

## ВИБРОАКТИВНОСТЬ И КРИТИЧЕСКАЯ ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ КАРДАННЫХ ПЕРЕДАЧ

Г. А. КОСТЮКОВИЧ, А. В. ПОПРУКАЙЛО

ОАО «Белкард»,  
г. Гродно, Республика Беларусь, 230026, e-mail: gsktb@belcard-grodno.com

А. С. ВОРОНЦОВ

УО «Гродненский государственный университет имени Янки Купалы»,  
г. Гродно, Республика Беларусь, 230023, e-mail: a.voroncov@grsu.by»

(Поступила в редакцию 30.03.2022)

*В различных областях техники в трансмиссиях современных машин и систем для обеспечения их функциональных свойств используют карданные передачи. Эти механизмы прошли большой эволюционный путь развития конструкций и в настоящее время являются неотъемлемым агрегатом большинства современных трансмиссий.*

*Увеличение размеров и скоростей современных машин потребовало усложнения конструкций трансмиссий, в том числе и карданных передач. В результате в скоростных трансмиссиях стали проявляться явления резонансов колебаний, вибраций, а возникающие динамические нагрузки были причиной преждевременных отказов карданных передач и других агрегатов. Без проведения анализа конструкций, теоретических и экспериментальных исследований устранить возникающие явления не всегда представляется возможным.*

*Трансмиссии с карданными передачами автомобилей и других транспортных средств, а также силовых установок представляют собой сложные многомассовые колебательные системы, содержащие массы с различными моментами инерции, соединенные упругими связями различных жесткостей и совершающие в пространстве угловые и линейные перемещения при передаче энергии от двигателя к исполнительным механизмам под действием возмущения движущегося транспортного средства или работающей силовой установки.*

*В статье представлен анализ динамических процессов в трансмиссиях с многомассовыми колебательными системами, приведены примеры расчётных моделей колебательной системы, проанализировано влияние собственной частоты основной формы изгибных колебаний в зависимости от величины сосредоточенной массы и упругости стержня. Показано, что для большинства конструкций карданных передач различных трансмиссий при расчётах их критических скоростей достаточно исходить из значений частот собственных изгибных колебаний.*

**Ключевые слова:** карданная передача, виброактивность, критическая частота вращения, трансмиссия, резонанс, колебательная система.

*In various fields of technology, cardan gears are used in transmissions of modern machines and systems to ensure their functional properties. These mechanisms have gone through a long evolutionary path of design development and are currently an integral part of most modern transmissions.*

*The increase in the size and speed of modern machines required the complication of transmission designs, including cardan gears. As a result, the phenomena of oscillation resonances and vibrations began to appear in high-speed transmissions, and the resulting dynamic loads caused premature failures of cardan gears and other units. Without analysis of structures, theoretical and experimental studies, it is not always possible to eliminate emerging phenomena.*

*Transmissions with cardan gears of automobiles and other vehicles, as well as power plants, are complex multi-mass oscillatory systems containing masses with different moments of inertia, connected by elastic links of various stiffnesses and performing angular and linear movements in space when transferring energy from the engine to the actuators under the action of a disturbance of a moving vehicle or a working power plant.*

*The article presents an analysis of dynamic processes in transmissions with multi-mass oscillatory systems, gives examples of calculation models of an oscillatory system, analyzes the influence of the natural frequency of the main form of bending vibrations depending on the magnitude of the concentrated mass and the elasticity of the rod. It is shown that for most designs of cardan gears of various transmissions, when calculating their critical speeds, it is sufficient to proceed from the values of the frequencies of natural bending vibrations.*

**Key words:** cardan transmission, vibration activity, critical frequency of rotation, transmission, resonance, oscillatory system.

### Введение

Карданные передачи представляют собой сочленение одного или нескольких универсальных шарниров и трубчатых валов. Они компенсируют осевые перемещения, а также передают крутящий момент при постоянных или переменных углах между соединяемыми валами. Существует большое число модификаций карданных передач [1]. Различия их конструктивных исполнений определяется специфическими условиями эксплуатации или значениями передаваемых крутящих моментов.

### Основная часть

Карданная передача (рис. 1), имея определенную массу, момент инерции, неизбежную несоосность отдельных элементов, зазоры в сочленениях конструкции, представляет собой мощный источник генерирования крутильных и изгибных колебаний, ощущаемых субъективно как вибрации, которые воздействуют на собственные узлы передачи и на конструктивно связанные с ней механизмы

транспортного средства, ускоряя износные явления контактирующих поверхностей их элементов [1-5]. При этом изгибные колебания, обусловленные дисбалансом, рассматриваются с позиции динамики роторных систем [6], то есть в процессе своей работы совершающим сложное движение, которое можно представить как суперпозицию вращения вокруг собственной оси и прецессии.

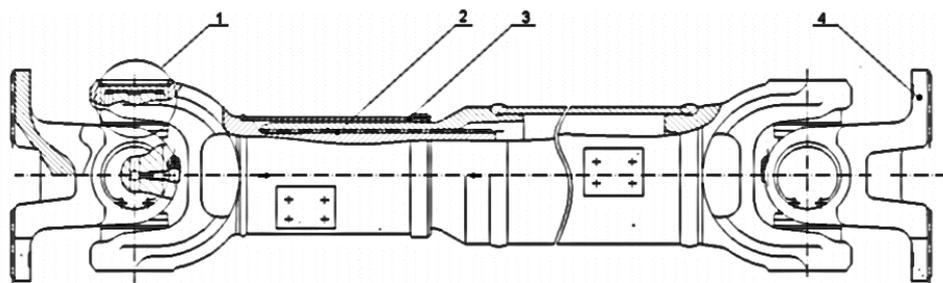


Рис. 1. Карданная передача:

1 – шарнир, 2 – шлицевое соединение, 3 – телескопическая защита, 4 – фланец-вилка крепления карданной передачи

Отказы отдельных узлов карданной передачи при наличии существенного дисбаланса часто становятся причиной преждевременного выхода из строя сопряженных с ней агрегатов (например, редукторов ведущих мостов и коробок перемены передач). Параметры валов карданной передачи должны быть выбраны как в соответствии с общепринятым расчетом критической частоты вращения, так и с учетом возможного явления синхронизации колебаний в системе «двигатель-карданная передача» [7, 8].

Повышенная металлоемкость, виброактивность, недостаточная надежность отдельных элементов или узлов, большие осевые силы, возникающие в шлицевом соединении, являются существенным недостатком многих конструкций карданных передач.

Виброактивность карданных передач (рис. 2) в трансмиссиях при передаче крутящих моментов от движений зависит от таких факторов как величина углов, изгибающие моменты в шарнирах, частоты вращения, моменты инерции валов относительно оси вращения, а также дисбаланс валов, обусловленный величинами осевых и радиальных зазоров и смещением от оси вращения центров масс элементов валов в процессе изготовления и сборки.

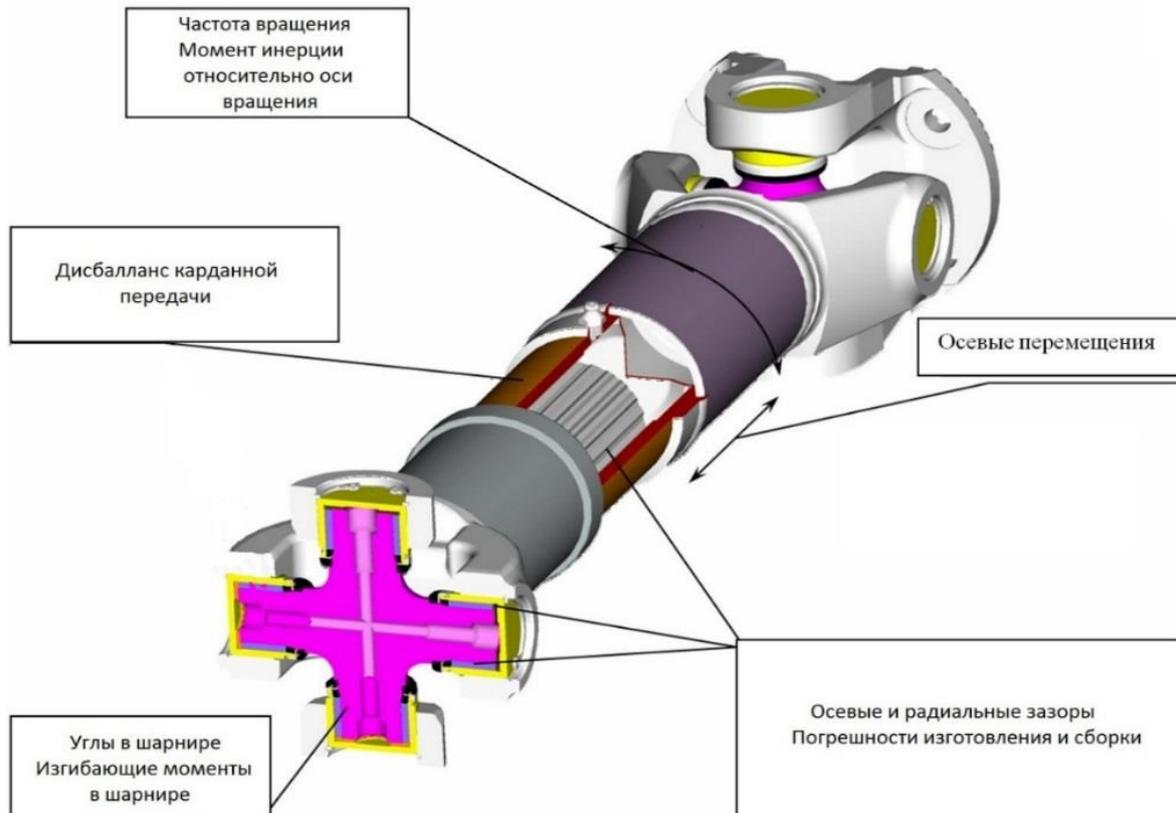


Рис. 2. Факторы виброактивности карданной передачи

С увеличением каждого из перечисленных факторов возрастает интенсивность виброактивности в трансмиссиях карданных передач. Эти факторы являются причиной возникновения в трансмиссиях различных по амплитудам крутящих и изгибающих воздействий в конструкции карданных передач, не исключая резонансов колебаний. Конструкция карданных передач по условиям надежности их работы в трансмиссиях транспортных средств и силовых установок относятся к категории валов докритической ориентации, т. е. начальные угловые скорости таких валов в трансмиссиях не должны превышать величин их критических скоростей. Критическая скорость карданной передачи – это её угловая скорость в трансмиссии, соответствующая частоте возможного резонанса крутящих и изгибающих колебаний, возникающего на карданной передаче под действием гармоник крутящего момента, неуравновешенных сил инерции вращающихся масс двигателей, изгибающих моментов в шарнирах, центробежных сил вследствие дисбаланса передачи [5].

При исследованиях динамических процессов в трансмиссиях обычно рассматривают трансмиссии с многомассовыми колебательными системами. При этом карданные передачи – это их парциальные колебательные системы.

Следовательно, частоты возможных резонансов колебаний карданных передач будут соответствовать значениям частот свободных крутящих или собственных изгибных колебаний передач как парциальных колебательных систем, исходя из параметров этих систем. Различают критические скорости карданных передач в трансмиссиях первого и второго родов. Критическая скорость первого рода – это когда скорость совпадает с частотой возникающего резонанса колебаний. Критическая скорость второго рода – это скорость в два раза меньше критической скорости первого рода. Критическая скорость второго рода может проявляться в трансмиссиях в основном при горизонтально расположенных валах карданных передач. Появление критической скорости второго рода может быть обусловлено появлением возмущений колебаний вследствие неоднородности жесткости вала совместно с действием силы от массы вала, а также действием в трансмиссии внешнего возмущения с частотой в два раза выше частоты возмущения резонанса колебаний, соответствующего критической скорости первого рода. Таким внешним возмущением могут быть неуравновешенные силы инерции второго порядка четырехтактных четырехцилиндровых рядных двигателей, если применяются такие двигатели. При критических скоростях карданных передач в результате возможных разрушений отдельных их элементов от действия нагрузок, вызванных резонансом от колебаний, нарушается устойчивое положение оси вращения передач в трансмиссиях. Для предотвращения таких явлений геометрические параметры разрабатываемых карданных передач, рассчитанные на передачу определенных величин крутящих моментов, должны проверяться на критическую скорость вращения. В большинстве расчётов критических скоростей конструкций карданных передач исходят из рассмотрения условия равновесия вращающегося вала между действующей силой, возникающей вследствие эксцентриситета, относительно оси вращения элементов вала. Расчётная модель передачи при этом представляется вращающимся упругим стержнем, расположенным на жёстких опорах по его концам и в среднем сечении стержня сосредоточена масса вала, имеющая эксцентриситет с его осью вращения [5].

Принятая такая расчётная модель колебательной системы позволяет проанализировать собственную частоту основной формы изгибных колебаний в зависимости от величины сосредоточенной массы и упругости стержня. Однако в трансмиссиях карданных передач при вращении кроме воздействия центробежных сил воспринимают возмущения колебаний от постоянной и переменной составляющих передаваемого крутящего момента, изгибающих моментов шарниров, гармоник неуравновешенных сил инерции вращающихся масс двигателей.

Поэтому в расчётах критических скоростей карданных передач более целесообразно исходить из рассмотрения колебательной системы, находящейся под воздействием обобщенного возмущения и представляющей собой вращающийся упругий вал постоянного сечения с равномерно распределённой массой по его длине. Эта колебательная система по своей структуре и источникам возмущения колебаний ближе к реальной конструкции карданной передачи в трансмиссии, в сравнении с колебательной системой содержащей сосредоточенную массу вала в середине. Использование в расчётах критических скоростей валов карданных передач такой колебательной системы даёт возможность при необходимости проанализировать не только частоту основной формы её собственных изгибных колебаний, но и частоты других форм собственных изгибных колебаний системы. Спектр частот собственных изгибных колебаний определяется по формуле (1):

$$\Omega_n^2 = \left(\frac{n\pi}{L}\right)^4 \times \left(\frac{EI}{m}\right), (n = 1,2,3 \dots) \quad (1)$$

где:  $EI$  – жесткость вала при изгибе;  $n$  – частота вращения вала;  $m$  – масса единицы длины вала;  $L$  – длина вала (расстояние между центрами карданных шарниров).

Кроме того, исходя из того, что при анализе изгибных колебаний системы учитывается обобщенный характер действующего возмущения, будут определены возможные условия возникновения резонанса колебаний при частотах собственных колебаний (2):

$$\Omega_n = \omega; \Omega_n = (k-1)\omega; \Omega_n = (k+1)\omega; \quad (2)$$

где:  $\omega$  – угловые скорости передачи;  $k$  – передача гармоника переменной составляющей крутящего момента двигателя.

Для определения критической скорости, соответствующей возможному резонансу изгибных колебаний с частотой основной формы собственных изгибных колебаний системы, формула будет иметь вид (3):

$$\Omega = \frac{\pi^2}{L^2} \sqrt{\frac{EI_p}{m}} \quad (3)$$

где:  $E$  – модуль упругости;  $I_p$  – полярный момент инерции сечения вала;  $m$  – масса единицы длины вала;  $L$  – длина вала (расстояние между центрами карданных шарниров).

Для частоты второй формы собственных изгибных колебаний такой системы формула будет иметь вид (4):

$$\Omega = \frac{4\pi^2}{L^2} \sqrt{\frac{EI_p}{m}} \quad (4)$$

Для частоты третьей формы собственных изгибных колебаний такой системы формула будет иметь вид (5):

$$\Omega = \frac{9\pi^2}{L^2} \sqrt{\frac{EI_p}{m}} \quad (5)$$

На рис. 3 представлены три формы собственных изгибных колебаний не вращающейся карданной передачи с подвижным шлицевым соединением, расположенном вне карданных шарниров, полученные при стендовых испытаниях этого вала под воздействием спектра возмущающих вибраций.

Колебания первой (основной) формы характеризуются максимальным прогибом вала в его середине при резонансе колебаний.

Наибольшие прогибы вала при резонансе с собственными частотами второй и третьей форм колебаний будут наблюдаться в его сечениях, удалённых от середины вала.

Если опоры расчётной модели вала не являются абсолютно жёсткими, что характерно для реальных карданных передач в трансмиссиях, то в этом случае перемещения в опорах при резонансе с собственными частотами первой и третьей форм колебаний будут происходить в одинаковых направлениях и в противоположных направлениях при резонансе с собственной частотой второй формы колебаний.

При критической скорости карданной передачи, соответствующей резонансу с его собственной частотой первой формы колебаний, возникающие динамические нагрузки наиболее интенсивно будут действовать на элементы карданных шарниров, не исключая возможности их разрушения. На критической скорости карданной передачи, соответствующей резонансу с его собственной частотой второй формы колебаний, не исключается разрушение самой передачи под действием динамических нагрузок.

Проведённые на ОАО «Белкард» расчёты и эксперименты показали, что для большинства конструкций карданных передач различных трансмиссий при расчётах их критических скоростей достаточно исходить из значений частот собственных изгибающих колебаний валов первых трёх форм колебаний (рис. 3).

Исходя из параметров, представленных в формуле 4, и принимая, что карданная передача выполнена из стальной трубы с наружным диаметром  $D$  и внутренним диаметром  $d$  его параметры будут:

$$I_p = \frac{\pi}{64} (D^2 + d^2)(D^2 - d^2);$$

$$m = \frac{\pi}{4 \cdot 381} (D^2 - d^2)\rho;$$

где:  $\rho$  – плотность ( $7,86 \text{ г/см}^3$ );  $\Omega = \frac{\pi n_{кр}}{30}$ ;  $E$  – модуль упругости ( $2,03 \cdot 10^3 \text{ г/см}^3$ ).

Подставляя эти данные в формулу 4, получаем формулу для расчёта критической частоты вращения карданной передачи (в системе СИ):

$$n_{кр} = 1,185 \cdot 10^5 \sqrt{D^2 + d^2} \cdot \frac{1}{L^2}. \quad (6)$$

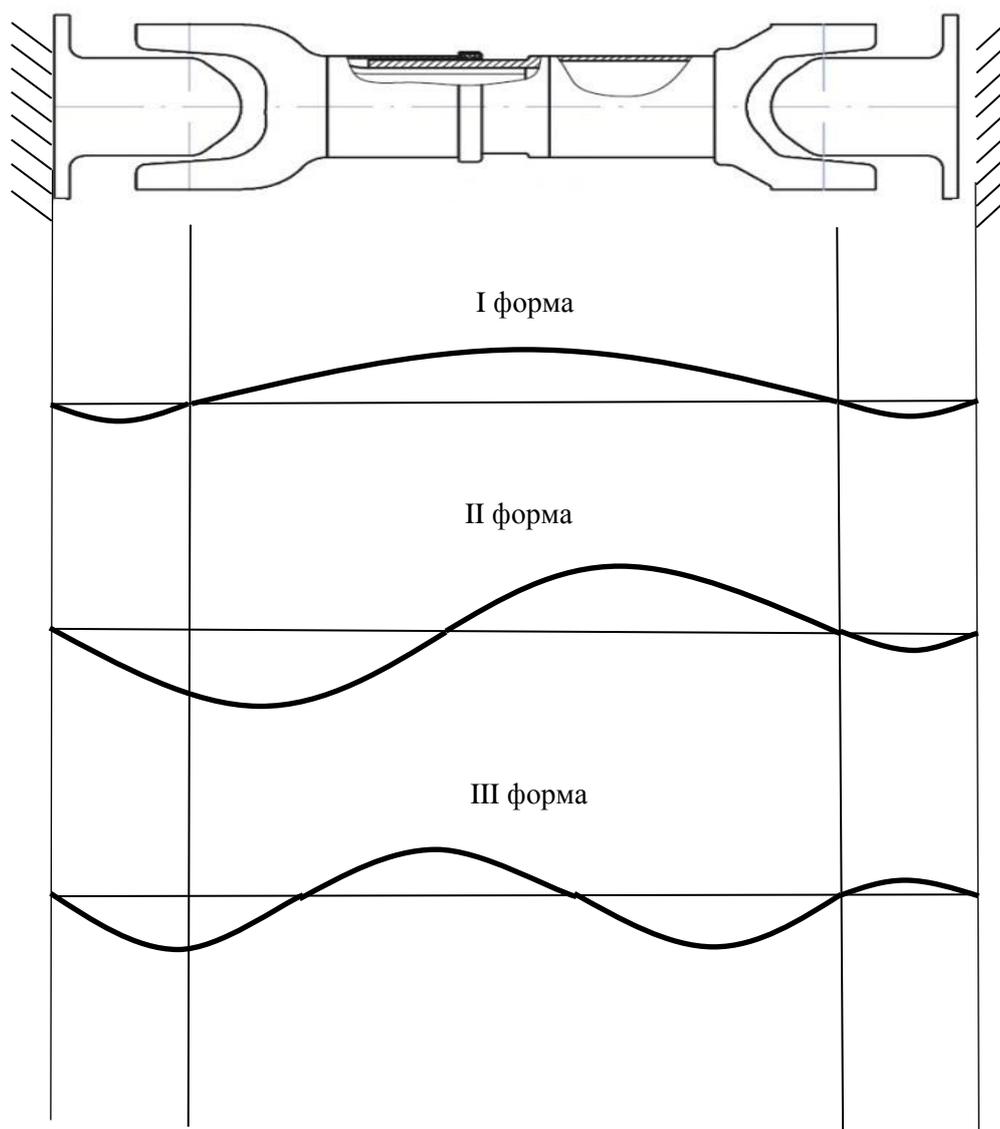


Рис. 3. Формы собственных изгибных колебаний не вращающейся карданной передачи

### Заключение

Расчёты критических частот вращения карданных передач проводят без учёта зазоров в сочленениях валов, степени неравномерности распределения по длине массы вращающегося вала конкретной конструкции. В результате значения собственных частот, например, первой формы колебаний карданных передач, полученные расчётом, больше по сравнению со значением собственных частот колебаний реальных конструкций. Для обеспечения устойчивости карданной передачи при работе в трансмиссии необходимо, чтобы критическая частота вращения карданной передачи, полученная расчётами, была бы не менее чем в 1,4 раза больше его максимально возможной частоты вращения в трансмиссиях.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Кравченко, В. И. Карданные передачи: конструкции, материалы, применение / В. И. Кравченко, Г. А. Костюкович, В. А. Струк. – Минск: Тэхналогія, 2006. – 409 с.
2. Малаховский, Я. Э. Карданные передачи / Я. Э. Малаховский, А. А. Лапин, Н. К. Веденеев. – М., 1962. – 156 с.
3. Беркер А. Х. Проектирование универсальных шарниров и ведущих валов / А. Х. Беркер. – Л., 1984. – 464 с.
4. Иванов С. Н. Трансмиссионные валы нового поколения / С. Н. Иванов // Автомобильная промышленность. – 1998. – № 11. – С. 23–27.
5. Иванов С. Н. Карданные передачи ведущих валов трансмиссий машин и систем (конструкция, теория, расчёт, испытания, эксплуатация, ремонт) / С. Н. Иванов. – М.: ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», 2014. – 232 с.
6. Saveliiev V. A. Critical speed of propshaft and effect of forced synchronization of straight-four engine vehicles // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering, 386 (2018) 012005. – DOI: 10.1088/1757-899X/386/1/012005.
7. Иванов, С. Н. Особенности расчёта карданной передачи с целью обеспечения её безопасной работы в процессе эксплуатации / С. Н. Иванов, В. А. Савельев, Н. П. Савельев // Журнал ААИ. – 2010. – № 5 (64). – С. 46–48.
8. Заславский, О. Я. Системный подход как метод исследования долговечности карданной передачи / О. Я. Заславский // Автомобильная промышленность. – 1981. – № 11. – С. 21–24.
9. Иванов, С. Н. Анализ изгибающих моментов в карданных шарнирах двухшарнирного карданного вала / С. Н. Иванов, В. П. Мамаев, Р. М. Бояришкова. – Вестник машиностроения. – 1982. – №9. – С. 15–18.