

Федеральное агентство по образованию
Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
Ульяновский государственный технический университет

Ю. А. КУЗЬМИН

**КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ
АВТОМОБИЛЯ.
РАСЧЕТ КАРДАННЫХ ПЕРЕДАЧ**

Методические указания
по выполнению курсовой работы для
студентов специальности 19020165
«Автомобиле- и тракторостроение»

УЛЬЯНОВСК

2008

УДК 629.114.2 (076)
ББК 39.33+39.34я7

К 89

Рецензент д-р. техн. наук, профессор кафедры «Автомобили»
УлГТУ А. Ш. Хусаинов.

*Одобрено секцией методических пособий научно-методического
совета университета*

Кузьмин, Ю. А.

К 89 **Конструирование и расчет автомобиля. Расчет пружин : методические
указания / Ю. А. Кузьмин. – Ульяновск : УлГТУ, 2008. – 29 с.**

Указания составлены в соответствии с рабочей программой курса «Конструирование и расчет автомобиля» по специальности 19020165 – «Автомобиле- и тракторостроение» и одобрены на заседании кафедры «Автомобили».

В методических указаниях приводятся общие сведения по карданным передачам, рассмотрены передачи с шарнирами равных и неравных угловых скоростей. Даны методы прочностного расчета в условиях динамики.

Работа подготовлена на кафедре «Автомобили».

**УДК 629.114.2 (076)
ББК 39.33 + 39.34я7**

© Ю. А. Кузьмин, 2008
© Оформление. УлГТУ, 2008

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ.....	5
1.1 КЛАССИФИКАЦИЯ И КОМПАНОВКА КАРДАННЫХ ПЕРЕДАЧ.....	5
1.2. КАРДАННЫЕ ШАРНИРЫ.....	6
1.3. ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К КАРДАННОЙ ПЕРЕДАЧЕ.....	11
2. КАРДАННЫЕ ПЕРЕДАЧИ С ШАРНИРАМИ НЕРАВНЫХ УГЛОВЫХ СКОРОСТЕЙ.....	11
2.1. КИНЕМАТИЧЕСКИЕ СВЯЗИ В КАРДАННЫХ ПЕРЕДАЧАХ.....	11
2.2. СИЛОВЫЕ СВЯЗИ В КАРДАННЫХ ПЕРЕДАЧАХ.....	14
2.3. ВЫБОР ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ ШАРНИРОВ.....	15
3. ШАРНИРЫ РАВНЫХ УГЛОВЫХ СКОРОСТЕЙ.....	19
4. РАСЧЕТ КАРДАННЫХ ВАЛОВ.....	22
ПРИЛОЖЕНИЕ А.....	27
ПРИЛОЖЕНИЕ Б.....	28
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	29

ВВЕДЕНИЕ

Инженерная специальная дисциплина «Конструирование и расчет автомобиля», предусматриваемая для студентов специальности 19020165 – «Автомобиле- и тракторостроение», занимает важное место в системе подготовки специалистов по направлению «наземные транспортные системы».

Курс «Конструирование и расчет автомобиля», изучающий основы методов и приемов расчета основных узлов и деталей автомобиля согласно рабочей программе, в 8 семестре заканчивается курсовой работой и продолжается в 9 семестре – курсовым проектом.

Непрерывно обновляемая учебная литература недостаточно концентрирует основные методы расчета карданных передач. Студентам представляет сложность в подборе необходимых методов расчета карданных передач в обширной учебной литературе.

Целью настоящих методических указаний является попытка сконцентрировать основные методы расчетов узлов и деталей карданы и привить студентам теоретические знания и практические навыки по конструированию и расчету карданных передач современных автомобилей и тракторов. Приобретенные знания и навыки могут быть использованы при выполнении курсовых и дипломных проектов, а также в дальнейшем, после окончания вуза, в работе в конструкторских бюро и других подразделениях, связанных с модернизацией и созданием новых моделей автомобилей.

Методические указания содержат общие сведения о назначении различных карданных передач (неравных и равных угловых скоростей) и методики расчета. Даются примеры расчета на прочность и жесткость некоторых деталей карданных передач. Приводятся литературные источники для широкого выбора конструкционных материалов и более углубленного подробного рассмотрения и выполнения расчетов на прочность и жесткость карданных передач. В приложении даются справочные материалы.

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

1.1. Классификация и компоновка карданных передач

Карданной называется передача, осуществляющая силовую связь механизмов автомобиля, валы которых несоосны или расположены под углом и служат для передачи крутящего момента между валами механизмов, причем взаимное положение их может меняться в процессе движения автомобиля в результате упругой деформации рамы или кузова.

В зависимости от типа, компоновки и конструкции автомобиля карданная передача может передавать крутящий момент от коробки передач к раздаточной коробке или к главной передаче ведущего моста, от раздаточной коробки к главным передачам ведущих мостов, между главными передачами среднего и заднего ведущих мостов, от полуосей к передним ведущим и управляющим колесам, от главной передачи к ведущим колесам с независимой подвеской. Карданная передача может также применяться в приводе от коробки отбора мощности к вспомогательным механизмам и для связи рулевого колеса с рулевым механизмом.

Основным элементом карданных передач являются шарниры и валы. Для соединения механизмов автомобиля применяются карданные передачи различного типа: по числу валов— одновальная, двухвальная и многовальная; по числу шарниров— одношарнирная, двухшарнирная и многошарнирная; по типу шарниров— с шарнирами неравных угловых скоростей и с шарнирами равных угловых скоростей.

Одновальные карданные передачи (рис. 1.1, а) применяются на легковых автомобилях с короткой базой и колесной формулой 4х2 для соединения коробки передач 1 с задним ведущим мостом 4. Такая карданная передача состоит из карданного вала 3 и двух карданных шарниров 2.

Двухвальная карданная передача (рис. 1.1, б) применяется на автомобилях с длинной базой и колесной формулой 4х2 для связи коробки передач 1 с задним ведущим мостом 4. Передача включает в себя два

карданных вала 3, три карданных шарнира 2 и промежуточную опору 5. Такая конструкция карданной передачи получила наибольшее распространение на легковых, грузовых автомобилях и автобусах ограниченной проходимости.

На автомобилях повышенной проходимости с колесной формулой 4x4 используются три одновальных карданных передачи (рис. 1.1, в) для соединения соответственно коробки передач 1 с раздаточной коробкой 6, а также раздаточной коробки 6 с задним 4 и передним 7 ведущими мостами.

На автомобилях высокой проходимости с колесной формулой 6x6 (рис. 1.1, г) и индивидуальным приводом ведущих мостов раздаточная коробка 6 соединяется с задним ведущим мостом 4 двухвальной карданной передачей с промежуточной опорой 8. Связь коробки передач 1 с раздаточной коробкой 6 с передним 7 и средним 9 ведущими мостами этих автомобилей осуществляется одновальными карданными передачами.

В автомобилях высокой проходимости с колесной формулой 6x6 и со средним проходным ведущим мостом 9 (рис. 1.1, д) для связи коробки передач 1 с раздаточной коробкой 6 и раздаточной коробки 6 с ведущими мостами 4, 7 и 9 используются одновальные карданные передачи. При этом обеспечивается привод дополнительного редуктора 10 среднего моста 9.

Одновальные и двухвальные карданные передачи, используемые для соединения коробки передач, раздаточной коробки и ведущих мостов автомобилей, имеют карданные шарниры неравных угловых скоростей. Карданные передачи с шарнирами равных угловых скоростей на автомобилях применяются для привода передних управляемых и одновременно ведущих колес.

1.2. Карданные шарниры

Карданным шарниром или карданом называется подвижное соединение, обеспечивающее передачу вращения между валами, оси которых пересекаются под углом.

Карданные шарниры бывают полными, имеющими фиксированные оси качения, и полукарданными, не имеющими фиксированных осей качения (рис. 1.2). Кроме того шарнир, конструкция которого обеспечивает компенсацию изменения длины карданного вала, называется универсальным, в отличие от простого шарнира, не обеспечивающего такую компенсацию.

По кинетическим свойствам различают шарниры равных и неравных угловых скоростей (синхронные и асинхронные). Жесткий карданный шарнир неравных угловых скоростей обеспечивает работу при перекосе осей соединяемых валов до 2° , а упругий - до 10° . Полный карданный шарнир неравных угловых скоростей допускает угловые отклонения осей валов до 20° , а шарнир равных угловых скоростей - до 45° .

В основе всех шарниров равных угловых скоростей лежит единый принцип: точка контакта, через которые передаются окружные силы, находится в бессекторной плоскости валов. Это достигается автоматически с помощью перемещения сепаратора в шариковых шарнирах различной конструкции (рис. 1.3.), с помощью симметрично расположенных делительных канавок в шариковом шарнире типа «Вейс» с помощью дополнительного сферического шарнира в сдвоенном карданном шарнире (рис. 1.4.), а также с помощью специальных конструкций в трехшиповых и кулачковых (рис. 1.5.) шарнирах.

По числу применяемых шарниров бывают одношарнирные, двухшарнирные и многошарнирные карданные передачи.

При установке агрегатов рядом на одном основании часто используется одношарнирная передача с упругим полукарданным шарниром. При значительном расстоянии между агрегатами применяется карданная передача с тремя и более шарнирами и промежуточными опорами.

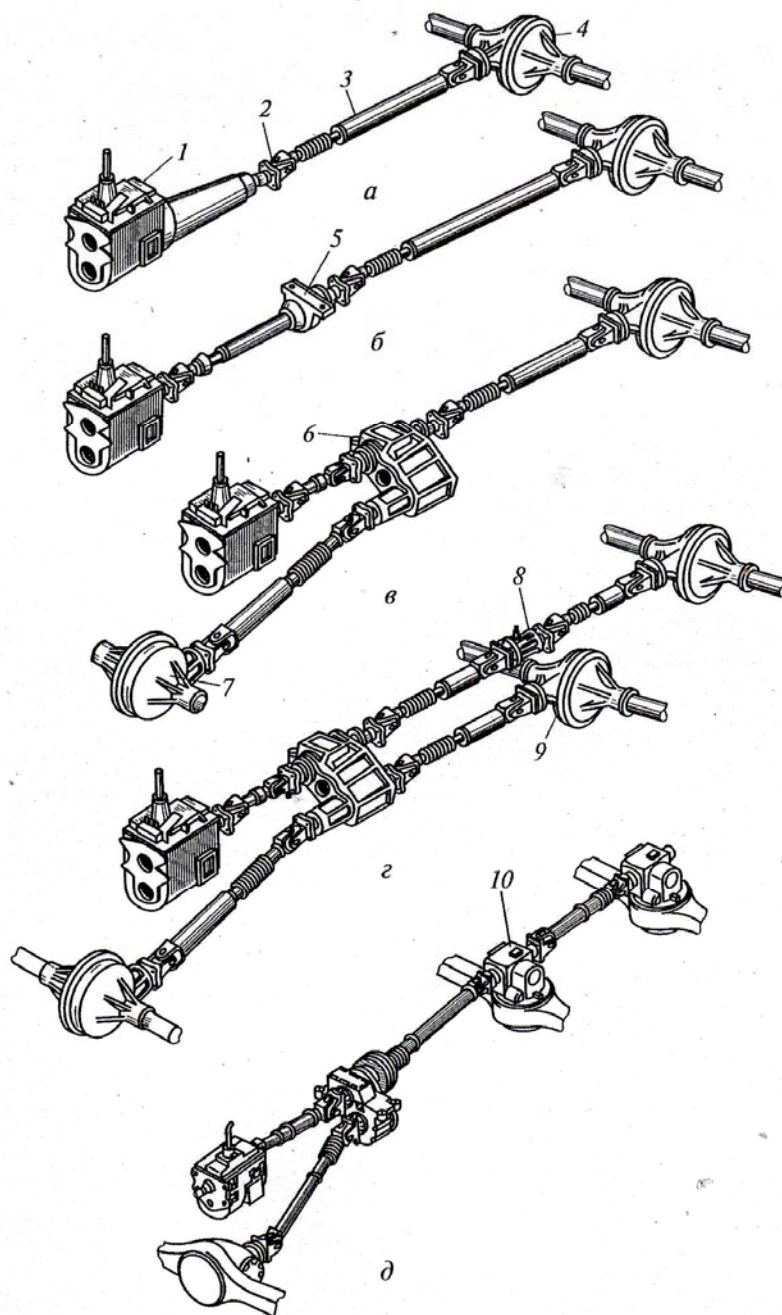


Рис. 1.1. Карданные передачи:

1 – коробка передач; 2 – карданный шарнир; 3 – карданный вал; 4, 7, 9 – ведущие мосты; 5, 8 – промежуточные опоры; 6 – раздаточная коробка; 10 – редуктор

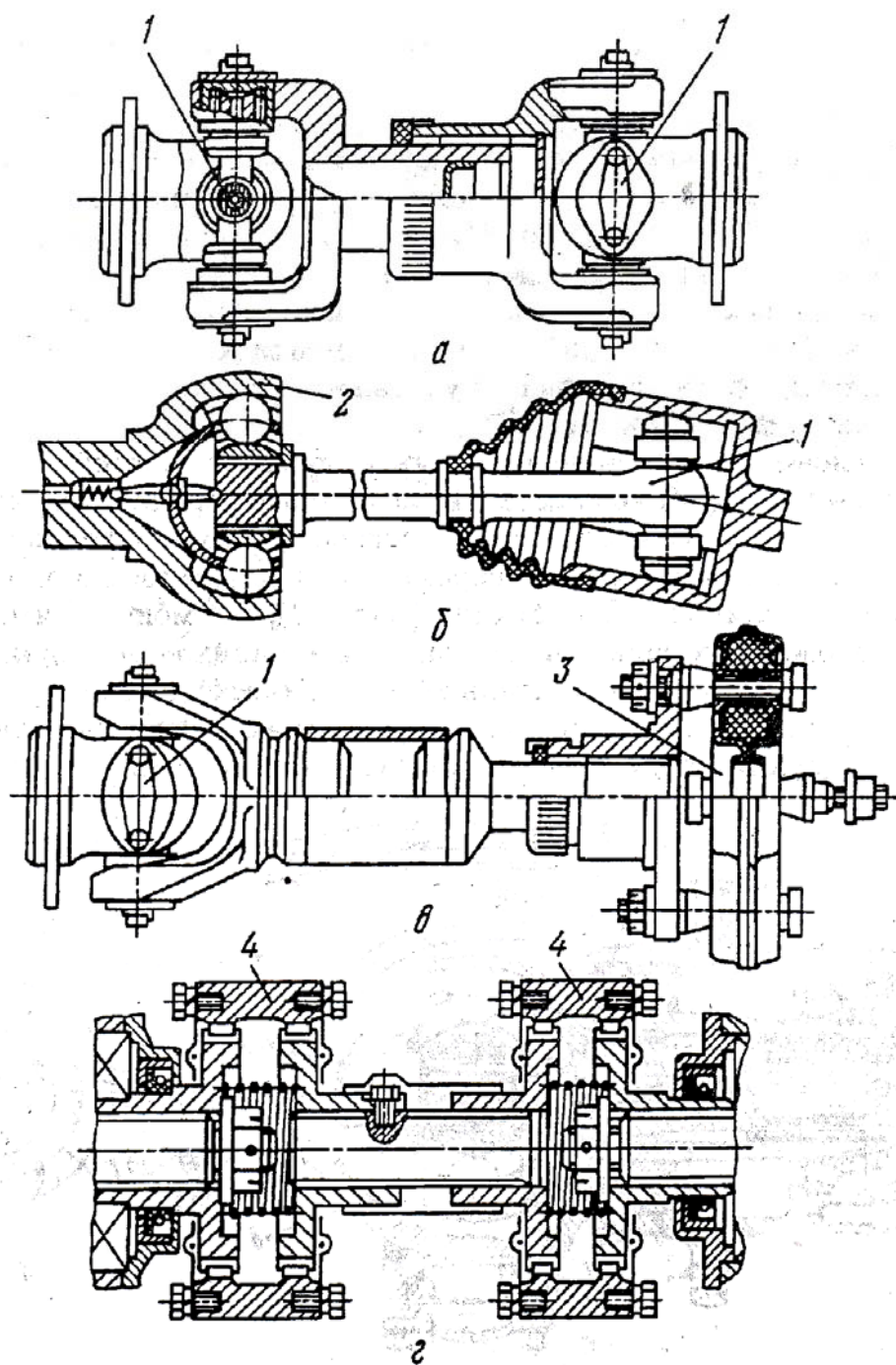


Рис. 1.2. Карданные передачи:

а – с простыми шарнирами, имеющими крестовину; б – с простым (слева) и универсальным (справа) шарнирами; в – с шарниром, имеющим крестовину, и с упругим полукарданным шарниром; г – с жесткими полукарданными шарнирами; 1, 2 – полные карданные шарниры соответственно неравных и равных угловых скоростей; 3, 4 – соответственно упругий и жесткий полукарданные шарниры неравных угловых скоростей

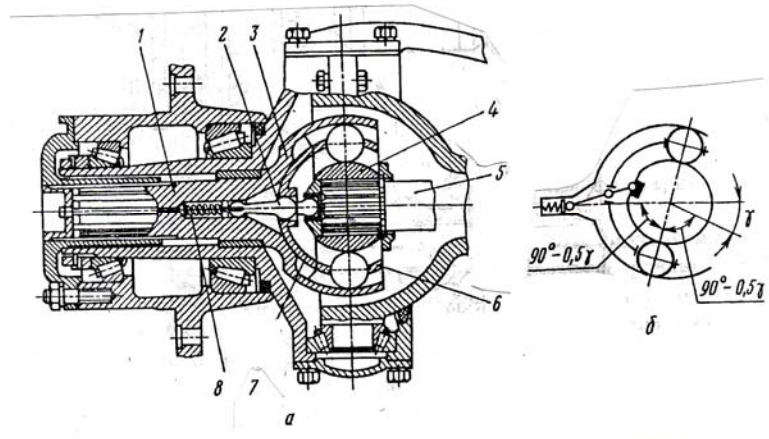


Рис. 1.3. Шестишариковый шарнир с делительным рычажком (типа «Рцеп»):

а – установка шарнира в приводе ведущего управляемого колеса; б – схема шарнира;
 1, 5 – соответственно ведомый и ведущий валы; 2 – длительный рычажок; 3 – сферическая чашка; 4 – сферический кулак; 6 – сепаратор; 7 – направляющая чашка; 8 – пружина

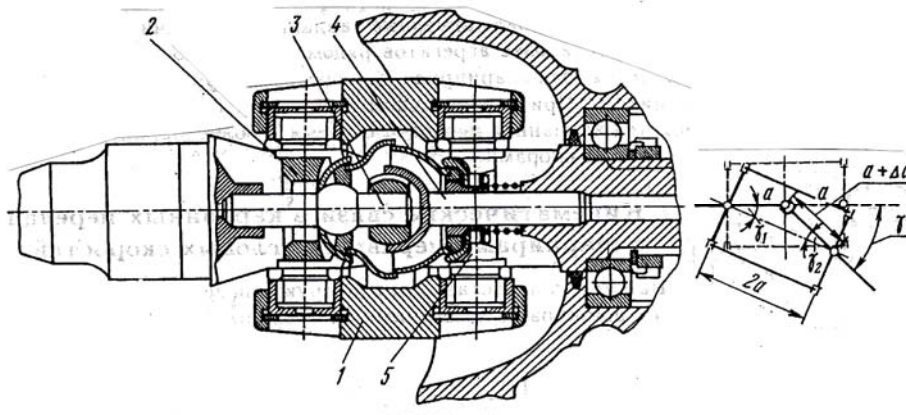


Рис. 1.4. Сдвоенный карданный шарнир:

1 – корпус шарнира; 2, 5 – крестовины; 3 – сферический сухарь; 4 – сферическая обойма

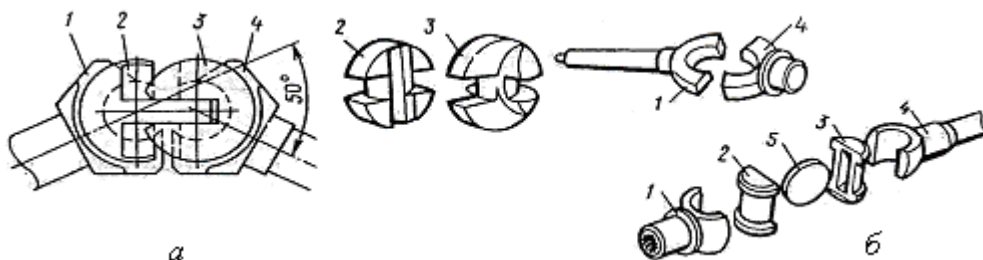


Рис. 1.5. Кулачковые шарниры:

а – шарнир Тракта; б – дисковый; 1, 4 –вилки; 2, 3 – кулаки; 5 – диск

1.3. Основные требования к карданной передаче

Кроме общих требований (минимальные размеры и масса, простота конструкции и обслуживания, технологичность, ремонтпригодность и т. д.) к карданной передаче предъявляются специальные требования:

- обеспечение равенства угловых скоростей ведущего и ведомого валов не зависимо от угла между соединяемыми валами;
- передача крутящего момента без создания в трансмиссии автомобиля дополнительных нагрузок (изгибающих, скручивающих, осевых, вибрационных);
- высокий КПД;
- бесшумность при работе;
- надежность и долговечность конструкции.

2. КАРДАНЫЕ ПЕРЕДАЧИ С ШАРНИРАМИ НЕРАВНЫХ УГЛОВЫХ СКОРОСТЕЙ

2.1. Кинематические связи в карданных передачах.

Схема карданного шарнира неравных угловых скоростей представлена на рис. 2.1.

Если ведущий вал повернется на некоторый угол α , то ведомый вал за это время повернется на какой-то другой угол β и соотношение между углами поворота валов будет:

$$\operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} \beta \cdot \cos \gamma_1 \quad (2.1)$$

Дифференцируя уравнение (2.1) по времени, получаем

$$\frac{1}{\cos^2 \alpha} \frac{d\alpha}{dt} = \frac{1}{\cos^2 \beta} \frac{d\beta}{dt} \cos \gamma_1$$

Так как угловая скорость ведущего вала $\omega_1 = \frac{dx}{dt}$, а угловая скорость

ведомого вала $\omega_2 = \frac{d\beta}{dt}$, то

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos^2 \beta}{\cos^2 \alpha \cdot \cos \gamma_1} = \frac{1}{\cos^2 \alpha \cdot \cos \gamma_1 \cdot (1 + \operatorname{tg}^2 \beta)} \quad (2.2)$$

Учитывая уравнение (2.1) и исключив $\cos^2 \beta$ из выражения (2.2) получаем

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos \gamma_1}{\sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha \cos^2 \gamma_1} = \frac{\cos \gamma_1}{1 - \cos^2 \alpha \sin^2 \gamma_1} \quad (2.3)$$

Следовательно, валы вращаются с разными скоростями ($\omega_1 \neq \omega_2$), а ведомый вал - неравномерно.

На рис.2.2 представлена зависимость ω_1 / ω_2 от угла α при постоянном угле γ_1 . Наибольшее значение $\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{1}{\cos \gamma_1}$ достигается при $\alpha = 0, \pi, 2\pi, \dots$.

Наименьшее значение $\frac{\omega_2}{\omega_1} = \cos \gamma_1$ при $\alpha = \frac{\pi}{2}, \frac{3}{2}\pi, \dots$.

Степень неравномерности вращения ведомого вала определяется коэффициентом неравномерности κ .

$$\kappa = \frac{\omega_{2max} - \omega_{1max}}{\omega_1} = \frac{1}{\cos \gamma_1} - \cos \gamma_1 = \frac{\sin^2 \gamma_1}{\cos \gamma_1} = \sin \gamma_1 \cdot \operatorname{tg} \gamma_1 \approx \gamma_1^2$$

при малых углах γ_1 . Чем больше γ_1 , тем больше неравномерность. Так, например, при $\gamma_1 = 1^\circ$ $\kappa = 0,03\%$, при $\gamma_1 = 10^\circ$ $\kappa = 3\%$, при $\gamma_1 = 20^\circ$ $\kappa = 12\%$.

Для карданной передачи с двумя шарнирами и валами, расположенными в одной плоскости, принято вилки промежуточного вала 2 располагать в

одной плоскости (см. рис. 2.3). В этом случае для второго шарнира, с учетом того, что плоскость его ведущей вилки повернута на 90° относительно плоскости ведущей вилки первого шарнира, можно записать

$$\operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{2} + \beta\right) = \operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{2} + \varphi\right) \cos \gamma_2$$

Данное равенство можно выражать в виде

$$\frac{1}{\operatorname{tg} \beta} = \frac{\cos \gamma_2}{\operatorname{tg} \varphi},$$

или

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{\operatorname{tg} \varphi}{\cos \gamma_2}.$$

Согласно (2.1), для первого шарнира

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \gamma_1}$$

Приравнивая правые части двух последних соотношений, получаем

$$\frac{\operatorname{tg} \varphi}{\operatorname{tg} \alpha} = \frac{\cos \gamma_2}{\cos \gamma_1}$$

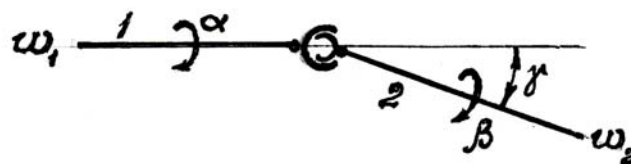


Рис. 2.1. Схема карданного шарнира с одной крестовиной

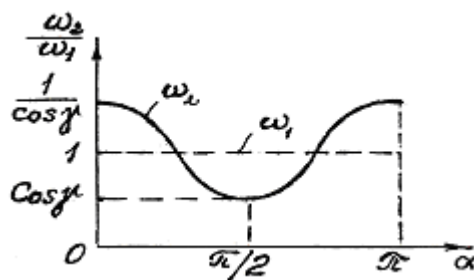


Рис. 2.2. Зависимость отношения угловых скоростей $\frac{\omega_2}{\omega_1}$ карданного шарнира с крестовиной от угла поворота α при постоянном угле γ между валами

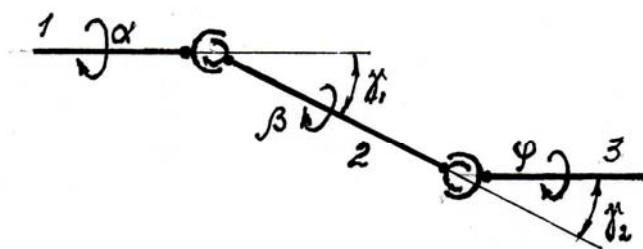


Рис. 2.3. Схема карданного шарнира с двумя крестовинами

Следовательно, синхронность вращения валов 1 и 3 в данном случае может быть обеспечена, если $\gamma_1 = \gamma_2$.

Расчеты трех- и четырехшарнирных карданных передач рассмотрены работах [1], [2] и [4].

2.2. Силовые связи в карданных передачах

Пренебрегая потерями энергии, баланс мощности в шарнире, изображенном на рис. 2.1., можно записать так:

$$T_1 \omega_1 = T_2 \omega_2$$

Или, с учетом выражения (2.2),

$$T_2 = T_1 \frac{\omega_1}{\omega_2} = T_1 \frac{1 - \cos^2 \alpha \sin^2 \gamma}{\cos \gamma},$$

где T_1 и T_2 - соответственно, подводимый и отводимый от шарнира крутящие моменты. Наибольшего значения $T_{2max} = \frac{T_1}{\cos \gamma}$ крутящий момент, отводимый

от шарнира, достигает при $\alpha = \frac{\pi}{2}, \frac{3\pi}{2}, \frac{5\pi}{2} \dots$, наименьшего $T_{2min} = T_1 \cos \gamma$ – при $\alpha = 0, \pi, 2\pi \dots$.

Таким образом, карданный шарнир с крестовиной можно рассматривать как редуктор с переменным передаточным числом

$$u_{ки} = \frac{T_2}{T_1} = \frac{1 - \cos^2 \alpha \sin^2 \gamma}{\cos \gamma}$$

достигающем дважды максимума и дважды минимума за один оборот вала.

2.3. Выбор основных размеров шарниров

Основные размеры крестовин (рис. 2.4,а) и вилок (рис. 2.4,б) карданного шарнира стандартизированы (прил. А). В качестве определяющего принимают размер H , который должен быть равным или большим, чем $H = 7.29\sqrt[3]{T_{кв}}$ – для колесных машин (КМ) с карбюраторными двигателями и $H = 7.73\sqrt[3]{T_{кв}}$ – для КМ с дизелями (здесь H в мм, $T_{кв}$ в Н·м).

Зная размер H , по таблице (прил. А) выбирают соответствующий типоразмер карданного шарнира. После определения размеров деталей карданной передачи выполняют проверочные расчеты.

Напряжения изгиба шипа крестовины в сечении $A - A$ (см. рис. 2.4, а)

$$\sigma_u = \frac{T_{кв} \cdot h}{l_u \cdot 0,1d_u^3 \left[1 - \left(\frac{d_o}{d_u} \right)^4 \right] \cos \gamma},$$

где γ – угол между осями валов, соединяемых карданным шарниром. В существующих конструкциях $\sigma_u = 200 \dots 300 \text{ МПа}$.

Напряжение среза шипа крестовины в сечении $A - A$

$$\tau_{ср} = \frac{4T_{кв}}{l_u \pi d_u^2 \left[1 - \left(\frac{d_o}{d_u} \right)^2 \right] \cos \gamma}.$$

Касательные напряжения среза в существующих конструкциях составляют порядка $\tau_{cp} = 60...100 \text{ МПа}$.

В вилке шарнира (см. рис. 2.4, б) под действием условной сосредоточенной силы, приложенной в середине шипа, на плече a возникает напряжение изгиба σ_u , а на плече c — напряжение кручения τ :

$$\sigma_u = \frac{T_{кв} \cdot a}{l_{ш} W_{\sigma} \cos \gamma}; \quad \tau = \frac{T_{кв} \cdot c}{l_{ш} W_{\tau} \cos \gamma}.$$

Моменты сопротивления зависят от формы опасного сечения $B-B$. При сечении, близком к прямоугольному,

$$W_{\sigma} = l \frac{b^2}{6}; \quad W_{\tau} = k_c \cdot l \cdot b^2.$$

Значения k_c зависят от отношения l/b согласно таблицы 2.1.

Таблица 2.1.

Значения коэффициента k_c

l/b	1	1.5	1.75	2	2.5	3	4	10
k_c	0.208	0.231	0.239	0.246	0.258	0.267	0.282	0.312

В существующих конструкциях напряжения в сечении $B-B$ составляют: $\sigma_u = 50...80 \text{ МПа}$, $\tau = 80...160 \text{ МПа}$. Вилки шарниров выполняют из стали 35, 40, 45, а крестовины — из 18 ХГТ, 20Х.

Расчет долговечности игольчатого подшипника производят по следующему алгоритму:

1. Определяют эквивалентную силу тяги на тех колесах, к которым мощность передается через рассматриваемый карданный вал:

$$P_{кв. экв.} = P_{кв. экв. \Sigma} \lambda$$

где $P_{кв. экв. \Sigma}$ — суммарная эквивалентная сила тяги на всех ведущих колесах, вычисляемая в зависимости от полного веса $G_m \text{ КМ}$ (автопоезда; см. рис. 2.5.); λ — доля той части крутящего момента двигателя, которая передается данным валом,

$$\lambda = \frac{G_{\varphi}}{G_{сц}},$$

Здесь G_{φ} – вес КМ, приходящийся только на те колеса, на которые передается крутящий момент через данный вал; $G_{сц}$ — вес, приходящийся на ведущие колеса;

2. Находят эквивалентный крутящий момент на карданном валу:

$$T_{кв.экв.} = P_{кв.экв.} \frac{r_k}{u_{3,k min}}$$

где r_k – радиус карданного вала, $u_{3,k min}$ – минимально возможное передаточное число от заданного вала до колеса;

3. Вычисляют эквивалентную радиальную силу, действующую на подшипник,

$$F_{r-экв.} = \frac{T_{кв.экв.}}{l_{ш} \cos \gamma};$$

4. Определяют фактор качательного движения в подшипнике

$$f_{кач} = \frac{\gamma}{\alpha_{игл}},$$

где $\alpha_{игл}$ – центральный угол между иглами подшипника, $\alpha_{игл.} = 360^\circ / z_{игл.}$; $z_{игл}$ – число игл в подшипнике (см. прил. А). Если $f_{кач.} > 1$ и является дробным числом, то его значение округляют до меньшего целого числа. Если $0,9 < f_{кач.} < 1$, то принимают $f_{кач} = 1$;

5. Находят поправочный коэффициент k_{α} . При $f_{кач} = 0,2 \dots 0,9$

то $k_{\alpha} = 0,83 \cdot (f_{кач} + 1)$ при $f_{кач} \geq 1$, то

$$K_{\alpha} = 1 + \sum_{j=1}^{f_{кач}} \cos^{3,7} j\alpha, \text{ где } j = 1, 2, \dots, f_{кач}; \text{ при } f_{кач} < 0,2$$

проводят проверку подшипника только по статической грузоподъемности;

6. Вычисляют коэффициент, учитывающий влияние качательного движения на срок службы подшипника,

$$k_{\text{кач}} = 0,1 \frac{z_{\text{изл}}}{k_{\alpha}};$$

7. Рассчитывают приведенную нагрузку на подшипник

$$P_{\text{пр}} = F_{r\text{-экс}} \cdot k_T \cdot k_{\delta},$$

где k_T – температурный коэффициент, равный 1 при рабочей температуре детали $\leq 100^{\circ}\text{C}$; $k_T = 1,05$ при 125°C и $k_T = 1,1$ при 150°C ; k_{δ} – коэффициент безопасности, $k_{\delta} = 1,1 \dots 1,2$;

8. Определяют число оборотов карданного шарнира за 1 км пробега КМ

$$n_1 = \frac{1000 \cdot u_{z,k\text{-min}}}{2 \cdot \pi \cdot r_k};$$

9. Находят срок службы игольчатого подшипника в километрах пробега КМ

$$L_s = k_{\text{кач}} \cdot \frac{10^6}{n_1} \left(\frac{C}{P_{\text{пр}}} \right)^{3,33},$$

где C – динамическая грузоподъемность подшипника, H .

При отсутствии данных C можно определить по формуле

$$C = Az_{\text{изл}}^{2/3} d_{\text{изл}} l_{\text{изл}} \cdot \phi,$$

где A – постоянный коэффициент, равный 39 для игольчатых подшипников без сепаратора и 59 – для подшипников с сепаратором; $d_{\text{изл}}$ – диаметр иглы, мм; $l_{\text{изл}}$ – фактическая длина контактора иглы с кольцом, мм.

Срок службы карданного подшипника не должен быть меньше половины планируемого срока службы КМ до капитального ремонта.

Для проверки подшипника по статистической грузоподъемности C_0 определяют максимальную радиальную нагрузку на подшипник

$$F_{r\text{-max}} = \frac{k_{\delta} T_{\text{кв}}}{l_{\text{изл}} \cos \gamma},$$

где k_0 — коэффициент динамичности, равный 2,5...3,0 для полноприводных КМ; 2,0...2,5 — для неполноприводных грузовых и 1,5...2,0 — для неполноприводных легковых КМ. Должно соблюдаться следующее условие $F_{r-max} < C_0$.

При отсутствии данных статическую грузоподъемность C_0 определяют по формуле

$$C_0 = 22Z_{игл} \cdot d_{игл} \cdot l_{игл.ф},$$

где C_0 в Н, $d_{игл}$ и $l_{игл.ф}$ в мм.

3. ШАРНИРЫ РАВНЫХ УГЛОВЫХ СКОРОСТЕЙ

В шариковых шарнирах окружная сила P от ведущего к ведомому звену передается через шарики (см. рис. 3.1.) и определяется по формуле

$$P = \frac{T_{кв}}{n_T R},$$

где n_T — число шариков, через которые передается крутящий момент. Во избежание перекосов принимают n_T — четным числом (2, 4, 6 или 8).

Нормальная сила N в точках контакта поверхностей шарика и канавок обеих обойм:

$$N = \frac{P}{\cos \alpha_{ш}},$$

где $\alpha_{ш} = 40...45^\circ$.

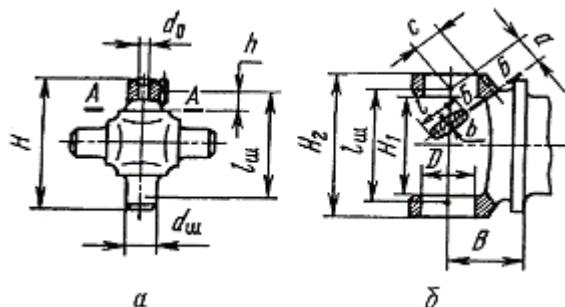


Рис. 2.4. Основные размеры карданного шарнира

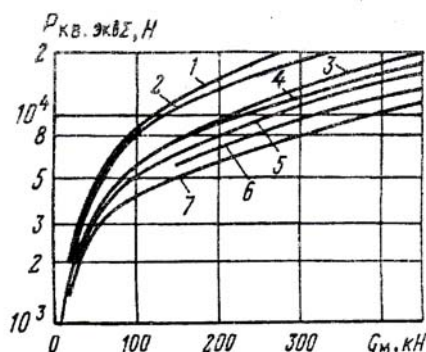


Рис. 2.5. Зависимость суммарной эквивалентной силы тяги от полного веса КМ:

1 – для полноприводных КМ; 2, 7 – для неполноприводных КМ, эксплуатируемых по грунтовым дорогам неудовлетворительного состояния (2), в городских условиях (3), на всех видах дорог в условиях равнинной и пересеченной местности (4), то же в условиях равнинной местности (5), только на асфальтированных дорогах равнинной местности (7), а также для автопоездов общим весом свыше 100кН (6)

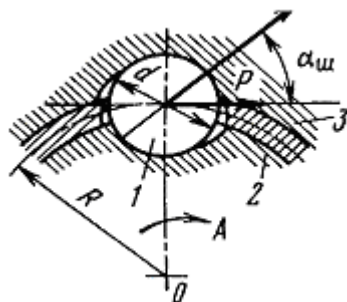


Рис. 3.1. Схема расчета шарикового шарнира:

1 – шарик; 2, 3 – внутренняя и внешняя обоймы

Допускаемая сила $[N]$, действующая на шарик, связана с его диаметром

$$[N] = 26,6 \cdot 10^6 d^2, \text{Н.} \quad (3.1)$$

При этом

$$[N] = NK_{\delta} = \frac{P \cdot k_{\delta}}{\cos \alpha_{ш}} = \frac{T_{кв} \cdot K_{\delta}}{n_T R \cos \alpha_{ш}}. \quad (3.2)$$

Приравнивая правые части выражений для $[N]$ из соотношений (3.1) и (3.2) получим

$$26,6 \cdot 10^6 d^2 = \frac{T_{кв} \cdot K_{\partial}}{n_T R \cos \alpha_{ш}}.$$

Откуда

$$Rd^2 = \frac{T_{кв} \cdot K_{\partial}}{26,6 \cdot 10^6 n_T \cos \alpha_{ш}}. \quad (3.3)$$

Зная $T_{кв}$, k_{∂} и задаваясь числом шариков n_T и углом $\alpha_{ш}$, можно найти численное значение выражения в правой части равенства (3.3). После чего для заданного R определяется диаметр шарика d . Желательно иметь меньшее значение R , но при этом необходимо учесть возможность размещения общего числа n шариков на окружности радиуса R , что можно выразить неравенством $\frac{2\pi \cdot R}{n} > d$, или $\frac{R}{d} > \frac{n}{2\pi}$. При этом $n \geq n_T$.

При передаче крутящего момента в обоймах и шариках возникают значительные контактные напряжения. Поэтому к качеству материалов, из которых их изготавливают, предъявляют повышенные требования. Обоймы делают из стали 15 НМ с последующей цементацией и закалкой, шарики – из стали ШХ 15.

При необходимости передавать большие крутящие моменты используют кулачковые шарниры (см. рис. 1.5.), допускающие углы $\gamma = 45...50^\circ$.

Основные размеры и передаваемые расчетные крутящие моменты для шарниров равных угловых скоростей, применяемых на отечественных полноприводных КМ, приведены в приложении Б.

4. РАСЧЕТ КАРДАНЫХ ВАЛОВ

Валы, соединяющие два карданных шарнира, имеют различные конструкции. При малом расстоянии между шарнирами они могут быть либо сплошными (см. рис. 1.2, б), либо трубчатыми (см. рис. 1.2, а); при большом расстоянии, как правило, - трубчатыми в средней наиболее протяженной части. Последнее обстоятельство вызвано стремлением уменьшить массу вала при обеспечении необходимой прочности и увеличить критическое число оборотов вала при установке его в непосредственной близости от двигателя.

В следствии возможной технологической неравномерности распределения массы в поперечном сечении вала, а также статического прогиба от собственного веса при вращении карданного вала возникает центробежная сила, вызывающая увеличение прогиба и приводящая к вибрациям вала при приближении частоты его вращения к собственной частоте поперечных колебаний вала. Рассмотрим динамическую систему вала, изображенную на рис. 4.1, где штриховой линией показано положение вала, а сплошной – положение при вращении с угловой скоростью $\omega_{кв}$. Будем считать, что вся масса вала $m_{кв}$ сосредоточена в середине вала, причем центр масс расположен на расстоянии e от оси вала.

На практике для уменьшения эксцентриситета e карданный вал балансируют, приваривая к нему пластины необходимых размеров. Допускаемый дисбаланс составляет $em_{кв} = 15...100 \text{ г.см.}$

Центробежная сила, действующая на массу $m_{кв}$ равна

$$F_{ц} = m_{кв} \omega_{кв}^2 (e+y),$$

где y – прогиб вала под действием силы $F_{ц}$.

В положении равновесия центробежная сила уравнивается силой упругости вала $F_u = c_{кв} \cdot y$, где $c_{кв}$ - коэффициент поперечной жесткости карданного вала. Из равенства $F_u = F_y$ имеем

$$y = \frac{m_{кв} \cdot \omega_{кв}^2 \cdot e}{c_{кв} - m_{кв} \omega_{кв}^2}, \quad (4.1)$$

т.е. прогиб вала пропорционален начальному эксцентриситету.

Когда знаменатель выражения (4.1) стремится к нулю, прогиб y вала резко возрастает. Критическая угловая скорость карданного вала

$$\omega_{кр} = \sqrt{c_{кв} / m_{кв}}$$

обращая знаменатель в ноль, совпадает с собственной частотой

$$\omega_{соб} = \sqrt{c_{кв} / m_{кв}}$$

поперечных колебаний вала.

Выражение (4.1) можно переписать в виде

$$\frac{y}{e} = \frac{\omega_{кв}^2}{c_{кв} / m_{кв} - \omega_{кв}^2} = \frac{1}{\frac{\omega_{кр}^2}{\omega_{кв}^2} - 1}.$$

При медленном вращении прогибы y малы, они возрастают при приближении к критической скорости, так как имея одинаковые знаки, прогиб y и эксцентриситет e суммируются (см. рис. 4.1.). При $\omega_{кр} \rightarrow \infty$ центр масс неограниченно приближается к оси вращения, т.е. происходит самоцентрирование вала. Реализовать работу карданного вала трансмиссии автомобиля в закритической сбалансированной зоне не представляется возможным, так как частота его вращения не является стабильной и может изменяться от нуля до некоторого значения, соответствующего максимальной скорости движения колесной машины (КМ). Это приводит к неоднократным переходам через критическую область и недопустимым поперечным вращениям вала.

В связи с этим необходимо обеспечить работу карданного вала в докритической области на значительном удалении от точки $\omega_{кв}/\omega_{кр} = 1$

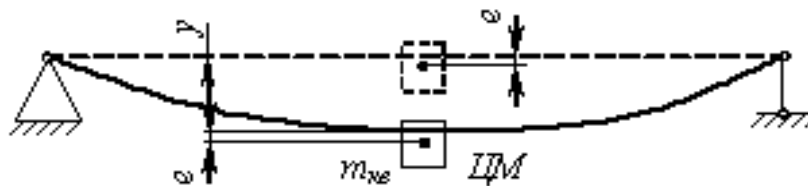


Рис. 4.1. Динамическая схема поперечного колебания карданного вала

Критическая угловая скорость карданного вала

$$\omega_{кр} = 1,15 \cdot 10^4 \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{L_{кв}^2}, \text{ рад/с,}$$

где D и d — наружный и внутренний диаметры трубчатого сечения вала, m ; $L_{кв}$ — длина карданного вала, m .

Критическая частота вращения карданного вала

$$n_{кр} = \frac{30}{\pi} \cdot \omega_{кр} \cong 11 \cdot 10^4 \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{l_{кв}^2}, \text{ мин}^{-1}.$$

За длину $l_{кв}$ карданного вала следует принимать расстояние между центрами карданных шарниров, если в пределах этого расстояния нет промежуточных опор, в противном случае — расстояние между подшипниками этих опор.

Чтобы увеличить критическую частоту вращения, необходимо увеличивать диаметры D и d вала и уменьшать его длину $l_{кв}$ путем простановки промежуточных опор, введения одного или двух дополнительных карданных шарниров или удлинения агрегата трансмиссии коробки передач.

Кроме расчета критической угловой скорости для карданного вала выполняют расчеты на прочность.

Для карданных валов передающих весь крутящий момент от двигателя, за расчетный крутящий момент $T_{кв}$ принимают наименьший из двух моментов, вычисляемых по формулам:

$$T_{кв} = T_{me} u_{дв,з-мах};$$

$$T_{кв} = G_{сц} \cdot r_{к} / u_{з,к,min} ,$$

где $u_{дв,з,max}$ – максимально возможное передаточное число от двигателя до заданного вала; $G_{сц}$ – вес, приходящийся на ведущие колеса; φ – коэффициент сцепления колес с дорогой; $u_{з,к,min}$ – минимально возможное передаточное число оси заданного вала до колеса.

Для карданных валов, передающих только часть крутящего момента двигателя, расчетный крутящий момент определяется по последней формуле с заменой в ней веса $G_{сц}$, приходящегося на все ведущие колеса, на вес G_{φ} , приходящегося только на те же колеса, на которые передается крутящий момент через данный вал.

Напряжение кручения τ для валов, изготовленных из низкоуглеродистых сталей 15, 20 составляет 100...120 МПа – для грузовых и 25 – 55 МПа – для легковых КМ и определяется по формуле

$$\tau = \frac{T_{кв} D}{0,2(D^4 - d^4)}, \text{ МПа.}$$

Для сплошного вала, применяемого в приводе к ведущим управляемым колесам и изготавливаемого из сталей марок 30, 35Х, 40, напряжение кручения определяется из соотношения

$$\tau = \frac{T_{кв}}{0,2D^3}, \text{ МПа.}$$

В выполненных конструкциях напряжение составляет 300...400 МПа.

В шлицевых соединениях напряжение смятия шлиц определяют по формуле

$$\sigma_{см} = \frac{8T_{кв}}{(D_{шл}^2 - d_{шл}^2) l_{шл} n_{шл}}, \text{ МПа.}$$

Напряжение смятия составляет 15...20 МПа, а напряжение среза — 25...35 МПа и определяют по формуле

$$\tau_{cp} = \frac{T_{кв}}{d_{шл} \cdot l_{шл} \cdot b_{шл} \cdot n_{шл}}, \text{ МПа}$$

Здесь $D_{шл}$ и $d_{шл}$ — наружный и внутренний диаметры шлицев; $l_{шл}, b_{шл}, n_{шл}$ — рабочая длины, ширина (в окружном направлении) и количество шлицев соответственно.

В шлицевом соединении карданного вала смазка не удерживается на поверхностях шлицев, в результате чего перемещения в шлицевом соединении происходят в условиях граничного трения. При этом коэффициент трения μ составляет 0,2 и даже 0,4 (при задирах). В результате, возникшая осевая сила, определяется по формуле

$$P_x = \frac{4T_{кв}\mu}{D_{шл} + d_{шл}}, \text{ кН.}$$

P_x достигает иногда до 20...30 кН и приводит к дополнительным нагрузкам на карданные шарниры, промежуточные опоры, подшипники раздаточной коробки или коробки передач и главной передачи. Повышенное трение в шлицевом соединении вызывает износ шлицев и нарушение балансировки карданного вала. Из-за осевых сил долговечность карданных передач в 2...3 раза меньше долговечности основных агрегатов трансмиссии.

Для уменьшения осевой силы достаточно увеличить диаметры $D_{шл}$ и $d_{шл}$ шлицевого соединения и уменьшить коэффициент трения. Последнего можно добиться, если покрывать шлицы специальными материалами (μ уменьшается в 3 раза) либо заменять трение скольжения на трение качения, вводя в контакт шарики или ролики (μ уменьшается в 20 раз). Уменьшить вероятность появления значительных осевых сил можно при правильном кинематическом согласовании подвески и карданной передачи, т.е. когда перемещения в шлицевом соединении минимальны.

Приложение А

Основные размеры и показатели шарниров неравных угловых скоростей (см. рис.)

Показатели	Типоразмер							
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII
Размеры, мм:								
H	57,170	74,20	80,0	90,0	108,0	127,0	147,0	165,0
$d_{ш}$	14,725	15,23	16,3	22,0	25,0	33,65	33,65	45,0
H_1	64,260	55,00	60,0	–	–	–	–	–
H_2	–	–	–	98,0	118,0	135,0	155,0	173,0
B	36,000	45,00	40,0	50,0	65,0	74,0	86,0	85,0
D	23,823	28,00	30,0	35,0	39,0	50,0	50,0	62,0
Обозначение подшипника	904902	704902	704702K2	804704	804805	804907	804707	804709
Число игл $z_{игл}$	22	22	29	26	29	38	38	50
Диаметр иглы $d_{игл}$, мм	2,4	2,5	2,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0
Длина иглы $l_{игл.ф}$, мм	10,0	12,5	13,8	18,0	18,1	18,0	24,0	24,0
Грузоподъемность подшипника, кН:								
динамическая C^*	8,0(8,5)	7,2(8,0)	7,7(8,5)	13,7(15,0)	14,5(16,0)	16,5(18,0)	21,0(23,0)	31,5(35,0)
статическая C_0^{**}	4,5(11,2)	5,0(12,5)	6,0(15,0)	11,0(28,0)	13,0(32,0)	17,0(43,0)	20,0(50,0)	27,0(67,0)

*В скобках указаны значения для подшипника высшей категории качества.

** В скобках приведены значения для подшипника, работающего в режиме качательного движения

Приложение Б

Основные размеры и показатели шарниров равных угловых скоростей

Показатели	Тип шарнира					
	шариковый				кулачковый (дисковый)	
Расчетный крутящий момент, кН·м	1,37	2,20	4,50	7,75	8,20	30,7
Диаметр шарика (диска), мм	25,3	29,5	40,0	42,86	98,0	108,0
Максимальный диаметр вращения шарнира, мм	98	109	142	156	122	140
Расстояние между наружными торцами, мм	96	109	134	144	166	192
Наружный диаметр вала, мм	32,0	35,0	44,5	50,0	55,0	62,0
Нагрузка на передний мост, кН, не более	10,0	15,0	27,5	35,0	40,0	55,0

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. 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.
2. Осепчугов В. В., Фрумкин А. К. Автомобиль: Анализ конструкций, элементы расчета: Учеб. для вузов. — М.: Машиностроение, 1989.— 304 с.
3. Вахламов В. К. Автомобили: конструкции и элементы расчета: Учеб. для вузов / В. К. Вахламов.— М.: Изд. центр «Академия», 2006. — 480 с.
4. Малаховский Я. Э. Карданные передачи / Я. Э. Малаховский, А. А. Лапин, Н. К. Веденеев.- М.: Машгиз, 1962. — 153 с.

Учебное издание

Кузьмин Юрий Александрович

Конструирование и расчет автомобиля.

Расчет карданных валов

Методические указания

Редактор Н. А. Евдокимова

Формат 60×84/16.

Бумага офсетная. Усл. печ. л. 1,56.

Тираж 60 экз.

Ульяновский государственный технический университет
432027, г. Ульяновск, ул. Сев. Венец, 32

Типография УлГТУ, 432027, г. Ульяновск, ул. Сев. Венец, 32