 и 4 с вилками валов 1 и 5 возникают напряжения смятия, определяемые по формуле

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{P_{\text{окр}}}{F_{\text{см}}},$$

где $P_{\text{окр}}$ – окружная сила в контакте вилки вала и кулака; $F_{\text{см}}$ – площадь смятия поверхности кулака.

Как видно из рисунка 2, окружная сила в контакте вилки вала и кулака есть функция момента на полуоси,

$$P_{\text{окр}} = \frac{M_{\text{п}}}{b_{\text{к}}},$$

где $M_{\text{п}}$ – момент на полуоси; $b_{\text{к}}$ – ширина кулака.

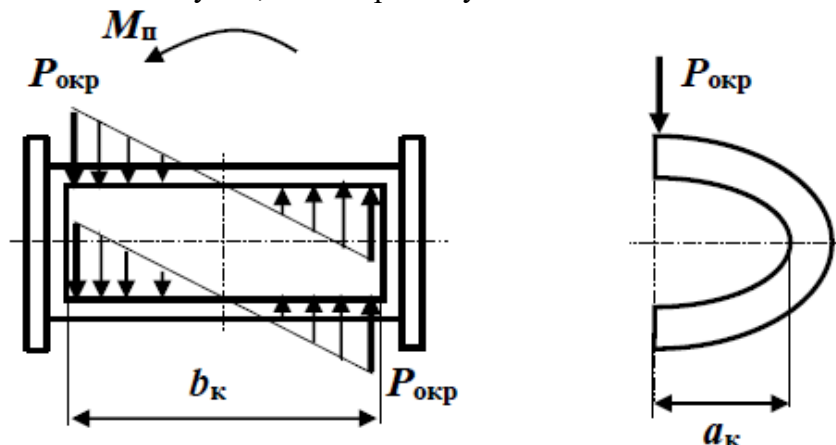


Рисунок 2 - Схема нагружения кулака от момента на вилке
Figure 2 - Diagram of the fist loading from the moment on the fork

Площадь смятия поверхности кулака целесообразно определять с учётом коэффициента кривизны поверхности $k_{\text{кп}}$,

$$F_{\text{см}} = b_{\text{к}} a_{\text{к}} k_{\text{кп}}.$$

Для данного случая $k_{\text{кп}} = 0,75 \dots 0,85$.

Изготовление вилки производится в единой детали с валом полуоси с применением сталей типа 65Г или 60СГ2, обладающих достаточно высокой прочностью. Для изготовления кулака используются стали типа 40Г; 45Х с характеристиками допускаемых напряжений $[\sigma_{\text{см}}] = 260 \dots 360$ МПа, либо чугуна типа СЧ 35 с характеристикой $[\sigma_{\text{см}}] = 185 \dots 260$ МПа [4].

В соединении кулаков 2 и 4 с диском 3, как показано на рисунке 3, диск подвергается нагрузкам изгиба на плече, определяемом радиусом диска и длиной $b_{\text{к}}$ контактной линии, образуемой сектором диска и линией границы кулака. Изгибающим по отношению к диску 3 является момент $M_{\text{п вх}}$ входной момент на полуоси 5. Аналогичным образом нагружается такой же по размерам сектор диска 3, связанный с кулаком 2. Угол $\alpha_{\text{ш}}$ определяет величину излома полуоси при повороте управляемого колеса. При равенстве моментов на входе в шарнир и на его выходе оценка работоспособности диска 3 осуществляется по напряжениям изгиба в зоне контакта кулака и сектора диска,

$$\sigma_{\text{из}} = \frac{M_{\text{п}}}{W_{\text{из}}},$$

где $W_{\text{из}}$ – момент сопротивления сечения сектора диска изгибу,

$$W_{\text{из}} = \frac{b_{\text{к}} h_{\text{д}}^2}{6},$$

где $h_{\text{д}}$ – толщина диска.

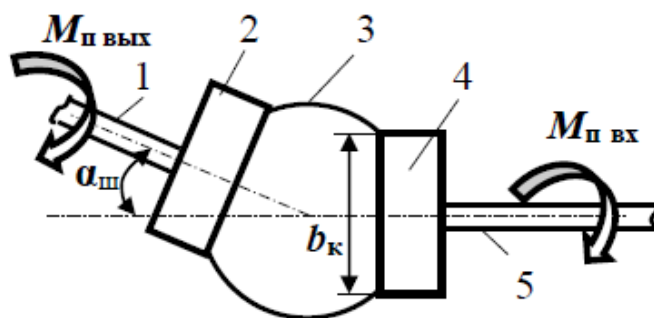


Рисунок 3 - Схема к расчёту диска синхронного шарнира: 1 – выходной вал;

2 – выходной кулак; 3 – диск; 4 – входной кулак; 5 – входной вал

Figure 3 - Diagram for calculating the disk of a synchronous hinge: 1 – output shaft; 2 – output fist; 3 – disc; 4 – input fist; 5 – input shaft

Для изготовления диска применяются высоколегированные стали типа 18ХГС; 30ХГТ с последующей термообработкой до твёрдости $HRC = 38 \dots 42$ и характеристиками допускаемых напряжений на изгиб $[\sigma_{из}] = 340 \dots 440$ МПа [5].

Более широкое распространение в современных условиях получил синхронный карданный шарнир с несущими шариками, показанный на рисунке 4. Передача момента в данном шарнире с ведущего вала на ведомый осуществляется посредством расположенных на сепараторе шариков. Количество шариков и их диаметр согласованы с количеством кулачков на внешней 1 и внутренней 4 обоймах.

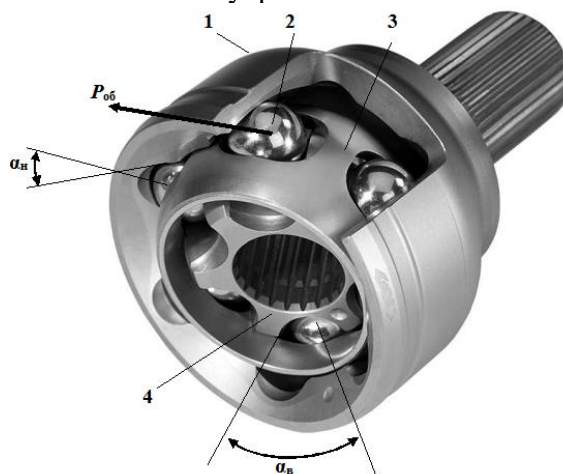


Рисунок 4 - Шариковый синхронный карданный шарнир: 1 – наружная обойма; 2 – шарик; 3 – сепаратор; 4 – внутренняя обойма

Figure 4 - Ball synchronous gimbal joint: 1 – outer cage; 2 – ball; 3 – separator; 4 – inner cage

Передача момента с наружной обоймы на внутреннюю или наоборот, при достаточно большом изломе осей их вращения, происходит за счёт передачи усилия между кулачками обойм и шариками. Достоинством данного шарнира является то, что в передаче крутящего момента одновременно участвуют все шарики, что позволяет снизить нагрузки между шариками и кулачками и, соответственно, уменьшить массогабаритные показатели шарнира.

При передаче момента с наружной обоймы на внутреннюю или наоборот, каждый шарик воспринимает нагрузку, определяемую диаметром шарика, радиусом расположения шариков на сепараторе и углами наклона кулачков обойм α_n и α_v . Окружное усилие, приложенное к центру каждого шарика, определяется по формуле

$$P_{об} = \frac{M_{п}}{r_{об}},$$

где $M_{п}$ – момент на ведущей обойме; $r_{об}$ – радиус расположения центров шариков на сепараторе.

Усилие в зоне контакта одного шарика и поверхности кулачка наружной обоймы

$$P_{\text{нш}} = \frac{P_{\text{об}} \cos \alpha_{\text{н}}}{z_{\text{ш}}},$$

где $\alpha_{\text{н}}$ – угол наклона поверхности кулачка наружной обоймы к линии радиуса, проходящей через центр шарика; $z_{\text{ш}}$ – число шариков в сепараторе.

Аналогичным образом определяется усилие в зоне контакта одного шарика и поверхности кулачка внутренней обоймы,

$$P_{\text{вш}} = \frac{P_{\text{об}} \cos \alpha_{\text{в}}}{z_{\text{ш}}},$$

где $\alpha_{\text{в}}$ – угол наклона поверхности кулачка наружной обоймы к линии радиуса, проходящей через центр шарика.

Отношение радиусов желобов $r_{\text{жн}}$ наружной и $r_{\text{жв}}$ внутренней обойм к радиусу шарика обычно находится в пределах $\frac{r_{\text{жн}}}{r_{\text{ш}}} \approx \frac{r_{\text{жв}}}{r_{\text{ш}}} = 1,015 \dots 1,025$ [5].

Оценка работоспособности рабочих поверхностей обойм шарнира осуществляется по контактным напряжениям сжатия

$$\begin{aligned} \text{- для наружной обоймы} \quad \sigma_{\text{сж н}} &= \frac{P_{\text{нш}}}{F_{\text{шж}}}; \\ \text{- для внутренней обоймы} \quad \sigma_{\text{сж в}} &= \frac{P_{\text{вш}}}{F_{\text{шж}}}, \end{aligned}$$

где $F_{\text{шж}}$ – площадь контакта шарика с поверхностью желоба наружной и внутренней обойм определяемая по формуле

$$F_{\text{нш}} = 0,25\pi d_{\text{ш}} t_{\text{шж}},$$

где $t_{\text{шж}}$ – ширина линии соприкосновения шарика и жёлоба, зависящая от твёрдости материалов этих деталей и, в общем случае, принимаемая на уровне $t_{\text{шж}} = (0,01 \dots 0,05)d_{\text{ш}}$.

Для изготовления обойм данного вида синхронных карданных шарниров применяются высоколегированные стали типа 50ХФА; 60С2А с последующей нитроцементацией рабочих поверхностей желобов на глубину до 1,8 мм и характеристиками допускаемых контактных напряжений сжатия $[\sigma_{\text{сж}}] = 570 \dots 770$ МПа [6].

Вывод. Сравнительный анализ достоинств и недостатков рассмотренных вариантов карданных шарниров позволяет заключить, что схема дискового карданного шарнира, показанная на рисунке 1, не требует применения дорогостоящих материалов и соблюдения строгих нормативных требований по размерам сопрягаемых деталей. Однако, по условиям сохранения работоспособности с учётом восприятия нагрузок сопрягаемыми деталями, данная схема является достаточно материалоёмкой.

Схема шарикового синхронного шарнира по условиям сохранения работоспособности при минимальных величинах массогабаритных параметров является наиболее предпочтительной, однако, наличие высоких концентрированных нагрузок в точечных контактах шариков и обойм, требует использования дорогостоящих материалов с последующими циклами термообработки.

Исходя из указанного, производитель данного вида продукции с учётом рассмотренного анализа может принимать конкретные решения относительно использования конкретных видов шарниров в производстве.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бухарин Н. А. Автомобили. Конструкция, нагрузочные режимы, рабочие процессы, прочность агрегатов автомобиля: учеб. пособие для вузов / Н. А. Бухарин, В. С. Прозоров, М. М. Щукин. – М.: Машиностроение, 1973. – 504 с.
2. Волков В.С. Оценка работоспособности агрегатов и систем транспортных средств: монография / В.С. Волков; М-во науки и высшего образования РФ, ФГБОУ ВО «ВГЛТУ». – Воронеж, 2022. - 172 с.

3. Кузьмин, Ю. А. Конструирование и расчет автомобиля. Расчет карданных передач: методические указания / Ю. А. Кузьмин. – Ульяновск: УлГТУ, 2008 – 29 с.
4. Лукин П. П. Конструирование и расчет автомобиля: учебник для студентов вузов / П. П. Лукин, Г. А. Гаспарянц, В. Ф. Родионов. – М.: Машиностроение, 1984. – 376 с.
5. Малаховский Я. Э. Карданные передачи / Я. Э. Малаховский, А. А. Лапин, Н. К. Веденеев. - М.: Машгиз, 1962 – 155 с.
6. Оsepчугoв В. В., Фрумкин А. К. Автомобиль: Анализ конструкций, элементы расчета: Учеб. для вузов. — М.: Машиностроение, 1989.— 304 с.
7. Проектирование полноприводных колесных машин: В 2т. Т 2 Учеб. для вузов / Б. А. Афанасьев, Б. Н. Белоусов, Л. Ф. Жеглов и др.; Под общ. ред. А. А. Полунгяна.— М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2000.— 640 с.
8. ГОСТ Р 52923-2008 Автомобильные транспортные средства. Шарниры карданные неравных угловых скоростей. Общие требования и методы испытаний. – М.: Стандартиформ, 2008. – 14 с.

REFERENCES

1. Bukharin N. A. Automobiles. Design, load conditions, work processes, strength of car units: textbook. handbook for universities / N. A. Bukharin, V. S. Prozorov, M. M. Shchukin. – M.: Mashinostroenie, 1973. – 504 p.
2. Volkov V.S. Assessment of the operability of aggregates and systems of vehicles: a monograph / V.S. Volkov; Ministry of Science and Higher Education of the Russian Federation, VGLTU. – Voronezh, 2022. - 172 p.
3. Kuzmin, Yu. A. Design and calculation of the car. Calculation of cardan gears: methodological guidelines / Yu. A. Kuzmin. – Ulyanovsk: UlSTU, 2008 – 29 p.
4. Lukin P. P. Designing and calculating a car: a textbook for university students / P. P. Lukin, G. A. Gasparyants, V. F. Rodionov. Moscow: Mashinostroenie, 1984. 376 p.
5. Malakhovsky Ya. E. Cardan gears / Ya. E. Malakhovsky, A. A. Lapin, N. K. Vedeneev. - M. Mashgiz, 1962 – 155 p.
6. Osepchugov V. V., Frumkin A. K. Automobile: Structural analysis, calculation elements: Textbook for universities. Moscow: Mashinostroenie, 1989. 304 p.
7. Design of four-wheel drive wheeled vehicles: In 2t. T 2 Textbook for universities / B. A. Afanasyev, B. N. Belousov, L. F. Zheglov and others; Under the general editorship of A. A. Polungyan.— M.: Publishing House of the Bauman Moscow State Technical University, 2000.— 640 p.
8. GOST R 52923-2008 Motor vehicles. Gimbal joints of unequal angular velocities. General requirements and test methods. – M.: Standartinform, 2008. – 14 p.