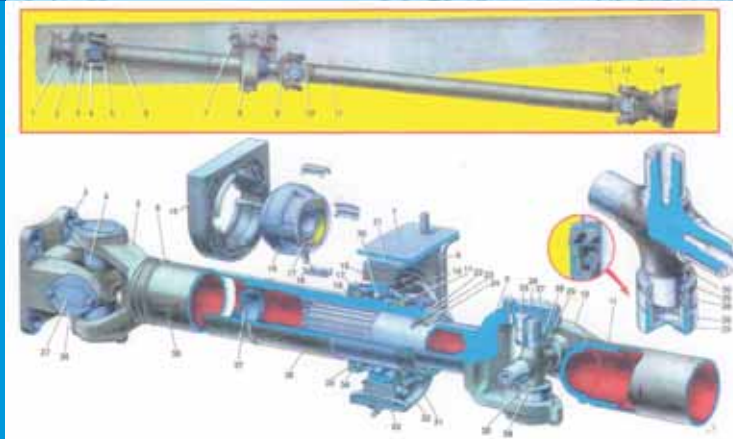


**В.И. Некрасов
Г.Н. Шпитко**

КАРДАННАЯ ПЕРЕДАЧА

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ



ISBN 978-5-4217-0225-2



Курганский
государственный
университет



редакционно-издательский
центр
43-38-36

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

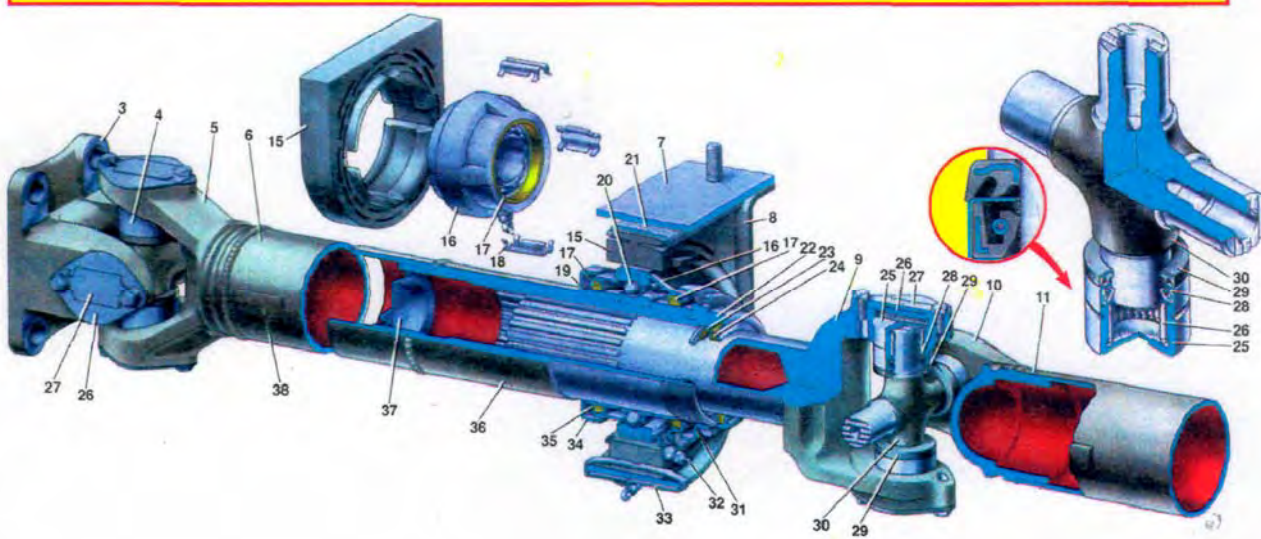
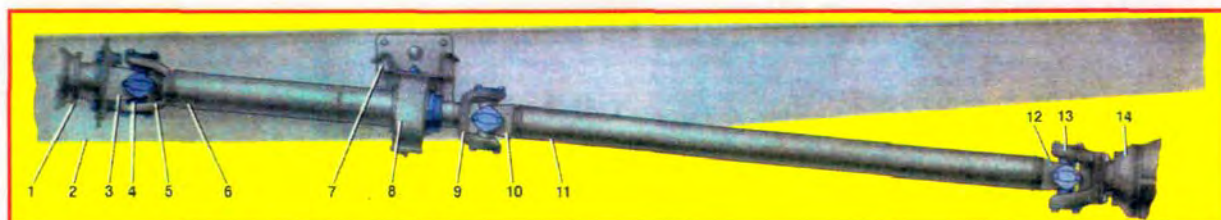
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Курганский государственный университет»
ФГБОУ ВПО «Тюменский государственный нефтегазовый университет»
ФГБОУ ВПО «Сургутский институт нефти и газа»

В.И. Некрасов, Г.Н. Шпитко

КАРДАННАЯ ПЕРЕДАЧА

Учебное пособие

Допущено УМО вузов РФ по образованию в области транспортных машин и
транспортно-технологических комплексов в качестве учебного пособия для
студентов вузов, обучающихся по специальности
«Автомобиле- и тракторостроение»



Курган 2013

УДК 629.113.001.4-585

ББК

Н 48

Р е ц е н з е н т ы

кафедра «Автомобилестроение» Южно-уральского государственного университета (зав. кафедрой – канд. техн. наук, доцент В.В. Краснокутский)

ООО «Испытательно-технический Центр «ТЕСТ-Сервис»» (директор, канд. техн. наук, доцент С.Е. Хоменко).

Печатается по решению методического совета Курганского государственного университета в рамках проекта «Инженерные кадры Зауралья».

Научный редактор – канд. техн. наук С.С. Гулезов.

Некрасов, В. И. Карданная передача [Текст] / В. И. Некрасов, Г. Н. Шпитко : учебное пособие. – Курган, Сургут: Изд-во Курганского гос. ун-та, 2013. - 136 с.

В учебном пособии приведены сведения по конструкции, конструированию и расчету карданной передачи: валов, компенсирующего шлицевого соединения, карданных шарниров. Часть из приведенных в учебном пособии схем защищена авторскими свидетельствами и патентами Тюменского нефтегазового и Курганского государственных университетов.

Пособие предназначено для студентов машиностроительных вузов, обучающихся по специальностям 190109 «Наземные транспортно-технологические средства», 190100 «Наземные транспортно-технологические комплексы», 190601 «Автомобили и автомобильное хозяйство», 190600.68 (190600.62) «Эксплуатация транспортных машин и комплексов» и 190603 «Эксплуатация и обслуживание транспортных и технологических машин и оборудования», а также аспирантов и специалистов автотранспорта.

Рис. - 93, табл. - 11

ISBN 978-5-4217-0225-2

УДК 629.113.001.4-585
ББК

© Курганский государственный
университет, 2013

© Некрасов В.И., Шпитко Г.Н., 2013

ВВЕДЕНИЕ

Требование увеличения производительности автомобильного транспорта обуславливает необходимость совершенствования конструкций и увеличения выпуска легковых и грузовых автомобилей, автопоездов различных типов и назначений. Растет количество автомобилей с числом ведущих колес более двух, в том числе многоосных, с колесной формулой 4х4, 6х4, 6х6 и т.д.

Эксплуатационные свойства и надежность создаваемых **НТС** в значительной степени зависят от характеристик трансмиссии. Трансмиссия - это совокупность агрегатов и механизмов **НТС**, передающих крутящий момент двигателя ведущим колесам и изменяющих крутящий момент и частоту вращения по величине и направлению. Она согласует ограниченные возможности двигателей с широким спектром требований условий эксплуатации **НТС**.

Трансмиссии многоосных автомобилей отличаются большим разнообразием схем привода, применением **КП** и специальных трансмиссионных агрегатов – узлов деления и отбора мощности: дифференциалов, **РК**, **УОМ**: **КОМ** и **ВОМ**. Для передачи потока мощности между этими агрегатами и узлами необходимы **карданные передачи**.

Материал учебного пособия построен по принципу «от общего к частному» и распределен так, чтобы при изучении и закреплении информации необходимо было обращаться в раздел «**Тесты**».

Сохранены размерности величин, приведенные в первоисточниках.

Частично используется журнальный стиль изложения для перехода от молодежного сленга к техническим терминам.

АББРЕВИАТУРЫ

(АР.12.02): АР - журнал «Авторыевю», 12 - последние цифры года издания, 02 - номер журнала;

ВОМ – вал отбора мощности;

ГП - главная передача;

КаП – карданная передача;

КОМ – коробка отбора мощности;

КП - коробка передач;

МРК – многоступенчатая раздаточная коробка;

НТС - наземная транспортная система;

ПМ - планетарный механизм;

РК - раздаточная коробка;

СДМ – строительные и дорожные машины;

УК - управляемые колеса;

УОМ – узел отбора мощности;

ШРУС – шарнир равных угловых скоростей

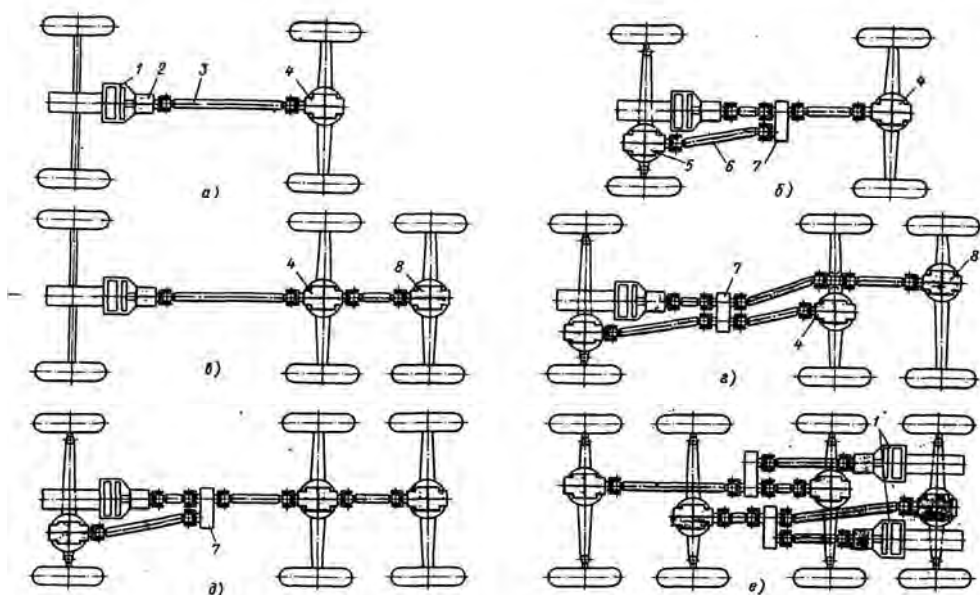
1 КОНСТРУКЦИЯ КАРДАННОЙ ПЕРЕДАЧИ

1.1 Назначение, требования, классификация, общее устройство карданных передач

Карданная передача - это механизм трансмиссии автомобиля, предназначенный для передачи крутящего момента внутри трансмиссии между агрегатами, оси которых не совпадают или могут изменять свое положение, состоящий из одного или нескольких карданных валов и карданных шарниров.

КаП, как правило, служит для передачи крутящего момента к агрегатам трансмиссии, валы которых при движении автомобиля расположены несоосно.

На **рисунке 1.1** приведены схемы **КаП** автомобилей с различной колесной формулой.



Колесная формула: **а)** 4х2; **б)** 4х4; **в)** 6х4; **г)** 6х6 с индивидуальным приводом мостов; **д)** 6х6 с проходным средним мостом; **е)** 8х8 (БТР с двумя двигателями);

1 – сцепление; 2 – КП; 3, 6 – **КаП**; 4, 5, 8 – ГП; 7 – РК

Рисунок 1.1 – Схемы карданных передач

Требования к КаП зависят от их назначения. Общими требованиями для всех передач являются следующие:

1 обеспечение надежной и равномерной передачи крутящего момента;

2 обеспечение высокого **КПД** малым трением во всех соединениях (в том числе и шлицевых);

3 минимальные нагрузки, возникающие из-за дисбаланса (неуравновешенности) деталей **КаП**; обеспечение отсутствия резонансных явлений в зоне эксплуатационных скоростей;

4 бесшумность работы - вибрационные нагрузки и уровень шума при работе **КаП** должны быть минимальными;

5 простота и надежность конструкции, создание условий для надежной работы **КаП** с большим интервалом между техническими обслуживаниями [11].

КаП классифицируют:

1 по назначению:

а) для привода ведущих мостов, которые во время работы изменяют свое взаимное положение относительно несущей системы (максимальный угол между осями валов до $15-20^0$) – **рисунок 1.1**;

б) для привода **УК** комбинированных (ведущих и управляемых) мостов с зависимой подвеской (**рисунок 1.1 б, г, д, е**);

в) для привода **УК** комбинированных разрезных мостов с независимой подвеской (**рисунок 1.2, передний мост**), а также, например, переднеприводные **ВАЗ** - до $30-40^0$;

г) для привода ведущих колес с независимой подвеской (**рисунок 1.2, задний мост, а также ЗАЗ, ВАЗ-2121**);

д) для привода механизмов, установленных на несущей системе и имеющих малые относительные перемещения ($3-5^0$);

е) для привода дополнительных механизмов (лебедок, насосов, опрокидывающих устройств самосвалов и т.д.);

ж) для привода рулевого механизма;

2 по числу карданных шарниров: а) одинарные (одношарнирные – **рисунок 1.3 а**), б) двойные (двухшарнирные – **рисунок 1.1 а; 1.3 б**) и в) многошарнирные;

3 по конструкции: а) открытые (**рисунок 1.1, 1.2 и 1.3 б**) и б) закрытые (**рисунок 1.3 а: АМО-Ф-15, ГАЗ АА, Фиат-124**).

На **рисунке 1.2** показаны **КаП** трансмиссии полноприводного автомобиля 4х4 «Фольксваген Ильтис» [13].

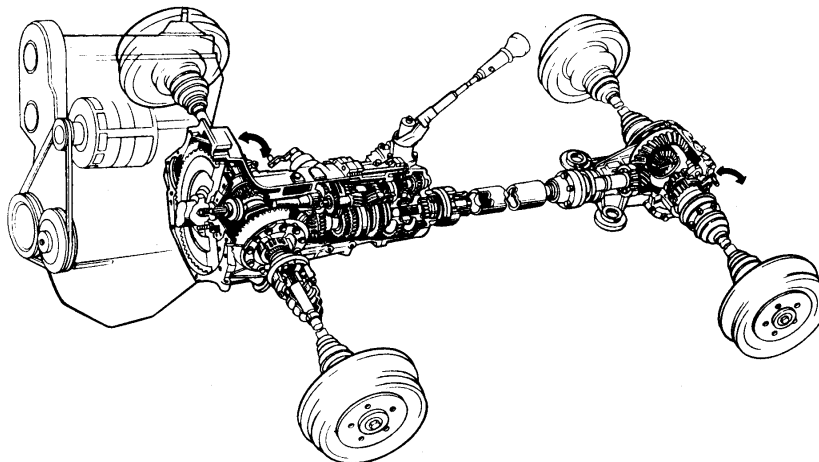
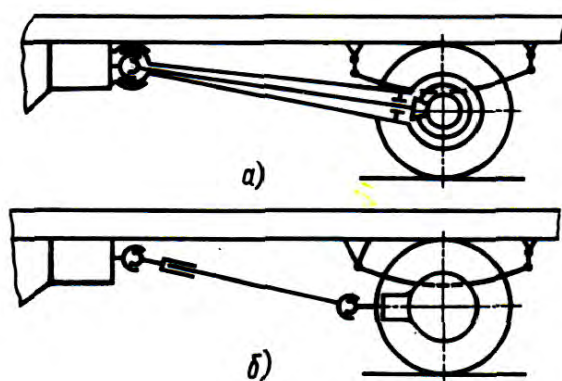


Рисунок 1.2 - Карданные передачи трансмиссии полноприводного автомобиля 4х4 «Фольксваген Ильтис»

Закрытая КаП (рисунок 1.3 а) размещается внутри трубы, соединяющей ведущий мост с несущей системой. Труба воспринимает реактивный момент от ведущего моста, иногда она служит и для передачи толкающих усилий. Длина карданного вала в такой конструкции не изменяется, компенсирующее соеди-

нение не требуется, используется только **один карданный шарнир**. Такая **КаП** защищена от пыли, что обеспечивает повышение долговечности ее работы, но имеет повышенную металлоемкость.

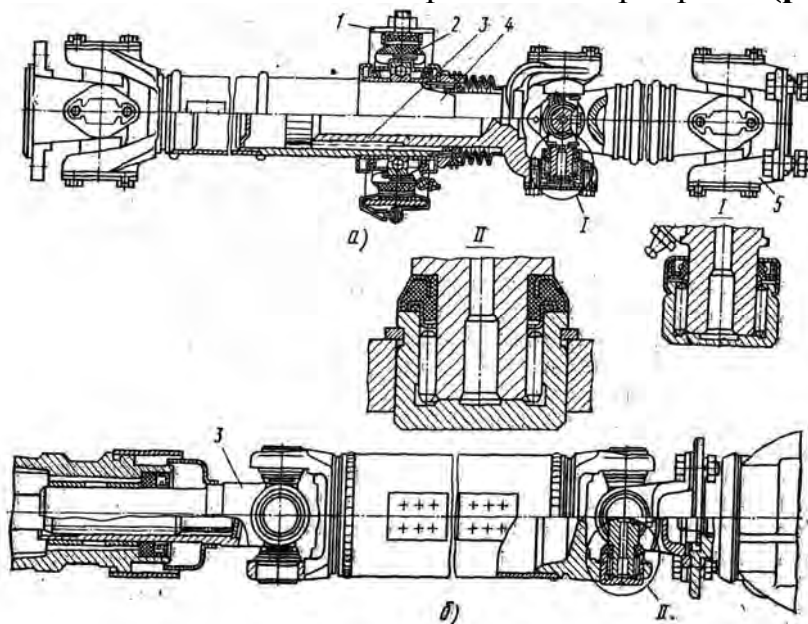
Открытая КаП (рисунок 1.3 б) должна иметь не менее двух карданных шарниров и компенсирующее (телескопическое, шлицевое) соединение (**рисунок 1.4; № 3-4**), так как расстояние между шарнирами в процессе движения изменяется. Шлицы прямобоочные или эвольвентного профиля (**ГАЗ, ЗИЛ, КамАЗ**) и центрируются по поверхностям, не участвующим в передаче крутящего момента. Например, у **ЗИЛ-130 (рисунок 1.4)** центрирование выполнено по наружному диаметру шлицев и дополнительное центрирование внутренней поверхности шлицев втулки по гладкой цилиндрической шейке скользящей вилки [12].



а – закрытая; б – открытая [15]

Рисунок 1.3 - Схемы карданных передач

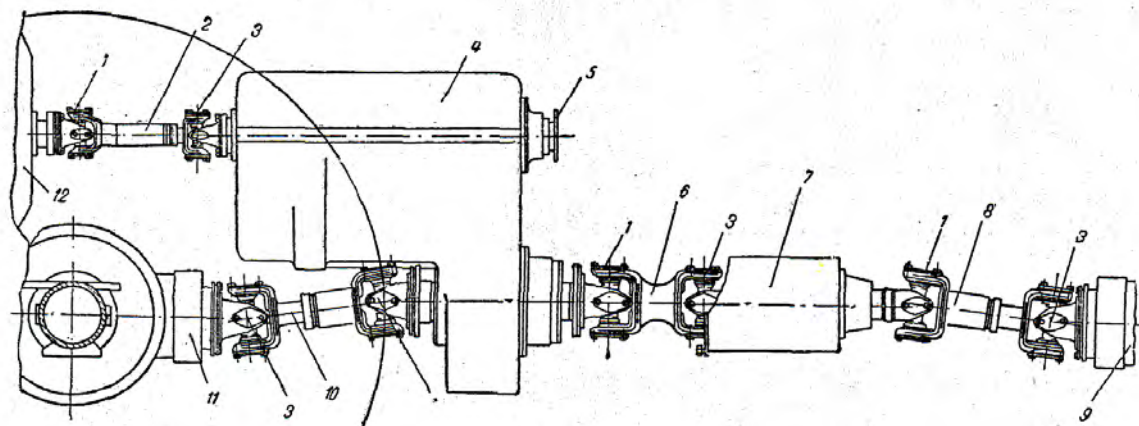
В общем случае **КаП** состоит из карданных валов, промежуточной опоры **1**, компенсирующего соединения **3-4** и карданных шарниров **5 (рисунок 1.4)**.



а – с двумя валами и промежуточной опорой; **б** – с одним валом и удлинителем для **КП** (коробки передач); **1** – промежуточная опора; **2** – резиновая втулка; **3** – скользящая вилка; **4** – наконечник трубы; **5** – карданный шарнир [11]

Рисунок 1.4 - Карданная передача автомобиля

На **рисунке 1.5** представлены **КаП** трактора «Кировец» К-700. Они состоят из четырех карданных валов **2, 6, 8 и 10**, снабженных одинаковыми асинхронными карданными шарнирами **1 и 3**. Карданный вал **2** установлен между комбинированным карданным шарниром **12** (**рисунок 2.5**), расположенным на маховике двигателя, и **КП 4**, которая фактически является **МРК**, в ней объединены **КП** и **РК**. Карданный вал **6** размещен между раздаточным валом **МРК** и промежуточной опорой **7**, карданный вал **8** установлен между опорой **7** и **ГП** заднего моста **9**, а карданный вал **10** - между раздаточным валом **МРК** и **ГП** переднего моста **11**. Кроме того, между фланцем **5 МРК** и **ВОМ** установлены две **КаП** (валы и шарниры) аналогичные ранее рассмотренным.



1, 3 – карданные шарниры; 2, 6, 8, 10 – карданные валы; 4 – КП;
5 - фланец **ВОМ**; 7 – промежуточная опора; 9 – **ГП** заднего моста;
11 – **ГП** переднего моста; 12 – комбинированный карданный шарнир [8]

Рисунок 1.5 - Карданные передачи трактора «Кировец» К-700

1.2 Карданный вал

Карданный вал впервые применили на автомобиле **Рено** в **1898 г.**

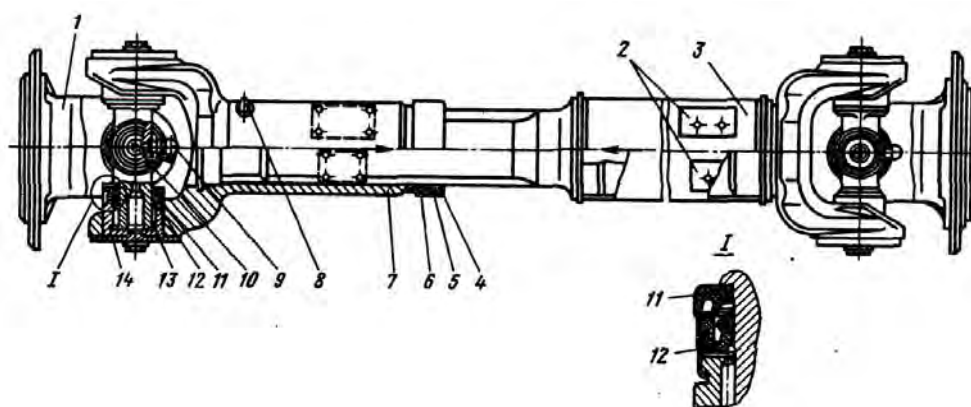
Он обычно представляет собой тонкостенную трубу большого диаметра с наконечниками, вваренными по его концам. Труба карданного вала автомобилей **МАЗ** (**рисунок 1.6**) изготовлена из тонкой холоднокатаной листовой малоуглеродистой стали. К заднему торцу трубы после напрессовки приварена вилка шарнира, а к переднему – наконечник со шлицами [2;7;16].

На **рисунке 1.7** показана диаграмма движения центра сечения вала. При вращении карданный вал изгибается вследствие его неуравновешенности.

При некоторой частоте вращения карданный вал теряет устойчивость – его прогиб начинает прогрессивно нарастать, и возможна поломка вала.

Если вал неуравновешен, то его центр тяжести **С** (**рисунок 1.7**) смещен относительно оси вращения **0** на величину **е**. Если вал не вращается, то $\omega = 0$ и центр его сечения **0₁** совпадает с осью **0**.

При вращении центробежная сила **F_ц** вызывает прогиб вала на величину **f**, в результате чего появляется сила упругости **F_у = с f**, где **с** – изгибная жесткость вала.



- 1 – фланец-вилка; 2 – балансирующие пластины; 3 – вал; 4 – кольцо сальника;
 5 – сальник; 6 – обойма сальника; 7 – скользящая вилка; 8 – масленка вилки;
 9 – масленка крестовины; 10 – крестовина; 11 – торцевое уплотнение;
 12 – сальник игольчатого подшипника; 13 – игольчатый подшипник;
 14 – крышка подшипника

Рисунок 1.6 - Карданный вал с шарнирами автомобиля МАЗ

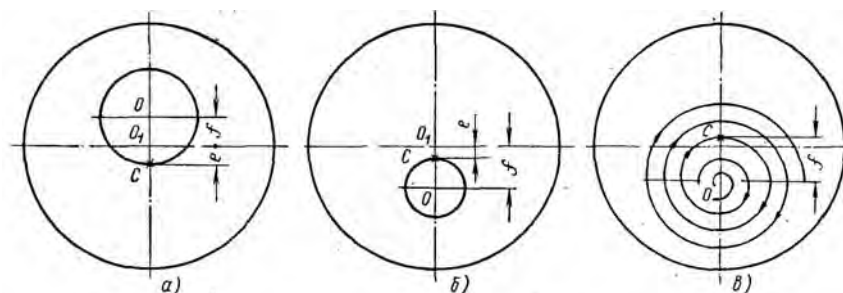


Рисунок 1.7 – Диаграмма движения центра сечения вала [10]

Если вал находится в положении устойчивого равновесия, то $F_x = F_y$ или, если обозначить через m массу вала, то можно написать:

$$m(e + f)\omega^2 = c f,$$

откуда

$$f = e [m \omega^2 / (c - m \omega^2)].$$

Если $c \rightarrow m \omega^2$, то $f \rightarrow \infty$. Критической угловой скоростью вращения карданного вала можно назвать величину:

$$\omega_{кр} = (c / m)^{0.5},$$

при которой согласно предыдущей формуле положение устойчивого равновесия наступит при прогибе карданного вала $f = \infty$. Тогда будем иметь:

$$f = e [\omega^2 / (\omega_{кр}^2 - \omega^2)].$$

В области докритической частоты вращения при $\omega < \omega_{кр}$ имеем $f > 0$. Центр тяжести описывает окружность (рисунок 1.7 а), и движение является **устойчивым**.

Другой случай **устойчивого** движения соответствует **надкритической** частоте вращения, когда $\omega > \omega_{кр}$ и $f < 0$. Положение точек O и O_1 для этого случая изображено на рисунок 1.7 б.

Случай, когда $\omega = \omega_{кр}$, соответствует **неустойчивому** движению, при котором центр тяжести стремится двигаться по архимедовой спирали (рисунок

1.7 в), причем прогиб вала за каждый оборот растет пропорционально неуравновешенности (смещению e). Работа в области **критической** частоты вращения может привести к поломке карданного вала, если только силы сопротивления не остановят нарастания прогиба вала.

На **рисунке 1.8 а** показано, как меняются прогибы карданного вала грузового автомобиля при затухании частоты вращения, начиная со значения **3000 об/мин**. Вал последовательно проходит область **надкритической**, **критической** и **докритической** частоты вращения.

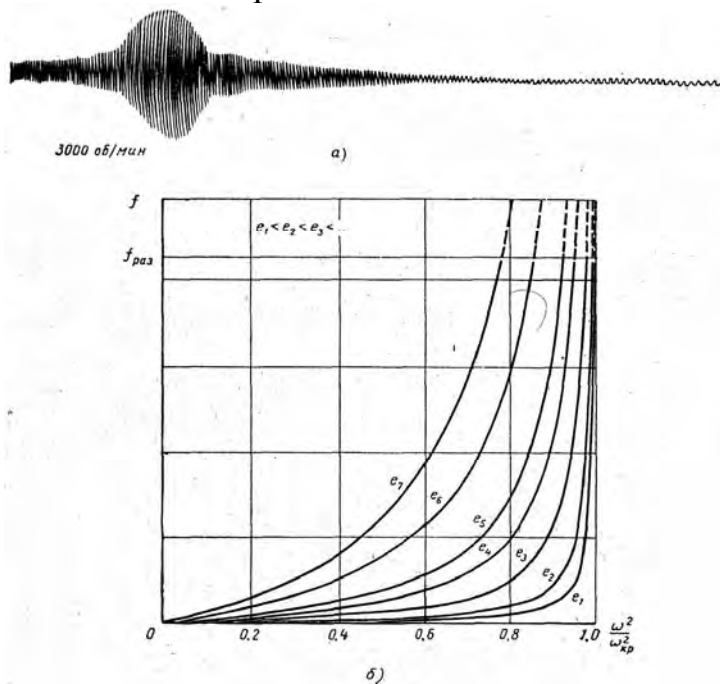


Рисунок 1.8 - Диаграмма прогиба карданного вала [10]

На **рисунке 1.8 б** показано, как изменяется прогиб вала по мере приближения к критической частоте вращения при различной величине e . Если $f_{\text{раз}}$ – прогиб вала, при котором наступает разрушение, то с ухудшением балансировки частота вращения $n_{\text{кр}}$, вызывающая разрушение вала, понижается или (что то же) уменьшается отношение $\omega / \omega_{\text{кр}}$.

Преобразуем выражение для критической скорости вращения карданного вала. Так как $c = G / f$, $m = G / g$ и $n_{\text{кр}} = 30 \omega_{\text{кр}} / \pi$, получим:

$$n_{\text{кр}} \approx 300 / (f)^{0,5} \text{ об/мин.}$$

Считая карданный вал балкой на двух опорах со свободно опертыми концами и равномерно распределенной нагрузкой, имеем:

$$f = (5 / 384) (q L^4) / (E J),$$

где G – вес карданного вала в кгс;

q – вес 1 пог. см в кгс;

L – длина вала в см;

$E = 2 \times 10^6$ - модуль упругости первого рода в кг/см²;

$J = (\pi/64) (d_{\text{н}}^4 - d_{\text{в}}^4)$ – момент инерции сечения в см⁴.

Учитывая, что $q = (\pi/4) (d_{\text{н}}^2 - d_{\text{в}}^2) \gamma$, где $d_{\text{н}}$ и $d_{\text{в}}$ – наружный и внутренний диаметры вала; $\gamma = 7,85 \times 10^{-3}$ кг/см³, получаем:

$$n_{\text{кр}} = 10,46 \times 10^6 (d_{\text{н}}^2 + d_{\text{в}}^2)^{0,5} / L^2 \text{ об/мин.}$$

В случае сплошного вала:

$$n_{кр} = 10,46 \times 10^6 d_n / L^2 \text{ об/мин.}$$

Увеличение жесткости **КаП** вызывает увеличение критической частоты вращения $n_{кр}$, поэтому при конструировании **КаП** следует добиваться повышения жесткости консольных опор вала, увеличения диаметра трубы при заданной длине вала, улучшения центрирования концов вала и его шлицевого соединения, повышения точности изготовления деталей вала и его опор, повышения износостойкости трущихся поверхностей, в частности, шлицевого соединения, а также надлежащего технического обслуживания **КаП**.

Допустимый дисбаланс зависит от максимальной угловой скорости карданного вала и находится в пределах **10-100 г.см: 10-25 г.см** для легковых автомобилей (**ВАЗ-2103 – 22 г.см**); **50-100 г.см** – для грузовых автомобилей (**КамАЗ-5320 – 50 г.см; МАЗ-5335 – 65 г.см**).

Карданные валы подвергают динамической балансировке на специальных балансировочных станках. Для балансировки к валу приваривают пластины (**рисунок 1.6 №2**) в местах, которые автоматически определяются балансировочным станком.

Также проверяется биение карданного вала в сборе с шарнирами. Допустимое биение устанавливается заводом-изготовителем (**ГАЗ-3102 - 0,3 мм; МАЗ-5335 - 1,5 мм**).

Для того, чтобы при разборке **КаП** в условиях эксплуатации сохранить ее балансировку, на ступице скользящей вилки и на наконечнике карданного вала иногда наносят метки (стрелки), которые при сборке **КаП** должны быть расположены одна против другой [10].

Даже хорошо уравновешенный вал в результате естественного прогиба, вызванного собственным весом, при некоторой угловой скорости, называемой критической, теряет устойчивость; его прогиб возрастает настолько, что возможно разрушение вала.

Критическая частота вращения карданного вала должна быть в **1,5-2,0** раза больше максимальной эксплуатационной. В настоящее время часто используют следующую формулу:

$$n_{кр} = 12 \cdot 10^4 (D^2 + d^2)^{0,5} / L^2 > (1,5-2,0) n_e,$$

где **D, d, L** - наружный, внутренний диаметры и длина вала в м;

n_e - максимальная частота вращения вала в об/мин.

Из формулы видно, почему карданные валы делают трубчатыми.

Для увеличения критической частоты вращения следует уменьшать длину вала, что особенно эффективно, и увеличивать как наружный, так и внутренний диаметры [15].

Скручивающие нагрузки карданного вала зависят от передаваемого крутящего момента, а также от крутильных колебаний, которые в случае резонанса могут быть значительными, а иногда и разрушающими. Правильный подбор элементов трансмиссии должен исключить возникновение резонансных крутильных колебаний или предусматривать гашение возникающих колебаний.

Крутильные колебания гасятся демпфером, расположенным в сцеплении. Применение упругих полукарданных шарниров также способствует по-

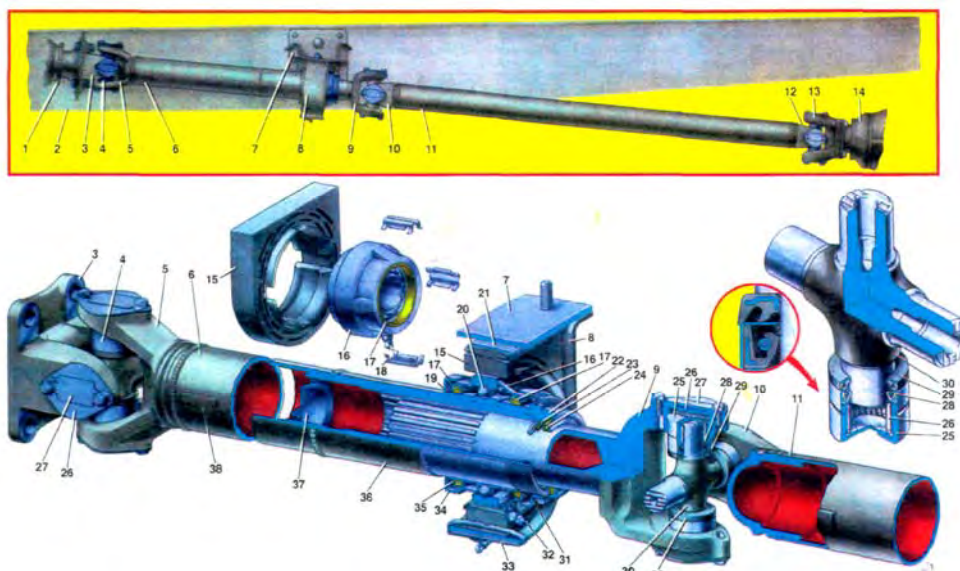
глощению энергии крутильных колебаний и в значительной степени снижает скручивающие нагрузки в **КаП** при резком включении сцепления и торможении автомобиля с не выключенным двигателем.

Осевые нагрузки возникают в **шлицевом** соединении **КаП** при перемещениях, связанных с изменением расстояния между карданными шарнирами, например, при колебаниях кузова на рессорах.

По мнению специалистов фирмы **GKN Driveline**, приводные валы ведущих колес будут все чаще сварными **из алюминиевых листов** – они легче и технологичнее. Возможно, появятся валы **из композиционных материалов**, но лишь в особых случаях – очень дорого [AP.05.21].

1.3 Компенсирующее соединение

Работа **КаП** сопровождается изменением расстояния между агрегатами. Это необходимо учитывать при конструировании передачи и применять подвижные шлицевые соединения.



1 - фланец вторичного вала **КП**; 2 - лонжерон рамы; 3 - фланец-вилка промежуточного карданного вала; 4 - карданный шарнир; 5, 10 и 12 - вилки; 6 - промежуточный карданный вал; 7 - поперечина рамы; 8 - кронштейн промежуточной опоры; 9 - **скользящая вилка** промежуточного карданного вала; 11 - карданный вал заднего моста; 13 - фланец-вилка ведущего вала **ГП**; 14 - крышка корпуса редуктора **ГП**; 15 - резиновая подушка промежуточной опоры; 16 - задняя крышка подшипника; 17, 35 - уплотнение подшипника опоры; 18 - скоба; 19 - распорная втулка; 20 - шариковый подшипник; 21 - обойма подушки; 22 - гайка крепления подшипника опоры; 23 и 24 - резиновое и войлочное уплотнения шлицевой втулки; 25 - игольчатый подшипник карданного шарнира; 26 - опорная пластина; 27 - стопорная пластина; 28 - однокромочная манжета; 29 - торцевое уплотнение; 30 - крестовина шарнира; 31, 34 - грязеотбойники; 32 - масленка; 33 - хомут; 36 - **шлицевая втулка**; 37 - заглушка; 38 – балансировочная пластина

Рисунок 1.9 – Карданная передача

Для компенсации изменения длины **КаП** во время движения применяются подвижные шлицевые соединения (**рисунок 1.4 № 3; 4 и 1.9 № 9; 36**).

При перемещении шлицев карданного вала, нагруженного крутящим моментом, возникает осевая сила трения F_a :

$$F_a = (T_p / r) f ,$$

где T_p - передаваемый карданным валом крутящий момент;

f - коэффициент трения;

r - средний радиус боковой рабочей поверхности шлица.

Осевые нагрузки возникают в **шлицевом** соединении **КаП** при перемещениях, связанных с изменением расстояния между карданными шарнирами, например, при колебаниях кузова на рессорах. Исследования показали, что даже при наличии большого количества смазывающего материала последний не удерживается на поверхности трения и перемещение в шлицевом соединении происходит в условиях граничного трения. При этом коэффициент трения $\mu = 0,2$; а иногда (при появлении задиров) $\mu = 0,4$. При передаче большого крутящего момента в шлицевом соединении происходит **защемление**, и карданный вал, по существу, передает тяговое усилие. При этом двигатель, установленный на упругих подушках, смещается в некоторых автомобилях на **10 мм** и более.

Большие осевые нагрузки (в грузовых автомобилях **20-30 кН**), независимо от того смазано шлицевое соединение или нет, создают дополнительные нагрузки на карданные шарниры, промежуточную опору **КаП**, а также на подшипники **КП** и **ГП**. Повышенное трение в шлицевом соединении приводит к быстрому изнашиванию шлицев и нарушению в связи с этим балансировки **КаП**. Осевые силы являются одной из главных причин того, что долговечность **КаП** в **2-3 раза** ниже долговечности основных агрегатов автомобиля. Осевую нагрузку можно снизить, увеличивая диаметр шлицевого соединения или уменьшая коэффициент трения в шлицах. Коэффициент трения может быть снижен в 3 раза при применении покрытия шлицев полимерными материалами, однако полимерная пленка не всегда надежно удерживается на поверхности.

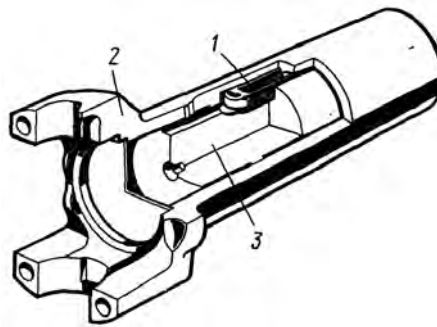
Значительно снизить осевые нагрузки в **КаП** можно при правильном кинематическом согласовании подвески и **КаП** так, чтобы перемещения в шлицевом соединении были бы минимальными [15].

Наличие больших осевых сил из-за малой рабочей поверхности шлицев способствует интенсивному износу шлицевых соединений, что приводит к увеличению дисбаланса и возникновению вибраций. Для уменьшения осевых усилий и изнашивания скользящие концы карданного вала целесообразно располагать не вблизи заднего моста, а около промежуточной опоры (**рисунок 1.9 № 8, 15, 20**) или **КП**.

Уменьшение осевых усилий возможно за счет снижения коэффициента трения в шлицах путем улучшения смазывания, повышения твердости и чистоты обработки поверхностей шлицев.

Уменьшить коэффициент трения можно в **20 раз**, заменив трение скольжения в шлицах на трение качения. Одна из конструкций показана на **рисунке 1.10**. Здесь применены своеобразные **игольчатые** подшипники **1**, связывающие

хвостовик 2 вилки карданного шарнира с карданным валом 3 и позволяющие валу перемещаться в продольном направлении.



1 - игольчатые подшипники; 2 - хвостовик вилки карданного шарнира;
3 - карданный вал

Рисунок 1.10 – Компенсирующее соединение с трением качения

Шлицевое соединение типа 1 применяется в карданном приводе ведущих колес (рисунок 1.11).

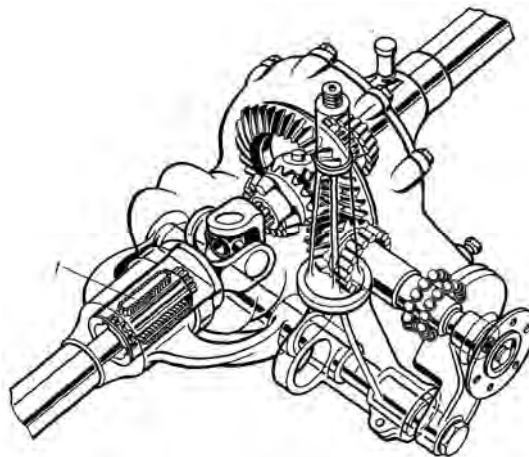
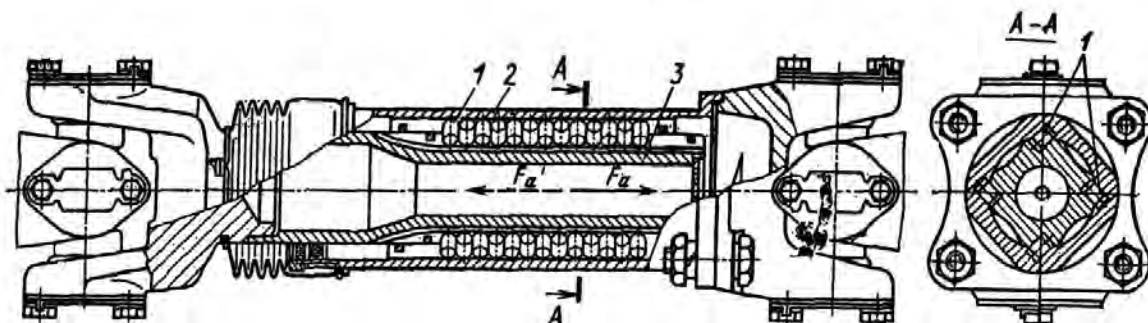


Рисунок 1.11 – Компенсирующее соединение с трением качения в приводе ведущего колеса

Значительное снижение осевой нагрузки возможно при замене трения скольжения на трение качения за счет установки шлицев с шариками или роликами (рисунок 1.12 № 1).



1 – ролики; 2, 3 – карданные трубы соответственно с наружными и внутренними канавками

Рисунок 1.12 - Карданная передача с роликами

Такая конструкция представляет особый интерес, если карданное сочленение установлено в приводе к ведущим колесам, передающим крутящий момент. Соосность осей шлицевой втулки и вала шлицевого соединения обеспечивается центрированием поверхностей соединения. При этом для снижения давлений между поверхностями трения и их износа соотношение рабочей длины шлицев $l_{\text{ш}}$ к их наибольшему диаметру $d_{\text{ш}}$ должно быть не менее 2.

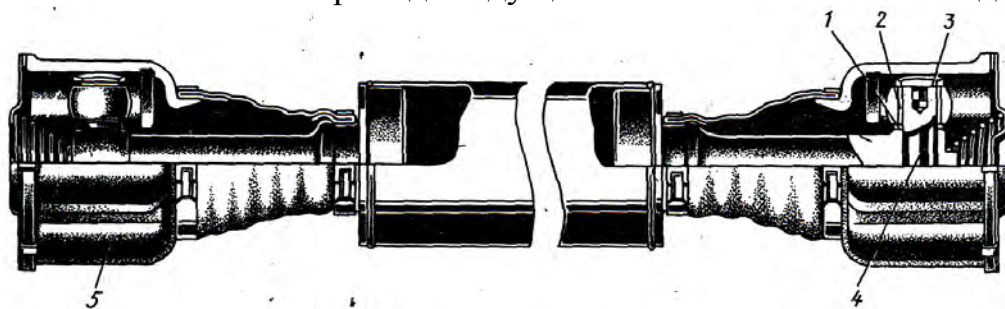
На **рисунке 1.13** показана конструкция телескопического карданного вала, отличающегося наличием **шариков** от муфты, которая снижает потери на трение при относительном перемещении половинок.



Рисунок 1.13 – Телескопический карданный вал фирмы **GKN Driveline** для автомобилей **Volvo** [AP.05.21]

В некоторых случаях осевое перемещение, компенсирующее изменение длины карданного вала, предпочтительней обеспечивать не шлицевым соединением, а непосредственно конструкцией карданного шарнира – такой шарнир называется **универсальным**.

На **рисунке 1.14** показан карданный вал с двумя универсальными шарнирами неравных угловых скоростей. В отверстие конца вала запрессован пустотелый палец **4**, на который насажены на игольчатых подшипниках **2** два сферических ролика **3**. В отверстия пальца **4** вставлены центрирующие заглушки **3** со сферической поверхностью. В корпусе **5** шарнира выполнено два паза цилиндрического сечения такого же радиуса, как радиус ролика. При вращении под углом палец **4** имеет возможность, кроме вращения вокруг своей оси, наклоняться и скользить на сферических роликах по пазам. В таком шарнире осевое перемещение сопровождается значительно меньшими потерями на трение, чем в шлицевом соединении [15]. Подобная конструкция применялась на заднеприводных автомобилях **ЗАЗ** в приводе ведущих колес с независимой подвеской.

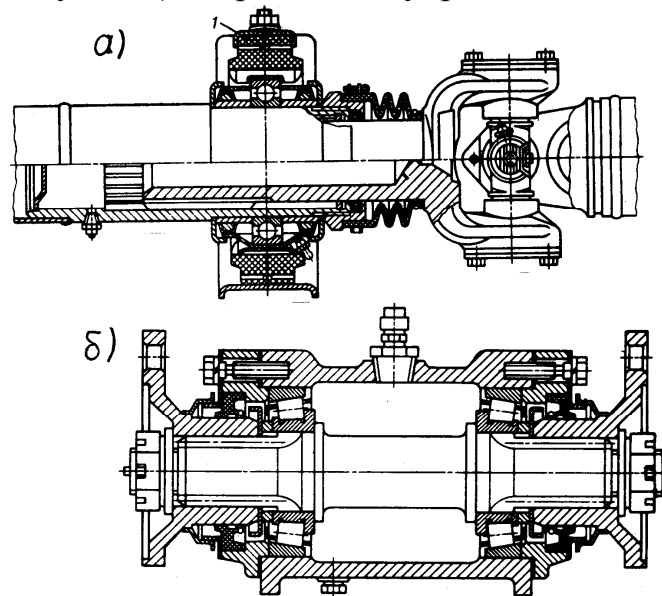


1 – сферический ролик; **2** – игольчатый подшипник; **3** – центрирующая заглушка; **4** – пустотелый палец; **5** – корпус шарнира [15]

Рисунок 1.14 – Карданный вал с двумя универсальными шарнирами

1.4 Промежуточная опора

Промежуточная (дополнительная) опора устанавливается на современных автомобилях с высокой частотой вращения двигателя для обеспечения запаса по критической частоте вращения за счет укорочения валов. Часто компенсирующее соединение выполняют внутри промежуточной опоры (**рисунки 1.9 и 1.15 а**). Промежуточная опора должна иметь некоторую эластичность. Корпус подшипника промежуточной опоры устанавливают в кронштейне с резиновым кольцом (подушкой), а кронштейн укрепляют на поперечине рамы.



а – упругая опора с компенсирующим соединением внутри;
б – жесткая опора [15]

Рисунок 1.15 – Промежуточные опоры карданной передачи

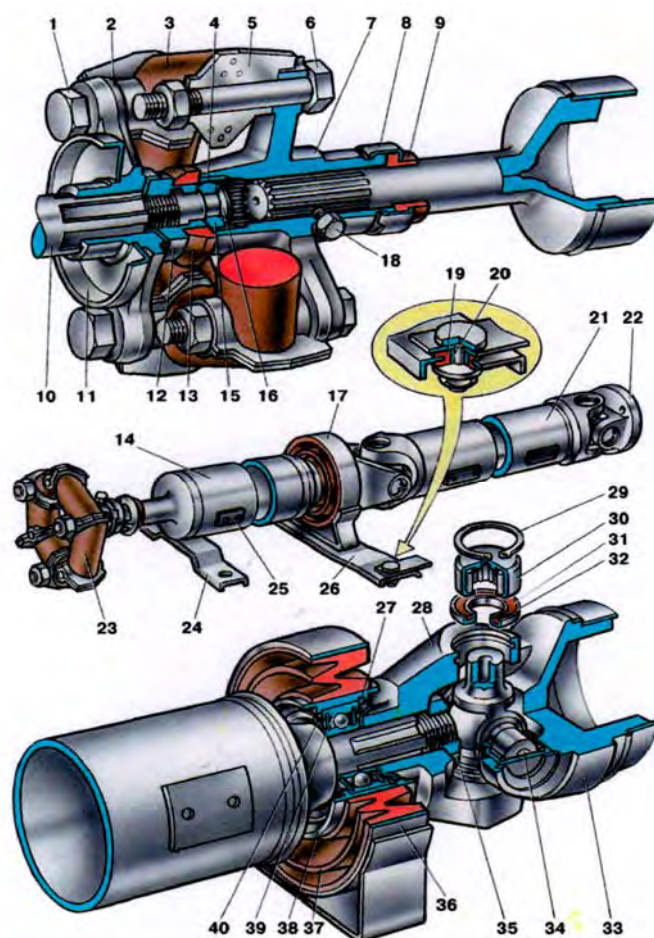
Жесткость резиновой подушки опоры подшипника оказывает существенное влияние на работу **КаП**, смещая зону резонансных колебаний и изменяя их амплитуду.

Например, у автомобиля **ЗИЛ-130** долговечность резиновой подушки уменьшенной жесткости в **8 раз** больше долговечности жесткой подушки [13].

На некоторых автомобилях применяют промежуточные опоры с жестко установленными в корпусе подшипниками, но сам корпус в этом случае может качаться на цапфах, которые связаны с кронштейном, закрепленным на поперечине рамы. В трехосных автомобилях **КрАЗ**, имеющих автономный привод к среднему и заднему мостам, жесткая промежуточная опора устанавливается на среднем мосту (**рисунок 1.15 б**) [15].

Интересное конструктивное решение промежуточной опоры **17** использовано в автомобилях **ВАЗ** классической компоновки, **КаП** которого (**рисунок 1.16**) состоит из двух карданных валов (переднего **14** и заднего **21**), двух асинхронных карданных шарниров с крестовинами **34**, упругого полукарданного шарнира - эластичной муфты **23** и промежуточной опоры **17**. Резиновая упругая подушка **37** допускает продольное перемещение вала **14**, при этом компенси-

рующее соединение располагается во фланце 7 около переднего упругого карданного шарнира 23. В конструкции предусмотрен кронштейн безопасности 24, удерживающий вал 14 от упора в дорожное полотно в случае разрушения полукарданного шарнира.



- 1 – болт крепления эластичной муфты к фланцу вала КП;
 2 – фланец вторичного вала КП; 3 – резиновый элемент эластичной муфты;
 4 – центрирующая втулка фланца переднего карданного вала; 5 – вкладыш эластичной муфты; 6 – болт крепления эластичной муфты к фланцу переднего карданного вала; 7 - фланец переднего карданного вала; 8, 32 – обойма сальника; 9, 31 – сальник; 10 – вторичный вал КП; 11, 40 – грязеотражатель; 12 – гайка крепления фланца к вторичному валу; 13 – уплотнитель центрирующего кольца; 14 - передний карданный вал; 15 – центрирующее кольцо; 16, 29 – стопорное кольцо; 17 – промежуточная опора; 18 – пробка; 19 – резиновая втулка; 20 – дистанционная втулка; 21 - задний карданный вал; 22 – фланцевая вилка карданного шарнира; 23 – эластичная муфта; 24 – кронштейн безопасности;
 25 – балансирующая пластина; 26 – поперечина промежуточной опоры; 30 – игольчатый подшипник; 33 – вилка карданного шарнира; 34 – крестовина; 35 – гайка крепления вилки; 36 – кронштейн промежуточной опоры; 37 – упругая подушка; 38 – корпус подшипника; 39 – подшипник

Рисунок 1.16 - Карданная передача автомобиля ВАЗ-2107

1.5 Карданные шарниры

Основным элементом **КаП** является карданный шарнир. Тип шарнира определяет кинематическую схему **КаП** и максимально допустимые углы наклона валов.

Карданные шарниры предназначены для передачи крутящего момента между валами, расположенными под углом, – несоосно. Условия работы **КаП** определяются в первую очередь углами наклона их валов; чем больше углы, тем условия эксплуатации **КаП** тяжелее [11].

Угол между валами зависит в основном от того, каким механизмом передает крутящий момент **КаП**. Например, для **КП** и **РК** или промежуточной опоры необходимо, чтобы угол наклона карданного вала не превышал $3-5^{\circ}$ (рисунок 1.16 № 1-7). Указанные углы вызваны неточностями при монтаже агрегата и деформациями несущей системы во время движения автомобиля.

В особо тяжелых условиях работает **КаП** ведущих **УК** (рисунок 1.2), в которой угол может быть до 40° , изменяясь по величине и направлению.

Классификация карданных шарниров приведена на рисунок 1.17.

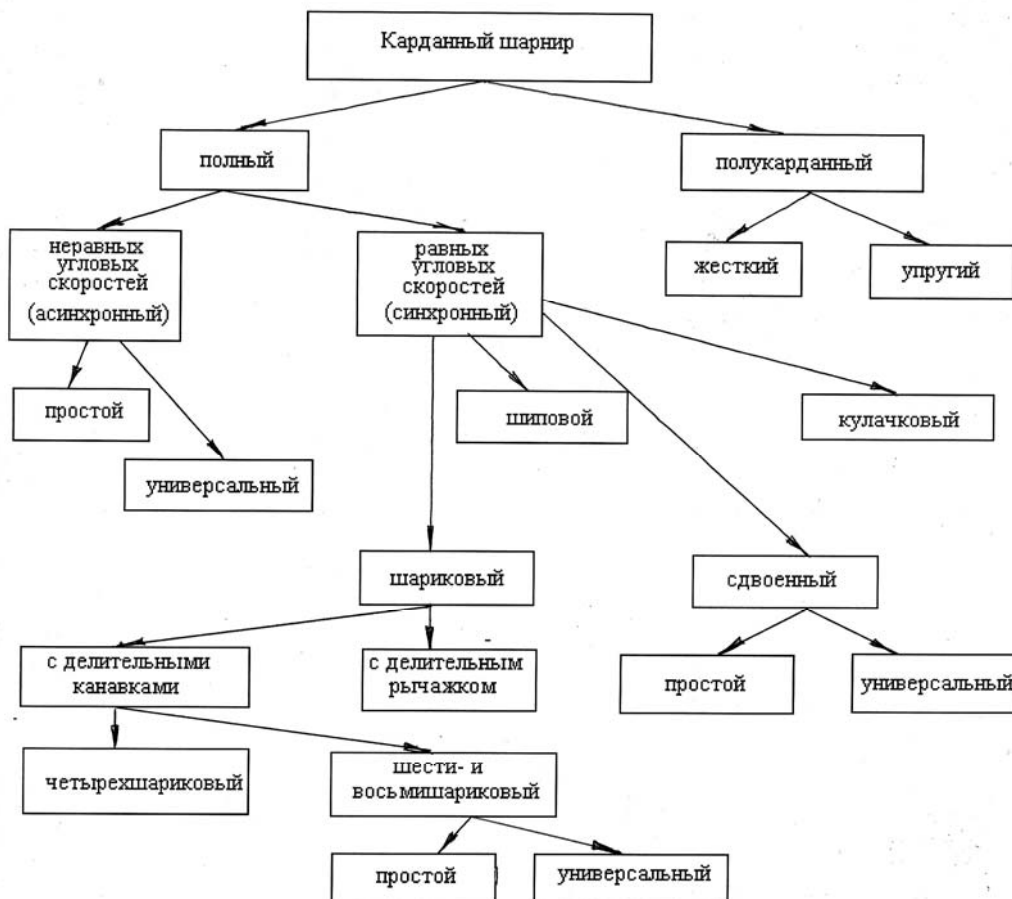


Рисунок 1.17 – Классификация карданных шарниров [15]

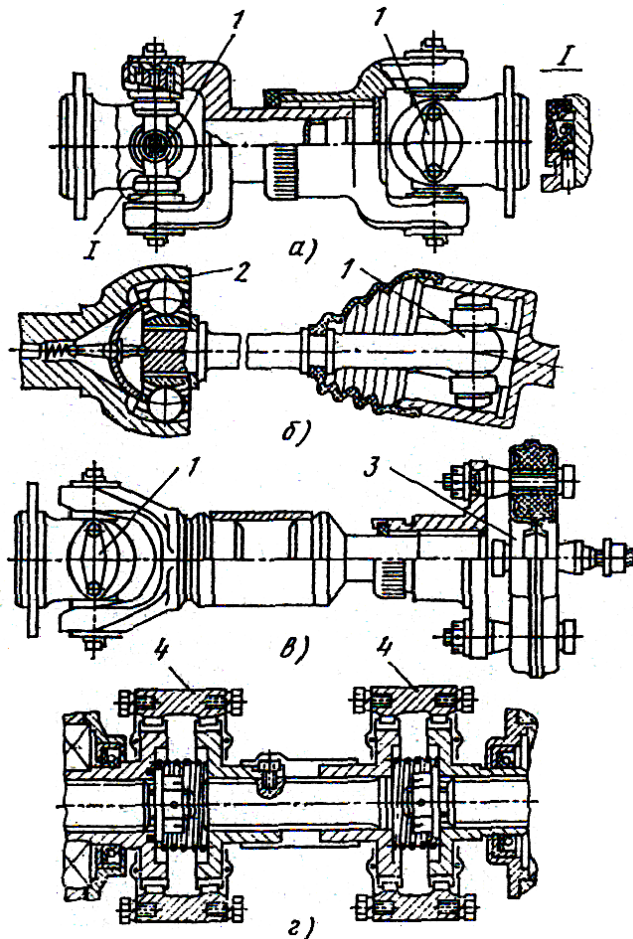
Карданные шарниры классифицируют:

- 1 по величине угла между валами, соединяемыми карданными шарнирами: **полные** и **полукарданные**;
- 2 по кинематике: **синхронные** (гомокинетические, **ШРУС**) и **асинхрон-**

ные (неравных угловых скоростей);

3 по возможности компенсации осевых перемещений: универсальные (подвижные в осевом направлении - компенсирующие изменение длины карданного вала) и простые (неподвижные в осевом направлении) [2;13;15;16].

Некоторые КаП с карданными шарнирами приведены на рисунке 1.18 [2].



а – с шарнирами, имеющими крестовину; б – двухшарнирная передача привода ведущего УК; в – с шарниром, имеющим крестовину, и с упругим полукарданным шарниром; г – с жесткими полукарданными шарнирами; 1 – асинхронный шарнир; 2 - синхронный шарнир; 3 – упругий полукарданный шарнир; 4 – жесткий полукарданный шарнир [2]

Рисунок 1.18 - Карданные передачи

Полные карданные шарниры (рисунок 1.18 № 1) имеют определенные оси качания и используются при максимальных углах между валами до $30-40^{\circ}$. Полукарданные шарниры не имеют определенных осей качания. Упругие полукарданные шарниры (рисунок 1.18 № 3) допускают угловые отклонения осей валов не более 5° , а жесткие (рисунок 1.18 № 4) – до 2° .

Карданным шарниром неравных угловых скоростей называют шарнир (рисунок 1.18 № 1), у которого при равномерной скорости ведущего вала угловая скорость ведомого вала неравномерна, а карданным шарниром равных угловых скоростей (рисунок 1.18 № 2) – такой, у которого угловые скорости ведущего и ведомого валов равны [2].

2 ПОЛУКАРДАННЫЕ ШАРНИРЫ

Как уже отмечалось в подразделе 1.5, карданные шарниры подразделяются на шарниры неравных и равных угловых скоростей. Шарниры неравных угловых скоростей (асинхронные) при наличии угла между валами характеризуются периодическим неравенством угловых скоростей ведущего и ведомого валов. При установке **ШРУС** (синхронных) угловые скорости соединяемых ими валов равны при любом их угловом перемещении. Они применяются главным образом в приводах ведущих **УК**.

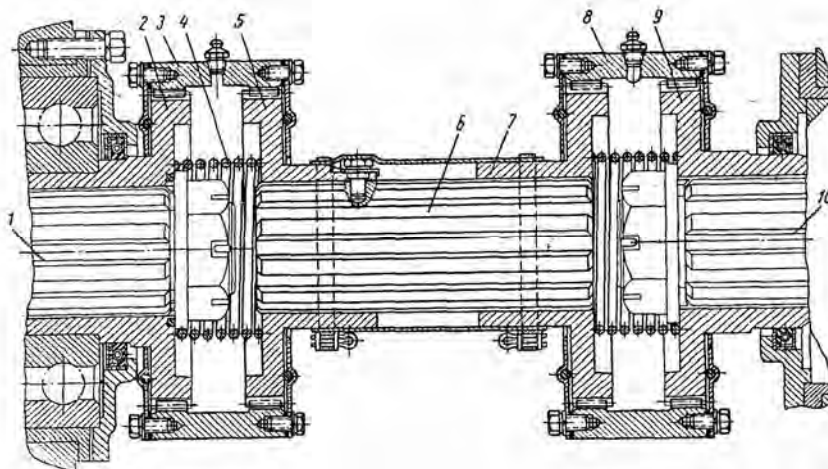
По конструктивным признакам шарниры делятся на жесткие и мягкие (упругие). В жестких шарнирах передача крутящего момента обеспечивается шарнирным соединением деталей, а в мягких - деталями с большой податливостью.

Карданные шарниры также разделяют на полные (имеющие определенные оси качания) и полукарданные.

Полукарданные шарниры не имеют определенных осей качания и устанавливаются при углах между валами, не превышающих $3-5^{\circ}$. Они бывают жесткими (**рисунок 2.1**) шлицевыми или зубчатыми (**тракторы Т-130, Т-150**), упругими (**рисунок 2.2** и др.: **ДТ-54, ДТ-75, Т-4А, ЮМЗ-6**) и полужесткими (комбинированными - **рисунок 2.5** - трактор **К-700**). В практике тракторостроения полукарданные шарниры получили название соединительных муфт. Жесткий полукарданный шарнир передает крутящий момент под углом за счет шлицевого или зубчатого соединения, а упругий - за счет деформации упругого элемента.

Жесткий полукарданный шарнир (**рисунок 2.1**), представляющий собой соединение, компенсирующее неточность монтажа, из-за быстрого изнашивания, трудоемкости изготовления и шума при работе в настоящее время на автомобилях применяется крайне редко.

Промежуточный карданный вал трехосного самосвала **МАЗ-530** (**рисунок 2.1**) соединяет вторичный вал **1 КП** и первичный вал **10 РК**.



1 – вторичный вал **КП**; 2, 5, 7, 9 – фланцы; 3, 8 – зубчатые муфты; 4 - пружины;
6 – шлицевой вал; 10 – первичный вал **РК** [10]

Рисунок 2.1 - Жесткие полукарданные шарниры
промежуточного карданного вала самосвала **МАЗ-530**

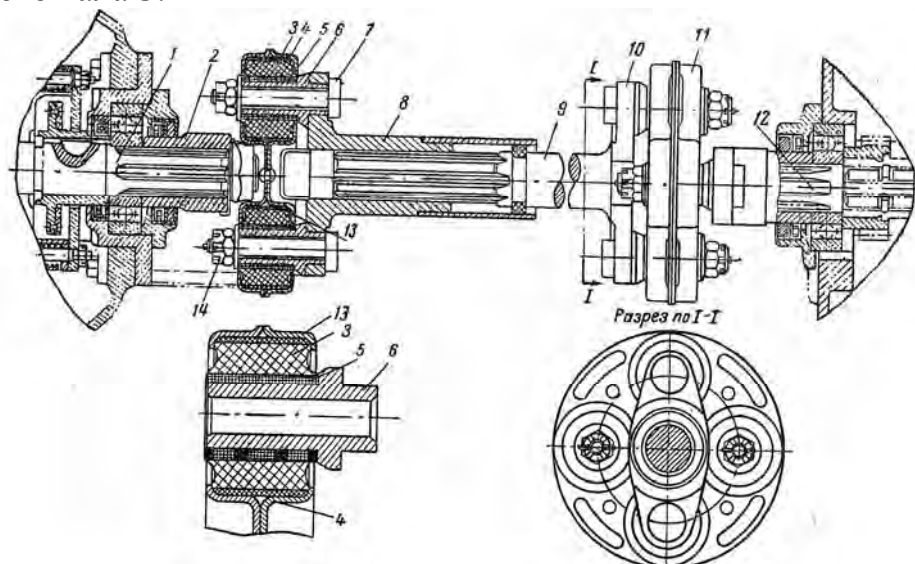
Каждая пара фланцев 2, 5 и 7, 9 с зубчатыми венцами связана зубчатыми муфтами 3 и 8. На шлицевом валу 6 фланец 7 сидит свободно. Пружины 4 фиксируют вал в нужном положении. При свободном соединении возможны передача значительных моментов при ограниченных габаритах узла и удовлетворительная работа при углах между валами не выше 2° . Малый допустимый угол между валами, необходимость в закрытом кожухе со смазкой и шум при появлении износа являются существенными **недостатками** жесткого полукарданного шарнира [10].

Для передачи момента при углах, не превышающих 5° , взамен жестких шарниров предусмотрены резиновые муфты (**рисунки 1.16; 1.18 в**), которые позволяют компенсировать небольшую несоосность валов. Если осевая податливость таких муфт достаточна, то компенсирующее шлицевое соединение не применяют.

Упругий полукарданный шарнир допускает передачу крутящего момента от одного вала к другому, расположенному под некоторым углом, благодаря деформации упругого звена, связывающего оба вала.

Достоинствами упругого полукарданного шарнира являются уменьшение крутильной жесткости передачи, снижение динамических нагрузок в трансмиссии при резких изменениях частоты вращения (например, при резком включении сцепления); отсутствие необходимости обслуживания в процессе эксплуатации - не вызывают необходимости применения смазывания вследствие отсутствия поверхности трения. Благодаря эластичности такой шарнир допускает небольшое осевое перемещение карданного вала.

КаП на **рисунке. 2.2** соединяет вал сцепления 1 с первичным валом КП 12 и состоит из двух упругих полукарданных шарниров 4 и 11 и соединяющего их карданного вала 9.



1 – вал сцепления; 2, 8 – вилки; 3 – резиновая втулка; 4, 11 – кожухи упругих полукарданных шарниров; 5 – стальная сетка; 6 – втулка; 7 – соединительный болт; 9 – карданный вал; 12 – первичный вал КП; 13 – парусиновая оболочка; 14 – гайки [8]

Рисунок 2.2 – Карданная передача трактора ДТ-54А
с упругими полукарданными шарнирами

Упругий полукарданный шарнир состоит из вилки 2, установленной на шлицах вала сцепления 1, вилки 8, установленной на шлицах карданного вала 9, четырех эластичных элементов 3, расположенных в общем кожухе 4, и соединительных болтов 7.

Каждый эластичный элемент представляет собой резиновую втулку 3, изготовленную из особой резины, привулканизированной к стальной сетке 5. Сетка 5 припаяна к втулке 6. Резиновая втулка 3 снабжена парусиновой оболочкой 13.

Эластичные элементы расположены в кожухе 4 таким образом, чтобы дать возможность присоединить к ним крестообразно расположенные вилки 2 и 8 соединяемых валов 1 и 9. Соединение вилок 2 и 8 с эластичными элементами производится болтами 7, пропущенными через втулки 6, и гайками. После затяжки болтов гайки 14 шплинтуются.

Аналогичную КаП используют тракторы ДТ-75/75М (рисунок 2.3).

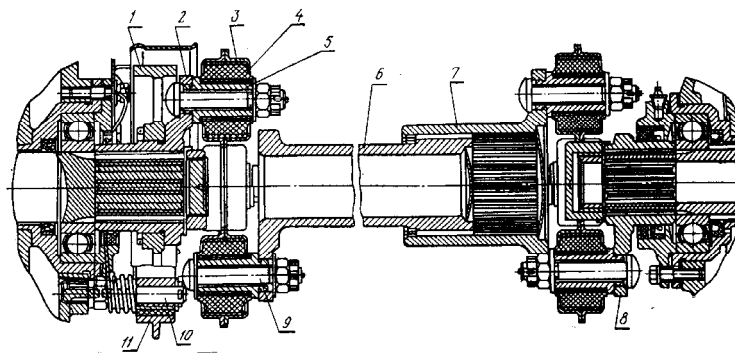
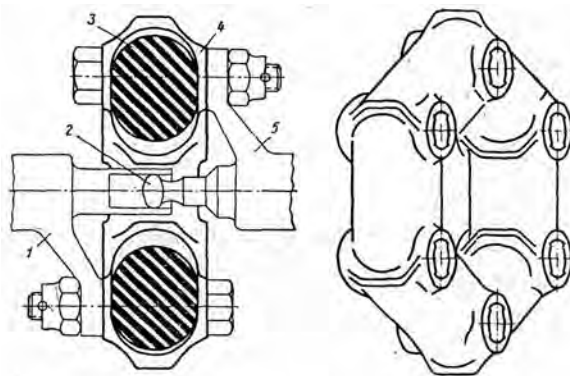


Рисунок 2.3 – Карданная передача тракторов ДТ-75/75М с упругими полукарданными шарнирами [18]

Упругий полукарданный шарнир иногда имеет такую конструкцию (рисунок 2.4). Заключенное внутри обоймы 4 резиновое кольцо 3 состоит из шести элементов круглого сечения, которые привулканизированы к металлической арматуре.

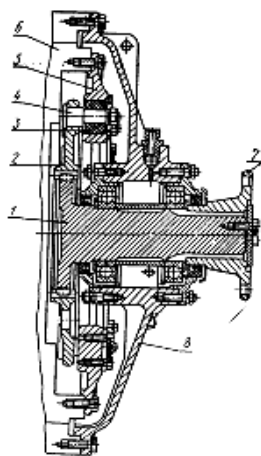


1, 5 – вилки; 2 – шаровое соединение; 3 – резиновое кольцо; 4 – обойма [10]

Рисунок 2.4 – Упругий полукарданный шарнир

Три отверстия связаны свилкой 1 одного вала и три – свилкой 5 другого вала. Если соединяемые валы вращаются с большой частотой (до 3000-

5000 об/мин), то они должны быть хорошо отцентрированы, например, шаровым соединением 2.



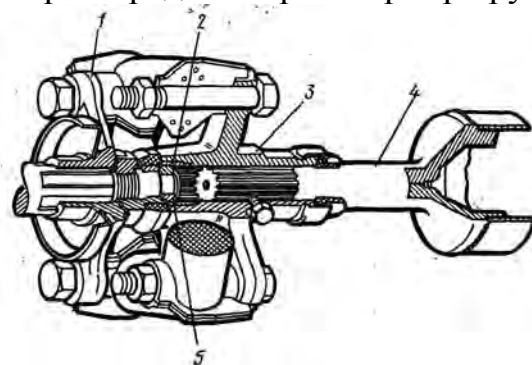
1 – вал; 2 – фланец с зубчатым венцом; 3 – резиновые втулки; 4 – пальцы;
5 – диск; 6 – маховик; 7 – фланец; 8 – кожух [18]

Рисунок 2.5 – Комбинированный полукарданный шарнир тракторов К-700/701

Комбинированный полукарданный шарнир тракторов К-700/701 (рисунок 2.5) соединяет фланец 2 с зубчатым венцом вала 1 **жестким** полукарданным шарниром, а затем пальцами 4, с установленными на них резиновыми втулками 3 **упругого** полукарданного шарнира, с диском 5.

Упругая муфта вызывает необходимость применения специального центрирующего устройства для уменьшения дисбаланса карданного вала.

Упругий полукарданный шарнир установлен на переднем конце промежуточного карданного вала автомобиля ВАЗ классической компоновки (рисунок 1.16). Он должен центрироваться, иначе нарушится балансировка карданного вала. На **рисунке 2.6** такую роль выполняет центрирующее кольцо 5. Упругое шестигранное звено (резиновая муфта) имеет шесть отверстий, внутри которых привулканизированы металлические вкладыши. Резиновое кольцо перед установкой на болты фланцев предварительно стянуто по периферии металлическим хомутом, без чего отверстия не совпадут с болтами (после сборки хомут снимается). Таким образом, кольцо получает предварительное напряжение. Резина лучше работает на сжатие, поэтому данное мероприятие снижает напряжение растяжения при передаче через шарнир крутящего момента [15].

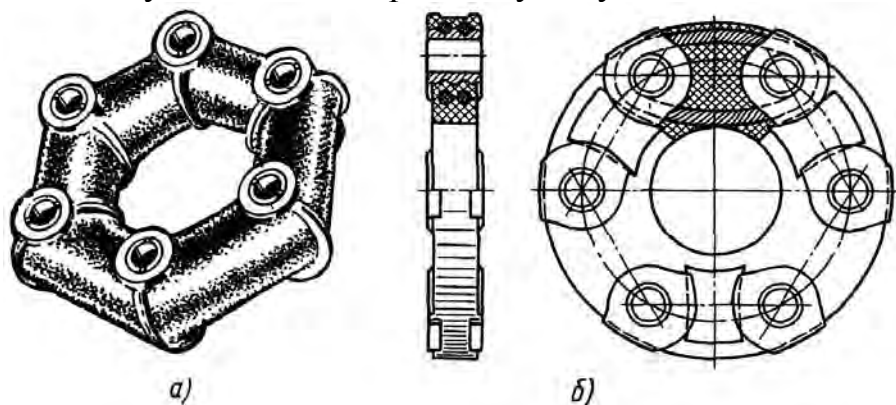


1, 3 – фланцы; 2 – втулка; 4 – карданный вал; 5 – центрирующее кольцо

Рисунок 2.6 – Упругий полукарданный шарнир

К резине, из которой выполнены упругие муфты, предъявляются повышенные требования по прочности на разрыв, относительному удлинению и твердости (резина должна быть морозостойкой и теплостойкой) [11].

Упругое звено может быть резиновым, резиноканевым или резиновым с усиленным стальным тросом (**рисунок 2.7**). В последнем случае упругий полукарданный шарнир может передавать значительный крутящий момент и под несколько большим углом, чем в первых двух случаях.



а – резиновое; б – резиновое с тросовым усилением

Рисунок 2.7 – Упругие звенья полукарданных шарниров

3 КАРДАНЫЙ ШАРНИР НЕРАВНЫХ УГЛОВЫХ СКОРОСТЕЙ

3.1 Устройство и работа карданной передачи с асинхронными шарнирами

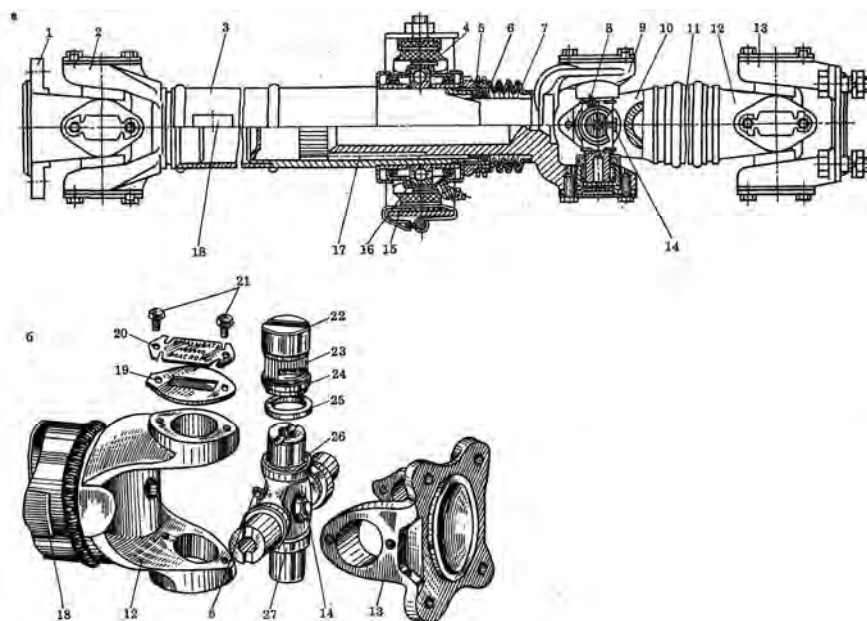
В **1898** году Луи **Рено** одним из первых отказался от цепного привода и перешел на карданную передачу с шарнирами неравных угловых скоростей – изобретение итальянского философа и математика Джироламо **Кардано**, датированное **XVI** веком. На авторство карданного шарнира претендовал еще один изобретатель – англичанин **Роберт Хук (Гук)**, но свой патент он получил более чем через сто лет позже Кардано [АР.05.21].

Карданные шарниры целесообразно изучать во взаимодействии с другими элементами **КаП**. На **рисунке 3.1** приведены **КаП** автомобиля **ЗИЛ-130** и детали карданного шарнира.

В трансмиссиях современных автомобилей преобладают **КаП**, имеющие полные карданные шарниры, промежуточный и основной карданные валы и промежуточную опору (шарикоподшипник **16**) [2].

Асинхронный карданный шарнир состоит из двух вилок **12** и **13** (**рисунок 3.1 б**) и крестовины **27**, соединяющей вилки шарнирно. Крайние вилки **1** и **13** карданных шарниров снабжены фланцами, которые крепят болтами к фланцам на концах валов агрегатов, соединяемых **КаП**. Вилка **2** левого карданного шарнира приварена к промежуточному валу **3**, а вилка **10** среднего и вилка **12** правого шарниров – к основному карданному валу **11**. Вилка **9** среднего шарнира с помощью шлицев **17** соединена с промежуточным валом **3**. Это скользящее шлицевое соединение необходимо для компенсации изменения длины вала, ко-

торое возникает при деформации упругих элементов подвески агрегатов автомобиля, соединяемых **КаП**. Шлицевое соединение **17** (**рисунок 3.1 а**) смазывают при сборке **КаП**; вытеканию масла из него препятствуют резиновый сальник **5** и войлочный **6**. Шлицевое соединение, кроме того, защищается от грязи чехлом **7**.



- 1, 13** – крайние вилки карданных шарниров; **2** – вилка левого карданного шарнира; **3** – промежуточный карданный вал; **4** – резиновая подушка подшипника; **5** – резиновый сальник; **6** – войлочный сальник; **7** – чехол; **8** – центральная масленка; **9, 10** – вилки среднего шарнира; **11** – основной карданный вал; **12** – вилка правого шарнира; **14** – предохранительный клапан; **15** – кронштейн опоры подшипника; **16** – шарикоподшипник промежуточной опоры; **17** – шлицевое соединение; **18** – балансировочная пластина; **19** – крышки; **20** – стопорные пластины; **21** – болты; **22** – стаканы; **23** – игольчатые подшипники; **24** – стопорная шайба; **25** – резиновый или пробковый сальник; **26** – металлический корпус сальника; **27** – крестовина [2]

Рисунок 3.1 – Карданная передача автомобиля **ЗИЛ-130** и детали карданного шарнира

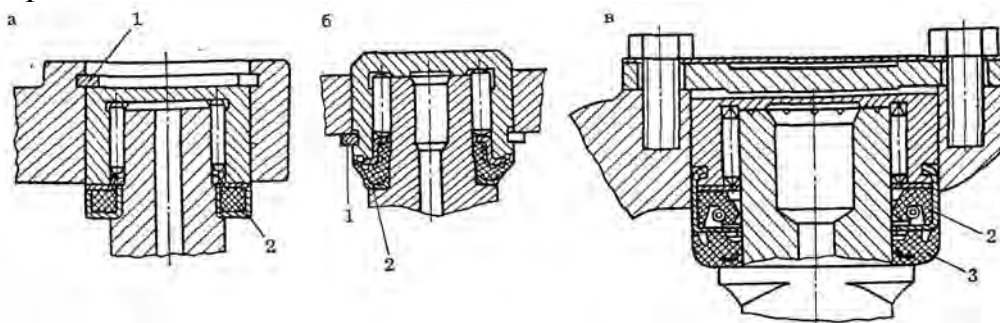
На шипах крестовины установлены стаканы **22** с игольчатыми подшипниками **23**. Иглы подшипника опираются на стопорную шайбу **24**. Стакан уплотнен на крестовине резиновым или пробковым сальником **25**, установленным в металлическом корпусе **26**, который надет на крестовину. От осевых перемещений стаканы **22** игольчатых подшипников фиксируются в ушках вилок **12** и **13** крышками **19** и стопорными пластинками **20** с болтами **21** или, как показано на **рисунке 3.2 а** и **б** стопорным кольцом **1**, которое может устанавливаться как снаружи, так и внутри шарнира. Установка стопорного кольца снаружи (**рисунок 3.2 а**) облегчает сборку, но увеличивает размеры вилок.

Конструкция карданного шарнира должна свести к минимуму появление меняющегося дисбаланса **КаП** вследствие самопроизвольного устранения осевых зазоров в карданных шарнирах под действием центробежных сил. Поэтому

к осевым зазорам в шарнирах и к точности фиксации центра крестовины относительно продольной оси карданного вала предъявляются особые требования.

Крестовина карданного шарнира должна строго центрироваться. Это достигается точной фиксацией обойм (стаканчиков) подшипников при помощи стопорных колец или крышек.

Фиксирование игольчатых подшипников в вилках с помощью стопорных колец, разделенных при сборке на несколько групп по толщине (**рисунки 3.2 и 3.3**), позволяет более жестко ограничивать самопроизвольное смещение деталей карданных шарниров по сравнению с фиксацией подшипников посредством стопорных пластин.



1 – стопорное кольцо; 2 – резиновые армированные сальники;
3 – резиновый торцевой сальник [2]

Рисунок 3.2 – Варианты крепления стакана и уплотнения игольчатого подшипника

Применяемые в современных автомобилях карданные шарниры неравных угловых скоростей на игольчатых подшипниках удовлетворяют предъявляемым к ним требованиям при условии, если шарнир имеет рациональную конструкцию, строго соблюдается технология производства, а игольчатые подшипники надежно смазываются.

Смазочная система игольчатых подшипников, конструкция уплотнения, а также качество применяемого смазочного материала оказывают значительное влияние на долговечность подшипников. Попадание пыли, грязи в подшипники вызывает разрушение иголок и стаканов подшипников, изготовленных с высокой степенью точности. Поэтому особое внимание необходимо уделять конструкции сальниковых уплотнений.

От центральной масленки **8** смазка к подшипникам подается по каналам в крестовине. Для удаления лишнего масла в крестовину ввернут на резьбе корпус с предохранительным клапаном **14**, через который выдавливается масло в случае превышения допустимого давления в каналах (**рисунок 3.1 б**).

Применяют также карданные шарниры, у которых клапан в крестовине отсутствует, а излишнее смазочное масло и продукты изнашивания выдавливаются из подшипников через резиновые сальники (**рисунок 3.2 в**), установленные под стаканами на крестовине (проточная система смазки).

Вытеканию смазочного материала из игольчатых подшипников и попаданию в них грязи препятствуют резиновые армированные сальники **2** (**рисунок 3.2**). На **рисунок 3.2 б** показан многокромочный сальник с радиально-торцевым

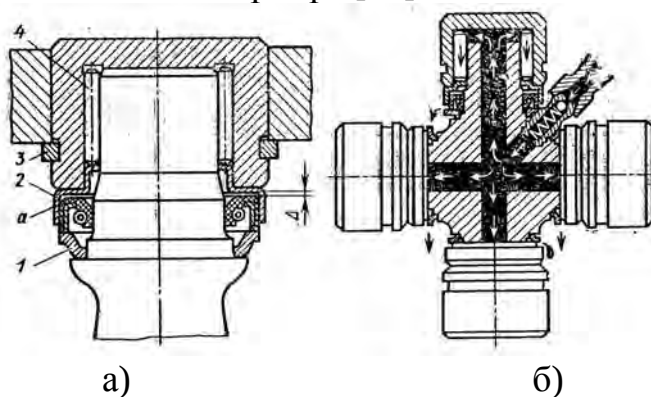
уплотнителем, а на **рисунке 3.2 в** изображено уплотнение с однокромочным резиновым самоподжимным сальником **2**, допускающим проход продуктов изнашивания и смазочного материала при его прокачивании через подшипник, и двукромочным резиновым торцевым сальником **3**, предотвращающим попадание грязи в полость подшипника [2].

Надежность карданного шарнира в первую очередь определяется надежностью игольчатых подшипников, их ресурсом.

В существовавших ранее конструкциях шарниров предусматривалось обязательное периодическое заполнение полости крестовины жидким (трансмиссионным) маслом через масленку, а для предохранения сальников от пробоя при нагнетании смазки служил клапан. В последнее время игольчатые подшипники смазывают на длительный срок эксплуатации. Поэтому крестовина карданного шарнира масленки и каналов не имеет (одноразовая смазка). Смену смазочного материала в таких карданных шарнирах производят только при капитальном ремонте **КаП**.

В настоящее время в **КаП** применяются карданные шарниры, не требующие частого периодического смазывания в процессе эксплуатации, для игольчатых подшипников широко применяются одноразовая и бесклапанная (проточная) смазочные системы. При одноразовом смазывании при сборке в подшипники закладывают высококачественный консистентный смазочный материал: **смазка № 158, ЛИТОЛ-24** или **ФИОЛ-2У**, который удерживается надежными сальниковыми уплотнениями.

Проточная система предусматривает замену смазочного материала без разборки карданного шарнира с удалением отработавшего смазочного материала через уплотнения в подшипниках (**рисунк 3.3**). При этом сальник в подшипниках установлен таким образом, что во время смазывания шарнира отработавший смазочный материал и продукты износа могут выходить из подшипника, отгибая кромки сальника при достаточно большом давлении смазочного материала. В этом случае отпадает необходимость в установке предохранительного клапана на крестовине, который не обеспечивает надежного смазывания всех четырех подшипников шарнира [11].



Δ – зазор между торцом сальника и обоймой; **а** – фаска для посадки сальника;
1 – грязеотражатель; **2** – кольцо; **3** – стопорное кольцо;
4 – игольчатый подшипник [11]

Рисунок 3.3 – Схемы фиксации (**а**) и проточной системы смазки (**б**) игольчатого подшипника

η - КПД карданного шарнира зависит от γ - угла между соединяемыми валами. При увеличении этого угла γ КПД резко снижается: если угол γ менее 8° , то $\eta = 0,99$; если $\gamma = 14^\circ$, то $\eta = 0,95$ (рисунок 3.4).

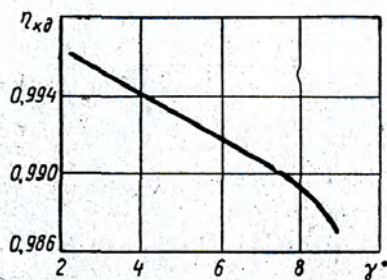


Рисунок 3.4 – Зависимость КПД карданного шарнира в зависимости от угла наклона валов [10]

При увеличении угла наклона валов γ от 4° до 16° долговечность работы игольчатых подшипников снижается **в 4 раза**. В некоторых автомобилях для уменьшения угла наклона валов карданной передачи двигатель располагают с наклоном $2-3^\circ$, иногда ведущий вал ГП также устанавливают с наклоном.

Разрушение карданных шарниров происходит в результате разрушения (бринеллирования) и выкрашивания шипов крестовины, рабочих поверхностей стаканов игольчатых подшипников, а также износа рабочих поверхностей из-за недостаточного слоя смазочного материала.

Уменьшение угла наклона валов до 2° и менее недопустимо из-за возникновения **бринеллирования** - сплющивания игл при отсутствии их перекатывания по поверхности шипа и обоймы. Бринеллирование возникает в случае большого суммарного межиглового зазора, когда иглы перекашиваются и создают высокое давление на шип крестовины. Суммарный межигловой зазор должен быть меньше половины диаметра иглы подшипника, который обычно равен **2-3 мм** (допуск по диаметру не свыше **5 мкм**, а по длине - не свыше **0,1 мм**).

Бринеллирование шипов крестовины также является результатом неравномерного распределения нагрузки по длине игл при их сдвиге относительно оси рабочих поверхностей шипов крестовины и стаканов подшипника. Бринеллирование возникает обычно в карданных шарнирах, имеющих малую жесткость вилок, или при недостаточной твердости рабочих поверхностей шипа, а также при больших суммарных круговых зазорах. Следует отметить, что применение подшипника с иглами, имеющими сферические или плоские конусы, по сравнению с коническими увеличивает нагрузочную способность подшипника и уменьшает силы трения на торцах игл, а следовательно, снижается возможность их перекоса.

Помимо бринеллирования возможно также усталостное выкрашивание (**питтинг**) на соприкасающихся с иглами поверхностях, что объясняется высокими контактными напряжениями. **Выкрашивание** рабочих поверхностей шипов крестовины и стаканов подшипников является следствием усталостного разрушения, вызванного возникновением значительных контактных напряжений при неравномерном распределении нагрузки по длине рабочих игл. В связи

с этим шипы крестовины карданного шарнира выполняются из высоколегированной стали, а рабочая поверхность обоим и шипов цементируется.

Крестовины карданных шарниров из легированных сталей **20ХГНТР**, **15ХГНТА** и **12ХНЗА** подвергают нитроцементации на глубину до **1,2 мм** с последующей закалкой, а из углеродистой стали **55ПП** (пониженной прокаливаемости) – с поверхностной закалкой при нагреве **ТВЧ** (токами высокой частоты) с прерывистым отпуском. Твердость поверхностного слоя крестовин после окончательной обработки должна быть на цилиндрической поверхности шипов крестовины **HRC, 61...64**, на торцах шипов крестовин не менее **HRC, 59**.

Асинхронный карданный шарнир вызывает **неравномерность вращения** ведомого вала - угол поворота ведомого вала то меньше, то больше угла поворота ведущего вала. Равенство углов поворота наступает через каждые **90°**. При равномерной скорости вращения ведущего вала ведомый вал имеет неравномерную скорость вращения, он то отстает, то опережает ведущий вал. Чем больше угол наклона валов, тем выше неравномерность вращения ведомого вала, что снижает **КПД** передачи и ее долговечность. При статической нагрузке этот угол наклона у отечественных автомобилей составляет **7-8°**, у зарубежных – **4-5°**.

Для обеспечения равномерности вращения валов **КаП** с двумя асинхронными шарнирами необходимо соблюдать следующие **условия**:

1 – углы наклона валов должны быть одинаковы;

2 – вилки одноименных шарниров и валы должны находиться в одной плоскости;

3 – динамическая балансировка **КаП**.

Для сохранения последнего условия при разборке **КаП** необходимо помечать сопрягаемые детали компенсирующего соединения, чтобы при сборке не нарушить динамическую балансировку за счет разворота валов на **180°**.

Первое условие невыполнимо в приводе колес комбинированных мостов, там применяют шарниры равных угловых скоростей.

3.2 Кинематика асинхронного карданного шарнира

Карданные шарниры, применяемые в трансмиссии, в большинстве случаев не обеспечивают в каждый данный момент равенства угловых скоростей ведущего и ведомого валов.

Рассмотрим простейший карданный шарнир, состоящий из двух жестких стержней, связанных с ведущим и ведомым валами (**рисунок 3.5**).

Учитывая, что $r_1 = AO \sin \alpha_1$ и $r_2 = BO \sin \alpha_2$, найдем, что искомое условие $\omega_1 = \omega_2$ будет соблюдаться при $AO \sin \alpha_1 = BO \sin \alpha_2$ (точка **A** расположена симметрично относительно точки **B** рядом с обозначением α_1).

Конструктивно обычно **АС = ВС**, поэтому для того, чтобы ведомый вал вращался со скоростью ведущего вала, необходимо, чтобы точка **O** лежала на биссектрисе **O₁O₁** угла между валами, а при вращении валов и изменении угла между ними оставались в биссекторной плоскости. Требуемое положение стержней изображено на **рисунке 3.5** штриховыми линиями.

Окружная скорость общей точки O левого и правого стержней

$$V_0 = \omega_1 r_1 = \omega_2 r_2.$$

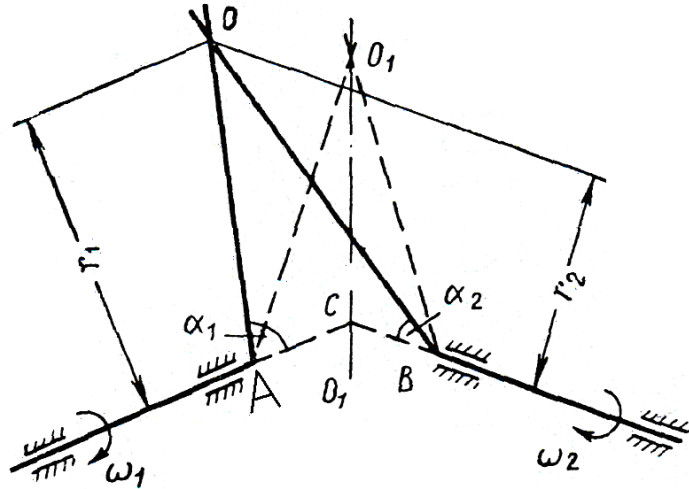


Рисунок 3.5 - Схема простейшего карданного шарнира [10]

Схема карданного шарнира неравных угловых скоростей изображена на **рисунке 3.6 а**. При повороте вала из положения **а** в положение **б**, т.е. на 90° , крестовина поворачивается на угол γ . Шипы крестовины не лежат на биссектрисе O_1O_2 угла между валами, и поэтому шарнир не может обеспечить равенства угловых скоростей вращения ведущего и ведомого валов.

Пользуясь предыдущим выражением, найдем, что $\omega_1 = \omega_2 r_2 / r_1$.

Прямые AO и OB на **рисунке 3.6 а, б** соответствуют аналогичным стержням на **рисунке 3.5**. Для положения стержней, соответствующего **рисунку 3.5**, имеем $r_1 = r_2 / \cos \gamma$ и, следовательно

$$\omega_1 = \omega_2 / \cos \gamma.$$

Для положения стержней, соответствующего **рисунку 3.6 б**, получим

$$r_1 = r_2 / \cos \gamma,$$

$$\text{поэтому } \omega_1 = \omega_2 / \cos \gamma.$$

Если в двух крайних положениях угловая скорость ведомого вала принимает значения, определяемые предыдущими формулами, то можно полагать, что

$$\omega_1 = \omega_2 / \cos \gamma \leq \omega_2 \leq \omega_1 / \cos \gamma.$$

Более подробное исследование показывает, что при произвольном значении угла α поворота ведущего вала угловая скорость ведомого вала

$$\omega_2 = \cos \gamma / (\sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha \cos^2 \gamma).$$

На **рисунке 3.6 в** изображена круговая диаграмма, показывающая изменение частоты вращения (числа оборотов) ведомого вала n_2 на протяжении одного оборота ведущего вала, вращающегося с постоянной частотой вращения n_1 . Числовые значения, приведенные в качестве примера, соответствуют значениям $n_1 = 1000 \text{ об/мин}$ и $\gamma = 30^\circ$.

Неравномерность вращения ведомого вала

$$\xi = (\omega_{1 \max} - \omega_{1 \min}) / \omega_1.$$

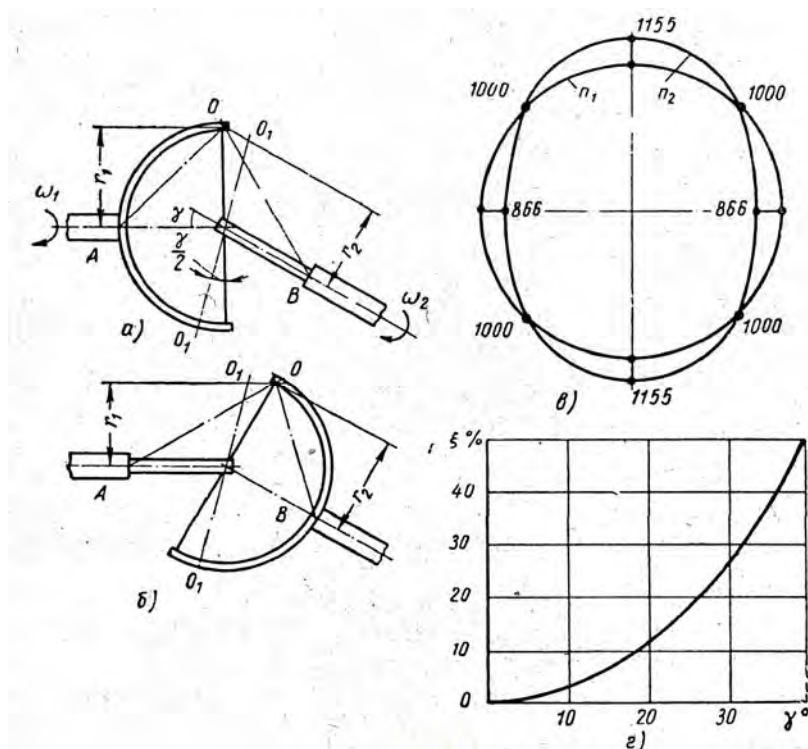


Рисунок 3.6 - Схема карданного шарнира неравных угловых скоростей [10]

Значения $\omega_{1 \max}$ и $\omega_{1 \min}$ определяют по предыдущим зависимостям через $\cos \gamma$. Подставляя их в последнюю зависимость, получим

$$\xi = (1 - \cos^2 \gamma) / \cos \gamma.$$

Изменение неравномерности вращения в процентах в зависимости от угла между валами изображено на рисунке 3.6 г.

Формула и рисунок 3.6 г показывают, что при малых углах наклона между валами неравномерность вращения мала. Пользуясь этим, при малых углах между валами и наличии карданной трубы (одной фиксированной точке пересечения валов) можно применить КаП с одним шарниром (рисунок 1.3 а). Для уменьшения угла между валами двигатель с КП иногда крепят к раме наклонно.

Равномерное вращение ведомого вала можно получить, применяя КаП с двумя асинхронными карданными шарнирами (рисунок 3.7).

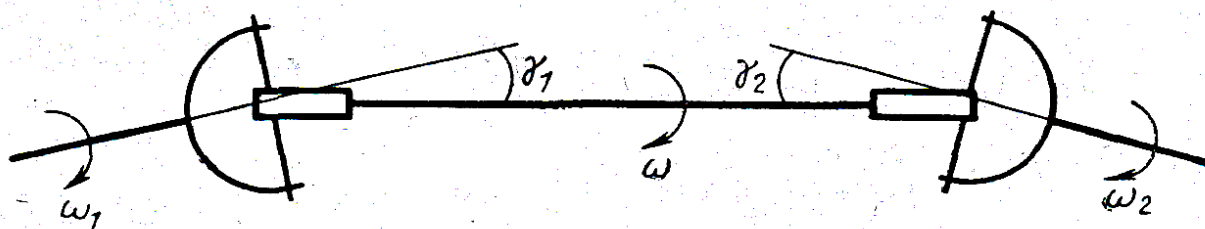


Рисунок 3.7 - Схема карданной передачи с двумя асинхронными шарнирами

Пользуясь последними формулами, найдем, что в данном случае угловая скорость карданного вала (после первого шарнира) $\omega = \omega_1 / \cos \gamma$. После второго шарнира угловая скорость $\omega_2 = \omega \cos \gamma_2 = \omega_1 (\cos \gamma_2 / \cos \gamma_1)$. Очевидно, что при

положении вилок, изображенном на **рисунке 3.7**, и $\gamma_1 = \gamma_2$ будет обеспечено условие $\omega_1 = \omega_2$.

Таким образом, равномерное вращение ведомого вала с помощью **двух** шарниров неравных угловых скоростей может быть получено при следующих **условиях**:

1 углы между ведущим и карданным валом γ_1 и карданным и ведомым валом γ_2 равны между собой;

2 одноименные (например, наружные) вилки лежат в одной плоскости;

3 ведущий, карданный и ведомый валы лежат в одной плоскости.

За выполнением второго условия следует следить при сборке **КаП** [10].

(В работе [10] не учтена необходимость динамической балансировки валов **КаП**).

Более подробно кинематика **КаП** с асинхронными шарнирами рассмотрена в работе [11].

Рассмотрим карданный шарнир, состоящий из ведущей и ведомой вилок и крестовины. Концы вилок соединены с крестовиной шарнирно. Оси вращения валов вилок расположены одна к другой под углом γ (**рисунк 3.8**).

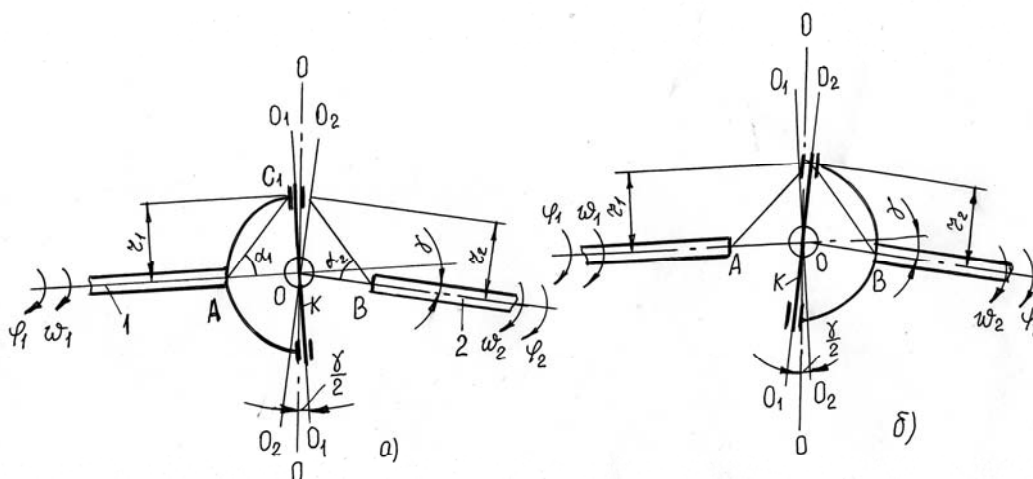


Рисунок 3.8 – Схема работы карданного шарнира [11]

Окружная скорость v_c в точке C_1 – $v_c = \omega_1 r_1 = \omega_2 r_2$, где r_1 и r_2 – расстояние точки C_1 от осей валов шарниров;

$$r_1 = AC_1 \sin \alpha_1; \quad r_2 = BC_1 \sin \alpha_2$$

Здесь AC_1 и BC_1 – длина условных поводков; α_1 и α_2 – углы между поводками и осями валов вилок; ω_1 и ω_2 – угловая скорость соответственно ведущего 1 и ведомого 2 валов шарнира. Из уравнения следует, что ω_1 и ω_2 равны при условии равенства $r_1 = r_2$, т. е. при $AC_1 \sin \alpha_1 = BC_1 \sin \alpha_2$.

Так как $AC_1 = BC_1$, то для выполнения условия $\omega_1 = \omega_2$ необходимо, чтобы точка C_1 лежала на биссектрисе угла между валами, а при вращении валов и изменении угла между ними оставалась в биссекторной плоскости.

При фиксированной шарнирной связи в карданном шарнире неравных угловых скоростей при повороте вала на 90° крестовина, поворачиваясь, отклоняется на угол γ . Точка C_2 не лежит на биссектрисе OO , и поэтому шарнир с крестовиной не может обеспечить равенство угловых скоростей ведущего **1** и ведомого **2** валов шарнира.

Как известно из теории механизмов и машин, соотношение между углами поворота φ_1 и φ_2 простого одиночного карданного шарнира определяется выражением $tg \varphi_1 = tg \varphi_2 \cos \gamma$.

Продифференцировав это выражение получим

$$\frac{1}{\cos^2 \varphi_1} \omega_1 = \left(\frac{\cos \gamma}{\cos^2 \varphi_2} \right) \omega_2.$$

Откуда

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos^2 \varphi_2}{\cos^2 \varphi_1} \frac{1}{\cos \gamma}.$$

Воспользовавшись уравнением, исключим из равенства угол φ_2 . Тогда

$$\omega_2 / \omega_1 = \cos \gamma / (\sin^2 \varphi_1 + \cos^2 \varphi_1 \cos^2 \gamma).$$

Наибольшее значение ω_2 / ω_1 , характеризующее неравномерность вращения, отмечается при $\varphi_1 = 0^\circ, \pi$ и 2π .

Таким образом,

$$(\omega_2 / \omega_1)_{\min} = \cos \gamma.$$

Наименьшее значение ω_2 / ω_1 наблюдается при $\varphi_i = \pi / 2; 3\pi / 2$.

Следовательно,

$$(\omega_2 / \omega_1)_{\min} = \cos \gamma.$$

Таким образом, для угловых скоростей карданного вала справедливо неравенство $\omega_1 \cos \gamma \leq \omega_2 \leq \omega_1 / \cos \gamma$. **Угловые смещения** $(\varphi_1 - \varphi_2)$ в зависимости от угла γ приведены на **рисунке 3.9**.

Неравномерность вращения ведомого вала характеризуется коэффициентом неравномерности

$$K = (\omega_{2\max} - \omega_{2\min}) / \omega_1 = (1 - \cos^2 \gamma) / \cos \gamma.$$

Неравномерность вращения выходного вала можно устранить, применив в передаче два карданных шарнира. Пользуясь формулами отношений угловых скоростей, найдем, что угловая скорость карданного вала после первого шарнира $\omega = \omega_1 / \cos \gamma$, а после второго $\omega_2 = \omega \cos \gamma_2 = \omega_1 (\cos \gamma_2 / \cos \gamma_1)$. Из последнего выражения видно, что равномерное вращение выходного вала с помощью двух карданных шарниров может быть получено **при равенстве углов** γ_1 и γ_2 .

На **рисунке 3.10** представлены схемы расположения карданных валов. На схеме, представленной на **рисунке 3.10 а**, оси входного и выходного валов мо-

гут быть не параллельны, однако равенство $\gamma_1 = \gamma'_2$ должно сохраняться. Кроме того, необходимо обеспечить расположение вилок карданных шарниров в одной плоскости.

В случае составной четырехшарнирной передачи (**рисунок 3.10 б**) равномерное вращение ведомого вала обеспечивается при равенствах $\gamma_1 = \gamma_2$ и $\gamma_3 = \gamma_4$. Вилки шарниров со стороны промежуточного вала должны лежать в одной плоскости.

В случае трехшарнирной карданной передачи с промежуточной опорой (**рисунок 3.10 в**) компенсация неравномерности вращения ведомого вала осуществляется при условии $\cos \gamma_1 \cos \gamma_2 = \cos \gamma_3$. При этом вилки на промежуточном валу должны быть развернуты на 180° .

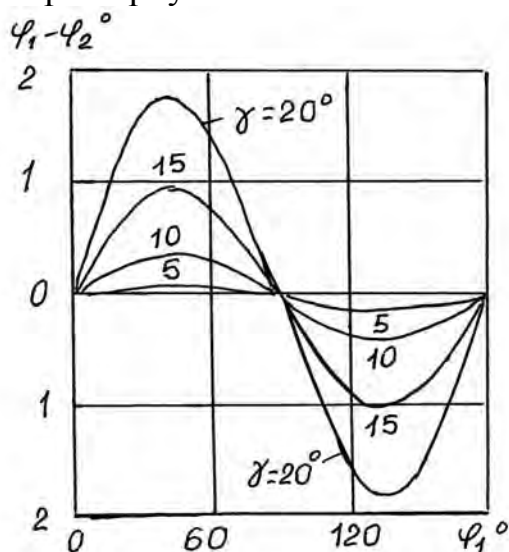
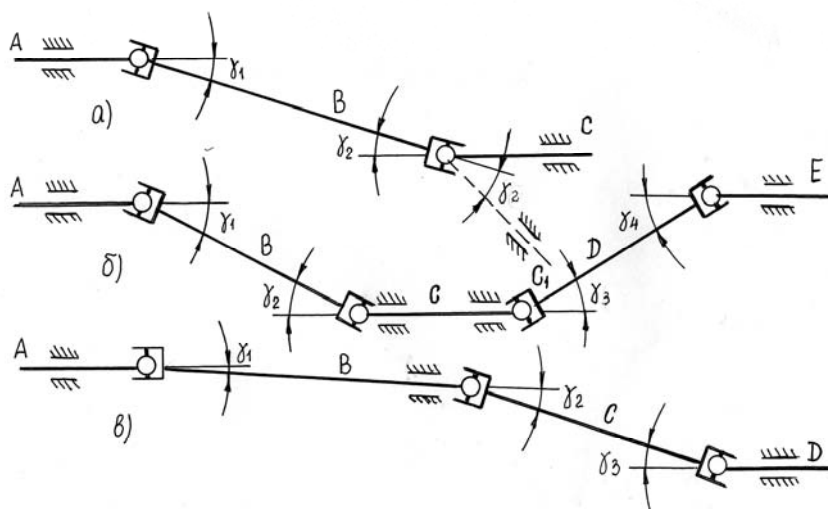


Рисунок 3.9 – Угловые смещения вилок карданного шарнира в зависимости от угла поворота ведущей вилки



а – с одним карданным валом **В** и двумя шарнирами; **б** – с двумя карданными валами, соответственно **В** и **С**, четырьмя шарнирами и промежуточной опорой; **в** – с двумя карданными валами **В** и **С** и тремя шарнирами [11]

Рисунок 3.10 – Кинематические схемы карданных передач

Следует отметить, что во время движения автомобиля углы γ_2 и γ_3 могут изменяться, в то время как $\gamma_1 = \text{const}$. Следовательно, полную компенсацию неравномерности вращения в **трехшарнирной** передаче получить невозможно. Необходимо устанавливать первый вал с некоторым углом, что уменьшит возможность **бринеллирования** в игольчатых подшипниках. При неравномерном вращении карданного вала на него действует знакопеременный крутящий момент. Чтобы найти пределы изменения этого момента, пренебрежем малыми потерями в **КаП**, и тогда

$$T_1 \omega_1 = T \omega,$$

где $T_1 \omega_1$ – крутящий момент и угловая скорость ведущего вала;

$T \omega$ – крутящий момент и угловая скорость карданного вала.

Следовательно, $T = T_1 \omega_1 / \omega$.

Учитывая выражение $\omega_1 \cos \gamma \leq \omega_2 \leq \omega_1 / \cos \gamma$, можно найти пределы изменения пульсирующего момента на карданном валу

$$\cos \gamma \leq T/T_1 \leq 1/\cos \gamma.$$

Таким образом, карданный вал подвержен воздействию периодического момента, частота которого в **2 раза** больше частоты вращения карданного вала, а амплитуда зависит от угла его наклона. Это может привести к нежелательным крутильным колебаниям. Уменьшение дополнительных нагрузок может быть достигнуто:

- 1) уменьшением угла наклона карданного вала;
- 2) увеличением его жесткости;
- 3) применением в трансмиссии упругих полукарданных шарниров.

На **рисунке 3.11** изображена **КаП** с тремя различными двойными главными передачами. Из приведенных схем видно, как может быть уменьшен наклон карданного вала. Аналогичного эффекта можно достичь на грузовых автомобилях при применении гипоидной или червячной главной передачи [10].

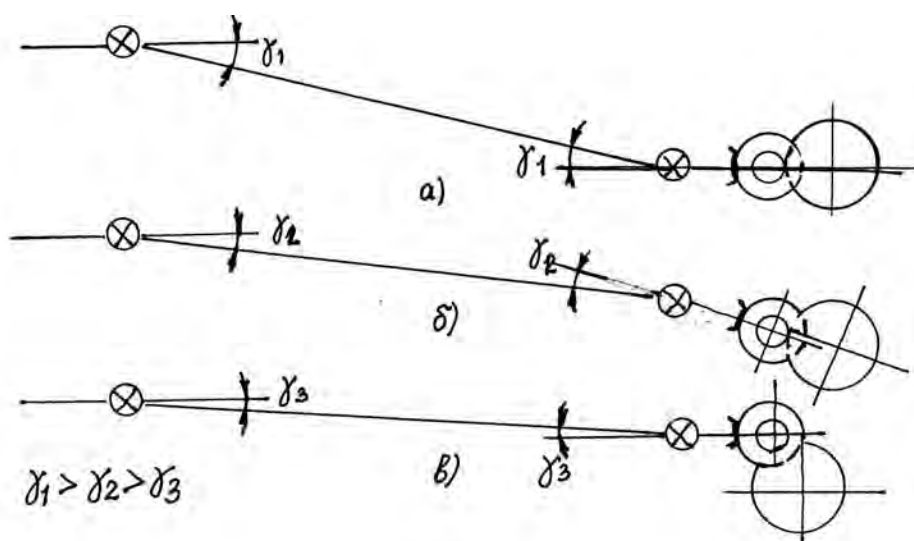


Рисунок 3.11 – Различные варианты карданных передач [10]

4 СДВОЕННЫЕ И КУЛАЧКОВЫЕ ШАРНИРЫ РАВНЫХ УГЛОВЫХ СКОРОСТЕЙ

Синхронные карданные шарниры по конструкции подразделяются на:

1 сдвоенные (сочлененные – **МАЗ-501, МАЗ-502**);

2 кулачковые (дисковые – **УРАЛ, КрАЗ**);

3 шариковые с делительными канавками:

а) четырехшариковые с дополнительным центрирующим шариком (**ГАЗ-66, ЗИЛ-157**);

б) шариковые с делительным рычажком;

в) шести- и восьмишариковые (современные переднеприводные автомобили);

4 трехшиповые (Трипод) и др.

4.1 История создания шарниров равных угловых скоростей

Для заднеприводных автомобилей **КаП** с асинхронными шарнирами стала настоящей находкой, но для привода колес переднего моста изобретение **Кардано** было малоприспособным. Если угол между двумя валами возрастает, как это происходит при повороте переднего колеса, то неравномерность передачи крутящего момента увеличивается, что вызывает вибрации и рывки.

Проще всего проблему неравномерности вращения можно решить, соединив два асинхронных шарнира так, чтобы ведомая вилка первого служила ведущей для второго. Но такая конструкция получилась слишком громоздкой – внутри ведущих колес первых «переднеприводников» не оставалось места для тормозных механизмов, и их приходилось выносить к картеру **КП**.

Одними из первых с проблемой справились французские конструкторы Пьер **Фенай** и Жан-Альберт **Грегуар**. В **1926 году** они применили в приводе своего спортивного автомобиля **Tracta Gephí** шарниры типа «тракта» - валы в них соединялись посредством кулачков сложной формы (**рисунок 4.1**).

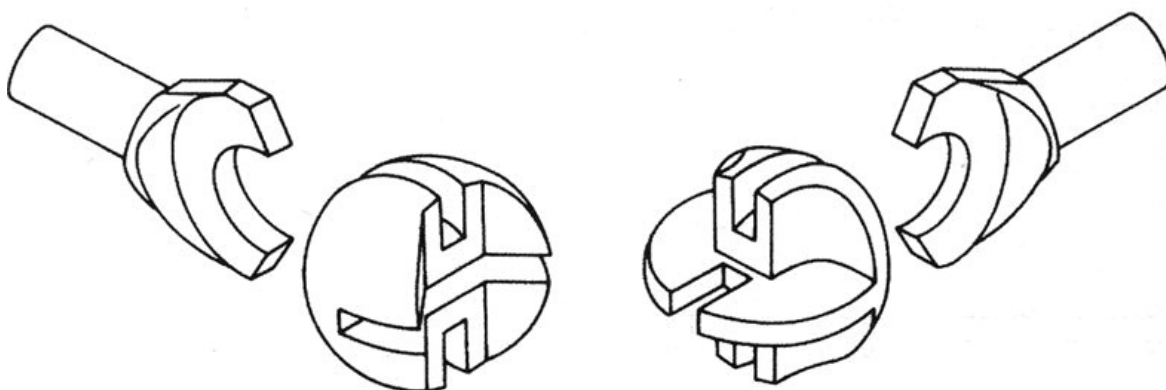


Рисунок 4.1 – Детали кулачкового шарнира типа «тракта»

Но наиболее удачными оказались шариковые **ШРУС**. Первый вариант таких шарниров был запатентован в **1923 году** Карлом **Вайссом** (Вейсом): концы соединяемых валов представляли собой своеобразные вилки, между внут-

ренными поверхностями которых находились шарики, передающие крутящий момент. Впоследствии патент на шарнир Вайсса купила американская фирма **Bendix** и стала выпускать их под маркой **Bendix-Weiss**. Такие шарниры до сих пор можно встретить, например, на 469-х «уазиках» и легендарной «шишиге» **ГАЗ-66**. Однако самую успешную конструкцию через три года после изобретения Вайсса предложил Альфред **Рцеппа**. Это был, по сути, привычный нам шариковый **ШРУС**, способный работать при углах до 40^0 , компактный и долговечный. Впервые шариковые шарниры Рцеппы появились на серийных автомобилях в **1959** году – сначала на знаменитом **Austin/Morris Mini** (шарниры для него поставляла фирма **Handy Spicer Limited**), а вскоре и на немецком **DKW Junior F11 (Lohr & Bromkamp GmbH)**.

На **рисунке 4.2 а** приведен патент Альфреда Рцеппы на первый в мире шестишариковый **ШРУС**, **1929** год. Конструкция шарнира с тех пор почти не изменилась. Шестишариковый **ШРУС** конструкции Рцеппы впервые был применен в трансмиссии автомобиля **Austin/Morris Mini** в **1959** году (**рисунк 4.2 б**) [AP.05.21].

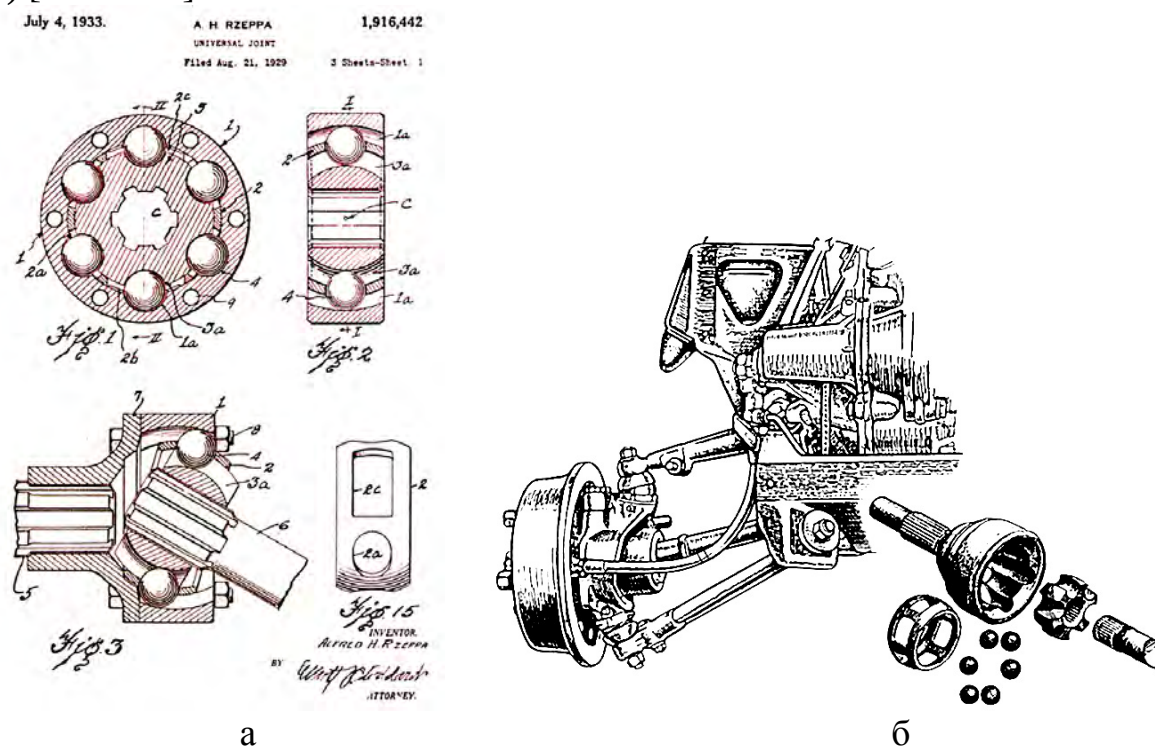


Рисунок 4.2 – Патент Альфреда Рцеппы на первый в мире шестишариковый ШРУС (а) и его применение в трансмиссии автомобиля Austin/Morris Mini (б)

Именно специалистам фирмы **Lohr & Bromkamp GmbH** удалось первыми сделать шариковый **ШРУС**, допускающий **осевое перемещение** обойм относительно друг друга. Это позволило отказаться от промежуточного шлицевого соединения, призванного компенсировать изменение длины приводного вала при работе подвески. Узел стал работать мягче и тише. Сегодня шарнир типа **VL** (от **Verschiebegelenk Lobro**, подвижный шарнир **Lobro** - **Лебро** - **рисунк 4.3 а**) наиболее популярен, является одним из самых востребованных современной автомобильной промышленностью: он устанавливается на валы перед-

неприводных машин со стороны **КП** (совмещенной с **ГП**), с обеих сторон валов привода колес заднеприводных автомобилей с независимой подвеской, а также на хвостовике карданного вала.

В **1966** году британские «металлурги» из **GKN** решили заняться автомобильным бизнесом и купили компанию **Handy Spicer**, а после и фирму **Lohr & Bromkamp GmbH** (несколько лет назад она была переименована в **GKN Lohr GmbH**). Таким образом, англичанам удалось получить доступ к самым передовым технологиям в области производства приводных валов и шарниров и со временем стать мировым лидером в этой области.

Сегодня только завод **GKN Driveline** в немецком городе Мозель выпускает **290** видов внутренних и **370** наружных **ШРУС**. Приводные валы поставляются на конвейер в «полной боевой готовности» - со **ШРУС** в сборе, с консистентной смазкой внутри (сейчас она на кальциевой основе). На **рисунке 4.3 б** показан шарнир типа **AAR (Angular Adjusted Roller)** фирмы **GKN Driveline**, который отличается низкими потерями на трение вследствие замены скольжения качением. Внутри роликов устанавливаются игольчатые подшипники фирмы **INA**.

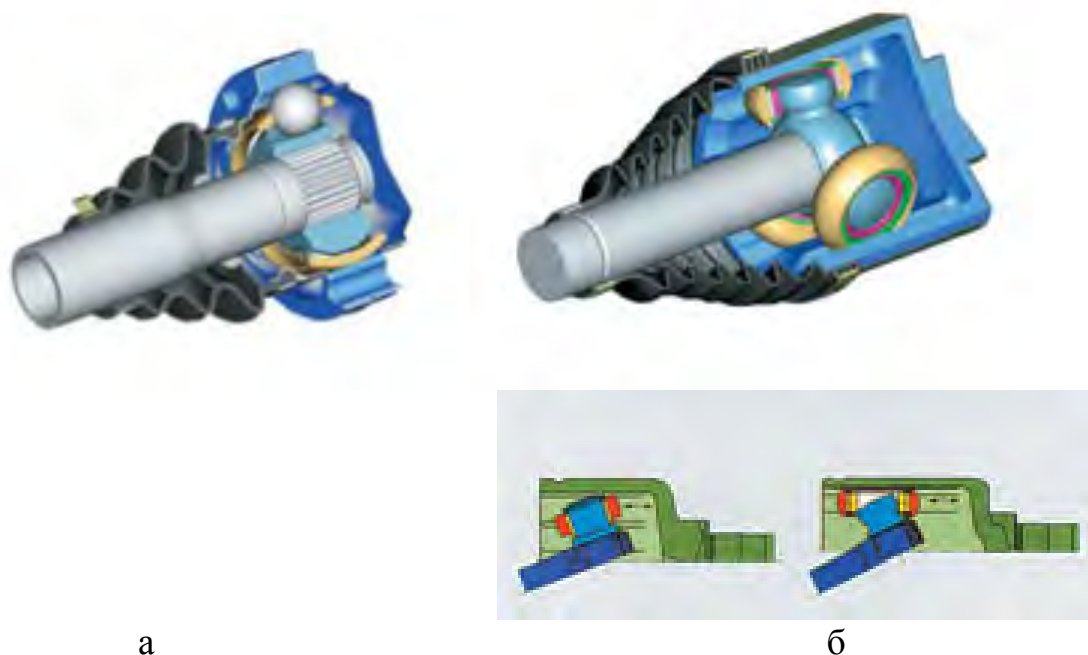


Рисунок 4.3 – Шарнир типа VL (а) допускает осевое перемещение обойм; шарнир типа AAR (Angular Adjusted Roller) фирмы GKN Driveline (б)

Пыльники шарниров имеют форму гармошки для того, чтобы каждый «такт сжатия» возвращал размазанную по гофрам смазку обратно в шарнир. Первые чехлы шарниров изготавливались из **кожи**, пропускали смазку наружу и требовали периодической «заправки». Потом на смену коже пришла резина, а теперь ее теснит **термопластик**. По словам специалистов, он более долговечен и устойчив к вибрациям.

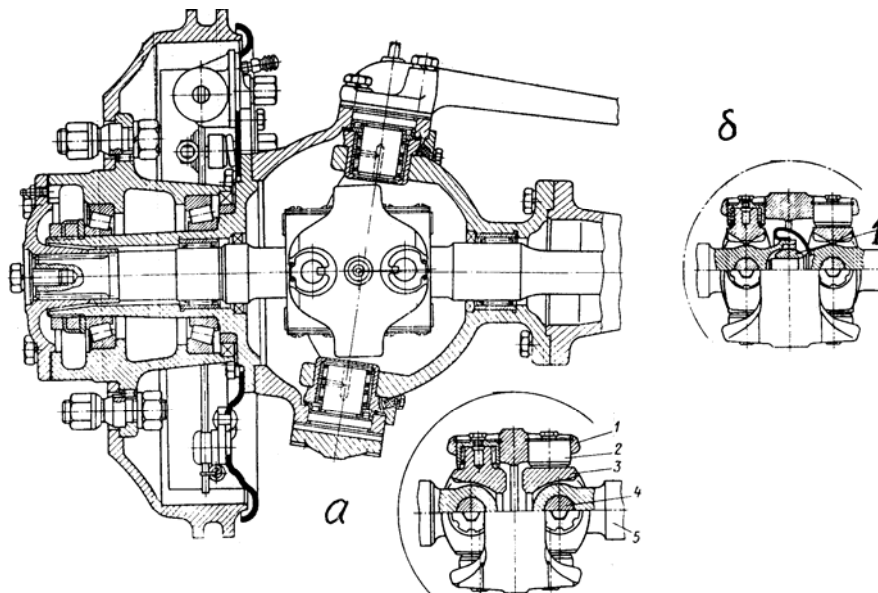
Современные **ШРУС** обеспечивают уже до **90%** своих возможностей [АР.05.21].

4.2 Сдвоенный карданный шарнир

Сдвоенный карданный шарнир - это фактически предельно укороченная карданная передача с двумя асинхронными шарнирами, расположенными рядом (**рисунок 4.4** и др.).

Два асинхронных шарнира неравных угловых скоростей объединяются двойной вилкой. Равенство угловых скоростей должно обеспечиваться делительным устройством, обеспечивающим одинаковые углы наклона валов относительно шарнира. Для двойного шарнира на игольчатых подшипниках характерен значительный износ этих подшипников и шипов из-за **бринеллирования**, так как большую часть времени автомобиль движется прямолинейно и наклон между валами отсутствует.

В случае использования сдвоенного шарнира при зависимой передней подвеске (**рисунок 4.4 а**) центрирование в нем не обязательно.



а – без осевого центрирования, устанавливаемый в поворотном кулаке комбинированного моста полноприводного грузового автомобиля высокой проходимости при зависимой передней подвеске: **1** – двойная вилка; **2** – игольчатый подшипник; **3** – крестовина; **4** – шип крестовины; **5** – полуось; **б** - с центрирующей опорой **1**, пригодный для установки при независимой подвеске [13]

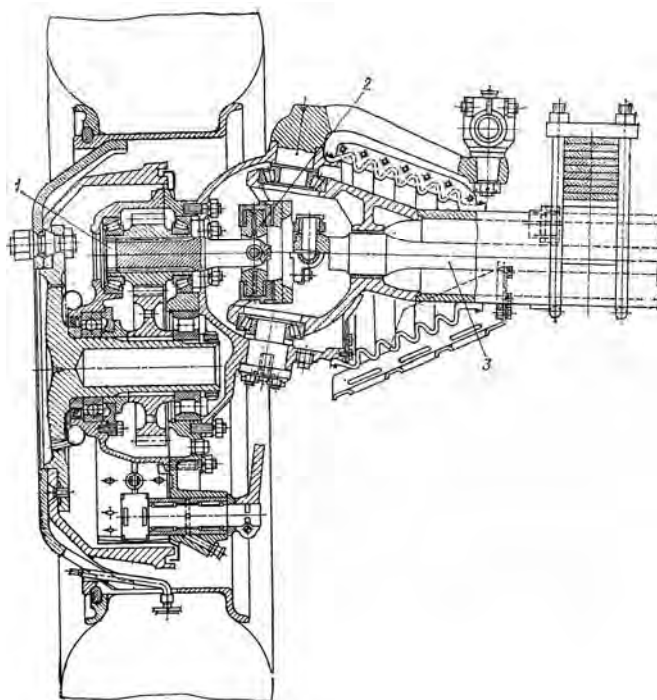
Рисунок 4.4 – Сдвоенный карданный шарнир

Полуось и вал колеса опираются на игольчатые подшипники; центр шарнира должен находиться на оси поворота колеса (при повороте это условие выполняется не полностью). Поворотный кулак установлен в компактных комбинированных игольчатых подшипниках, которые передают как осевые, так и радиальные нагрузки. Такие шарниры допускают поворот до 40° , усиленные - до 48° , передаваемые крутящие моменты - до **20 кНм**; фирма «Геленквелленбау» выпускает шарниры с максимальным углом поворота, равным 60° . Если подвеска **зависимая**, то наличие консоли между центром карданного шарнира и точкой опоры полуоси приводит к прогибам. Поэтому полуось должна иметь

диаметр, достаточный для того, чтобы эти прогибы не превышали определенных границ.

При **независимых** подвесках, когда требуется осевое центрирование, реакция опоры полуоси воспринимается центрирующей опорой в середине шарнира (**рисунок 4.4 б**) [12].

На грузовых автомобилях повышенной и высокой проходимости и большой грузоподъемности управляемые ведущие мосты имеют двойную разнесенную ГП, колесные редукторы **1** которой, снижая передаваемый крутящий момент, разгружают детали шарниров равных угловых скоростей **2** и полуоси **3** (**рисунок 4.5**), в результате чего уменьшается их масса и увеличивается долговечность.



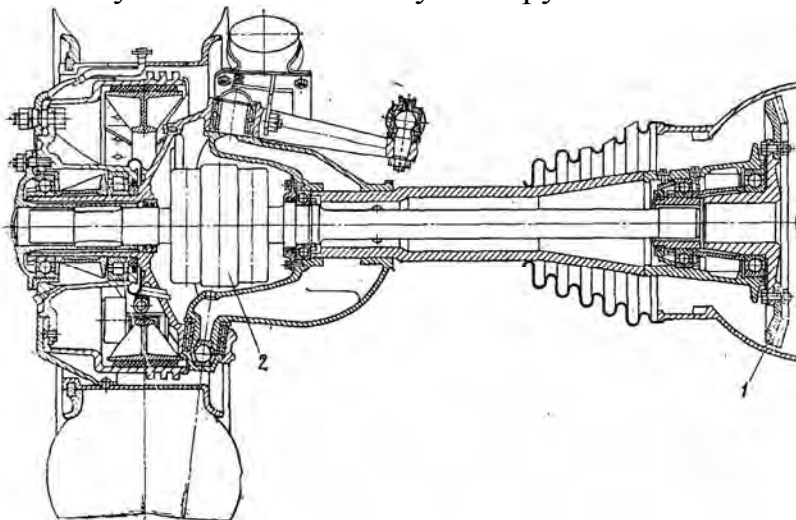
1 – колесный редуктор; **2** – сдвоенный карданный шарнир; **3** – полуось [12]

Рисунок 4.5 – Управляемый разрезной ведущий мост автомобиля «Прага V3S» со сдвоенным карданным шарниром

При установке колесного редуктора с несоосным зацеплением продольную ось ведущего моста можно располагать выше оси **УК**, что в свою очередь существенно увеличит дорожный просвет (клиренс) и повысит проходимость автомобиля. В передних ведущих мостах автомобилей **МАЗ** применен сдвоенный шарнир открытого типа. Он передает значительные крутящие моменты при сравнительно небольшой массе его деталей и допускает углы поворота колес до 36° , что обеспечивает высокую маневренность автомобиля. Для этого шарнира не требуется масляной ванны и дорогостоящих уплотнений поворотных устройств, что упрощает конструкцию мостов. Технология изготовления таких шарниров не очень сложна.

В некоторых автомобилях повышенной проходимости («Татра-148», «Татра-815») устанавливают разрезные ведущие мосты с **УК** (**рисунок 4.6**), которые сложны по конструкции и имеют высокую стоимость. Преимуществом

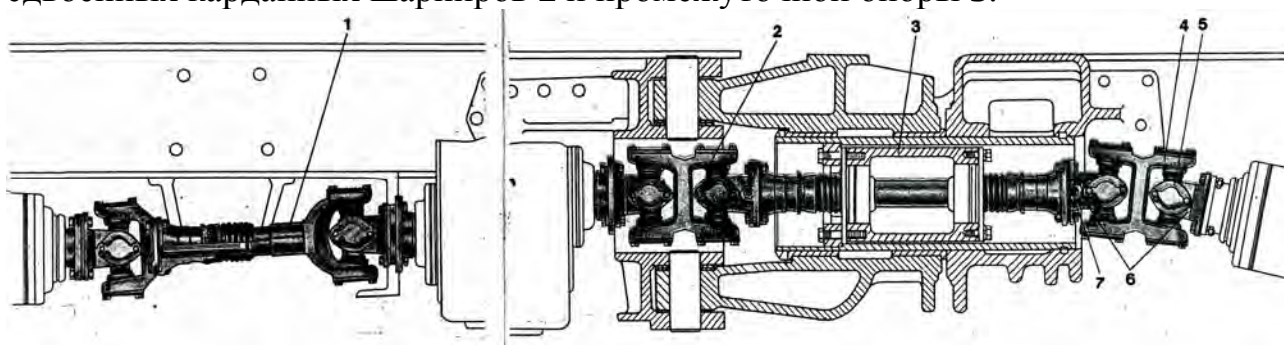
использования таких мостов является значительное снижение неподрессоренных масс, повышение плавности хода и увеличение в результате этого скоростей движения автомобилей на плохих дорогах. Однако наличие неразнесенной главной передачи **1** обуславливает высокую нагруженность ШРУС **2** [12].



- 1** – ведомое коническое колесо главной передачи;
2 – сдвоенный карданный шарнир [12]

Рисунок 4.6 – Конструкция привода ведущего управляемого колеса автомобиля **Татра-148** со сдвоенным карданным шарниром

КаП колесного трактора **Т-150К** (**рисунок 4.7**) состоит из карданного вала **1** переднего моста и карданного вала заднего моста, который состоит из двух сдвоенных карданных шарниров **2** и промежуточной опоры **3**.



- 1** – карданный вал переднего моста; **2** – сдвоенный карданный шарнир заднего моста; **3** – промежуточная опора; **4** – двойная вилка; **5** – крестовина;
6 – одинарная вилка; **7** – масленка телескопического соединения [3]

Рисунок 4.7 – Карданная передача колесного трактора **Т-150К**
с двумя сдвоенными карданными шарнирами

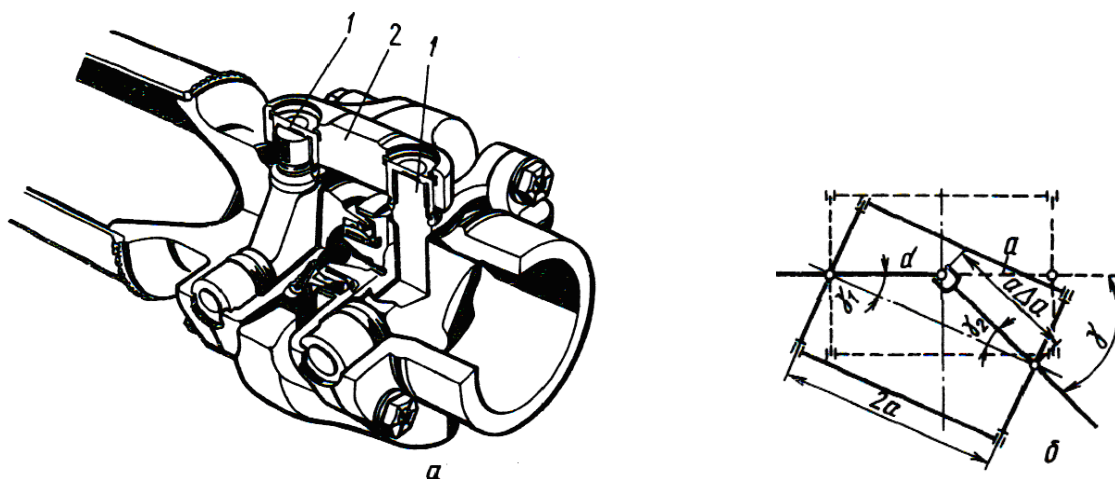
Каждый сдвоенный карданный шарнир состоит из одной двойной **4** и двух одинарных **6** вилок и крестовины **5**, на четырех шипах которой установлено по одному игольчатому подшипнику. В крестовине имеется предохранительный клапан, препятствующий повышению давления смазки при ее нагревании [3].

Применяемые в приводе управляемых ведущих колес сдвоенные карданные шарниры могут иметь различную конструкцию: один из вариантов приве-

ден на **рисунке 4.8 а**. Здесь два шарнира **1** неравных угловых скоростей объединяются двойной вилкой **2**. Схема шарнира показана на **рисунке 4.8 б**.

Равенство угловых скоростей должно обеспечиваться делительным рычажком. Однако такое равенство возможно только при равенстве углов $\gamma_1 = \gamma_2$, что в данной конструкции не соблюдается точно, так как при наклоне вала плечо, связанное с левым валом, остается постоянным **а**, а плечо, связанное с другим валом, увеличивается на величину Δa . Поэтому в сдвоенном шарнире с делительным рычажком синхронное вращение соединяемых валов может быть обеспечено только с некоторым приближением.

Коэффициент неравномерности вращения $u_{н.в}$ сдвоенного шарнира зависит от угла между валами и от конструктивных размеров делительного устройства. Например, при $\gamma = 30^\circ$ коэффициент неравномерности сдвоенного шарнира не превысит **1 %**, что примерно в **30 раз** меньше неравномерности шарнира неравных угловых скоростей при том же значении угла наклона γ .

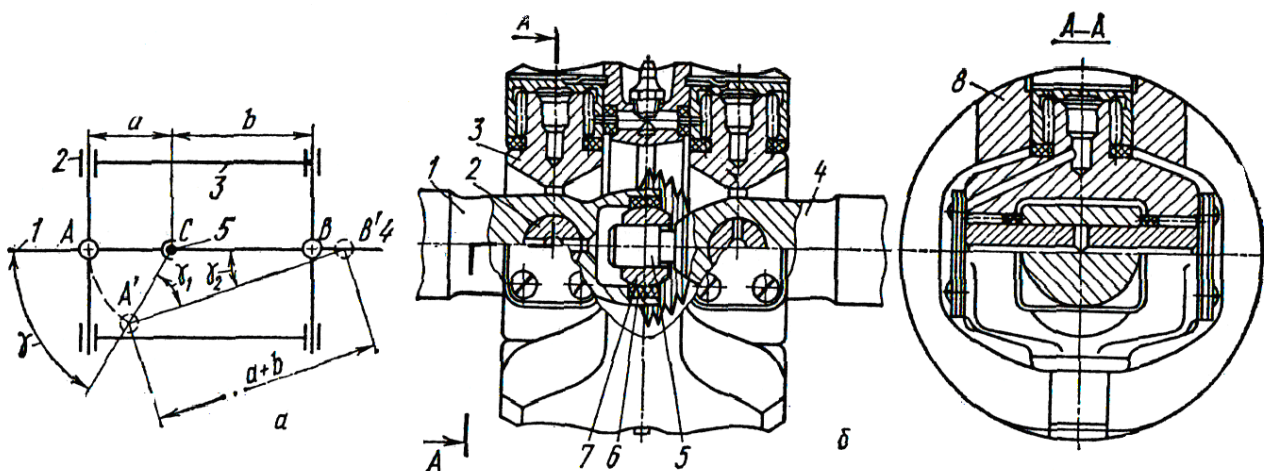


1 – асинхронный шарнир неравных угловых скоростей; **2** – двойная вилка [14]

Рисунок 4.8 – Сдвоенный карданный шарнир

На **рисунке 4.9 а** приведена кинематическая схема сдвоенного карданного шарнира с центрирующим устройством, в котором расстояние между осями **а + б** является величиной постоянной и равной длине сдвоенной вилки. При этом для обеспечения синхронности в работе карданной передачи необходимо, чтобы вилки, соединяющие карданные сочленения, лежали в одной плоскости и углы γ_1 и γ_2 были равны.

Равенство углов γ_1 и γ_2 обеспечивается центрирующим устройством **5**. Крестовины выполнены составными; две их цапфы заменены пальцами **2**, которые проходят через проушины валов **1** и **4** (**рисунке 4.9 б**). Цапфы крестовины и пальцы установлены на игольчатых подшипниках. Центрирующее устройство состоит из сферического сухаря **7**, надетого на конец вала **4**, и подвижной сферической обоймы **6**, установленной на конце вала. **Недостатками** сдвоенного шарнира являются большие габаритные размеры, сложность конструкции, ненадежность уплотнения центрирующего устройства, а также неполное обеспечение синхронности его работы [11].



1, 4 – валы с проушинами; 2 – палец; 3 – составные крестовины;
5 – центрирующее устройство; 6 – сферическая обойма; 7 – сферический сухарь;
8 – корпус шарнира [11]

Рисунок 4.9 – Кинематическая схема (а) и конструкция сдвоенного карданного шарнира с центрирующим устройством (б)

Для двойного шарнира на игольчатых подшипниках характерен значительный износ этих подшипников и шипов крестовин. Это объясняется тем, что благодаря преимущественно прямолинейному движению автомобиля иглы подшипников не перекатываются, вследствие чего поверхности деталей, с которыми они соприкасаются, подвержены **бринеллированию**, а сами иглы иногда **сплющиваются** [15].

Недостатком сдвоенного шарнира является конструктивная сложность, а также то, что он не может передавать большие крутящие моменты из-за ограничения давления иглок на шипы крестовины [2].

4.3 Кулачковый карданный шарнир

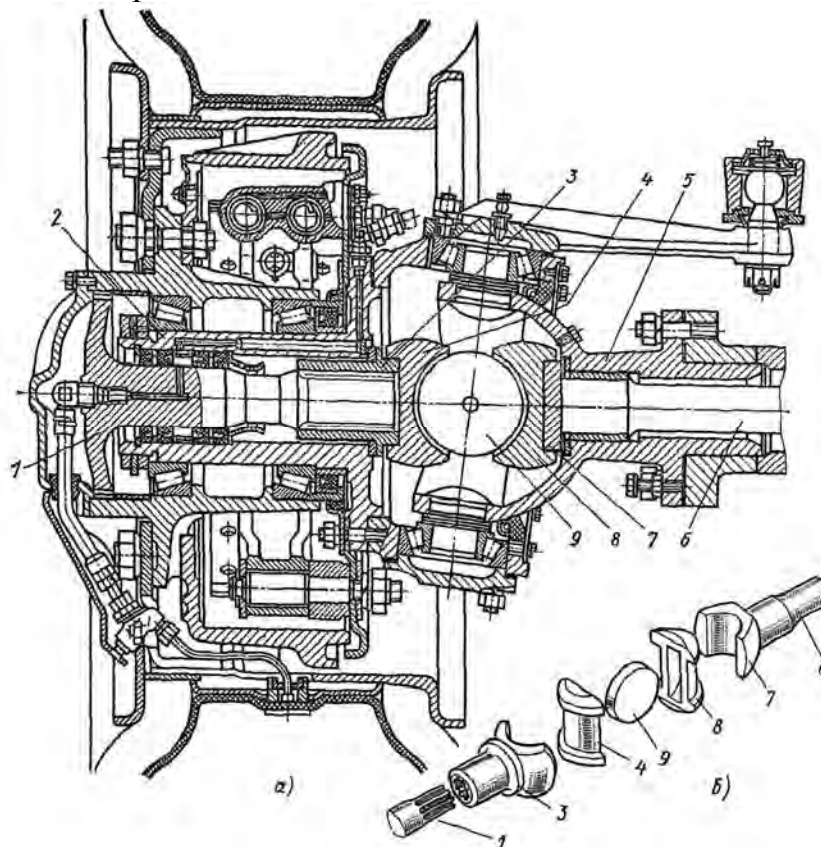
ШРУС воспринимают, как правило, большие крутящие моменты. Сдвоенные **ШРУС** с игольчатыми подшипниками не могут передавать больших крутящих моментов из-за ограничения напряжения смятия между шипом и иглками. Поэтому на автомобилях средней и большой грузоподъемности нашли применение сдвоенные кулачковые (сухарные, дисковые) карданные шарниры (**рисунок 4.10**).

В этих шарнирах вследствие больших опорных поверхностей трения напряжения смятия невелики. Поэтому их изготавливают из углеродистых сталей. Шарниры имеют простую конструкцию и допускают угол поворота между валами до 50° . Однако такие **ШРУС** работают в условиях трения скольжения, **КПД** их ниже, чем шарниров, работающих в условиях качения. Кулачковые **ШРУС** нуждаются в обильном смазывании. Для них необходимы специальные защитные кожухи. При выполнении указанных условий срок службы таких шарниров увеличивается [11].

Кулачковые шарниры применяют на автомобилях большой грузоподъемности в приводе к управляемым ведущим колесам. Если разделить по оси симметрии кулачковый карданный шарнир на две части, то каждая часть будет представлять собой карданный шарнир неравных угловых скоростей с фиксированными осями качания (так же, как у сдвоенного карданного шарнира).

Кулачковый карданный шарнир благодаря наличию развитых поверхностей взаимодействия способен передавать значительный по величине крутящий момент при обеспечении угла между валами $45-50^\circ$. Кулачковый шарнир может иметь от трех до пяти деталей.

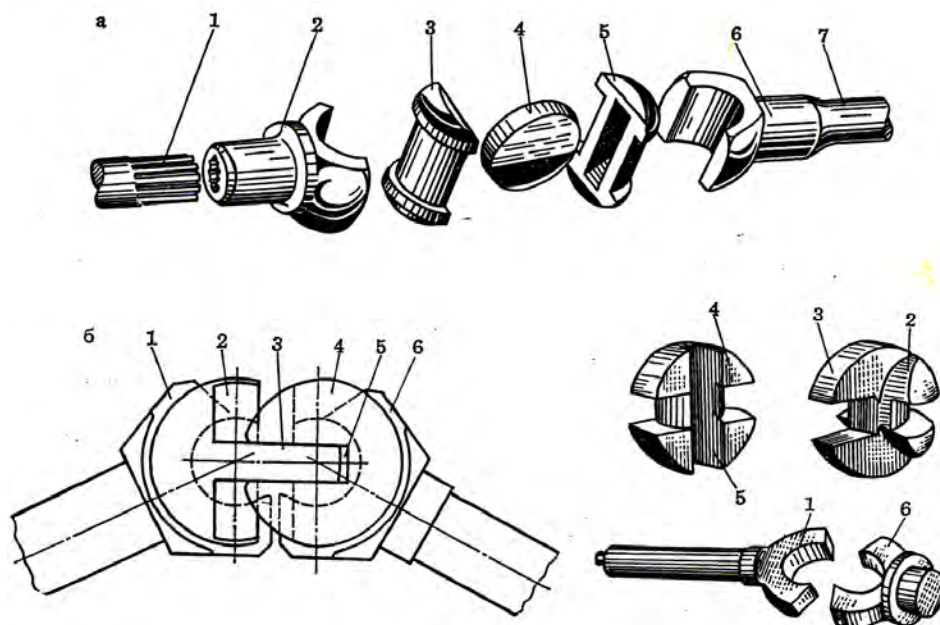
На **рисунке 4.10** показана конструкция привода переднего управляемого колеса автомобиля «Урал».



а – общий вид; **б** – детали кулачкового шарнира: **1, 6** – полуоси; **2** – поворотная цапфа; **3, 7** – вилки; **4, 8** – кулачки; **5** – шаровая опора; **9** – диск [11]

Рисунок 4.10 – Привод переднего управляемого колеса с дисковым карданным шарниром равных угловых скоростей

В нашей стране был разработан кулачковый шарнир (**рисунок 4.11 а**), состоящий из пяти деталей: двух вилок **2** и **6** на валах **1** и **7**, двух кулачков **3** и **5**, а также диска **4** (поэтому его часто называют дисковым), устанавливается на ряде автомобилей (**КамАЗ-4310, Урал-4320, КАЗ-4540, КрАЗ**) и может работать под углом до 45° . Такой шарнир работает аналогично сдвоенному, в котором первый шарнир создает неравномерность вращения, а второй устраняет эту неравномерность. В результате этого приводной вал вращается равномерно. Трудоемкость его изготовления немного больше, чем шарнира **Тракта**.



а – дисковый: 1, 7 – валы; 2, 6 – вилки; 3, 5 – полуцилиндрические кулачки; 4 – диск; **б** – шарнир Тракта: 1, 6 – вилки; 2, 4 – кулачки; 3 – шип; 5 – паз [2]

Рисунок 4.11 – Кулачковые карданные шарниры

На зарубежных автомобилях большой грузоподъемности широко применяется кулачковый карданный шарнир, известный под названием «**шарнир Тракта**», состоящий из четырех штампованных деталей (**рисунок 4.11 б**): двух вилок **1** и **6**, двух фасонных кулачков **2** и **4**, трущиеся поверхности которых подвергаются шлифованию [15].

На некоторых моделях автомобилей **УАЗ** применяют кулачковый шарнир, состоящий из трех деталей: двух вилок и шара с перпендикулярно расположенными на нем пазами для вилок.

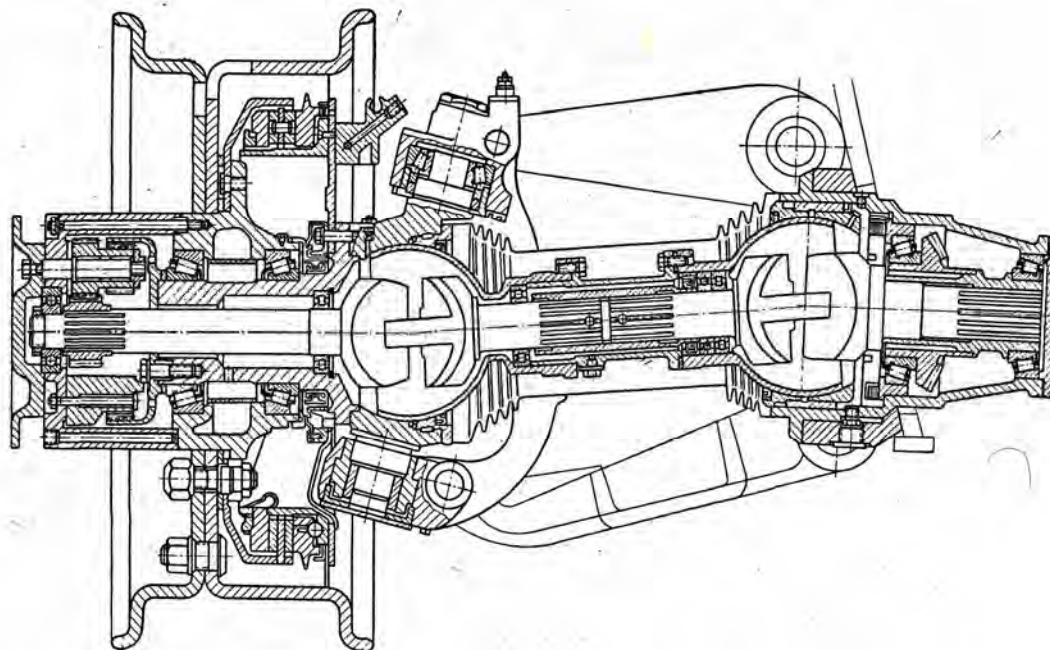


Рисунок 4.12 – Карданный привод к колесу [10]

Кулачковые шарниры отличаются простотой конструкции и способностью передавать крутящий момент до **30 кНм** вследствие наличия развитых передающих поверхностей. **КПД** кулачковых шарниров ниже, чем других **ШРУС**, так как для их элементов характерно трение скольжения. В эксплуатации наблюдается значительный нагрев, а иногда и **задиры** деталей шарнира в результате неудовлетворительного подвода смазочного материала к поверхности трения [2;15].

На **рисунке 4.12** изображены подвеска и привод к ведущим передним колесам английского автомобиля **Сарацин** с колесной формулой 4x4. Каждый из кулачковых карданных шарниров помещается внутри закрытого корпуса, обуславливающего такое положение вилок, при котором пересечение осей валов лежит на биссектрисе угла между валами.

Преимуществами такого шарнира являются простота устройства и изготовления, а также наличие больших опорных поверхностей, что дает возможность применять углеродистые стали. К **недостаткам** шарнира следует отнести большие, чем у шариковых шарниров, потери на трение, что приводит к более низкому **КПД** и повышенному нагреву шарнира при работе. Кроме того, износ шарнира сопровождается появлением заметного шума. Наконец, наличие кожухов усложняет конструкцию карданной передачи [10].

5 ШАРИКОВЫЕ ШАРНИРЫ РАВНЫХ УГЛОВЫХ СКОРОСТЕЙ

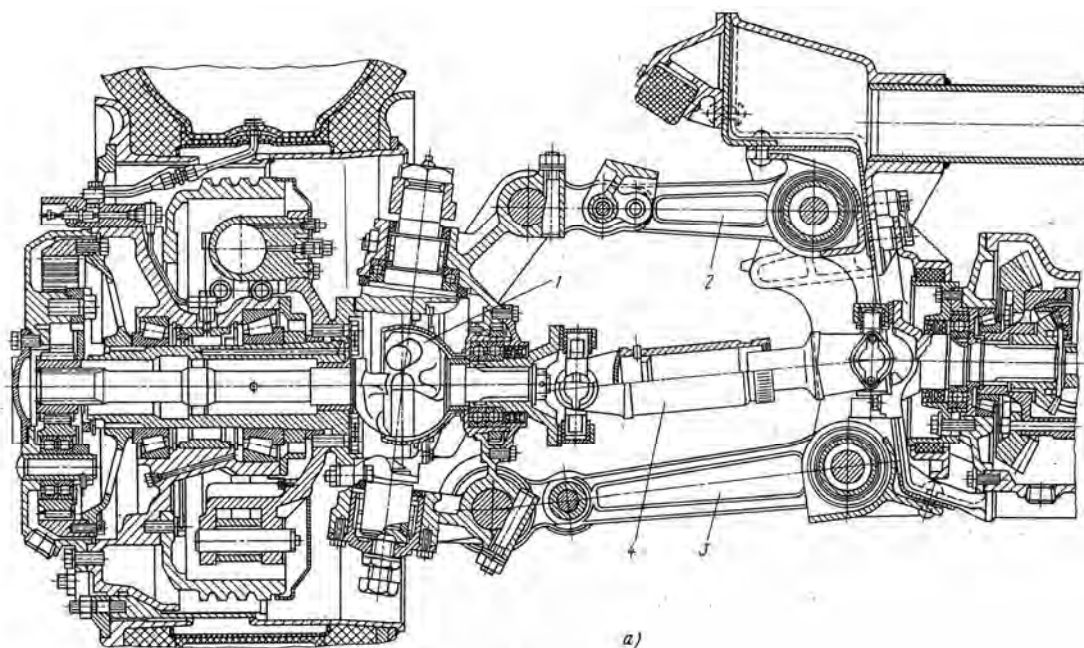
В основе конструкций всех **синхронных** карданных шарниров – **ШРУС** – лежит **единый принцип**: точки контакта, через которые передаются окружные силы, должны находиться в **биссекторной плоскости**, которая делит пополам угол между валами.

5.1 Четырехшариковый карданный шарнир с делительными канавками

Четырехшариковый карданный шарнир (рисунок 5.2) с делительными канавками (в отечественной литературе известный как шарнир типа «Вейс») устанавливается на ряде отечественных автомобилей (**УАЗ-469**, **ГАЗ-66**, **ЗИЛ-131** и др.) в приводе ведущих **УК**.

На **рисунке 5.1** приведен вид комбинированного (управляемого ведущего) моста с **четырехшариковым ШРУС**, применяемом на большегрузном шасси с колесной формулой 8x8 [9].

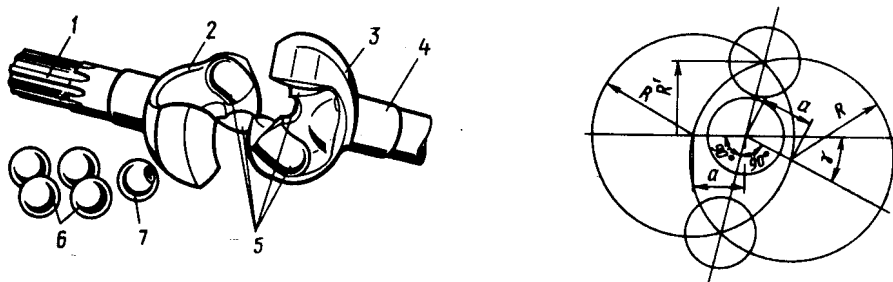
При движении автомобиля вперед усилие передается **одной парой шариков 6**, при движении задним ходом – другой парой, пятый шарик **7** – центрирующий (**рисунок 5.2**). Канавки **5** в кулаках **2** и **3** нарезаны по дуге окружности радиуса **R**. Четыре шарика **6** располагаются на пересечении симметрично расположенных канавок **5** – в **биссекторной** плоскости на радиусе **R'**, что обеспечивает равенство угловых скоростей валов **1** и **4**. Шарик **7** центрирующий. Наиболее точно шарики устанавливались бы при пересечении канавок под углом **90°**, но при этом скольжение шариков приводило бы к быстрому изнашиванию как шариков **6** и **7**, так и канавок **5** и к снижению **КПД** шарнира.



1 – четырехшариковый шарнир равных угловых скоростей;
2, 3 – рычаги независимой подвески; 4 – карданная передача
с двумя асинхронными шарнирами [9]

Рисунок 5.1 – Привод ведущего управляемого колеса
с четырехшариковым шарниром равных угловых скоростей

Пересечение окружностей под малым углом не обеспечивало бы точности установки шариков в биссекторной плоскости и могло бы привести к заклиниванию шариков. Обычно канавки 5 выполняются так, чтобы центр окружности, образующей ось канавок, находился на расстоянии $a = (0,4-0,45)R$ от центра шарнира. ШРУС этого типа обеспечивают угол между валами $\gamma=30-32^\circ$.



1, 4 – валы; 2,3 – кулаки; 5 – канавки; 6 – рабочие шарики;
7 – центрирующий шарик [15]

Рисунок 5.2 – Четырехшариковый карданный шарнир
с делительными канавками и дополнительным центрирующим шариком

Малая трудоемкость изготовления (наименьшая по сравнению со ШРУС других типов), простота конструкции и низкая стоимость обеспечили их широкое распространение. КПД шарнира достаточно высокий, так как в нем преобладает трение качения.

Следует отметить некоторые особенности этого шарнира, ограничивающие возможность его применения. Передача усилий только двумя шариками

при теоретически точечном контакте приводит к возникновению больших контактных напряжений, поэтому такие шарниры обычно устанавливают на автомобилях с нагрузкой на мост не более **25-30 кН**. При работе шарнира возникают **распорные нагрузки**, особенно если центр шарнира не лежит на оси шкворня. Для точной установки шарнира необходимы специальные упорные шайбы или подшипники.

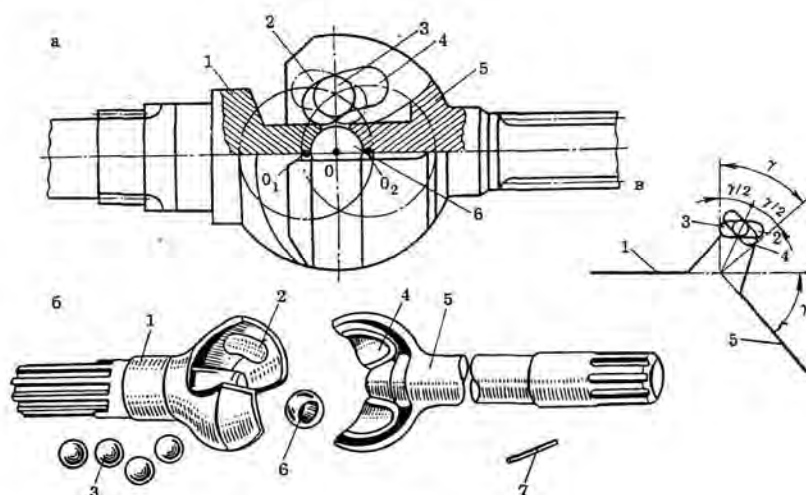
Долговечность в эксплуатации обычно не превышает **25-30 тыс. км**. В изношенных шарнирах при передаче повышенного крутящего момента, когда кулаки несколько деформируются, шарики могут выпасть, что приводит к **заклиниванию шарнира** и потере управляемости. Износу наиболее подвержены средние части канавок, что соответствует прямолинейному движению [15].

На большегрузных **НТС** с колесной формулой 8х8 долговечность таких **ШРУС** редко превышает **10 тыс. км**. Пониженная долговечность **ШРУС 1** (**рисунок 5.1**) вызвала его исключение из конструкции привода колеса.

Большая полная масса (**до 90 т**) и значительные габариты машины существенно ограничивают скорость ее движения на повороте. Незначительное время эксплуатации **НТС** на криволинейных участках дороги, невысокая скорость движения на таких участках, колесный планетарный механизм с высоким передаточным числом **5,625** и большой диаметр шины колеса (**более 1,5 м**) снизили негативное влияние неравномерности вращения карданной передачи **4** с двумя асинхронными шарнирами (**рисунок 5.1**) на вращение вала привода солнечной шестерни колесного планетарного механизма.

В автомобилях повышенной проходимости с подключаемым передним мостом (**УАЗ, ГАЗ-66** и др.) ненагруженные канавки, предназначенные для движения задним ходом, изнашиваются больше, чем нагруженные. Это вызвано тем, что нагружается шарнир при сравнительно редком включении переднего комбинированного моста для движения в тяжелых дорожных условиях, а большая часть пробега автомобиля совершается с выключенным передним мостом, когда шарнир нагружается в обратном направлении небольшим, но длительно действующим моментом сопротивления вращению части трансмиссии [15].

Конструкция четырехшарикового **ШРУС** с фиксацией центрирующего шарика штифтом **7** показана на **рисунке 5.3**. Валы **1** и **5** шарикового шарнира с делительными канавками имеют вилки, в которых вырезано по четыре канавки **2** и **4**. В собранном виде вилки располагаются во взаимно перпендикулярных плоскостях, а между ними устанавливаются шарики **3**. Для центрирования вилок в одной из них устанавливается на штифте **7** центрирующий шарик **6** с лыской, которая нужна для прохода рабочих шариков **3** при сборке. Применяются также шариковые шарниры, у которых шарик **6** устанавливается без штифта **7**. Средние линии канавок (**рисунок 5.3 а**) представляют собой окружности равного радиуса с центрами **О₁** и **О₂**, которые находятся на одинаковом расстоянии от центра карданного шарнира **О**. В результате при любом угле между валами рабочие шарики **3** удерживаются в плоскости, проходящей через точки пересечения средних линий канавок **2** и **4** и делящей пополам угол между осями валов (**рисунок 5.3 в**) [2].



а – продольный разрез; **б** – детали; **в** – схема; **1, 5** – валы; **2, 4** – вилки;
3 – рабочие шарики; **6** – центрирующий шарик; **7** – штифт
Рисунок 5.3 – Шариковый шарнир с делительными канавками
и фиксацией центрирующего шарика штифтом

В зависимости от размеров шарниры этого типа рассчитаны на передачу крутящего момента **1,34-7,60 кНм**. Шариковые шарниры собирают с предварительным натягом, зависящим от размера шарнира. Сборка шарнира – селективная. Для этого подбираются шарики одинакового диаметра в пределах жесткого допуска.

Разновидностью рассмотренного шарнира является шариковый шарнир с прямолинейными канавками (**рисунок 5.4**), который допускает угловые и осевые перемещения соединяемых валов [2].

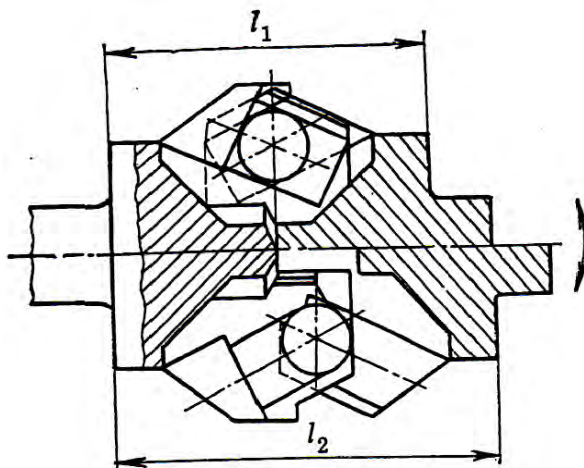


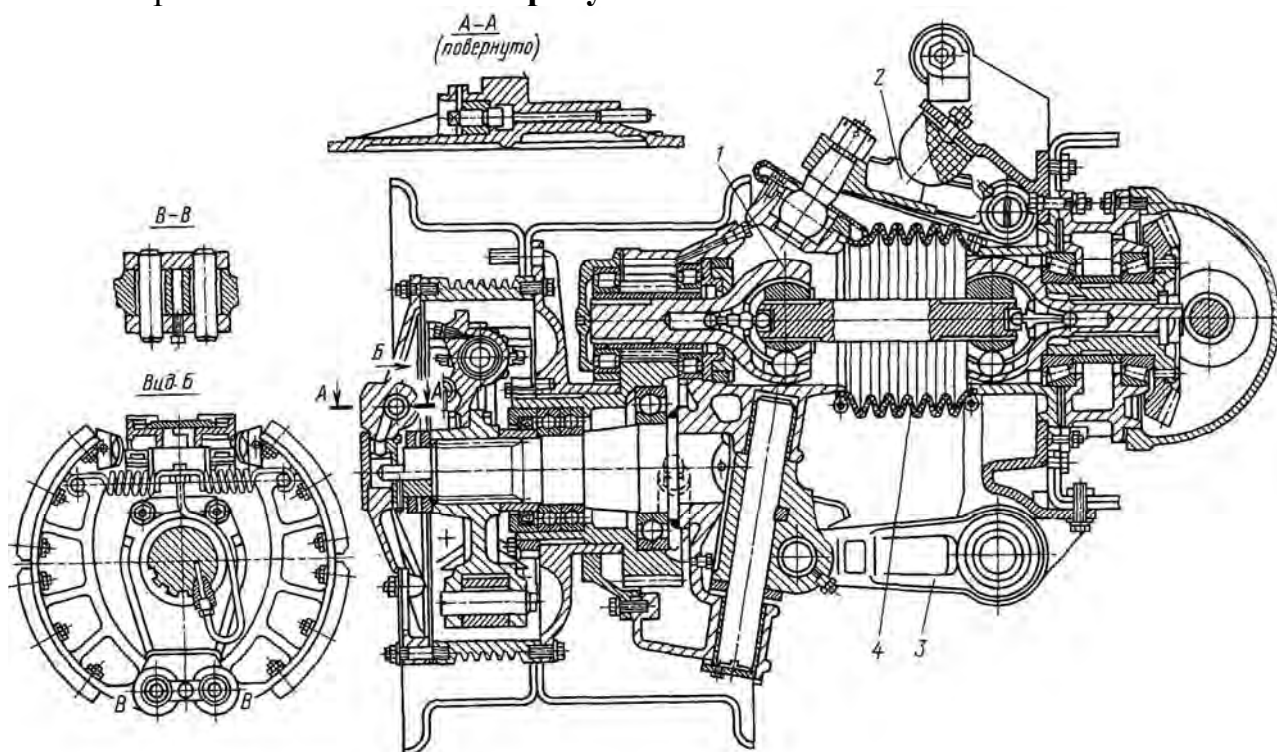
Рисунок 5.4 – Шариковый шарнир
с прямолинейными делительными канавками [2]

5.2 Шариковый карданный шарнир с делительным рычажком

Шестишариковый карданный шарнир с делительным рычажком (в отечественной литературе известный как шарнир типа «Рцеппа») допускает максимальный угол поворота $\gamma = 37^\circ$. Так как усилие передается шестью, а не дву-

мя шариками, он обеспечивает передачу большого крутящего момента при малых размерах. Распорные нагрузки отсутствуют, если центр шарнира совпадает с осью шкворня. Шарнир обладает большой надежностью, высоким **КПД**, однако технологически сложен: все его детали подвергаются токарной и фрезерной обработке с соблюдением строгих допусков, обеспечивающих передачу усилий всеми шариками. По этой причине стоимость такого **ШРУС** высокая [15].

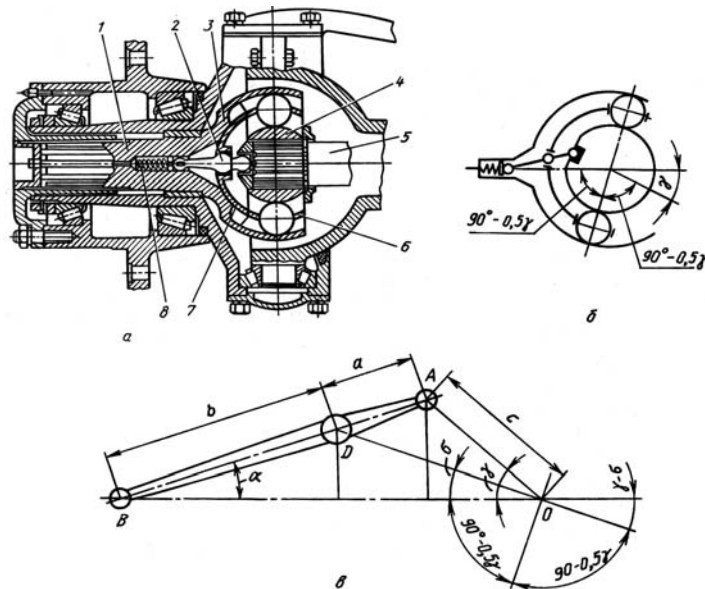
Применение карданной передачи с шестишариковыми **ШРУС** с делительным рычажком показано на **рисунке 5.5**.



- 1 – шестишариковый шарнир равных угловых скоростей;
2, 3 – рычаги независимой подвески; 4 – защитный чехол карданной передачи с двумя синхронными шарнирами [9]

Рисунок 5.5 – Привод ведущего управляемого колеса с шестишариковым шарниром равных угловых скоростей с делительным рычажком

Основными элементами шестишарикового **ШРУС** с делительным рычажком (**рисунк 5.6**) являются сферический кулак 4, закрепленный на шлицах вала 5, и сферическая чашка 3, связанная с другим валом 1. На кулаке и на внутренней стороне чашки выфрезеровано по шесть меридиональных канавок полукруглого сечения. Канавки выполнены из одного центра. В канавках размещены шесть шариков, которые связаны сепаратором 6. При наклоне валов шарики устанавливаются в биссекторной плоскости при помощи делительного рычажка 2, который поворачивает направляющую чашку 7, а вместе с ней и сепаратор. Пружина 8 служит для поджатия делительного рычажка к гнезду в торце вала 5 при изменении положения рычажка в результате наклона валов.



- а** – установка шарнира в приводе переднего колеса; **б** – схема шарнира;
в – схема для определения плеч делительного рычажка: **1, 5** – валы;
2 – делительный рычажок; **3** – сферическая чашка; **4** – сферический кулак;
6 – сепаратор; **7** – направляющая чашка; **8** – пружина [15]

Рисунок 5.6 – Шестишариковый карданный шарнир
равных угловых скоростей с делительным рычажком

Точность установки шариков в биссекторной плоскости зависит от подбора плеч делительного рычажка. На схеме **рисунка 5.6 б** показано положение деталей шарнира при наклоне одного из валов на угол γ . Соответственно сепаратор при этом должен повернуться на угол $\sigma = 0,5\gamma$. Найдем угол σ поворота сепаратора при заданных размерах плеч рычагов. Из треугольников **BAO** и **DAO** (**рисунок 5.6 в**) имеем соответственно

$$(a+b)/\sin \gamma = c/\sin \alpha; \quad c/\sin(\alpha+\sigma) = a/\sin(\gamma+\sigma).$$

После преобразования получим

$$\operatorname{tg} \sigma = m \cdot \sin \gamma / (m(1+n) \cos \gamma + n [(1+n)^2 - m^2 \cdot \sin^2 \gamma]^{0,5}),$$

где $m = c/b$; $n = a/b$.

Пренебрегая величиной $m^2 \cdot \sin^2 \gamma$ ввиду ее малости, получим приближенное значение

$$\operatorname{tg} \sigma = m \cdot \sin \gamma / (n + 1) (n + m \cdot \cos \gamma),$$

которое отличается от точного не более чем на 1 %.

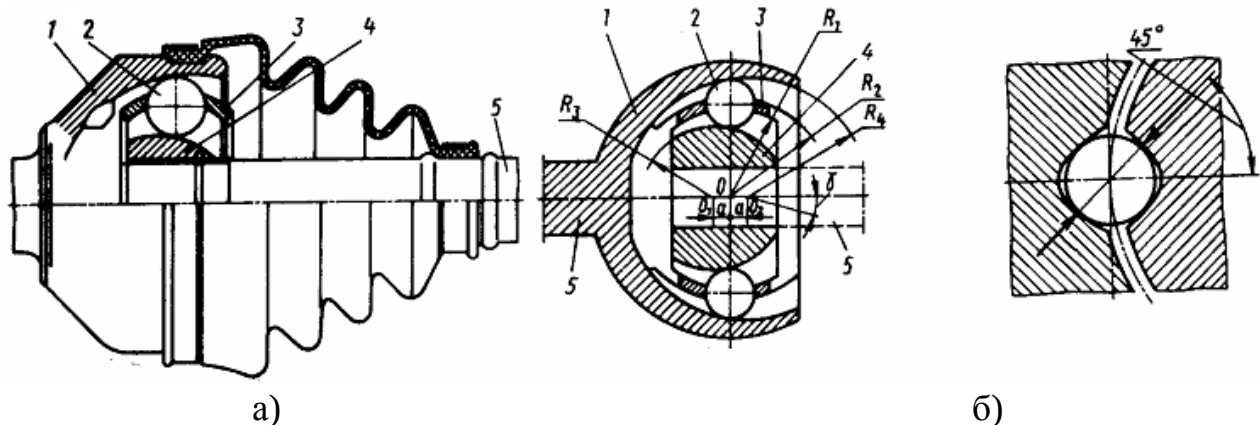
Из приведенного выражения можно найти искомое соотношение m и n , определяющее параметры делительного рычажка, приняв

$$m = n \cdot (n + 1) / (1 - n \cdot \cos \gamma).$$

Найденное соотношение m и n обеспечивает равенство $\sigma = 0,5\gamma$ только в узких пределах значений γ . Другому значению γ должно соответствовать другое соотношение m и n . Однако можно подобрать такое соотношение m и n , при котором равенство $\sigma = 0,5\gamma$ будет сохраняться в достаточном диапазоне. Например, при $n = 0,35$ и $m = 0,7$ указанное равенство сохраняется с достаточным приближением в диапазоне $0-20^\circ$, а при $\gamma = 40^\circ$ $\sigma = 0,52\gamma$ [15].

5.3 Шестишариковый карданный шарнир с делительными канавками

Шестишариковый карданный шарнир с делительными канавками (типа «Бирфильд» рисунок 5.7) состоит из корпуса 1 и кулака 4 на сферической поверхности которых с радиусами R_2 и R_1 выфрезеровано шесть канавок переменной глубины по радиусам R_4 и R_3 . Центры канавок O_2 и O_1 смещены относительно центра шарнира O .



а - конструкция; б - схемы; 1 - корпус; 2 - шарики; 3 - сепаратор; 4 - кулак;
5 - вал [15]

Рисунок 5.7 - Шестишариковый простой карданный шарнир с канавками переменного сечения (типа «Бирфильд»)

На кулаке 4, поверхность которого выполнена по сфере радиуса R_1 (центр O), выфрезеровано шесть канавок. Канавки кулака имеют переменную глубину, так как они нарезаны по радиусу R_3 (центр O_1 смещен относительно центра шарнира O на расстояние a). Внутренняя поверхность корпуса 1 выполнена по сфере R_2 (центр O), также имеет шесть канавок переменной глубины, нарезанных по радиусу R_4 (центр O_2 смещен относительно центра шарнира O также на расстояние a).

Сепаратор 3, в котором размещены шарики 2, имеет внутреннюю и наружную поверхности, выполненные по сфере радиусов R_1 и R_2 . В положении, когда валы шарнира соосны, шарики находятся в плоскости, перпендикулярной осям валов, проходящей через центр шарнира.

При наклоне одного из валов 5 на угол γ верхний шарик выталкивается вправо из сужающегося пространства канавок, а нижний шарик перемещается сепаратором влево в расширяющееся пространство канавок. Центры шариков всегда находятся на пересечении осей канавок в **биссекторной** плоскости, что является условием синхронного вращения валов. Во избежание заклинивания шариков угол, под которым пересекаются оси канавок, не должен быть менее $11^{\circ}20'$.

В отличие от ШРУС с делительным рычажком в данном шарнире профиль сечения канавок выполнен не по дуге окружности, а по **эллипсу** (рисунок 5.7 б). Благодаря этому силы взаимодействия стенки канавки и шарика состав-

ляют с вертикалью угол 45° , что предохраняет кромки канавок от смятия и скалывания.

Отсутствие делительного рычажка позволяет этому шарниру работать при угле между валами $\gamma = 45^{\circ}$. КПД шарнира при малых углах выше **0,99**; а при $\gamma = 30^{\circ}$ $\eta = 0,97$. Сравнительно большие потери в шарнире объясняются тем, что наряду с трением качения для него характерно трение скольжения.

Ресурс современных ШРУС этого типа составляет примерно **150 тыс. км**. Основной причиной выхода шарнира из строя является повреждение защитного резинового чехла [15].

На зарубежных автомобилях гофрированный чехол изготавливают из хлорбутадиенового каучука или в большинстве случаев из полиуретана, а автомобили высокой проходимости имеют уплотнение в виде стального сферического колпака, закрепленного на внутренней полуоси [12].

Для передачи крутящего момента под углом до 50° фирма «Уни-кардан» разработала компактный, простой (неподвижный в осевом направлении) ШРУС (рисунок 5.8) [13].

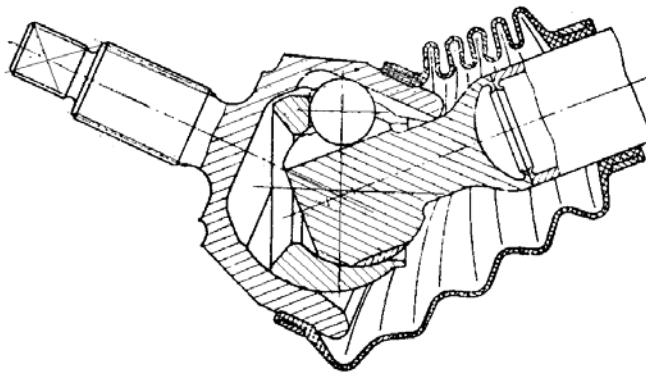


Рисунок 5.8 – Компактный, простой, синхронный карданный шарнир новой конструкции фирмы «Уни-кардан»

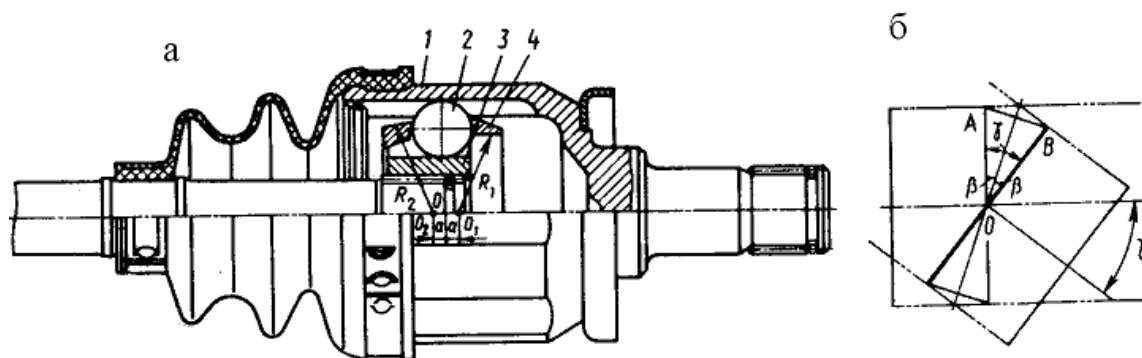
Такие шарниры устанавливают на наружном конце (у колеса) карданного вала привода передних управляемых и ведущих колес. Например, карданный шарнир, приведенный на **рисунке 5.7**, устанавливают на автомобиле **ВАЗ-2108** и др. На внутреннем конце этого карданного вала должен устанавливаться **универсальный** (подвижный в осевом направлении) карданный шарнир, компенсирующий изменение длины карданного вала при перемещении подвески (**рисунок 5.9**).

5.4 Универсальный шестишариковый карданный шарнир (типа ГКН)

Универсальный шестишариковый карданный шарнир (рисунок 5.9) аналогичен ранее приведенному на **рисунке 5.7**. На внутренней поверхности цилиндрического корпуса **1** шарнира нарезаны шесть продольных канавок эллиптического сечения, такие же канавки имеются на сферической поверхности кулака **3** параллельно продольной оси вала. В канавках размещаются шесть

шариков 2, размещенных в сепараторе 4. Взаимодействующие поверхности кулака и сепаратора сферические с радиусом R_1 (центр O_1 на расстоянии a от центра O , лежащего в плоскости центров шариков).

Сферическая наружная часть сепаратора с радиусом R_2 переходит в коническую (угол конуса около 10°), что ограничивает максимальный угол наклона вала примерно до 20° .



а – конструкция; б – схема; 1 – корпус; 2 – шарики; 3 – кулак; 4 – сепаратор

Рисунок 5.9 - Шестишариковый универсальный карданный шарнир (типа ГКН)

В результате смещения центров сфер сепаратора при наклоне вала шарики устанавливаются и фиксируются в биссекторной плоскости. Объясняется это тем, что при наклоне вала должен перемещаться относительно двух центров O_1 и O_2 . Это заставляет шарик устанавливаться на пересечении в вертикальной плоскости, проходящей через центр шарика, наружной и внутренней сфер сепаратора (рисунок 5.9 б).

Если, как показано на схеме (рисунок 5.9 б), провести оси, проходящие через центры шариков, параллельно осям канавок корпуса и кулака, то при наклоне вала шарик установится на пересечении этих осей. При отклонении вала на угол γ , плоскость, проходящая через центры шариков, отклонится на угол $\beta = 0,5\gamma$. Это легко видеть, рассмотрев треугольник AOB . Сумма его углов: $90 - \beta + 90 - \beta + \gamma = 180^\circ$, откуда $\beta = 0,5\gamma$.

Осевое перемещение происходит по продольным канавкам корпуса 1, причем перемещение карданного вала равно рабочей длине канавок корпуса, что влияет на размеры шарнира. При осевых перемещениях шарики не перекашиваются, а скользят, что снижает КПД шарнира. Так выполнен внутренний шарнир переднеприводных автомобилей ВАЗ. При передаче больших крутящих моментов используют восьмишариковый шарнир этого типа [15].

5.5 Универсальный синхронный шарнир фирмы «Уни-кардан»

На рисунке 5.10 а приведена новая компактная конструкция универсального синхронного шарнира фирмы «Уни-кардан», допускающая углы между валами до 34° , этот шарнир настолько компактен, что может быть размещен внутри ГП (рисунок 5.10 б) [13].

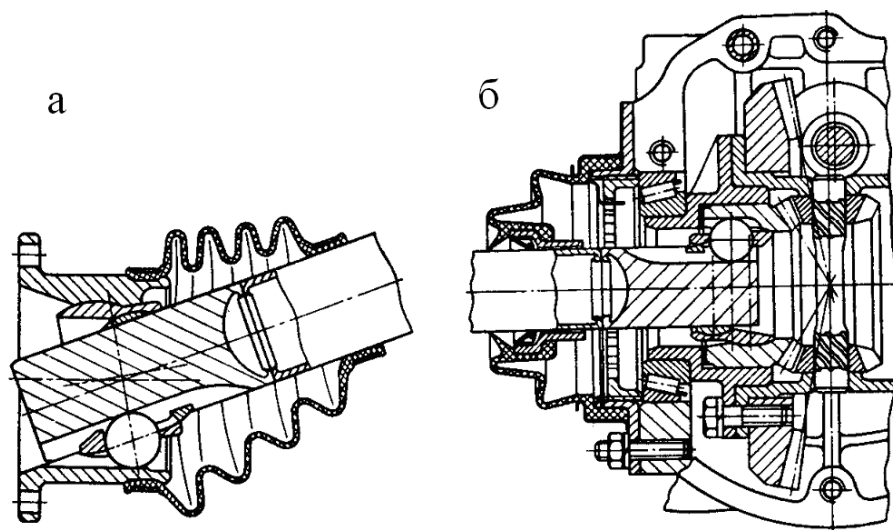
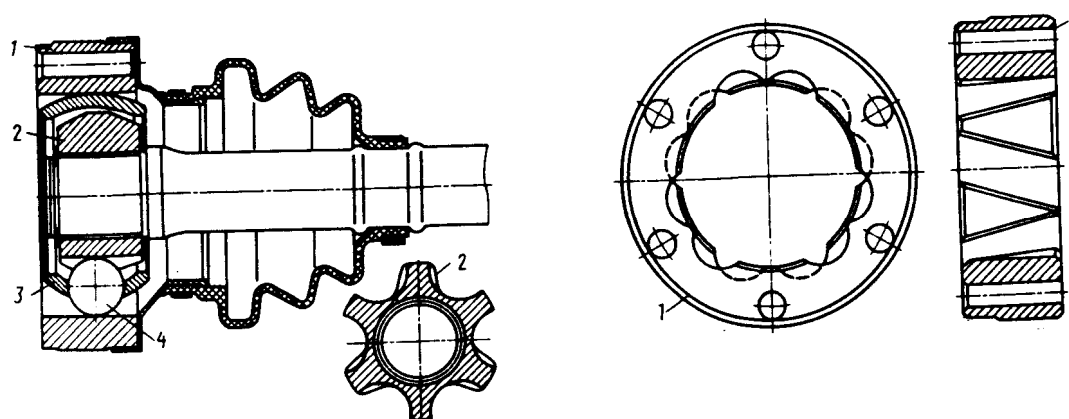


Рисунок 5.10 – Новая компактная конструкция универсального шарнира Фирмы «Уни-кардан», допускающая угол наклона между соединяемыми валами до 34^0 , (а) и его компоновка внутри главной передачи (б)

5.6 Универсальный шестишариковый карданный шарнир (типа «Лебро»)

Универсальный шестишариковый карданный шарнир (типа «Лебро») состоит из цилиндрического корпуса **1** (рисунок 5.11), на внутренней поверхности которого под углом (примерно $15-16^0$) к образующей цилиндра нарезаны шесть прямых канавок, размещенных в порядке, показанном на рисунке сферического кулака **2**, на его поверхности также нарезано шесть прямых канавок; сепаратора **3** с шариками **4**, центрируемыми наружной сферической поверхностью по внутренней цилиндрической поверхности корпуса **1**, а внутренней сферической поверхностью устанавливаются с некоторым зазором на кулаке **2**. Шарики устанавливаются в пересечении канавок, чем обеспечивается синхронность вращения валов, так как шарики независимо от угла от угла между валами всегда находятся в биссекторной плоскости.



1 – цилиндрический корпус; **2** – сферический кулак; **3** – сепаратор;
4 – шарики [15]

Рисунок 5.11 – Универсальный шестишариковый карданный шарнир типа «Лебро»

Этот шарнир имеет меньшие размеры, чем шарниры других типов, так как рабочая длина канавок и ход шариков в два раза меньше хода вала. Имеются и другие **преимущества**: сепаратор не выполняет функцию деления угла между валами, он менее нагружен, а поэтому требования к точности его изготовления ниже; наличие фланцевого разъема шарнира обеспечивает удобство монтажа, хотя конструкция его при этом усложняется, что несколько компенсирует упрощение протяжки канавок корпуса. К точности расположения канавок предъявляются высокие требования.

ШРУС имеет высокий **КПД** (около **0,99** при $\gamma = 10^\circ$) и применяется как на заднеприводных, так и на переднеприводных автомобилях [15].

5.7 Восьмишариковый карданный шарнир

В подразделе 4.1, посвященном истории создания **ШРУС**, где много внимания уделено немецкой компании **GKN Driveline**, отмечалось, что ничего нового в конструкции **ШРУС** уже не появится. Но инженеры американского отделения **GKN** не согласились с немецкими коллегами - они предложили **ШРУС** с **восьмью** шариками (рисунок 5.12) вместо прежних шести. Подобное решение уже используют конкуренты из японской фирмы **NTN**. Однако главное в новинке от **GKN** – не число шариков, а сложная кинематика их обкатки внутри шарнира.

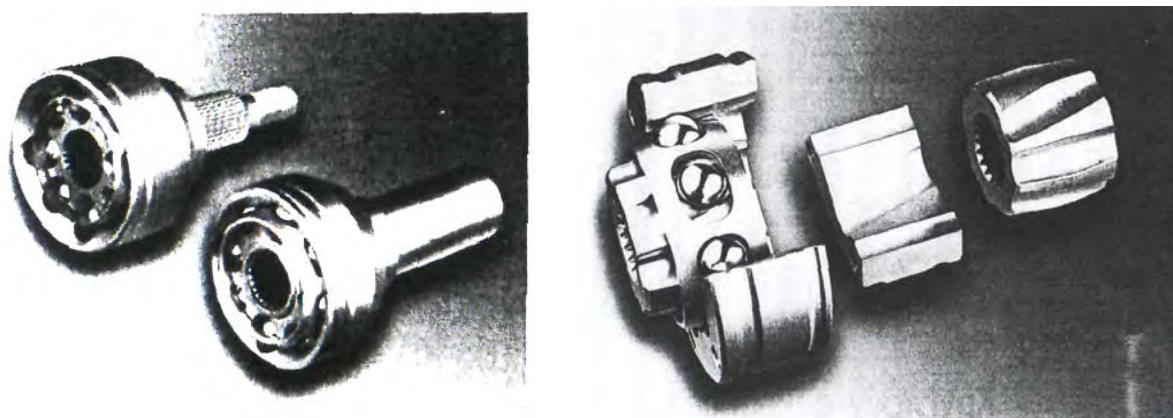


Рисунок 5.12 – Конструкции восьмишариковых шарниров равных угловых скоростей

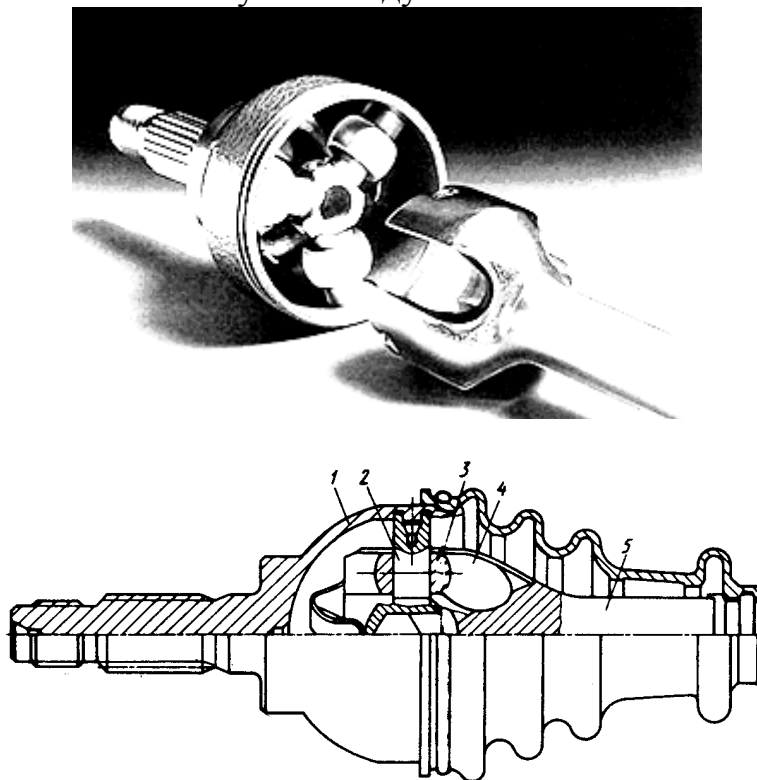
По словам создателей, восьмишариковый **ШРУС** примерно на **8%** компактнее и **8-15%** легче обычного. Более оптимальное распределение возникающих при работе шарнира усилий позволило на треть снизить потери на трение и нагрев. Американцы подсчитали, что при ежегодном пробеге в **25 тысяч миль** новые **ШРУС** позволят владельцу переднеприводного автомобиля среднего класса тратить на топливо в среднем на **260** долларов меньше [AP.05.23].

6 ОРИГИНАЛЬНЫЕ КОНСТРУКЦИИ ШАРНИРОВ РАВНЫХ УГЛОВЫХ СКОРОСТЕЙ

6.1 Трехшиповый карданный шарнир (типа «Трипод»)

Такие карданные шарниры устанавливают на легковых и грузовых автомобилях малой грузоподъемности. **Трехшиповый** карданный шарнир (типа «Трипод») имеет два конструктивных исполнения: простой (не допускающий осевых перемещений) с углом наклона валов до 43° (рисунок 6.1) и универсальный с углом наклона валов не более 25° (рисунок 6.2) [15].

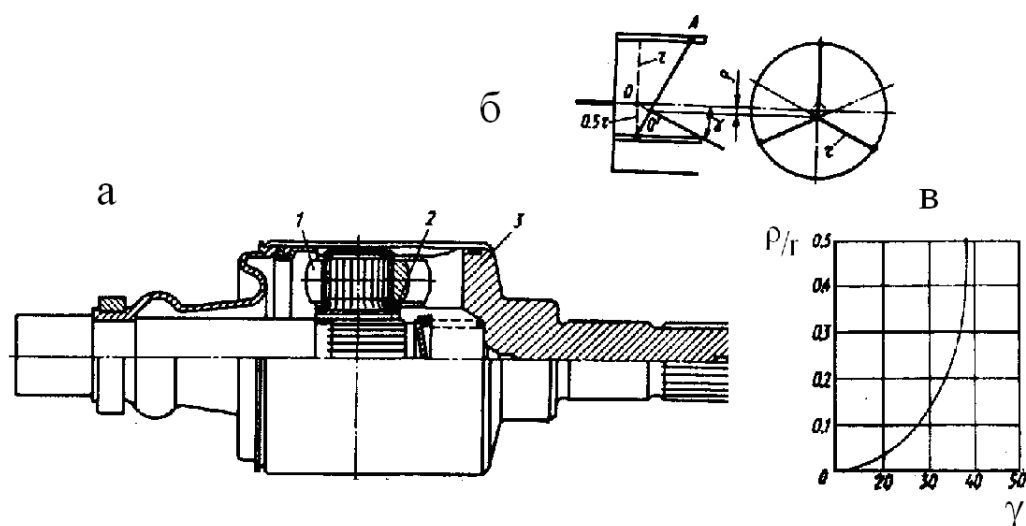
В простом шарнире шипы 2, расположенные под углом 120° , закреплены в корпусе 1. Ролики 3 с шаровой поверхностью установлены на шипах и могут свободно на них поворачиваться. Вилка 4, выполненная вместе с валом 5, имеет три паза цилиндрического сечения. Поверхность вилки сферическая, что обеспечивает получение большого угла между валами.



1 — корпус; 2 — шипы; 3 — ролики; 4 — вилка; 5 — вал [15]

Рисунок 6.1 — Простой трехшиповый карданный шарнир (типа «Трипод»)

Принцип работы простого и универсального шарниров «Трипод» одинаков, что позволяет ограничиться рассмотрением одного шарнира. **Универсальный** шарнир (рисунок 6.2 а) состоит из цилиндрического корпуса 3, выполненного за одно целое с валом, в котором имеются три продольных паза, ступицы 2 с тремя шипами, закрепленной на внутреннем конце карданного вала, трех роликов 1 на игольчатых подшипниках. Шипы, как и пазы, расположены под углом 120° один относительно другого.



1 – ролики на игольчатых подшипниках; 2 – ступица с тремя шипами;
3 – цилиндрический корпус [15]

Рисунок 6.2 – Универсальный трехшипный карданный шарнир
(типа «Трипод»)

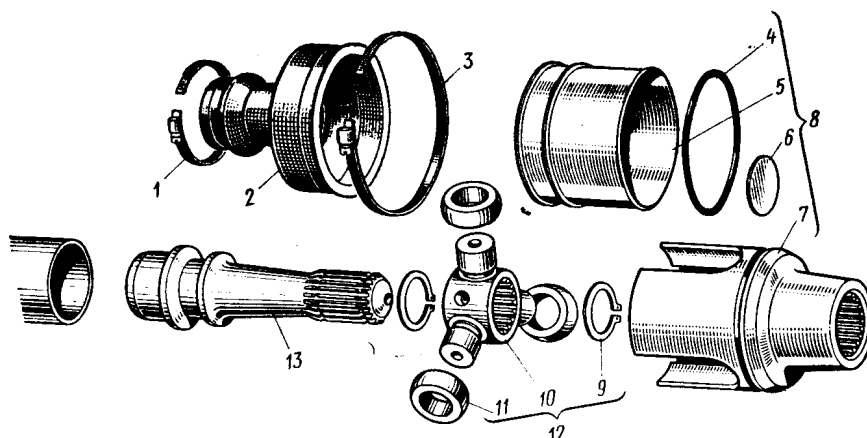
Ролики имеют сферическую поверхность такого же радиуса, как цилиндрическое сечение продольных пазов. При вращении валов под углом ролики перекатываются в пазах, поворачиваясь на игольчатых подшипниках, и в то же время шипы могут перемещаться вдоль роликов подшипников, что обеспечивается кинематикой шарнира.

При наклоне вала на угол γ расстояние $O'A = r / \cos \gamma$ (рисунок 6.2 б). Удлинение осуществляется за счет скольжения шипа вдоль подшипника. При вращении шарнира центр конца вала описывает окружность радиусом ρ , который является функцией угла γ , $\rho = 0,5 r (1 / \cos \gamma - 1)$.

Так как положение, показанное на рисунке 6.2 б, повторяется каждую треть оборота шарнира, центр конца вала трижды за один оборот описывает окружность радиусом ρ . В этом шарнире равенство угловых скоростей валов достигается благодаря изменению положения центра конца вала. Параметром, характеризующим данный шарнир, является отношение ρ/r как функция угла γ (рисунок 6.2 в). Как видно из данного графика, при малых значениях γ (до 12°) радиус ρ составляет менее 1 % радиуса r . Универсальный шарнир этого типа может использоваться, если максимальное значение угла γ не превышает 25° .

Достоинством шарнира являются малые потери при осевом перемещении, так как это обеспечивается практически только качением, что определяет высокий КПД шарнира [15].

Подробное устройство универсального шарнира «Трипод» приведено на рисунке 6.3. Этот шарнир допускает углы наклона валов до 22° , перемещение до 55 мм и крутящие моменты до 4,2 кНм. Чтобы обеспечить требуемую плавность вращения, угол в шарнире при продолжительном режиме работы не должен превышать 4° [13].



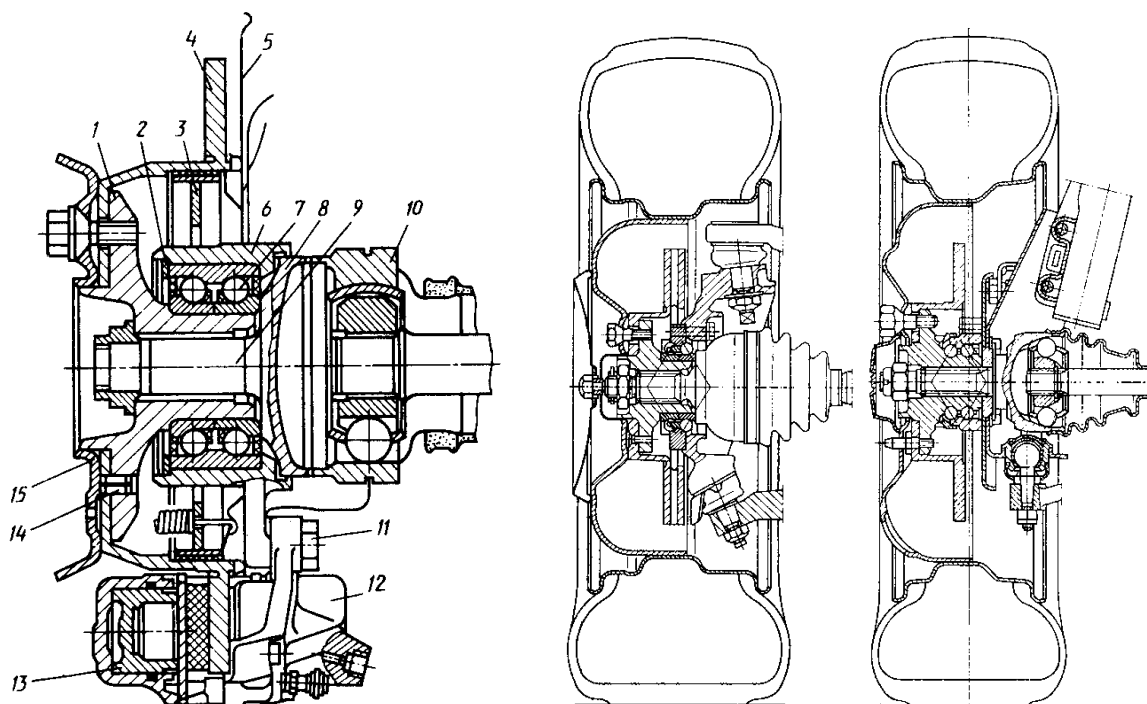
1,3 – хомутик; 2 – чехол; 4 – уплотнительное кольцо; 5 – гильза; 6 – пробка;
7 – корпус; 8 – корпус в сборе; 9 – стопорные кольца;
12 – шарнир трипод в сборе; 13 – хвостовик вала [13]

**Рисунок 6.3 – Детали универсального шарнира «Трипод»
фирмы «Гленсерпайсер»**

6.2 Подшипниковые узлы с шарнирами равных угловых скоростей

Условия нагружения **ШРУС** зависят от конструкции подшипникового узла ступицы ведущего колеса.

На **рисунке 6.4** представлены конструкции таких узлов трех поколений.



1 – ступица; 2 – стопорное кольцо; 3 – тормозные колодки; 4 – тормозной диск;
5 – грязезащитный щиток; 6 – опора подшипника колеса; 7 – подшипник;
8 – поясок ШРУС; 9 – вал колеса; 10 – универсальный ШРУС; 11 – болты;
12 – тормозная скоба; 13 – поршень; 14 – штифт [13]

**Рисунок 6.4 – Конструкции трех поколений подшипниковых узлов
ведущих колес**

Двухрядный радиально-упорный подшипник **7 первого поколения**, не требующий регулировки и обслуживания, изображен на **рисунке 6.4 а**, в опоре заднего колеса автомобилей «**Мерседес 190/190Е**». К универсальному **ШРУС 10** встык приварен вал **9** колеса, который через мелкошлицевый профиль передает тяговый момент на ступицу **1**, установленную на подшипнике **7**. Цельное наружное кольцо фиксируется в опоре **6** подшипника колеса стопорным кольцом **2**. Уплотнительные кольца установлены с обеих сторон подшипникового узла, снабженного долговечным смазывающим материалом. Дополнительной защитой от грязи служит с наружной стороны щиток **5** (охватывающий тормозной диск **4**), а с внутренней - поясok **8 ШРУС**. Этот поясok входит в выемку на опоре **6** подшипника и образует лабиринт; дополнительно проникновение грязи и воды предотвращается центробежным действием этого колпака. Тормозной диск **4** прижимается снаружи к фланцу **1** и стопорится установочным штифтом **14**. С внутренней частью диска **4** приводятся в контакт колодки **3** барабанного тормоза с ручным приводом. В нижней части **рисунка 6.4 а**, видна фиксированная тормозная скоба **12**, которая двумя болтами **11** крепится к опоре **6** подшипника колеса [13].

На **рисунке 6.4 б** на примере переднего колеса автомобиля «**Ситроен СХ**» показан подшипниковый узел **второго поколения**. Хорошо видны вентилируемый тормозной диск, надетый снаружи на фланец ступицы, и стопорение шестигранной гайки для фиксирования вала колеса в ступице. Эту задачу выполняет насадное шплинтуемое тонкостенное кольцо. Подшипники второго поколения из-за своей компактности при ведущих колесах обеспечивают еще больше преимуществ, чем при ведомых. Несущее наружное кольцо выполнено в форме фланца и крепится к опоре подшипника колеса, при этом опору можно выполнить менее массивной и снизить требования к ее обработке. С внутренней стороны подшипник уплотняют манжетой, которая скользит по корпусу **ШРУС**. Попадание грязи в подшипник с наружной стороны предотвращается уплотнительной шайбой. Герметизации подшипника способствует центробежное действие вентилируемого тормозного диска.

Еще более компактными и легкими, а также менее нагруженными являются двухрядные радиально-упорные подшипники **третьего поколения (рисунок 6.4 в)**, на примере переднего колеса автомобиля «**Фиат-панда**»). Их внутреннее кольцо выполняет роль ступицы, на которой центрируются колесо и тормозной диск (или барабан). Опора подшипника колеса изготовлена из листового материала и двумя болтами крепится к пружинной стойке подвески.

Этот подшипник для относительно легкого автомобиля «**Панда**» имеет шарики, разделенные сепаратором. Повышенные осевые нагрузки требуют полного заполнения полости подшипника шариками и, следовательно, составного внутреннего кольца (**рисунок 6.5 а**).

Подшипники третьего поколения обеспечивают следующие **преимущества**:

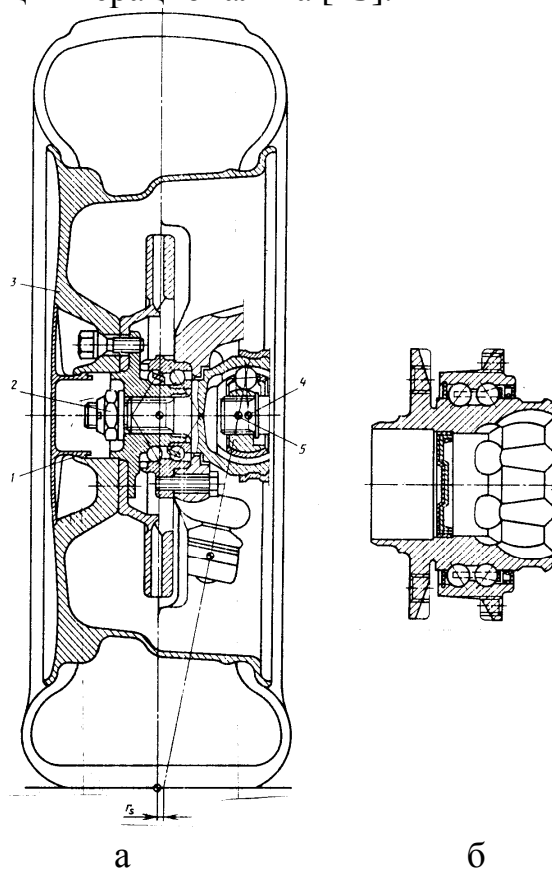
- 1** Значительно упрощается монтаж.
- 2** Центр **ШРУС 4 (рисунок 6.5 а)** может быть расположен близко к оси поворота **5**.

3 Наружная шестигранная гайка **2** уже не влияет на безопасность, так как колесо может свободно вращаться, а его вал передавать крутящий момент и без этой гайки.

4 Короткий вал колеса можно нагружать только на кручение и закреплять обыкновенным болтом. Функцию ступицы выполняет внутреннее кольцо подшипника.

5 Значительно упрощается форма опоры подшипника колеса, которая проектируется исходя из требований долговечности, а не жесткости. Наружное кольцо подшипника полностью несущее [13].

У подшипников **четвертого поколения (рисунок 6.5 б)** ШРУС включен в конструкцию опорного узла колеса. Ступица колеса, корпус ШРУС и внутреннее кольцо двухрядного радиально-упорного шарикоподшипника объединены в одну деталь. Наружное кольцо имеет фланец с резьбовыми отверстиями для крепления к опоре подшипника колеса. Такие подшипники применяются на задних ведущих колесах гоночных автомобилей, для переднеприводных автомобилей эта конструкция нерациональна [13].

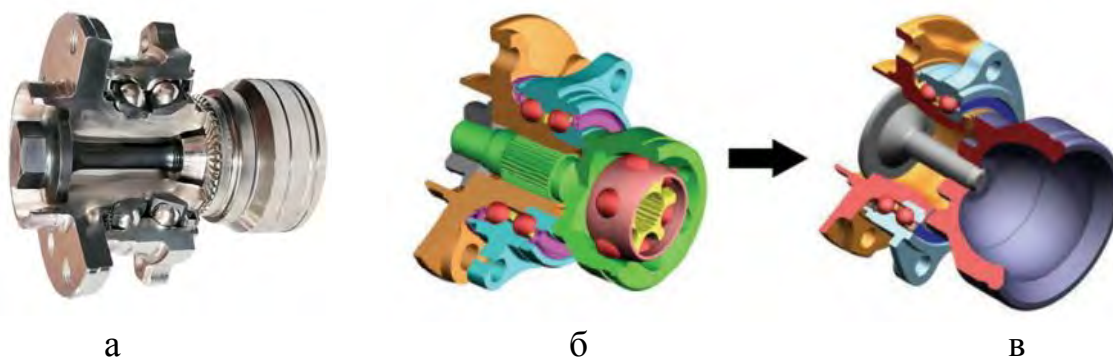


1 – защитный кожух колеса; **2** – шестигранная гайка; **3** – колесо; **4** – ШРУС;
5 – ось поворота

Рисунок 6.5 – Опора подшипника переднего колеса автомобиля «Сааб 9000» с составным внутренним кольцом подшипника **третьего поколения (а)**; подшипник **четвертого поколения (б)**

Снижение массы примерно на **10%** и упрощение процедуры монтажа обещает применение новой разработки немецкой компании **FAG** – ступичных

подшипников и ШРУС с радиальными зубьями вместо осевых шлицев (**рисунок 6.6**).



а) новый узел в разрезе; **б)** предыдущая конструкция; **в)** новая конструкция
Рисунок 6.6 – Ступичные подшипники с шарнирами равных угловых скоростей

Прежде ШРУС, расположенные у ведущих колес, имели небольшой вал с нарезанными на нем шлицами. Этот вал входил в отверстие с ответными шлицами в ступице колеса. Но такая конструкция обладала некоторыми недостатками. Например, между сопряженными деталями неизбежно оставался зазор. Кроме того, сбора узла, особенно при ремонте, представляла известную трудность, поскольку приходилось снимать и некоторые окружающие детали. Новейшая разработка **FAAG** отличается тем, что шлицевая часть и у ШРУС и у ступицы отсутствует. Вместо неё на торцах деталей выполнены радиальные зубья, которые можно образно сравнить с солнечными лучами. При сборке достаточно совместить зубья на деталях и стянуть их единственным мощным болтом. У новинки есть и другое преимущество, на этот раз технологическое: радиальные зубья получают за счет высокопроизводительной штамповки, тогда как прежде шлицы приходилось нарезать на специальных станках. Применение подобных ступичных узлов на полноприводном и переднеприводном автомобиле позволяет сэкономить около килограмма высококачественной стали.

Идея применения подобных радиальных торцевых зубьев в технике не нова – ранее они уже использовались в различных редукторах и авиационных двигателях. Но только в **2004 году** немецкие инженеры решили использовать ее в ступичных узлах. Серийное производство новинки было запланировано на 2009 год [АР.08.11].

6.3 Коническая передача с функцией карданного шарнира равных угловых скоростей

Функцию ШРУС можно возложить на **коническую передачу**. Например, в приводе управляемых ведущих колес переднего моста трактора **МТЗ-82** (**рисунок 6.7**) с двойной разнесенной главной передачей коническое колесо **14** может поворачиваться относительно конической шестерни **12**.

Коническое зацепление может выполнять две функции: редуктора и шарнира. Если у дифференциала с двумя сателлитами остановить ось сателлитов и

превратить ее в шкворень, то получим **ШРУС** с коническими шестернями. Шарниры с зубчатыми зацеплениями обладают высоким **КПД**, не изменяющим свое значение даже при больших углах наклона валов.

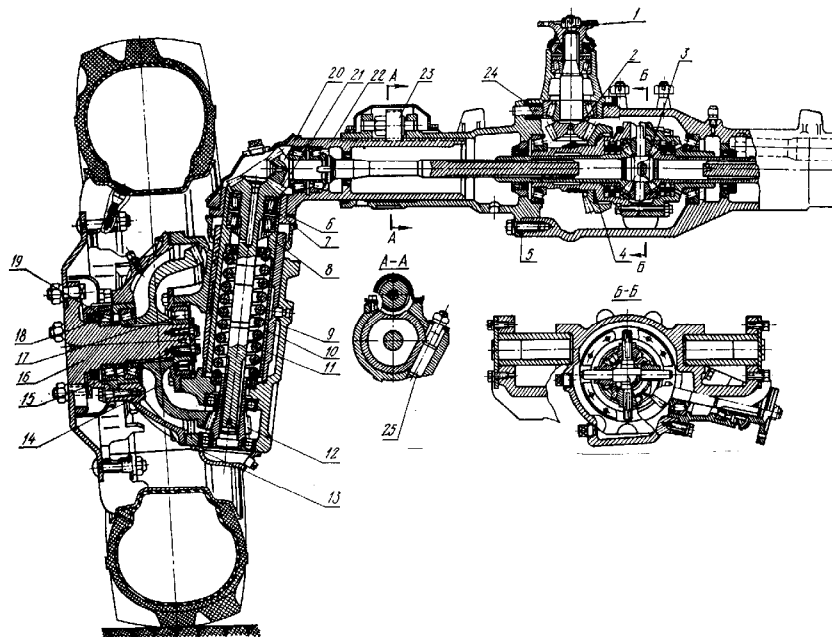


Рисунок 6.7 – Передний ведущий мост трактора МТЗ-82 [18]

На **рисунке 6.8** приведено техническое решение по авт.св. **№ 1781096** в котором коническое зацепление **9-10** выполняет роль **ШРУС**, а затем по валу **11**, расположенному внутри шкворня, усилие передается на коническое зацепление **12-13** в режиме колесного редуктора.

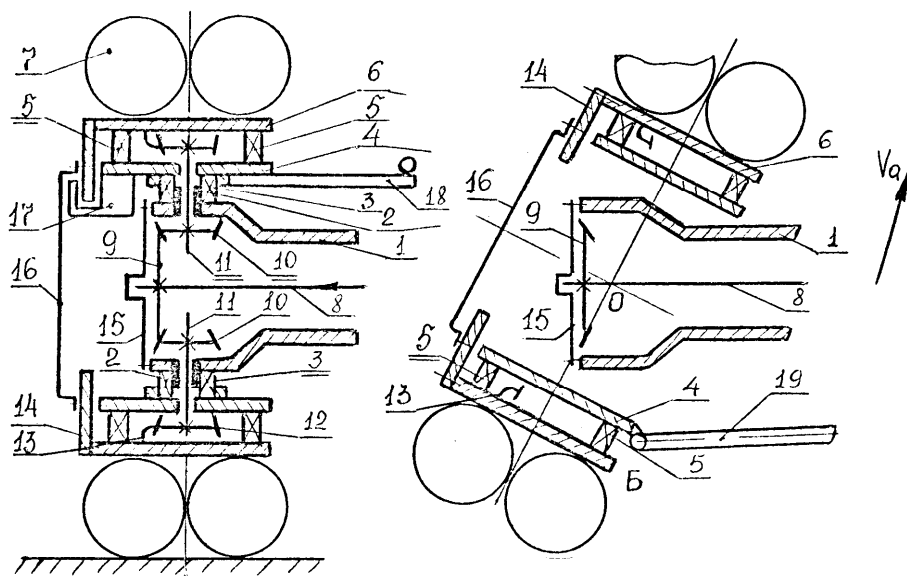


Рисунок 6.8 – Комбинированный мост по авт. св. № 1781096

Ось поворота колеса совпадает с осью шкворня, колесу можно передать значительный крутящий момент.

Сочлененные **НТС** применяют для выполнения тягово-транспортных работ в особо тяжелых условиях, где обычные гусеничные и колесные машины неработоспособны по условию проходимости. Создание сочлененных (двух-

звенных и трехзвенных) **НТС** с низким давлением на грунт позволяет существенно расширить природно-климатические области использования тягово-транспортных средств, в том числе при геологоразведочных и нефтедобывающих работах в северо-восточных районах страны. Сочлененные колесные машины выполняют с колесными формулами **4x4, 6x6, 8x8**.

К сочлененным тяговым машинам относятся и колесные тракторы **Т-150К, К-700, К-701 (4x4)** с «ломающейся» рамой. Трансмиссии сочлененных **НТС** могут быть механическими, электрическими или гидрообъемными. Наиболее широко применяют механические трансмиссии с использованием **ШРУС** для соединения секций сочлененных **НТС**. Двойной (сдвоенный) **ШРУС**, состоящий из двух асинхронных шарниров, каждый с крестовиной и двумя кулаками (вилками), применяется на шестиколесном автомобиле **ХМ561**, а также в колесных тракторах **Т-150К, К-700, К-701**, в приводе управляемых ведущих колес автомобилей **Татра**. Шарнир Рцеппа - шариковый с делительным рычажком – на сочлененном гусеничном транспортере **CL91 Dynatrac**. Иногда в сочленении применяют карданную передачу с шарнирами типа **Spicer**.

Обыкновенный карданный шарнир типа **Spicer**, состоящий из крестовины и двух вилок, конструктивно прост, но имеет недостатки: он асинхронный - угловые скорости на входе и выходе карданного шарнира отличаются. Чем больше угол наклона валов, соединяемых шарниром, тем выше неравномерность вращения этих валов и ниже **КПД** шарнира, так как в трансмиссии возникают пульсирующие нагрузки. Если угол менее 8° , то **КПД** равен **0,99**; угол 14° , **КПД** **0,95**. При увеличении угла наклона валов от 4° до 16° долговечность работы игольчатых подшипников крестовины шарниров снижается в **4 раза**. При увеличении угла наклона между валами до **15-20 $^{\circ}$** дополнительные нагрузки превышают нагрузки от крутящего момента двигателя. Максимальный угол наклона валов при таких шарнирах не превышает **15-20 $^{\circ}$** . При углах наклона валов менее 2° возникает **бринеллирование** – сплющивание игл подшипников и шипов крестовины из-за отсутствия перекатывания игл. Обычно рекомендуют угол наклона между валами карданной передачи, соединяемой жестким асинхронным шарниров, в пределах **5-7 $^{\circ}$** .

Наиболее часто в сочлененных **НТС** используют **ШРУС** с делительными канавками типа **Вейс**, которые допускают максимальный угол наклона соединяемых ими валов **30-32 $^{\circ}$** . В делительных канавках двух кулаков (вилок) расположены четыре шарика, пятый шарик центрирующий. Передача усилий только двумя шариками при теоретически точечном контакте приводит к возникновению больших контактных напряжений. При работе шарнира возникают распорные нагрузки, для точной установки шарнира необходимы специальные упорные шайбы или подшипники. В изношенных шарнирах при передаче высокого крутящего момента, когда кулаки несколько деформируются, шарики могут выпасть, что приводит к заклиниванию шарнира и потере управляемости машины. Долговечность таких шарниров в эксплуатации обычно не превышает **25-30 тыс. км**. В приводе управляемых ведущих колес большегрузного тягача **МАЗ-537 (8x8)** шарниры, как правило, выдерживают **10-12 тыс. км**.

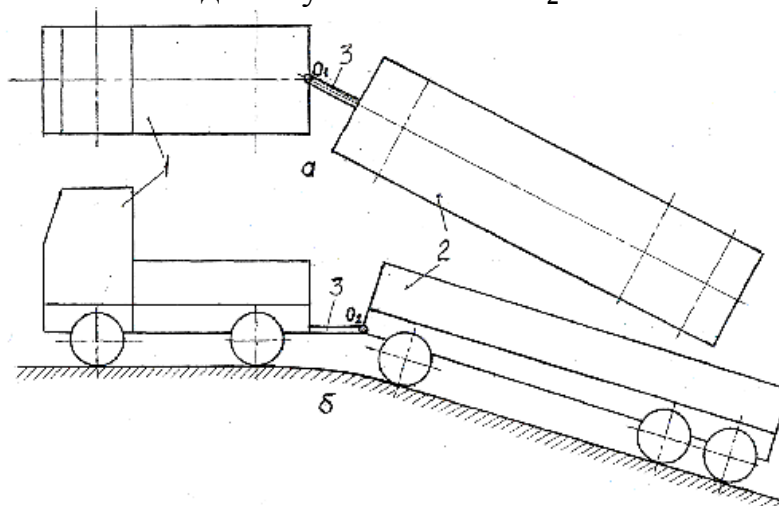
Эксплуатационные возможности сочлененных **НТС** снижены из-за ограниченной маневренности и работоспособности, так как **ШРУС** имеют существенные **недостатки**: недостаточные углы перемещения между секциями и ограниченная долговечность их работы.

Задача, на решение которой направлено изобретение, заключается в расширении эксплуатационных возможностей сочлененных **НТС** путем повышения маневренности и долговечности.

Поставленная задача решается за счет исключения из конструкции трансмиссии **НТС** ненадежных, недолговечных **ШРУС** с недостаточными углами наклона валов и замены их коническими передачами, обеспечивающими увеличение долговечности и угла наклона между валами.

На **рисунке 6.9** показана упрощенная схема сочлененного **НТС** с жесткой сцепкой. Шарнирное устройство между секциями сочлененного **НТС** обеспечивает **три степени свободы** за счет использования конических передач в качестве **ШРУС**: одна коническая передача обеспечивает относительные перемещения секций **НТС** в горизонтальной плоскости, вторая – в вертикальной, поперечные перемещения – за счет опоры скольжения в самой сцепке.

На **рисунке 6.9 а** показан вид сверху на сочлененное **НТС** – поворот в т. O_1 ; на **рисунке 6.9 б** – вид сбоку – изгиб в т. O_2 .



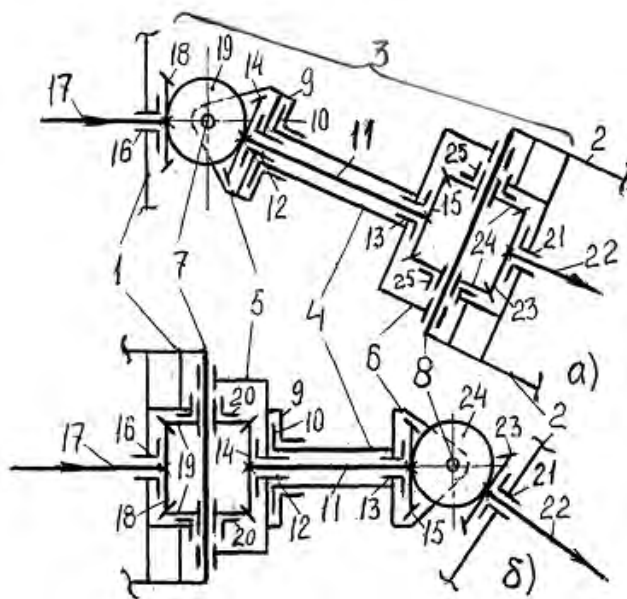
а) перемещения секций в горизонтальной плоскости; **б)** перемещения секций в вертикальной плоскости: **1** – тягач; **2** – активный прицеп; **3** – жесткая сцепка

Рисунок 6.9 - Схема сочлененного колесного наземного транспортного средства

Такие **НТС** могут быть использованы как колесными, так и гусеничными: автомобили, тракторы, **СДМ**, спецтехника-транспортировка грузов и личного состава в сложных дорожных условиях, а также по дорогам с низкой несущей способностью.

На **рисунке 6.10 а** приведен вид сверху на трансмиссию жесткой сцепки – шарнирное устройство при **I-образном** (центральном) мостовом приводе – поворот в т. O_1 . На **рисунке 6.10 б** приведен вид сбоку на трансмиссию жесткая сцепка - шарнирное устройство – поворот в т. O_2 .

Две секции сочлененного НТС: тягач **1** (рисунок 6.9) и активный прицеп **2** взаимосвязаны между собой жесткой сцепкой – шарнирным устройством **3**. Шарнирное устройство **3** при I-образном (центральном) мостовом приводе (рисунок 6.10) представляет собой пустотелую балку **4**, обычно круглого сечения с вилками **5** и **6**, закрепленными на балке **4** в перпендикулярных плоскостях, вилки **5** и **6** подвижно установлены на осях **7** и **8**, закрепленных соответственно на корпусах тягача **1** и активного прицепа **2**. Одна из вилок, например **5**, оснащена упорным подшипником с обоймой **9** и опорным диском **10**, закрепленным на пустотелой балке **4**.



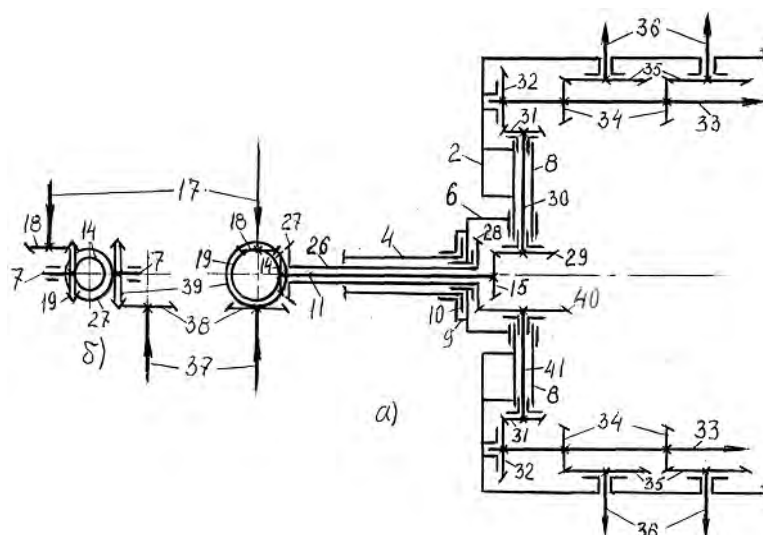
а) вид сверху – поворот в т. O_1 ; *б)* вид сбоку – поворот в т. O_2

Рисунок 6.10 – Схема трансмиссии сочлененного НТС с жесткой сцепкой и шарнирным устройством в виде конических зацеплений при I-образном (центральном) мостовом приводе

Центральный карданный вал **11** установлен внутри пустотелой балки **4** в опорах **12** и **13**. На концах центрального карданного вала **11** закреплены конические шестерни **14** и **15**. Опоры **12** и **13** также являются опорами конических шестерен **14** и **15**. В опоре **16** корпуса тягача **1** установлен трансмиссионный вал **17** с закрепленной на нем конической шестерней **18**. Конические сателлиты **19** подвижно установлены в опорах **20** на оси **7** и зацеплены с коническими шестернями **18** и **14**.

В опоре **21** корпуса активного прицепа **2** установлен вал **22** с закрепленной на нем конической шестерней **23**. Конические сателлиты **24** подвижно установлены в опорах **25** на оси **8** и зацеплены с коническими шестернями **15** и **23**. Допускается установка по одному сателлиту **19** и **24**.

На рисунке 6.11 *а* показан вид на трансмиссию жесткой сцепки - шарнирное устройство при передаче крутящего момента между секциями двумя валами при H-образной бортовой схеме привода. На рисунке 6.11 *б* показан фрагмент узла из двух конических передач с «разнесенными» входными валами.



а) вид на трансмиссию при передаче крутящего момента двумя валами на две секции; б) фрагмент узла из двух конических передач с «разнесенными» входными валами: 1 - тягач; 2 - активный прицеп; 3 - жесткая сцепка – шарнирное устройство; 4 - пустотелая балка; 5 и 6 - перпендикулярно расположенные вилки, закрепленные на балке 4; 7 и 8 - перпендикулярно расположенные оси, закрепленные на корпусах тягача 1 и активного прицепа 2; 9 - обойма упорного подшипника на одной из вилок, например, 5; 10 - опорный диск упорного подшипника, закрепленный на балке 4; 11 - центральный карданный вал; 12 и 13 - опоры карданного вала 11 и конических шестерен 14 и 15 внутри балки 4; 14 и 15 - конические шестерни, закрепленные на карданном валу 11; 16 - опора вала тягача 17; 17 - трансмиссионный вал тягача 1; 18 - коническая шестерня, закрепленная на валу 17; 19 - конический сателлит конических шестерен 18 и 14; 20 - опора конического сателлита 19 на оси 7; 21 - опора вала 22 активного прицепа 2 и конической шестерни 23; 22 - трансмиссионный вал активного прицепа 2; 23 - коническая шестерня, закрепленная на валу 22; 24 - конический сателлит конических шестерен 15 и 23; 25 - опора конического сателлита 24 на оси 8; 26 - трубчатый карданный вал; 27 и 28 - конические шестерни, закрепленные на трубчатом карданном валу 26; 29 - коническая шестерня, закрепленная на входе вала 30 привода правого борта; 30 - вал привода правого борта; 31 - коническая шестерня, закрепленная на выходе вала 30 привода правого борта; 32 - коническое колесо, закрепленное на валу 33 привода бортовых передач; 33 - вал привода бортовых передач; 34 - ведущие конические шестерни бортовых передач; 35 - ведомые конические колеса бортовых передач; 36 - выходные валы бортовых передач; 37 - вала левого борта трансмиссии тягача 1; 38 - коническая шестерня, закрепленная на валу 37; 39 - конический сателлит, зацепленный с коническими шестернями 38 и 27; 40 - коническая шестерня, закрепленная на валу 41 привода левого борта активного прицепа 2; 41 - вал привода левого борта активного прицепа 2

Рисунок 6.11 - Схема трансмиссии сочлененного НТС с жесткой сцепкой и шарнирным устройством в виде конических зацеплений при Н-образной бортовой схеме привода

Шарнирное устройство **3** при **Н**-образной бортовой схеме привода (**рисунок 6.11 а**) отличается от предыдущей схемы тем, что упорный подшипник с обоймой **9** и опорным диском **10** расположен на вилке **6**, подвижно установленной на оси **8** трубчатого сечения, разделенной на две части, закрепленных на корпусе активного прицепа **2**. Внутри балки **4** на центральном карданном валу **11** коаксиально установлен трубчатый карданный вал **26** с закрепленными на концах вала коническими шестернями **27** и **28**.

При бортовой схеме привода одна цепь трансмиссии состоит из вала **17** правого борта трансмиссии тягача **1** с конической шестерней **18**, которая через конический сателлит **19** зацеплена с конической шестерней **14**, далее центральным карданным валом **11** с конической шестерней **15**, которая зацеплена с конической шестерней **29**, зацепленной на валу **30** привода правого борта. На выходе вала **30** закреплена коническая шестерня **31**, зацепленная с коническим колесом **32**, закрепленным на валу **33** привода бортовых передач, состоящих из ведущих конических шестерен **34** и ведомых конических колес **35**, закрепленных на выходных валах **36**.

Вторая цепь трансмиссии состоит из вала **37** левого борта трансмиссии тягача **1** с конической шестерней **38**, через конический сателлит **39** зацепленной с конической шестерней **27**, далее трубчатым карданным валом **26** на коническую шестерню **28**, которая зацеплена с конической шестерней **40**, закрепленной на валу **41** привода левого борта. На выходе вала **41**, аналогично первой цепи трансмиссии, закреплена коническая шестерня **31**, зацепленная с коническим колесом **32**, закрепленным на валу **33** привода бортовых передач, состоящих из ведущих конических шестерен **34** и ведомых конических колес **35**, закрепленных на выходных валах **36**.

Возможна комбинация из двух схем (**рисунки 6.10, 6.11**) – центральный карданный вал **11**, конические шестерни **15-29**, на шестерне **29** симметричный дифференциал и от него валы **30** и **41**. Упорный подшипник **9-10** предпочтителен как опора скольжения, так как в опоре качения возможно возникновение бринеллирования. Между пустотелой балкой **4** и обоймой упорного подшипника **9** допускается установка резиновых упругих элементов для смягчения и гашения относительных поперечных колебаний секций.

Работа трансмиссии сочлененного **НТС** осуществляется по жесткой сцепке – шарнирному устройству **3**, обеспечивающему три степени свободы. Поворот в горизонтальной плоскости осуществляется в **точке O_1** (**рисунок 6.9**), при этом вилка **5**, закрепленная на пустотелой балке **4**, поворачивается относительно оси **7**, закрепленной на корпусе тягача **1** (**рисунок 6.10**). Наклон в вертикальной плоскости происходит в **точке O_2** , при этом вилка **6**, закрепленная на пустотелой балке **4** перпендикулярно вилке **5**, поворачивается относительно оси **8**, закрепленной на корпусе активного прицепа **2** (**рисунок 6.10**).

Перемещение тягача **1** и активного прицепа **2** относительно друг друга в поперечной плоскости происходит за счет поворачивания в обойме упорного подшипника **9** на одной из вилок, например, **5**, опорного диска **10**, закрепленного на балке **4**. Крутящий момент от двигателя, сцепления, **КП**, узла деления потока мощности - **РК** (на рисунке не показаны), далее от вала **17** тягача **1**, по ко-

нической шестерне **18**, закрепленной на валу **17**, передается на конический сателлит **19**, установленный на оси **7**, далее на коническую шестерню **14**, закрепленную на карданном валу **11**, по карданному валу **11**, на коническую шестерню **15**, через конический сателлит **24**, установленный на оси **8**, затем на коническую шестерню **23** и вал **22** активного прицепа **2**. По валу **22** крутящий момент далее поступает на главные передачи, дифференциалы и полуоси ведущих мостов (на рисунке не показаны). Конические зацепления должны быть отрегулированы, вначале регулируется преднатяг подшипников в опорах **12, 13, 16, 20, 21, 25** конических шестерен и сателлитов, а затем пятно контакта в каждом зубчатом зацеплении.

При бортовой схеме трансмиссии, когда средняя часть машины предназначена для размещения личного состава и (или) спецоборудования, для передачи крутящего момента по шарнирному устройству **3** необходимы два карданных вала с закрепленными на них шестернями: центральный карданный вал **11** с коническими шестернями **14** и **15**, трубчатый карданный вал **26** с коническими шестернями **27** и **28** (**рисунок 6.11**). Реализуются два силовых потока.

Первый силовой поток: от вала **17** и конической шестерни **18**, по коническому сателлиту **19**, установленному на оси **7**, далее на коническую шестерню **14**, закрепленную на карданном валу **11**, по карданному валу **11**, на коническую шестерню **15** (**рисунок 6.10**), затем на коническую шестерню **29**, закрепленную на входе вала **30**, по валу **30** привода правого борта, на коническую шестерню **31**, закрепленную на выходе вала **30**, коническое колесо **32**, закрепленное на валу **33** привода бортовых передач далее на ведущие конические шестерни **34**, ведомые конические колеса **35** и выходные валы **36** бортовых передач, которые могут быть взаимосвязаны или с ведущими колесами или с ведущей звездочкой. Ведущая звездочка может быть передней с прямым приводом от вала **30** или задней с приводом от вала **33**, конических шестерен **34-35** и вала **36**.

Второй силовой поток: от вала **37** левого борта трансмиссии тягача **1**, по конической шестерне **38**, закрепленной на валу **37**, по коническому сателлиту **39**, конической шестерне **27**, по трубчатому карданному валу **26**, коническим шестерням **28** и **40**, по валу **41**, далее аналогично первому силовому потоку - коническая шестерня **31**, коническое колесо **32**, по валу **33** привода бортовых передач, далее на ведущие конические шестерни **34**, ведомые конические колеса **35** и выходные валы **36** бортовых передач привода левого борта. Согласование направления вращения ведомых звеньев на выходе трансмиссии обеспечивается взаимным расположением конических шестерен, например, ведущие конические шестерни **34** можно установить не впереди, а за ведомыми коническими колесами **35**. На **рисунке 6.10 б** конические сателлиты **19** и **39** двусторонние - шестерня **18** зацеплена с зубчатым зацеплением одной стороны сателлита **19**, другая сторона этого сателлита зацеплена с конической шестерней **14**, аналогично - шестерня **38** зацеплена с зубчатым зацеплением одной стороны сателлита **39**, другая сторона этого сателлита зацеплена с конической шестерней **27**.

Конические передачи не ограничивают угол поворота между валами этих передач, особенно в случае, если трансмиссионные валы **17** и **37** будут скомпо-

нованы с разных сторон (**рисунок 6.11 б**). Маневренность сочлененных НТС будет ограничена только компоновочными возможностями секций и шарнирного устройства. Зубчатые зацепления конических передач обладают высокой надежностью, в том числе долговечностью.

Предлагаемое техническое решение расширяет эксплуатационные возможности сочлененных НТС за счет повышения надежности и долговечности работы шарнирного соединения, высокой маневренности при увеличении углов относительных перемещений секций НТС, в том числе тяжелой гусеничной техники.

7 КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ КАРДАННОЙ ПЕРЕДАЧИ

7.1 Нагрузочные и расчетные режимы

7.1.1 Нагрузочные режимы

Нагрузочный режим характеризует те **реальные нагрузки**, которые испытывают детали и агрегаты автомобиля в процессе эксплуатации.

Нагрузочные режимы могут быть представлены в виде **кривых распределения**, полученных путем статистической обработки результатов измерения нагрузок и напряжений в деталях при работе автомобилей.

Нагрузочный режим определяется: **I** дорожными, **II** транспортными и **III** климатическими условиями.

I Дорожные условия оказывают непосредственное влияние на технико-экономические показатели работы, технические характеристики и конструкцию автомобилей. На грунтовой дороге по сравнению с твердопокрытой **скорость** автомобиля снижается в **2-3 раза**, относительные **расходы** топлива и шин на **1 ткм** увеличиваются в **1,5–2 раза**, межремонтный пробег автомобиля уменьшается в **2 и более раза**. Себестоимость перевозки возрастает в **2–5 раз**.

По эксплуатационным показателям дороги характеризуются:

- 1** расчетной скорости и степени безопасности движения автотранспорта,
- 2** допустимой осевой нагрузкой,
- 3** максимальной пропускной способностью,
- 4** сцеплением колес с дорожным покрытием,
- 5** продольным профилем и профилем в плане.

Все дороги делятся на **5 категорий** по технической характеристике в соответствии с установленной классификацией, в основу которой принята **расчетная скорость** движения автомобилей, обеспечиваемая дорогой.

По **осевой нагрузке** автомобили разделяются на **дорожные (А и В)** и **внедорожные**.

По **проходимости** они подразделяются на автомобили ограниченной, средней, повышенной, высокой и особо высокой проходимости (термины условные). Или неполноприводные дорожной проходимости, полноприводные повышенной (полной) **тяги**, полноприводные повышенной проходимости.

Твердое покрытие в нашей стране имеют около **40%** автомобильных дорог, из них лишь **2%(!)** рассчитаны на **10-тонную нагрузку**, но и они нуждаются в увеличении толщины дорожного покрытия.

По обеспеченности автодорогами с твердым покрытием наша страна весьма значительно отстает от требований, предъявляемых эффективным развитием хозяйства. По протяженности автодорог с твердым покрытием на единицу территории мы отстаем в **7 раз** от Финляндии и еще втрое сильнее против **США**. Комплексный коэффициент обеспеченности автодорогами, учитывающий также численность населения (коэффициент Ангеля), близок к показателю Индии, а это очень невысокий показатель.

В 2012 году в мировом рейтинге состояния автомобильных дорог **Россия** занимает **122 место** из **144(!)**. Хуже только в Украине и ряде слаборазвитых африканских стран.

Ежегодные потери народного хозяйства, обусловленные бездорожьем, почти в **2 раза** превышают ассигнования на строительство автодорог и составляют около **3% ВВП(!)**.

II Транспортные условия предусматривают вид, объем и расстояние перевозок грузов, условия погрузки и разгрузки, организацию перевозок, условия обслуживания, ремонта и хранения подвижного состава и определяют выбор типа и конструкции автомобиля. Так как **номенклатура грузов** насчитывает более **500** наименований и грузы делятся в зависимости от **объемной массы на 5 классов**, то необходимо большое разнообразие автомобилей для их эффективного использования.

По характеру транспортной работы с учетом преимущественной эксплуатации по определенной дорожной сети автомобили могут быть отнесены к двум группам:

1 для местных перевозок, осуществляемых в городах или по местной сети дорог с плечом около **50 км**, используют автомобили общего назначения, а также различные специализированные автомобили;

2 магистральные для перевозок осуществляемых по дорожной сети с усовершенствованными покрытиями областного и республиканского значения.

III Климатические условия влияют на состояние покрытия дорог (влажное, заснеженное, обледеневшее и т.д.) и видимость (дождь, туман, снегопад).

Температура окружающей среды влияет на тепловой режим работы двигателя и агрегатов автомобиля (изменение вязкости смазки, топлива, емкости аккумуляторной батарей), что в значительной степени отражается на скоростных и экономических показателях работы автотранспорта.

В СНГ выделяли **три климатические зоны**: **1 полярная** – **52% территории** – **11,7 млн км²**, – 6–7 % парка автомобилей, 200–300 дней в году – минус 40–60⁰С; **2 умеренная** – **39%** – **8,7 млн км²** – 90% парка, 40–80 дней в году – минус 30⁰С, летом до + 30⁰С; **3 жаркая** – **9%** – до + 45–50⁰С.

Зона **холодного климата** занимает **52%** территории СНГ. Использование здесь автомобилей обычного (стандартного) исполнения приводит к существенным потерям.

Поломки агрегатов зимой происходят в **10 раз** чаще, чем летом.

Средний пробег **шин** автомобилей типа **БелАЗ** и **КрАЗ** снижается относительно обычных условий в **3–6 раз**.

7.1.2 Расчетные режимы

Расчетным называется **реальный или условный нагрузочный режим**, принимаемый при расчете деталей автомобиля на прочность или усталость (долговечность). Расчетный режим устанавливается на основе анализа нагрузочных режимов.

Расчетные режимы для трансмиссии

Для расчета отдельных узлов и агрегатов автомобиля могут быть использованы разные расчетные режимы. Важно правильно оценить эти режимы для обоснованного выбора применительно к поставленной задаче.

Нагрузочные режимы для трансмиссии автомобиля характеризуются переменными величинами моментов и частоты вращения.

На основании анализа нагрузочных режимов трансмиссии могут быть установлены следующие **расчетные режимы**:

1-й расчетный режим - по максимальному моменту двигателя

$$T_{p1} = T_{e \max} U_{пр} \alpha,$$

где T_{p1} - расчетный крутящий момент, Нм,

$T_{e \max}$ - максимальный крутящий момент двигателя, Нм,

$U_{пр}$ - прямое передаточное число трансмиссии от коленчатого вала двигателя до соответствующего рассчитываемого вала,

α - коэффициент, учитывающий максимально возможную долю момента, передаваемого данным валом, если другая часть момента передается другими валами (полуоси, привод к передним и задним мостам).

Например, для полуоси $\alpha = (1 + K_{бл})/2$, где $K_{бл}$ - коэффициент блокировки дифференциала, 2 – число полуосей после ГП (главной передачи).

Этот расчетный режим обычно применяют для сравнительных поверочных расчетов.

Часто при расчетах трансмиссии на прочность **КПД** принимается равным единице, так как относительная ошибка расчетов, выполненных для любого из рассмотренных нагрузочных режимов, составляет около **10%**.

Например, расчетный момент, передаваемый полуосью ведущего моста автомобиля с колесной формулой **4х2**, можно определить по формуле

$$T_{p1} = T_{e \max} U_{пр} \alpha = T_{e \max} U_{кп} U_o (1 + K_{бл})/2,$$

где $U_{кп}$ - передаточные числа **КП** (коробки передач),

U_o - передаточное число **ГП**.

Например, для полуоси автомобиля **ЗиЛ-130** при $K_{бл} = 0$

$$T_{p1} = T_{e \max} U_{пр} \alpha = T_{e \max} U_{кп} U_o (1 + K_{бл})/2 = (402 \times 7,44 \times 6,32) / 2 = 9450 \text{ Нм}.$$

2-й расчетный режим – по максимальному сцеплению ведущих колес с дорогой.

При расчете **РК, КаП**, ведущих мостов многоосных автомобилей с разветвленной трансмиссией определение моментов по двигателю обычно оказы-

вается невозможным, если неизвестен закон распределения моментов по отдельным ветвям трансмиссии за **РК**. В этих случаях, а также у автомобилей с трансмиссионными тормозами расчетные моменты определяют по сцеплению колес с дорогой.

$$T_{p2} = T_{\phi} = G_{\text{сц}} \phi_{\text{max}} R_k / U_{\text{об}},$$

где $G_{\text{сц}}$ - сцепной вес, нормальные реакции дороги на колеса (мост) с учетом возможного при разгоне перераспределения веса, **Н**,

ϕ_{max} - максимальный коэффициент сцепления колеса с дорогой,

$U_{\text{об}}$ - обратное передаточное число трансмиссии от ведущего колеса до соответствующего рассчитываемого вала,

R_k - динамический радиус колеса, **м**.

Если есть трансмиссионный тормоз, то **КаП** рассчитывается по максимальному тормозному моменту

$$T_p = T_{\text{тор.}} = (G \phi R_k) / U_{\text{об}},$$

где G - нагрузка на ведущий мост,

$\phi = 0,7-0,8$ - коэффициент сцепления колес с дорогой.

Например, КаП для привода ведущего колеса одного из задних мостов **МАЗ-537 - НТС** с колесной формулой **8x8**, аналогичная приводу на рисунке 5.1, но без **ШРУС**.

$$T_{p2} = T_{\phi} = G_{\text{сц}} \phi_{\text{max}} R_k / 2U_{\text{кр}} = (150000 \cdot 0,9 \cdot 0,74) / (2 \cdot 5,625) = 8880 \text{ Нм},$$

где $U_{\text{кр}} = 5,625$ - передаточное число колесного редуктора.

За счет колесного редуктора расчетный момент **КаП** большегрузной **НТС** меньше, чем у полуоси автомобиля средней грузоподъемности **ЗИЛ-130**.

Например, для полуоси автомобиля Зил-130

$$T_{p2} = T_{\phi} = G_{\text{сц}} \phi_{\text{max}} R_k / 2 = (7900 \cdot 0,9 \cdot 0,49) / 2 = 17420 \text{ Нм}.$$

При расчетах на усталостную прочность (**долговечность**) за расчетный режим принимают **минимальный из двух** ранее рассчитанных. Для полуоси автомобиля **Зил-130** примем $T_{p1} = 9450 \text{ Нм}$.

3-й расчетный режим - по максимальной динамической нагрузке

(обычно для включения сцепления «броском»).

Приведенные ранее формулы не учитывают динамических нагрузок в трансмиссии, на величины которых влияет ряд **факторов**:

1 темп включения сцепления, обычно зависящий от водителя,

2 тип и конструкция сцепления (однодисковые, многодисковые, гидромуфта и т.п.),

3 тип дороги или местности, по которой движется автомобиль, ее состояние,

4 конструкторские особенности автомобиля: общее передаточное число трансмиссии, податливость трансмиссии, полная масса автомобиля и прицепа, моменты инерции вращающихся частей и др.

Неровности дороги при движении автомобиля влияют на величины нагрузок в трансмиссии меньше, чем темп включения сцепления. Применение упругих элементов (муфт) позволяет снизить динамические нагрузки.

Расчет по **третьему режиму** является основным расчетом на **прочность** и позволяет установить максимально возможные напряжения в трансмиссии. В этом случае величины напряжений могут достигать предела текучести металла.

$$T_{p3} = T_d = K_d T_{p1} = K_d T_{e \max} U_{np} \alpha,$$

где K_d – коэффициент динамичности.

При выполнении расчетов величины коэффициентов динамичности могут быть приняты в пределах от **1,0–1,2** (при наличии в трансмиссии упругих муфт) до **1,5–2,5** (для автомобилей с трансмиссией, имеющей большую крутильную жесткость).

Для ориентировочных расчетов может быть принята следующая эмпирическая формула

$$K_d = \beta (U_\Sigma + 8) / U_\Sigma, \text{ часто принимают } K_d = \beta,$$

где U_Σ – передаточное число трансмиссии на рассчитываемой передаче,

β – коэффициент запаса сцепления.

$\beta = 1,2 - 2,0$ – для легковых автомобилей; $\beta = 2,0 - 2,5$ – для грузовых автомобилей; $\beta = 2,5 - 3,0$ – для автомобилей высокой проходимости. Как правило, принимают: легковые $\beta = 1,5$; грузовые $\beta = 2,0$; вездеходы $\beta = 2,5$.

Иногда используют следующие зависимости:

$$T_p = \beta T_{e \max} U; \quad T_{дин} \approx 3,5 T_{ст}; \quad n_{к \max} = 2,65 V_{a \max} U / R_k.$$

$$T_{\max} = 2\beta T_{e \max} \text{ при } U_\Sigma \leq 20; \quad T_{\max} = 1,35 T_\phi \text{ при } U_\Sigma \geq 50.$$

$$n = \sigma_t \varepsilon_t k_t / \sigma_p = 1,25 - 1,5 \text{ (прочность)} = 2,0-3,0 \text{ (долговечность)},$$

где n – коэффициент запаса, σ_t – предел текучести материала, ε_t – коэффициент размеров детали, k_t – коэффициент концентрации напряжений, σ_p – расчетное напряжение.

4-й расчетный режим - по реальным эксплуатационным нагрузкам

(расчет на усталостную прочность, в некоторых условиях с учетом изгибных и крутильных колебаний).

Кроме того, некоторые детали дополнительно рассчитывают на **нагрев**, (сцепление, тормоза и т.п.), **критическую угловую скорость** (карданные валы), **жесткость** (валы КП и РК), **изнашивание** и т.д.

Для расчета неавтоматических приводов (педаль сцепления, рычаги) принимается максимальное усилие – **400 Н**.

Например, определим расчетные крутящие моменты **КаП** автомобиля средней грузоподъемности с колесной формулой **4х2**:

по **1-му** расчетному режиму:

$$T_{p1} = T_{e \max} U_{np} \alpha = 400 \cdot 7,5 = 3000 \text{ Нм},$$

где T_{p1} – расчетный крутящий момент, **Нм**,

$T_{e \max} = 400$ – максимальный крутящий момент двигателя, **Нм**,

$U_{np} = U_{кп1} = 7,5$ – передаточное число трансмиссии от коленчатого вала двигателя до соответствующего рассчитываемого вала – передаточное число **КП** на **1-й** передаче,

$\alpha = 1,0$ – коэффициент, учитывающий максимально возможную долю момента, передаваемого данным валом, если другая часть момента передается другими валами (полуоси, привод к передним и задним мостам);

по 2-му расчетному режиму:

$$T_{p2} = T_{\varphi} = G_{\text{сц}} \varphi_{\text{max}} R_k / U_{06} = 1,2 \cdot 80000 \cdot 0,9 \cdot 0,5 / 6,0 = 7200 \text{ Нм},$$

где $G_{\text{сц}} = 1,2 \cdot 80000$ - сцепной вес, нормальные реакции дороги на колеса (мост) – 80000 с учетом возможного при разгоне перераспределения веса - 1,2, Н,

$\varphi_{\text{max}} = 0,9$ - максимальный коэффициент сцепления колеса с дорогой,

$U_{06} = U_0 = 6,0$ - передаточное число трансмиссии от ведущего колеса до соответствующего рассчитываемого вала - передаточное число ГП,

$R_k = 0,5$ - динамический радиус колеса в м.

по 3-му расчетному режиму:

$$T_{p3} = T_d = K_d T_{p1} = 2,0 \cdot 3000 = 6000 \text{ Нм},$$

где $K_d = \beta = 2,0$ – коэффициент динамичности, равный коэффициенту запаса сцепления.

Для расчета на долговечность примем минимальный момент $T_{p1} = 3000 \text{ Нм}$, для расчета на прочность - $T_{p3} = 6000 \text{ Нм}$.

Например, определим расчетные крутящие моменты КаП привода заднего моста автомобиля с колесной формулой 6х4 с проходным средним мостом и межмостовым дифференциалом – рисунок 1.1 в:

$$T_{p1} = T_{e \text{ max}} U_{\text{пр}} \alpha = 640 \cdot 8,0 / 2 = 2560 \text{ Нм},$$

$$T_{p2} = T_{\varphi} = G_{\text{сц}} \varphi_{\text{max}} R_k / U_{06} = (1,1 \cdot 140000 / 2) \cdot 0,9 \cdot 0,48 / 6,8 = 4892 \text{ Нм},$$

$$T_{p3} = T_d = K_d T_{p1} = 2,0 \cdot 2560 = 5120 \text{ Нм}.$$

Для расчета на долговечность примем минимальный момент $T_{p1} = 2560 \text{ Нм}$, для расчета на прочность - $T_{p3} = 5120 \text{ Нм}$.

7.2 Расчет карданных валов

Карданные валы рассчитывают на критическую частоту вращения, на кручение, на угол закручивания, на растяжение сжатие. Расчет ведется по статической нагрузке с последующей проверкой по динамической нагрузке.

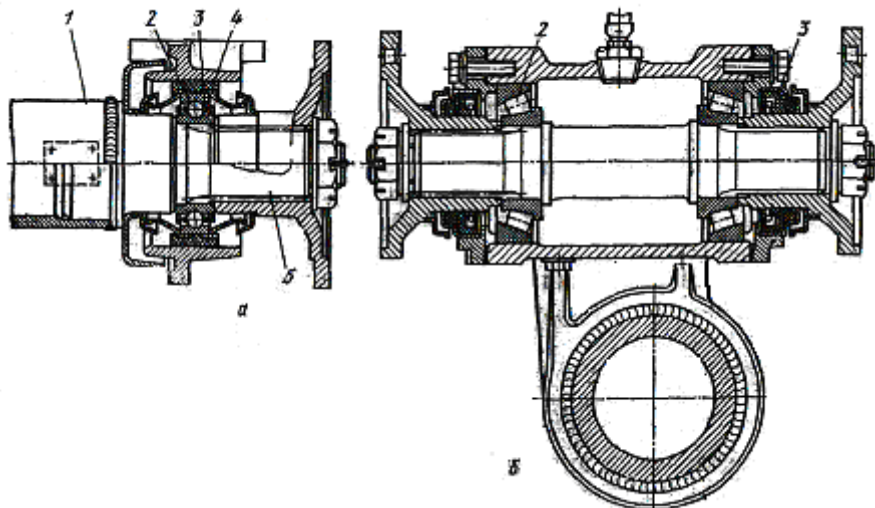
Конструкция карданного вала зависит от карданных шарниров, с которыми вал соединяется. Обычно вал состоит из центральной части и наконечников. Центральная часть вала может быть сплошной или трубчатой. Сплошные валы применяются только для привода ШРУС, где они выполняют функции полуосей. Трубчатые валы при меньшей массе способны передавать значительные крутящие моменты; они имеют большие критические частоты вращения по сравнению с частотами вращения сплошных валов, поэтому применяются в трансмиссиях большинства автомобилей.

Углы установки КаП вследствие возможного бринеллирования в игольчатых подшипниках шарниров не должны быть менее 1° , а при номинальной нагрузке в статическом состоянии не должны превышать $4-6^\circ$. Как уже отмечалось, при изменении угла у наклона от 4° до 16° долговечность игольчатого подшипника снижается в 4 раза.

Для повышения критической частоты вращения могут быть предусмотрены промежуточные опоры (подраздел 1.4; рисунки 1.4 а; 1.9; 1.15; 1.16; 3.1; 7.1), позволяющие осуществить замену одного вала двумя. Установка проме-

жуточной опоры вызывает необходимость в увеличении числа карданных шарниров.

У **многоприводных** автомобилей **КаП** значительно усложнена. Обычно применяется схема с индивидуальным приводом каждого из двух ведущих мостов (**рисунок 1.1 г**) или схема с одновременным приводом по два моста (схема с проходными мостами – **рисунок 1.1 в, д**).



а – с одним подшипником на упругом основании; **б** – жесткая промежуточная опора с двумя подшипниками; **1** – карданный вал; **2** – подшипники;

3 – уплотнение; **4** – резиновая упругая втулка; **5** – шлицевое соединение [11]

Рисунок 7.1 - Конструктивные схемы промежуточных опор карданных передач

Первая схема сложнее (большое число карданных шарниров, наличие **РК** и промежуточной опоры обуславливают увеличение числа точек смазывания и объем работ по техническому обслуживанию). Однако в случае применения такой передачи при неисправности одной из **КаП** ведущего моста работа другого моста не нарушается, **КаП** передают примерно одинаковые крутящие моменты, достигается высокая степень унификации мостов.

Несмотря на наличие двухступенчатого редуктора (двойной **ГП**), меньшую степень унификации и напряженного режима работы карданного вала привода среднего моста (передача полного крутящего момента), наибольшее распространение в многоприводных автомобилях получила **схема с проходными мостами**, при которой упрощается конструктивная схема **КаП**, снижается металлоемкость, уменьшается объем по техническому обслуживанию.

Длина и поперечное сечение карданного вала определяются **критической частотой вращения и передаваемым крутящим моментом**. Вследствие неравномерности распределения массы материала по поверхности вала, а также статического прогиба от собственной массы вала при его вращении возникает центробежная сила, вызывающая изгибные напряжения, которые при определенной скорости могут привести к поломке вала.

Если расчетная длина вала будет меньше длины, определенной по эскизной компоновке, то между **КП** и **ГП** устанавливают **КаП**, состоящую из двух

(ведущего и ведомого) валов, которые в зоне их соединения подвешивают к раме или днищу кузова при помощи промежуточной опоры (рисунки 3.1; 7.1).

На некоторых легковых автомобилях для сокращения длины карданного вала применяют КП с удлинителем выходного вала (рисунок 7.2 №13). Вилка асинхронного карданного шарнира расположена на подвижной шлицевой втулке.

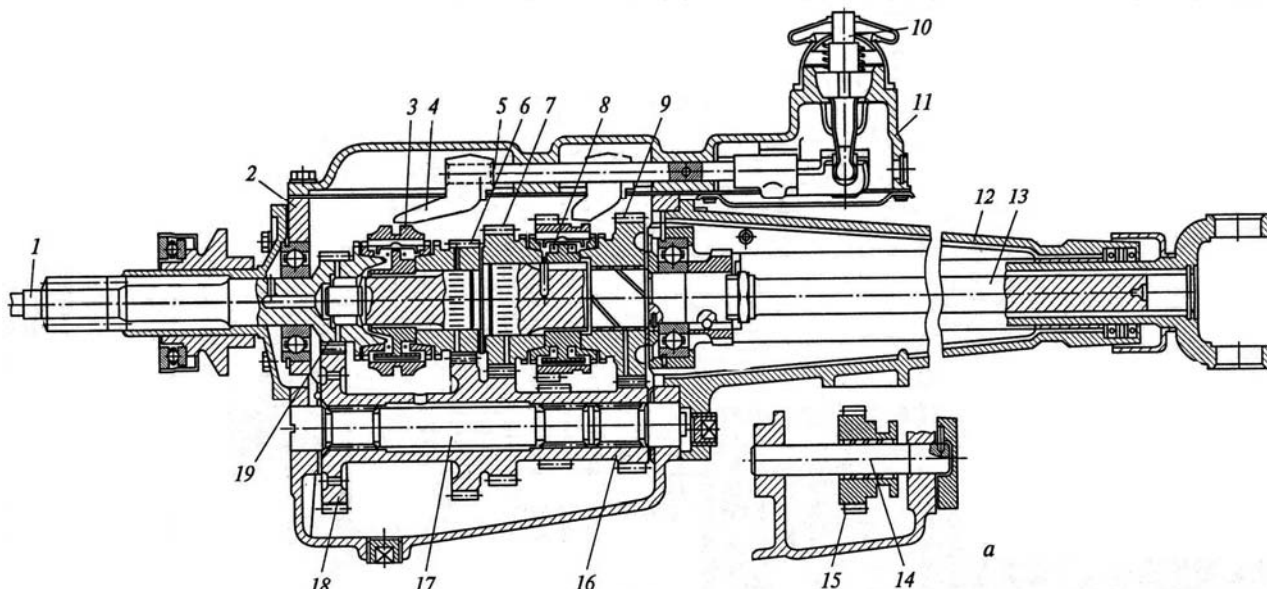
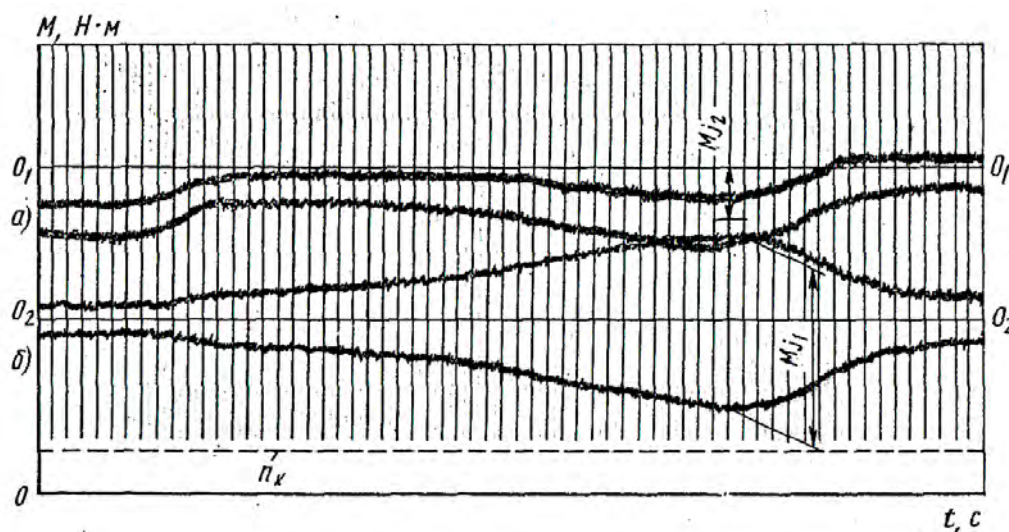


Рисунок 7.2 - Коробка передач с удлинителем выходного вала [5]

В трансмиссиях таких автомобилей могут возникать резонансные явления при эксплуатационных скоростях. В этих случаях возникают значительные знакопеременные нагрузки, опасные для карданного вала и его опор.

На рисунке 7.3 показаны кривые изменения инерционного момента M_{j2} при резонансном режиме на карданном валу (рисунок 7.3 а) и удлинителя КП M_{j1} (рисунок 7.3 б) (линии O_1O_1 и O_2O_2 - начало отсчета этих моментов).



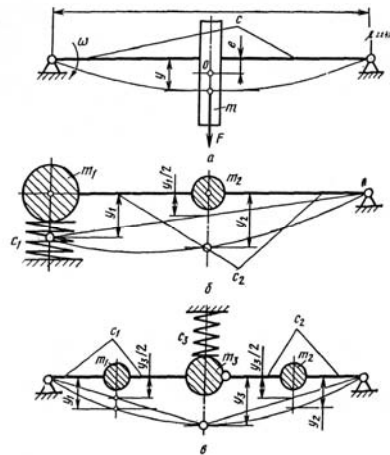
а – колебания карданного вала; б – колебания удлинителя коробки передач [11]

Рисунок 7.3 - Осциллограмма поперечных колебаний

При резонансе резко возрастает момент на удлинителе, а карданный вал, кроме нагружения высокочастотным моментом, теряет устойчивость, резко изменяется стрела прогиба, возникает инерционный момент M_{j2} .

Под **критической частотой вращения** карданного вала понимают частоту вращения, при которой происходит потеря устойчивости вращающегося вала. Критическая частота вращения зависит от размеров, конструкции вала и его опор.

Для определения критической частоты вращения рассмотрим вал, свободно лежащий на жестких шарнирных опорах (**рисунки 7.4 а, б**). Допустим, что масса вала m сосредоточена в точке **О**, имеющей эксцентриситет e относительно оси вращения.



а – с жесткими опорами; **б** – с удлинителем коробки передач; **в** – с эластичной промежуточной опорой и двумя карданными валами [11]

Рисунок 7.4 - Схемы для определения критических угловых частот карданной передачи

Центробежная сила $F = m\omega^2(e + y)$, где y - прогиб вала под действием центробежной силы F . Центробежная сила уравнивается силой упругости:

$$F_y = cy,$$

где c - поперечная жесткость вала.

Для вала с равномерно распределенной массой и свободно лежащего на шарнирных опорах:

$$c = (384/5)(EJ / L^3),$$

где E - модуль упругости первого рода; $E = 2,15 \times 10^5$ МПа.

Момент инерции вала

$$J = [\pi(D^4 - d^4)] / 64.$$

Тогда при $F = Pm\omega^2(e + y) = cy$.

Откуда:

$$y = m\omega^2 e / (c - m\omega^2).$$

Считаем, что при критической угловой скорости вал разрушается, т. е. $y \rightarrow \infty$.

Тогда:

$$c - m\omega_{kp}^2 = 0 \text{ и } \omega_{kp} = \sqrt{c/m}.$$

Для трубчатого вала:

$$m = 0.25[\pi(D^2 - d^2)]L(\gamma/g),$$

где **D** и **d** - наружный и внутренний диаметры сечения вала, м; **L** — длина вала, м; γ - плотность материала.

После подстановки в предпоследнее уравнение значений **c** и **m** получим

$$\omega_{kp} = \pi n_{kp} / 30.$$

Тогда для трубчатого вала:

$$n_{kp} = 12 \cdot 10^4 \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{L^2}.$$

Расчетная критическая частота вращения карданного вала обычно превосходит действительное значение вследствие податливости опор, неточной балансировки вала, наличия зазоров в шлицевых соединениях. Опыт эксплуатации показал, что для удовлетворительной работы **КаП** необходимо вводить коэффициент запаса по критической частоте вращения:

$$k = n_{kp} / n_{\max} = 1.2 \div 2.0,$$

где **n_{max}** - максимальная частота вращения карданного вала, соответствующая максимальной скорости движения автомобиля.

Минимальное значение коэффициента запаса можно допустить при осуществлении тщательной балансировки карданной передачи, высокой точности изготовления шлицевых соединений и минимальных зазорах в шарнирах. Анализ показал, что вся система - удлинитель картера **КП** и сцепления, а также стыки их крепления - обладает значительной податливостью. Передний конец карданного вала лежит на удлинителе, как на упругой опоре, и его большая податливость вносит большие поправки при определении собственных частот поперечных колебаний системы трансмиссии.

Формула **n_{кр}** выведена при допущении, что карданный вал лежит на жестких опорах. В расчетах не учитывалась также масса самих карданных сочленений. Расчетная схема с учетом упругости передней опоры и жесткой задней опоры представлена на **рисунке 7.4 б**.

Собственные угловые частоты системы определим, используя уравнение Лагранжа.

$$\text{Тогда} \quad \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{y}_i} \right) + \frac{\partial \Pi}{\partial y_i} = 0.$$

Кинетическая **K** и потенциальная **Π** энергии для схемы (**рисунок 7.3 б**):

$$K = 0.5m_1\dot{y}_1^2 + 0.5m_2\dot{y}_2^2; \quad \Pi = 0.5c_1y_1^2 + 0.5\left(y_2 - \frac{y_1}{2}\right)^2.$$

Тогда уравнения движения масс системы:

$$m_1 \ddot{y}_1 + c y_1 - \frac{1}{2} c_2 \left(y_2 - \frac{y_1}{2} \right) = 0; \quad m_2 \ddot{y}_2 + \frac{1}{2} c_2 \left(y_2 - \frac{y_1}{2} \right) = 0.$$

Считаем, что $y_i = A_i \sin \omega t$. Подставляя его в последние уравнения, получаем:

$$-A_1 m_1 \omega^2 + c_1 A_1 - \frac{1}{2} c_2 \left(A_2 - \frac{A_1}{2} \right) = 0; \quad A_2 m_2 \omega^2 + \frac{1}{2} c_2 \left(A_2 - \frac{A_1}{2} \right) = 0.$$

Из этих уравнений находим:

$$A_1 = \frac{c_2 A_2}{2 \left(c_1 - m_1 \omega^2 + \frac{c_2}{4} \right)} \quad \text{или} \quad A_1 = \frac{A_2 \left(\frac{c_2}{2} - m_2 \omega^2 \right) 4}{c_2},$$

где m_1 - масса удлинителя и карданного шарнира; m_2 - масса карданной трубы; c_1 и c_2 - жесткости соответственно удлинителя и карданного вала.

После преобразования последних двух уравнений получим уравнение собственных угловых частот:

$$\omega^4 - A \omega^2 + B = 0,$$

где

$$A = [(2c_1 + c_2) / 2m_1] + c_2 / m_2; \quad B = c_1 c_2 / m_1 m_2.$$

Решение уравнения собственных угловых частот дает две собственные угловые частоты, одна из которых связана с податливостью удлинителя. При большой податливости удлинителя система может войти в резонанс при эксплуатационных скоростях, что вызовет повышенный шум и вибрации и приведет к нарушению работы **КаП**. Повышение жесткости удлинителя может вывести систему из резонанса на этой частоте.

Определение собственных угловых частот при применении **КаП** с эластичной промежуточной опорой может быть проведено с использованием приведенной на **рисунке 7.4** в схемы.

Кинетическая и потенциальная энергии:

$$K = \frac{1}{2} (m_1 \dot{y}_1^2 + m_2 \dot{y}_2^2 + m_3 \dot{y}_3^2);$$

$$\Pi = \frac{1}{2} \left[\left(c_3 x_3^2 + c_1 \left(x_1 - \frac{x_3}{2} \right)^2 + c_2 \left(x_2 - \frac{x_3}{2} \right)^2 \right) \right].$$

Уравнения движения масс системы:

$$m_1 \ddot{y}_1 + c_1 \left(y_1 - \frac{y_3}{2} \right) = 0; \quad m_2 \ddot{y}_2 + c_2 \left(y_2 - \frac{y_3}{2} \right) = 0;$$

$$m_3 \ddot{y}_3 + c_3 y_3 - \frac{c_1}{2} \left(y_1 - \frac{y_3}{2} \right) - \frac{c_2}{2} \left(y_2 - \frac{y_3}{2} \right) = 0.$$

Считаем, что $y_i = A_i \sin \omega t$, и, решая систему, как и в предыдущем случае, получим уравнение для определения собственных угловых частот системы:

$$\omega^6 - A\omega^4 + B\omega^2 + C = 0,$$

где m_1, m_2, c_1, c_2, y_1 и y_2 - масса, жесткость и прогиб соответственно первого и второго карданных валов; m_3 - суммарная масса промежуточной опоры и карданного шарнира; c_3 и y_3 - соответственно жесткость и перемещение промежуточной опоры.

Такая система имеет **три** собственные угловые частоты, совпадение одной из которых с угловой скоростью вала приводит к резонансным явлениям. Одна из этих частот непосредственно связана с промежуточной опорой и является самой низкой из трех частот. Поэтому жесткость в большинстве промежуточных опор **КаП** современных автомобилей должна быть такой, чтобы возмущение от двигателя не приводило к возникновению резонансных явлений на эксплуатационных скоростях движения автомобиля [11].

Критическая частота вращения зависит от характера заземления карданного вала в опорах, жесткости опор, величины зазоров в соединениях и подшипниках, несоосности деталей, некруглости и разностенности трубы вала.

В соответствии с **ГОСТ Р 52430-2005** [6] критическая частота вращения карданного вала (мин^{-1}) определяется по формуле:

$$n_k = 1,185 \times 10^7 (D^2 + d^2)^{0,5} / L^2,$$

где D, d – соответственно наружный и внутренний диаметры трубы карданного вала, **см**; L – максимальная длина карданного вала, **см**.

Формула получена в результате решения дифференциального уравнения изгибных колебаний трубчатого вала постоянного сечения с равномерно распределенной нагрузкой от собственного веса. При этом считается, что вал лежит на опорах, которые воспринимают изгибающие моменты.

За длину **двухшарнирного** карданного вала принимается расстояние между центрами карданных шарниров, установленных на концах данного вала. Длина **одношарнирного** вала определяется расстоянием между центром карданного шарнира и центром промежуточной опоры. Карданный вал, имеющий подвижное шлицевое соединение, характеризуется минимальной длиной и максимальным рабочим перемещением в подвижном шлицевом соединении.

Максимальная длина карданного вала L определяется его минимальной длиной и максимальным рабочим перемещением.

Критическую частоту вращения карданного вала, имеющего комбинированный вал в виде трубы и стержня следует рассчитывать по приведенной ранее формуле, подставляя вместо L приведенную длину вала $L_{пр}$. Для определения $L_{пр}$ воспользуемся **рисунком 7.5**.

Сплошная часть вала (стержень) имеет диаметр $d_{ст}$ и длину $L_{ст}$, а трубчатая часть – диаметры D, d и длину $L_{тр}$. Приведем сплошную часть вала к трубчатому валу с диаметрами D и d на основе равенства критической частоты вращения действительного и приведенного валов:

$$n_k = 1,185 \cdot 10^7 (D^2 + d^2)^{0,5} / L_{тр}^2 = 1,185 \cdot 10^7 d_{ст} / L_{ст}^2.$$

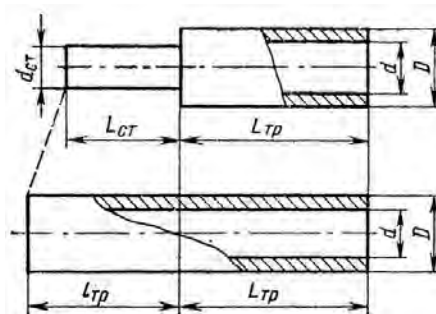


Рисунок 7.5 - Схема определения приведенного диаметра карданного вала [2]

Отсюда длина (см) трубы, заменяющей стержень:

$$l_{тр} = L_{ст}((D^2 + d^2)^{0,5} / d_{ст})^{0,5}.$$

Приведенная длина вала: $L_{пр} = L + (l_{тр} + L_{ст})$.

Аналогично можно трубчатую часть привести к сплошной.

Допустима длина карданного вала, при которой максимальная частота вращения карданного вала n_{max} , соответствующая максимальной скорости движения автомобиля, удовлетворяет соотношению:

$$n_{max} / n_k \leq 0,7.$$

Выполнение данного условия необходимо для удовлетворительной работы **КаП** [2].

Карданный вал подвергается динамической балансировке. Допустимый **дисбаланс** не должен превышать на каждом конце карданного вала $15 \cdot 10^4$ Нм для автомобилей малой и средней грузоподъемности и $100 \cdot 10^4$ Нм для автомобиля грузоподъемностью 5 т и выше. Согласно **ГОСТ Р 52430-2005** [6] установлены нормы удельного дисбаланса, приведенные в **таблице 7.1**.

Таблица 7.1 - Нормы удельного дисбаланса карданного вала

Максимальная частота вращения карданного вала в трансмиссии, мин ⁻¹	Удельный дисбаланс, отнесенный к опоре карданного вала, гсм/кг, не более
до 500 включ.	25
Св. 500 « 1500	« 15
» 1500 « 2500	« 10
» 2500 « 4000	6
» 4000	4

Величина биения карданного вала в сборе не должна превышать **0,5-0,8 мм**. Из уравнения $n_{кр}$ можно определить максимально возможную длину **L** карданного вала.

Трубчатый вал изготавливают из малоуглеродистой стали (**сталь 15, сталь 20**), не подвергая ее закалке. Толщина стенок обычно не превышает **3,5 мм (ВАЗ – 2 мм; КамАЗ - 4,5 мм)**.

Например, у автомобиля **ЗИЛ-130** труба карданного вала изготовлена из низкоуглеродистой (**сталь 20**) стальной холоднокатанной ленты с последующим волочением толщиной **3 мм**, свариваемой встык, внутренний диаметр

71 мм. Крутящий момент, соответствующий пределу пропорциональности, соответствует **5300 Нм**.

Размеры наружного и внутреннего диаметров карданного вала выбирают, используя данные **таблицы 7.2**.

Таблица 7.2 – Размеры сечений труб карданных валов и их нагрузочная способность

Размеры сечения		Момент сопротивления кручению $W_t, \text{см}^3$	Полярный момент инерции сечения $J_t, \text{см}^4$	$M_K (\text{Нм})$ при τ		$L_{K \max}, \text{см}$		
Внутренний диаметр $d, \text{мм}$	Толщина стенки $\delta, \text{мм}$			100-120 МПа	25-55 МПа	при $n_{K \max}, \text{об/мин}$		
						3000	4000	5000
45	2,5	8,44	21,10	844-1000	211-464	134	116	104
46	2,5	8,81	22,46	881-1050	220-484	137	119	106
55	2,0	9,87	29,13	977-1180	247-543	149	129	115
55	2,5	12,47	37,40	1247-1500	312-686	150	130	116
55	3,5	17,82	55,23	1782-2140	445-979	151	131	117
63	3,5	23,16	81,05	2316-2780	579-1273	161	139	125
66	2,0	14,12	49,43	1412-1700	353-776	162	140	126
71	1,6	12,97	48,11	1297-1560	324-712	168	145	130
71	1,8	14,63	54,57	1463-1750	366-805	168	146	130
71	2,0	16,20	61,14	1630-1950	407-895	168	146	130
71	2,1	17,15	64,48	1715-2060	429-943	169	146	131
71	2,2	17,99	67,83	1799-2180	450-990	169	147	131
71	2,5	20,54	78,05	2054-2460	513-1128	169	147	131
71	3,0	24,84	95,63	2484-2980	621-1366	170	147	132
82	2,5	27,26	118,6	2726-3280	621-1366	181	157	140
82	3,0	32,93	144,9	3293-3950	621-1366	182	158	141
82	3,5	38,67	172,1	3867-4640	621-1366	182	158	141
82	4,0	44,51	200,3	4451-5340	621-1366	183	159	142
94	3,5	50,51	255,1	5051-6050	621-1366	195	169	151
94	4,0	58,08	296,2	5808-6950	621-1366	195	169	151
100,5	6,0	101,50	571,0	10150-12200	621-1366	202	175	157
104	4,0	70,76	396,3	7076-8500	621-1366	205	178	159
104	4,5	80,03	452,2	8003-9600	621-1366	206	178	159
104	5,0	89,40	509,6	8940-10700	621-1366	206	178	160

В **таблице 7.2** приведены размеры сечений труб по **ГОСТ** и значения крутящих моментов, соответствующих статистическим уровням напряжений кручения в карданных валах грузовых автомобилей ($\tau_K = 100\text{-}120 \text{ МПа}$) и легковых ($\tau_K = 25\text{-}55 \text{ МПа}$) автомобилей. Можно воспользоваться **таблицей 7.3**, в которой приведены основные размеры элементов **КаП** [2].

Таблица 7.3 – Основные элементы карданных передач

Автомобиль	Соединяемые агрегаты	М, Нм	d, мм	δ , мм	L _к , мм	Типоразмер шарнира по ГОСТ 37.001.068-76
ВАЗ-2101 «Жигули»	КП-ПО	324	66	2,0	606	-
	ПО-ЗМ	324	66	2,0	785	I
«Москвич-2140»	КП-ЗМ	386	71	1,8	1164	II
ГАЗ-24	КП-ЗМ	540	69	2,5	1208	III
УАЗ-451М	КП-ЗМ	680	45	2,5	864	III
УАЗ-452	КП-ЗМ	680	45	2,5	716	III
	РК-ПМ	550	45	2,5	685	III
ГАЗ-53А	КП-ПО	1842	71	2,1	1240	IV
	ПО-ЗМ	1842	71	2,1	1295	IV
ГАЗ-66-01	КП-РК	1842	71	2,1	589	IV
	РК-ЗМ	1656	71	2,1	1086	IV
	РК-ПМ	1262	71	2,1	1062	IV
ЗИЛ-130	КП-ПО	2960	71	3,0	711	V
	ПО-ЗМ	2960	71	3,0	1425	V
«УРАЛ-375Н»	КП-РК	2843	-	-	308	VI
	РК-ПрМ	3972	82	3,5	1123	VI
	ПрМ-ЗМ	2186	71	2,5	765	V
	РК-ПМ	1930	71	2,5	1080	V
КАМАЗ-5320	КП- ПрМ	4930	82	3,5	862	VI
	ПрМ-ЗМ	2465	71	3,0	517	V
МАЗ-5335	КП-ЗМ	3740	82	3,5	174	VI
КрАЗ-255б1	РК-ПО	3064	82	3,5	1168	VII
	ПО-ЗМ	3064	82	3,5	863	VII
	РК-ПМ	2348	82	3,5	1083	VII
БелАЗ-540А	Д-СР	1350	-	-	241	VII
	КП-ЗМ	6750	101,5	6,0	856	VIII
БелАЗ-548	Д-СР	1800	-	-	241	VII
	КП-ЗМ	8520	101,5	6,0	872	VIII
Примечание. КП – коробка передач; ПО – промежуточная опора; РК - раздаточная коробка; ПрМ – промежуточный мост; Д – двигатель; ЗМ – задний мост; ПМ - передний мост; СР – согласующий редуктор.						

При выборе основных параметров и расчёте деталей **КаП** возможны два пути: **1** – компоновка и расчёт, **2** – расчёт и компоновка, если нет ограничений по габаритам.

При расчете трубы карданного вала определяют следующие **параметры**:

1 Критическую частоту вращения.

Критическая частота вращения карданного вала

$$n_{кр} \approx \left(12 \times 10^4 \sqrt{D^2 + d^2} \right) / L^2 \geq (1,5 - 2,0) \times n_{MAX},$$

где **D, d, L** – наружный, внутренний диаметры и длина вала в метрах;
1,2*10⁷ – в сантиметрах.

2 Напряжения кручения трубы под действием **расчетного** момента (**меньшего из двух** моментов: от двигателя или от ведущих колес) и максимального **динамического** момента. Моменты сопротивления стандартных труб указаны в **таблице 7.2**. Для нестандартной трубы

$$W_{\tau} = \pi(D^4 - d^4) / (16D).$$

Напряжения кручения не должны превышать **300 МПа**.

Напряжение кручения трубчатого вала

$$\tau_{кр} = T_p / W_{\kappa} = (16 T_p D) / [\pi (D^4 - d^4)]$$

$$\leq 100-300 \text{ МПа (100-120 – легковые, 300 – грузовые)}$$

$\pi/16 \approx 0,2$. $W_{\kappa} = 0,2 (D^4 - d^4) / D$ – полярный момент сопротивления кручению.

Напряжение кручения сплошного вала

$$\tau_{кр} = T_p / 0,2 D^3 \leq 300 - 400 \text{ МПа.}$$

Сплошной вал применяется главным образом в приводе к ведущим управляемым колёсам (комбинированный мост) и изготавливается из легированной стали.

3 Угол закручивания трубы карданного вала под действием расчетного момента

$$\Theta = (180 / \pi) ((T_p L) / (J_{кр} G)) \leq 3-9^\circ \text{ на 1 метр,}$$

где $J_{кр} = [\pi (D^4 - d^4)] / 32$ – полярный момент инерции сечения кручению;

$$G = 8,5 \times 10^4 \text{ МПа} = 85 \text{ ГПа} - \text{модуль упругости при кручении.}$$

4 Поперечную жесткость вала [11].

$$C = (384/5)(EJ_{из}/L^3),$$

где $E = 2,15 \times 10^5 \text{ МПа}$ – модуль упругости первого рода;

$J_{из} = [\pi (D^4 - d^4)] / 64$ – момент инерции вала (осевой) – экваториальный.

Допустимое **биение** карданного вала устанавливается заводом-изготовителем: ГАЗ-3102 – 0,3 мм, МАЗ-5335 – 1,5 мм.

Прогиб вала

$$f = 5q L^4 / (384 E J_{из}),$$

где **q** – вес вала.

Например, рассчитаем трубу **КаП**:

а) между **КП** и **ГП** среднего моста грузового автомобиля с колесной формулой **6х4**;

б) от промежуточной опоры до **ГП** грузового автомобиля с колесной формулой **4х2**;

в) от промежуточной опоры до **ГП** легкового автомобиля с колесной формулой **4х2**.

Исходные данные:

1 $T_{e \max}$ – максимальный крутящий момент двигателя:

а) $T_{e \max} = 640$ Нм; б) $T_{e \max} = 400$ Нм; в) $T_{e \max} = 100$ Нм;

2 $n_{e \max}$ – максимальная частота вращения коленчатого вала двигателя:

а) $n_{e \max} = 2600$ об/мин; б) $n_{e \max} = 3200$ об/мин; в) $n_{e \max} = 6200$ об/мин;

3 $U_{кп в}$ – передаточное число КП на высшей передаче:

а) $U_{кп в} = 0,81$; б) $U_{кп в} = 1,0$; в) $U_{кп в} = 1,0$;

4 $U_{кп 1}$ – передаточное число КП на 1-й передаче;

а) $U_{кп 1} = 7,8$; б) $U_{кп 1} = 7,4$; в) $U_{кп 1} = 3,8$;

5 L – длина карданного вала;

а) $L = 850$ мм; б) $L = 1420$ мм; в) $L = 780$ мм (таблица 7.3);

6 d – внутренний диаметр трубы карданного вала;

а) $d = 82$ мм; б) $d = 71$ мм; в) $d = 66$ мм;

7 δ – толщина стенки трубы карданного вала;

а) $\delta = 3,5$ мм; б) $\delta = 3$ мм; в) $\delta = 2$ мм;

8 U_0 – передаточное число ГП;

а) $U_0 = 5,4$; б) $U_0 = 6,3$; в) $U_0 = 4,1$;

9 R_k – радиус колеса;

а) $R_k = 0,48$ м; б) $R_k = 0,49$ м; в) $R_k = 0,28$ м;

10 V_a – максимальная скорость движения автомобиля.

а) $V_a = 100$ км/ч; б) $V_a = 90$ км/ч; в) $V_a = 150$ км/ч.

1 Определяем максимальную частоту вращения карданного вала при максимальной скорости автомобиля $n_{\max} = 2,65 V_a U_0 / R_k$:

а) $n_{\max} = 2,65 \cdot 100 \cdot 5,4 / 0,48 = 2981$ об/мин;

б) $n_{\max} = 2,65 \cdot 90 \cdot 6,3 / 0,49 = 3066$ об/мин;

в) $n_{\max} = 2,65 \cdot 150 \cdot 3,8 / 0,28 = 5395$ об/мин.

При варианте «а» $n_{\max} = 2981$ об/мин превышает максимальную частоту вращения коленчатого вала двигателя $n_{e \max} = 2600$ об/мин, но за счет ускоряющей передачи в КП $U_{кп в} = 0,81$; частота вращения коленчатого вала двигателя составит $n_e = n_{\max} \cdot U_{кп в} = 2981 \cdot 0,81 = 2415$ об/мин. Реальная частота вращения коленчатого вала двигателей не превышает максимальной $n_{e \max}$.

2 Определяем критическую частоту вращения карданного вала при максимальной скорости автомобиля $n_k \approx (1,2 \cdot 10^7 \sqrt{D^2 + d^2}) / L^2$:

а) $n_k \approx 1,2 \cdot 10^7 (7,7^2 + 7,1^2)^{0,5} / 120^2 \approx 8725$ об/мин;

б) $n_k \approx 1,2 \cdot 10^7 (7,7^2 + 7,1^2)^{0,5} / 142^2 \approx 6230$ об/мин;

в) $n_k \approx 1,2 \cdot 10^7 (7,0^2 + 6,6^2)^{0,5} / 78^2 \approx 18976$ об/мин;

где D, d – соответственно наружный и внутренний диаметры трубы карданного вала, см; L – максимальная длина карданного вала, см.

3 Определяем коэффициент запаса по частоте вращения $k_3 = n_k / n_{\max}$:

а) $k_3 = 20100 / 2981 = 6,74$; б) $k_3 = 6230 / 3066 = 2,03$; в) $k_3 = 18976 / 5395 = 3,52$.

Коэффициент запаса для двух вариантов значительно превосходит рекомендуемые значения $k_3 = 1,2 - 2,0$. В первом случае это вызвано тем, что рассчитываем короткий карданный вал, размеры трубы которого определяются передаваемым крутящим моментом.

4 Рассчитаем допустимую длину карданного вала

$$L_{MAX} = \sqrt{(0,83 \times 10^7 \sqrt{D^2 + d^2})} / n_{MAX}$$

а) $L_{MAX} = [0,83 \cdot 10^7 (8,9^2 + 8,2^2)^{0,5} / 2981]^{0,5} = 183,6 \text{ см};$

б) $L_{MAX} = [0,83 \cdot 10^7 (7,7^2 + 7,1^2)^{0,5} / 3066]^{0,5} = 168,4 \text{ см};$

в) $L_{MAX} = [0,83 \cdot 10^7 (7,0^2 + 6,6^2)^{0,5} / 5395]^{0,5} = 121,7 \text{ см}.$

Как и ожидалось, допустимая длина карданных валов превышает реальную длину.

5 Рассчитаем момент сопротивления кручению

$$W_{\tau} = \pi(D^4 - d^4)/(16D):$$

а) $W_{\tau} = 3,14(8,9^4 - 8,2^4)/(16 \cdot 8,9) = 38,66 \text{ см}^3;$

б) $W_{\tau} = 3,14(7,7^4 - 7,1^4)/(16 \cdot 7,7) = 24,83 \text{ см}^3;$

в) $W_{\tau} = 3,14(7,0^4 - 6,6^4)/(16 \cdot 7,0) = 14,12 \text{ см}^3.$

Полученные значения практически совпадают с результатами, приведенными в таблице 7.2, при внутреннем диаметре трубы 82 мм и 71 мм, толщине стенки 3,5 мм и 3 мм, а также при внутреннем диаметре трубы 66 мм и толщине стенки 2 мм.

6 Определяем максимальный динамический момент

$$T_{p3} = T_d = K_d T_{p1} = K_d T_{e \max} U_{пр} \alpha:$$

а) $T_{p3} = 2,0 \cdot 640 \cdot 7,8 = 9984 \text{ Нм};$

б) $T_{p3} = 2,0 \cdot 400 \cdot 7,4 = 5920 \text{ Нм};$

в) $T_{p3} = 1,5 \cdot 100 \cdot 3,8 = 570 \text{ Нм}.$

7 Рассчитаем напряжения кручения $\tau_k = T_d / W_{\tau}$

а) $\tau_k = 9984000 / 38660 = 258,3 \text{ МПа} \leq [\tau_k] = 300 \text{ МПа};$

б) $\tau_k = 5920000 / 24830 = 238,4 \text{ МПа} \leq [\tau_k] = 300 \text{ МПа};$

в) $\tau_k = 570000 / 14120 = 40,4 \text{ МПа} \leq [\tau_k] = 100-120 \text{ МПа}.$

*В разных источниках приведены различные допускаемые напряжения.

При расчетах удобно подставлять значения не в м, а в мм (Нмм; мм³) – 10⁶ при переводе в МПа компенсируются.

8 Определяем полярный момент инерции сечения трубы кручению

$$J_{кр} = [\pi (D^4 - d^4)]/32:$$

а) $J_{кр} = 3,14(8,9^4 - 8,2^4)/32 = 172 \text{ см}^4;$

б) $J_{кр} = 3,14(7,7^4 - 7,1^4)/32 = 95,6 \text{ см}^4;$

в) $J_{кр} = 3,14(7,0^4 - 6,6^4)/32 = 49,4 \text{ см}^4.$

Полученные значения практически совпадают с результатами, приведенными в таблице 7.2.

9 Определяем расчетные моменты без учета коэффициента динамичности (в некоторых источниках рассчитывают с учетом динамичности):

а) $T_{p1} = 640 \cdot 7,8 = 4992 \text{ Нм};$

б) $T_{p1} = 400 \cdot 7,4 = 2960 \text{ Нм};$

в) $T_{p1} = 100 \cdot 3,8 = 380 \text{ Нм}.$

10 Определяем угол закручивания трубы карданного вала от расчетного момента

$$\Theta = (180/\pi)[(T_p L)/(J_{кр} G)] \leq 3-9^\circ \text{ на 1 метр}.$$

Удобнее рассчитывать в мм, так как 1МПа = 1Н/мм²

- а) $\Theta = (180/3,14)[(4992 \cdot 10^3 \cdot 850) / (172 \cdot 10^4 \cdot 8,5 \cdot 10^4)] = 1,67^\circ$ или $1,96^\circ$ на 1 м;
 б) $\Theta = (180/3,14)[(2960 \cdot 10^3 \cdot 1420) / (95,6 \cdot 10^4 \cdot 8,5 \cdot 10^4)] = 2,96^\circ$ или $2,08^\circ$ на 1 м;
 в) $\Theta = (180/3,14)[(380 \cdot 10^3 \cdot 780) / (49,4 \cdot 10^4 \cdot 8,5 \cdot 10^4)] = 0,4^\circ$ или $0,51^\circ$ на 1 м.

Полученные результаты удовлетворяют предъявляемым к **КаП** требованиям - угол закручивания трубы карданного вала не превышает $3-9^\circ$ на 1 метр.

7.3 Расчет компенсирующего соединения

В подразделе 1.3 описаны назначение, конструкция и работа компенсирующего (шлицевого) соединения **КаП**.

Шлицевые зубчатые соединения различаются по передаваемой нагрузке, степени подвижности сопрягаемых деталей, форме зуба и другим геометрическим параметрам [16].

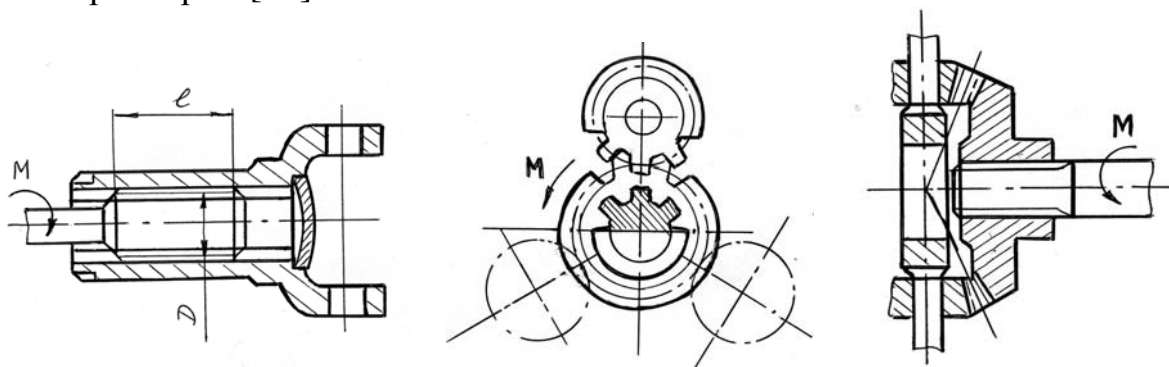


Рисунок 7.6 - Соединения, передающие только крутящий момент (группа **М**)

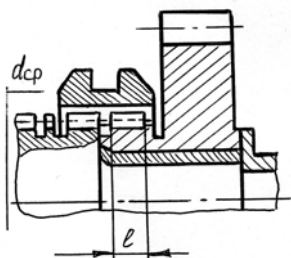


Рисунок 7.7 - Зубчатая муфта (группа **ЗМ**)

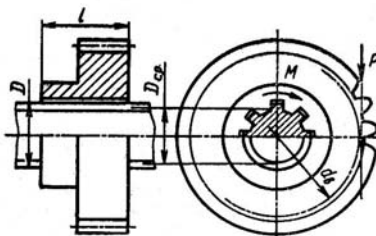


Рисунок 7.8 - Соединения, передающие крутящий момент и окружное усилие (группа **МР**)

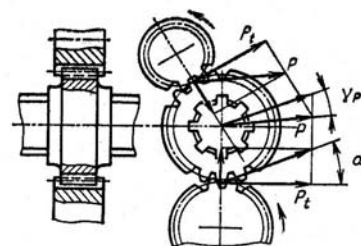


Рисунок 7.9 - Соединение промежуточного зубчатого колеса с валом (группа **РР**) [16]

I По виду действующих силовых факторов шлицевые соединения трансмиссии автомобилей подразделяют на **четыре группы**:

1 Группа М – соединения, передающие только крутящий момент (**рисунок 7.6**).

2 Группа ЗМ – зубчатые муфты, соединяющие вал со свободно установленным на нем зубчатым колесом (**рисунок 7.7**).

3 Группа МР - соединения, передающие крутящий момент и поперечную силу (**рисунок 7.8**).

4 Группа **РР** – соединение промежуточного зубчатого колеса с валом (**рисунок 7.9**).

II По степени подвижности соединяемых деталей принято различать следующие группы зубчатых соединений:

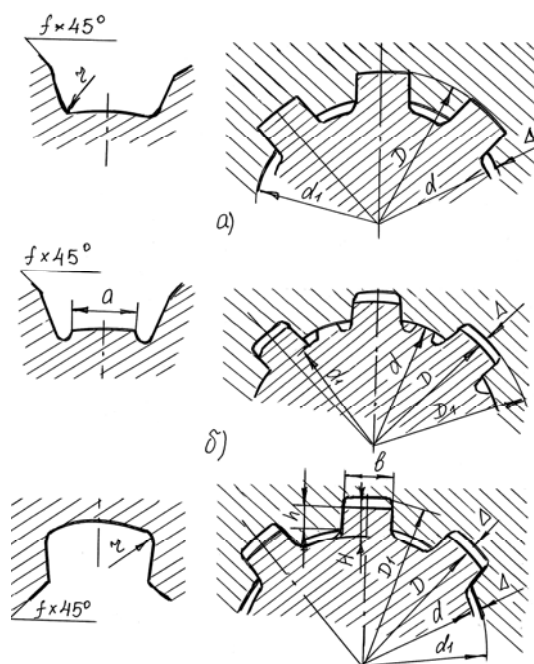
1 Подвижные – соединения, имеющие значительные осевые перемещения элементов под нагрузкой (например, скользящее шлицевое соединение **КаП**).

2 Неподвижные – соединения, у которых сопрягаемые детали стянуты в осевом направлении соседними деталями, создающими осевой натяг (например, соединение фланца с вторичным валом **КП**).

3 Условно-неподвижные - соединения, у которых относительные осевые перемещения сопряженных элементов под нагрузкой не предусмотрены кинематикой, но возникают при работе за счет перекосов, деформаций и зазоров в соединении (скользящее зубчатое колесо – шлицевой вал, полуосевое зубчатое колесо дифференциала – полуось, венцы зубчатых муфт и др.).

III По **форме профиля** зубьев (шлицев) различают следующие типы шлицевых соединений: **1)** прямобочные, **2)** эвольвентные и **3)** треугольные.

1) основные размеры **прямобочных** шлицевых соединений установлены **ГОСТ**, который предусматривает **три серии**: легкую, среднюю и тяжелую, различающиеся между собой размерами и числом шлицев (**рисунок 7.10** и **таблица 7.4**).



а – по наружному диаметру **D**; **б** – по внутреннему диаметру **d**;

в – по боковым поверхностям **b** [16]

Рисунок 7.10 - Прямобочные центрированные шлицевые соединения

Соединения **легкой** серии имеют наименьшую высоту шлицев, их применяют для неподвижных или слабонагруженных узлов. **Средняя** серия рекомендуется для средненагруженных неподвижных или условно-неподвижных соединений.

Таблица 7.4 – Основные размеры прямоугольных шлицевых соединений, мм

Номинальный размер z×d×D	b	d ₁ , не менее	a, не менее	f	г, не менее
Легкая серия					
6×23×26	6	22,1	3,54	0,3+0,2	0,2
6×26×30	6	24,6	3,85	0,3+0,2	0,2
6×28×32	7	26,7	4,03	0,3+0,2	0,2
8×32×36	6	30,4	2,71	0,4+0,2	0,3
8×32×40	7	34,5	3,46	0,4+0,2	0,3
8×42×46	8	40,4	5,03	0,4+0,2	0,3
8×46×50	9	44,6	5,75	0,4+0,2	0,5
8×52×58	10	49,7	4,89	0,5+0,3	0,5
8×56×62	10	53,6	6,38	0,5+0,3	0,5
8×62×68	12	59,8	7,31	0,5+0,3	0,5
10×72×78	12	69,6	5,45	0,5+0,3	0,5
10×82×88	12	79,3	8,62	0,5+0,3	0,5
10×92×98	14	89,4	10,08	0,5+0,3	0,5
10×102×108	16	99,9	11,49	0,5+0,3	0,5
10×112×120	18	108,8	10,72	0,5+0,3	0,5
Средняя серия					
6×11×14	3	9,9	-	0,3+0,2	0,2
6×13×16	3,5	12,0	-	0,3+0,2	0,2
6×16×20	4	14,54	-	0,3+0,2	0,2
6×18×22	5	16,7	-	0,3+0,2	0,2
6×21×25	5	19,5	1,95	0,3+0,2	0,2
6×23×28	6	21,3	1,34	0,3+0,2	0,2
6×26×32	6	23,4	1,65	0,4+0,2	0,3
6×28×34	7	25,9	1,70	0,4+0,2	0,3
8×32×38	6	29,4	-	0,4+0,2	0,3
8×36×42	7	33,5	1,02	0,4+0,2	0,3
8×42×48	8	39,5	2,57	0,4+0,2	0,5
8×46×54	9	42,7	-	0,5+0,3	0,5
8×52×60	10	48,7	2,44	0,5+0,3	0,5
8×56×65	10	52,2	2,5	0,5+0,3	0,5
8×62×72	12	57,8	24	0,5+0,3	0,5
10×72×82	12	67,4	-	0,5+0,2	0,5
10×82×92	12	77,1	3,0	0,5+0,3	0,5
10×92×102	14	87,3	4,5	0,5+0,3	0,5
10×102×112	16	97,7	6,3	0,5+0,3	0,5
10×112×125	18	106,3	4,4	0,5+0,3	0,5
Тяжелая серия					
10×16×20	2,5	14,1	-	0,3+0,2	0,2
10×18×23	3	15,6	-	0,3+0,2	0,2

Продолжение таблицы 7.4

10×21×26	3	18,5	-	0,3+0,2	0,2
10×23×29	4	20,3	-	0,3+0,2	0,2
10×26×32	4	23,0	-	0,4+0,2	0,3
10×28×35	4	24,4	-	0,4+0,2	0,3
10×32×40	5	28,0	-	0,4+0,2	0,3
10×36×45	5	31,3	-	0,4+0,2	0,3
10×42×52	6	36,9	-	0,4+0,2	0,3
10×46×56	7	40,9	-	0,5+0,3	0,5
16×52×60	5	47,0	-	0,5+0,3	0,5
16×56×65	5	50,6	-	0,5+0,3	0,5
16×62×72	6	56,1	-	0,5+0,3	0,5
16×72×82	7	65,9	-	0,5+0,3	0,5
20×82×92	6	75,6	-	0,5+0,3	0,5
20×92×102	7	85,5	-	0,5+0,3	0,5
20×102×115	8	98,7	-	0,5+0,3	0,5
20×112×125	9	104	-	0,5+0,3	0,5

Тяжелая серия предназначена для подвижных соединений, имеющих перемещения сопряженных деталей под нагрузкой, и для всех остальных соединений, работающих в наиболее тяжелых условиях, передающих максимальный крутящий момент.

Профиль зубьев прямобочного шлицевого соединения обычно выполняется так, чтобы толщина зубьев в поперечном сечении вала приблизительно равнялась ширине впадин по дуге окружности **D** или **d**. Соединения выполняют с четным числом шлицев **z** (6; 8; 10; 16; 20) и с центрированием по наружному **D**, внутреннему **d** диаметрам или по боковым поверхностям **b** (рисунк 7.10).

При выборе способа центрирования сопряженных деталей основными **критериями** служат режим нагрузки, конструкция детали, эксплуатационные требования, особенности технологического процесса изготовления деталей и используемое при этом оборудование.

В конструкциях, требующих точного центрирования по кинематическим или динамическим условиям, применяется центрирование по наружному или внутреннему диаметру. Если отверстие термически не обрабатывают или обрабатывают до невысокой твердости, то из технологических соображений следует применять центрирование по **наружному** диаметру. Тогда центрирующие поверхности допускают точную и высокопроизводительную обработку вала круглым шлифованием, а отверстия – протягиванием.

Входящие углы впадин отверстия и вала выполняют по радиусу **r = (0,1-0,15) h**, где **h** – высота шлицев. При любом способе центрирования на углах зубьев делают фаски под углом **45°** с катетом **f**, несколько большим **r**.

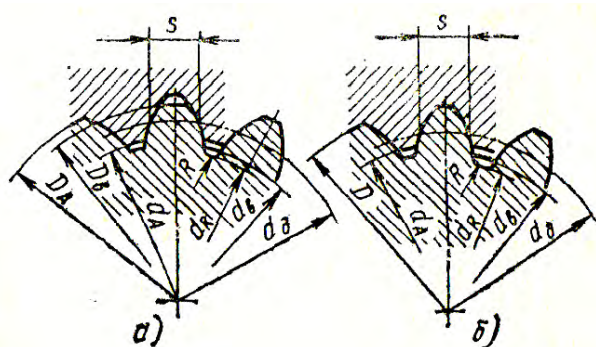
Если поверхность отверстия имеет высокую твердость (**HRC 40** и более), то следует применять центрирование по **внутреннему** диаметру, обрабатывая центрирующие поверхности вала и втулки шлифованием. Центрирование по

внутреннему диаметру позволяет обеспечить наиболее высокую точность. **Недостатком** центрирования по внутреннему диаметру является уменьшение опорных площадок по центрирующему диаметру и более высокая трудоемкость изготовления.

Центрирование по **боковым граням** зубьев применяют в тех случаях, когда точность центрирования втулки не имеет существенного значения и в то же время необходимо обеспечить достаточную прочность соединения в эксплуатации (карданное соединение). При этом способе центрирования обычно применяют соединения с высокими зубьями. Боковые грани зубьев вала шлифуют, у основания зубьев предусматривают канавки. Втулку, как правило, изготавливают из материала твердостью не более **HRC 40**, так как протягивание является окончательной операцией обработки отверстия.

2) соединения с эвольвентным профилем зубьев (**рисунок 7.11**) обладают **преимуществами** по сравнению с прямобочными. Основные размеры эвольвентных шлицевых соединений установлены **ГОСТ** (таблица 7.5).

Они имеют **повышенную нагрузочную способность** благодаря постоянному утолщению зубьев по мере приближения к основанию, уменьшению концентрации напряжений и вероятности возникновения трещин у основания зубьев при термообработке вследствие возможности обеспечения закруглений по впадинам вала.



а) по боковым поверхностям зубьев; **б)** по наружному диаметру [16]

Рисунок 7.11 – Эвольвентные центрированные шлицевые соединения

Втулки с эвольвентным профилем обладают способностью **самоустанавливаться** по валу под нагрузкой, что улучшает равномерность распределения нагрузки между зубьями и создает лучшее прилегание боковых поверхностей зубьев втулки и вала. Благодаря этому **прочность на смятие и износостойкость** эвольвентных соединений (при прочих равных условиях) **выше**, чем у прямобочных шлицевых соединений.

Для нарезания эвольвентных зубьев методом обкатывания с помощью червячных фрез с высокой точностью может быть применено **стандартное оборудование**, позволяющее нарезать одной фрезой валы с различным числом зубьев данного модуля и шага.

Эвольвентные шлицевые соединения рекомендуется применять для передачи значительных крутящих моментов. Особенно желательно использование

эвольвентного соединения, когда требуется **высокое сопротивление усталости валов, несущих большие нагрузки.**

Для эвольвентного соединения принято число зубьев от **11 до 50**, угол профиля исходного контура рейки **30°**, форма впадин может быть плоской или закругленной.

Таблица 7.5 – Основные размеры эвольвентных шлицевых соединений

Номинальный наружный диаметр D	m = 1мм		m = 1,5мм		m = 2мм		m = 1,5мм		m = 3,5мм		m = 5мм	
	Z	X	Z	X	Z	X	Z	X	Z	X	Z	X
12	11	0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
13	12	0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
15	14	0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
17	16	0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
20	18	0,5	12	0,24	-	-	-	-	-	-	-	-
22	20	0,5	14	-0,25	-	-	-	-	-	-	-	-
25	24	0	16	-0,25	-	-	-	-	-	-	-	-
28	26	0,5	18	-0,25	12	1	-	-	-	-	-	-
30	28	0,5	18	0,75	14	0	-	-	-	-	-	-
32	30	0,5	20	0,25	14	1	-	-	-	-	-	-
35	34	0	22	0,25	16	0,5	12	1,25	-	-	-	-
38	36	0,5	24	0,25	18	0	14	0,25	-	-	-	-
40	38	0,5	26	-0,25	18	1	14	1,25	-	-	-	-
42	-	-	26	0,75	20	0	16	0,25	-	-	-	-
45	-	-	28	0,75	22	-0,5	16	1,25	-	-	-	-
50	-	-	32	0,25	24	0	18	1,25	-	-	-	-
55	-	-	36	-0,25	26	0,5	20	1,25	14	1,25	-	-
60	-	-	38	0,75	28	1	22	1,25	16	0,25	-	-
65	-	-	-	-	32	-0,5	24	1,25	18	-0,75	-	-
70	-	-	-	-	34	0	26	1,25	18	1,75	12	2,5
75	-	-	-	-	36	0,5	28	1,25	20	0,75	14	0,5
80	-	-	-	-	38	1	30	1,25	22	-0,25	14	2,5
85	-	-	-	-	-	-	32	1,25	24	-1,25	16	0
90	34	1,25	24	1,25	16	2,5	-	-	-	-	-	-
95	36	1,25	26	0,25	18	0	-	-	-	-	-	-
100	38	1,25	26	-0,75	18	2,5	-	-	-	-	-	-
110	42	1,25	30	0,75	20	2,5	14	2,5	-	-	-	-
120	46	1,25	34	-1,25	22	2,5	16	0,5	-	-	-	-
130	50	1,25	36	0,25	24	2,5	18	-1,5	-	-	-	-
140	-	-	38	1,75	26	2,5	18	3,5	-	-	-	-
150	-	-	42	-0,25	28	2,5	20	1,5	14	0	-	-
160	-	-	44	1,25	30	2,5	22	-0,5	14	5	-	-
170	-	-	48	-0,75	32	2,5	24	-2,5	16	0	-	-
180	-	-	50	0,75	34	2,5	24	2,5	16	5	-	-
190	-	-	-	-	36	2,5	26	0,5	18	0	-	-
200	-	-	-	-	38	2,5	28	-1,5	18	5	-	-
220	-	-	-	-	42	2,5	30	1,5	20	5	-	-
240	-	-	-	-	46	2,5	34	-2,5	22	5	-	-
260	-	-	-	-	50	2,5	36	0,5	24	5	-	-
280	-	-	-	-	-	-	38	3,5	26	5	-	-
300	-	-	-	-	-	-	42	-0,5	28	5	-	-
320	-	-	-	-	-	-	-	-	30	5	-	-
340	-	-	-	-	-	-	-	-	32	5	-	-
360	-	-	-	-	-	-	-	-	34	5	-	-
380	-	-	-	-	-	-	-	-	36	5	-	-
400	-	-	-	-	-	-	-	-	38	5	-	-

Эвольвентные соединения обычно центрируются по **боковым** поверхностям (**рисунок 7.11 а**) и по наружному диаметру (**рисунок 7.11 б**). Центрирование по наружному диаметру применяется в тех случаях, когда необходима повышенная точность вращения деталей, посаженных на вал.

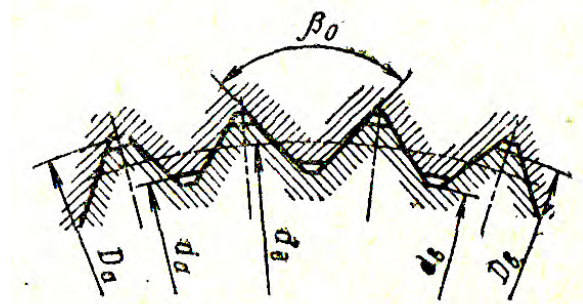


Рисунок 7.12 – Треугольное шлицевое соединение [16]

3) треугольные шлицевые соединения (**рисунок 7.12**) применяют главным образом для **неподвижного** соединения деталей, передающих относительно **малые крутящие моменты**, а также для соединения вала с тонкостенными втулками. Они имеют наиболее мелкие зубья (модуль **0,2-1,5 мм**, число зубьев **15-70**).

Угол профиля характеризуется углом впадин вала. Наиболее часто применяют углы впадин **60°**, **72°**, **90°**. Центрирование осуществляется **только по боковым** поверхностям зубьев. Поверхностная твердость втулки не должна превышать **HRC 40**.

Треугольные зубья с галтелями большого радиуса у основания обладают большей прочностью на изгиб, чем эвольвентные. Треугольные шлицевые соединения в автомобилях в основном применяются в рулевых управлениях и торсионных подвесках. Посадки шлицевых соединений по поверхностям центрирования назначают по системе отверстия из числа стандартных посадок для гладких цилиндрических поверхностей.

Для подвижных и неподвижных посадок предусматривается **зазор** по сопрягаемым поверхностям. Величина зазора между посадочными поверхностями при высоких требованиях к точности центрирования должна быть наименьшей. По нецентрирующим диаметрам всегда предусматривают большой зазор, величина которого должна быть постоянной для обеспечения сопряжения только по посадочным поверхностям [16].

На автомобилях **ГАЗ**, **ЗИЛ**, **КамАЗ** применяют шлицы **эвольвентного** профиля с центрированием по **наружной** поверхности шлицев и с дополнительным центрированием **внутренней** поверхности шлицев втулки по гладкой цилиндрической шейке скользящей вилки – увеличивается общая длина центрирующих поверхностей. Иногда применяют **прямобочные** шлицы с центрированием по наружному диаметру и боковым поверхностям. Предпочтительно центрирование по нерабочим поверхностям.

Шлицевые наконечники и вилки **изготавливают** из легированной или углеродистой конструкционной стали **30**, **35Х**, **40**, **45**, **40Х** с последующей закалкой **ТВЧ**, (**HB 255-285**), **HRC 44-47 (56)**.

К трубе **КаП ЗИЛ-130** приварена шлицевая втулка из стали **40Х**, подвергнутая улучшению, **НВ 255-285**; в ней расположена шлицевая вилка (**рисунки 1.4 а; 1.9; 1.15 а**) из стали **45**. По результатам испытаний были внедрены закалка скользящей вилки с нагревом **ТВЧ** до твердости **НRC 42-56**, антифрикционное фосфатирование шлицев с последующей пропиткой фосфатного слоя твердой смазкой - **дисульфидом молибдена**.

За счёт трения в шлицах возникает **осевая сила**

$$F_{oc} = \mu T_p / r_{cp} = 4T_p \mu / (D_{ш} + d_{ш}),$$

где $\mu = 0,2$ – коэффициент трения, иногда, при появлении задиров,

$\mu = 0,4$; $r_{cp} = (D_{ш} + d_{ш})/4$ – средний радиус шлицев; $D_{ш}, d_{ш}$ – наружный и внутренний диаметры шлицев, z - число шлицев.

Например, для прямобочного шлицевого соединения тяжелой серии (таблица 7.4) ($zxd_{ш} \times D_{ш}$) 16x62x72:

$$r_{cp} = (72+62)/4 = 33,5 \text{ мм.}$$

Для эвольвентного соединения с приблизительно равными размерами при модуле $m = 2,5$ мм и $z = 26$ (таблица 7.5)

$$r_{cp} = (70+60)/4 = 32,5 \text{ мм} = 0,0325 \text{ м.}$$

Осевая сила в шлицевом соединении при максимальном крутящем моменте двигателя **400 Нм** и передаточном числе низшей передачи **7,4** даже без учета коэффициента динамичности составит:

$$F_{oc} = \mu T_p / r_{cp} = 0,2 \cdot 400 \cdot 7,4 / 0,0325 = 18215 \text{ Н} \approx 18,2 \text{ кН} \approx 1,82 \text{ тс.}$$

Так как при расчетах $\mu = 0,2-0,4$ может изменяться в широких пределах, то угол наклона карданного вала можно не учитывать.

Напряжение сжатия (растяжения) для трубчатой части карданного вала:

$$\sigma_{сж} = F_{oc} / S_T = 4 \cdot 18215 / 3,14 \cdot (77^2 - 71^2) = 18215 / 697,1 = 26,13 \text{ МПа,}$$

где $S_T = \pi(D^2 - d^2)/4$ – площадь трубы карданного вала.

При передаче высокого крутящего момента в шлицевом соединении может произойти **защемление**, и карданный вал будет передавать тяговое усилие, которое смещает двигатель на упругих подушках на **10 мм**, иногда и больше.

Большие осевые нагрузки (в грузовых автомобилях **20-30 кН**), повышенное трение в шлицевом соединении приводят к его быстрому изнашиванию и снижению долговечности. Долговечность **КаП** в **2-3 раза** ниже долговечности основных агрегатов.

Повысить долговечность эвольвентных шлицевых соединений можно путём центрирования наружной и внутренней поверхности при достаточно большом (до **0,1 мм**) боковом зазоре, который обеспечивает распространение **смазки** по боковой поверхности шлицев. На автомобилях **Скания** применяют полимерное покрытие рабочих поверхностей шлицев.

Снижение осевых усилий возможно не только за счет уменьшения коэффициента трения в шлицах путем улучшения смазывания, но и путем повышения твердости и чистоты обработки поверхности, а также за счет замены трения скольжения трением качения (**рисунки 1.10 – 1.14**).

Шлицы рассчитывают на **смятие** от сил, действующих по среднему диаметру, а также на **срез**. При расчете **шлицевого** соединения скользящей вилки определяют номинальное напряжение смятия боковых поверхностей, которое

должно находиться в пределах **15-25 МПа**, а также напряжение среза – **25-30 МПа** [2; 7; 15; 16]:

$$\sigma_{\text{см}} = F/S = T_p / r_{\text{ср}} S; \quad r_{\text{ср}} = (D_{\text{ш}} + d_{\text{ш}})/4; \quad S = (D_{\text{ш}} - d_{\text{ш}}) l_{\text{ш}} Z_{\text{ш}}/2;$$

$$(D_{\text{ш}} + d_{\text{ш}}) (D_{\text{ш}} - d_{\text{ш}}) = (D_{\text{ш}}^2 - d_{\text{ш}}^2);$$

$$\sigma_{\text{см}} = 8T_p / [(D_{\text{ш}}^2 - d_{\text{ш}}^2) l_{\text{ш}} Z_{\text{ш}}] \leq [\sigma_{\text{см}}] = 15-25 \text{ МПа} [16]$$

$$\text{или } \sigma_{\text{см}} = T_p / (r_{\text{ср}} Z_{\text{ш}} h_{\text{ш}} l_{\text{ш}} \Psi) \leq [\sigma_{\text{см}}] = 70-100 \text{ МПа};$$

$$\text{при } \text{HRC} \leq 60 [\sigma_{\text{см}}] = (2 \text{ HRC} - 10) \text{ МПа};$$

$$\tau_{\text{ср}} = T_p / (d_{\text{ш}} l_{\text{ш}} b_{\text{ш}} Z_{\text{ш}}) \leq [\tau_{\text{ср}}] = 25-30 \text{ МПа},$$

где $l_{\text{ш}}$, $Z_{\text{ш}}$ – длина и число шлицев, $b_{\text{ш}}$ – ширина шлица, $\Psi = 0,7-0,8$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по шлицам.

Например, для эвольвентного шлицевого соединения:

- средний радиус шлицев $r_{\text{ср}} = (70+60)/4 = 32,5 \text{ мм} = 0,0325 \text{ м}$;

- площадь смятия боковых поверхностей $S = (70-60) \times 90 \times 26/2 = 11700 \text{ мм}^2$;

- расчетный крутящий момент с учетом коэффициента динамичности

$$T_p = 2 \times 400 \times 7,4 = 5920 \text{ Нм}.$$

Напряжение смятия с учетом $1 \text{ МПа} = 1 \text{ Н/мм}^2$:

$$\sigma_{\text{см}} = F/S = T_p / r_{\text{ср}} S = 5920 / (0,0325 \times 11700) = 15,57 \text{ МПа} \leq [\sigma_{\text{см}}] = 15-25 \text{ МПа},$$

$$\text{или } \sigma_{\text{см}} = T_p / (r_{\text{ср}} Z_{\text{ш}} h_{\text{ш}} l_{\text{ш}} \Psi) = 5920 / (0,0325 \times 26 \times 5 \times 90 \times 0,8) = 19,46 \text{ МПа},$$

$$\leq [\sigma_{\text{см}}] = 70-100 \text{ МПа}.$$

Напряжение среза, принимая $b_{\text{ш}} = 2 \text{ м} = 5 \text{ мм}$,

$$\tau_{\text{ср}} = T_p / (d_{\text{ш}} l_{\text{ш}} b_{\text{ш}} Z_{\text{ш}}) = 5920 / (0,060 \times 90 \times 5 \times 26) = 8,43 \text{ МПа} \leq [\tau_{\text{ср}}] = 25-30 \text{ МПа}.$$

Для прямобочного шлицевого соединения с близкими размерами получим:

$$\tau_{\text{ср}} = T_p / (d_{\text{ш}} l_{\text{ш}} b_{\text{ш}} Z_{\text{ш}}) = 5920 / (0,062 \times 90 \times 6 \times 16) = 11,05 \text{ МПа} \leq [\tau_{\text{ср}}] = 25-30 \text{ МПа}.$$

Полученные результаты отвечают предъявляемым к ним требованиям.

7.4 Расчёт карданного асинхронного шарнира

В отечественном автомобилестроении для **крестовин** карданных шарниров грузовых автомобилей используют в основном следующие цементуемые легированные стали: **18ХГТ**, **15ХГНТА**, **20ХГНТР**, **12ХНЗА**. Для получения высокой усталостной контактной прочности необходимо, чтобы шипы крестовин обладали повышенной твердостью, а в основании – повышенной пластичностью.

Для повышения прочности крестовины карданного шарнира **ЗИЛ-130** сталь **18ХГТ** была заменена сталью **20ХГНТР** с нитроцементацией. В дальнейшем была проведена работа по упрощению технологического процесса изготовления крестовины и уменьшению ее стоимости. Легированная сталь была заменена на углеродистую сталь **58ПП** с пониженной прокаливаемостью, а нитроцементация заменена поверхностной закалкой при нагреве **ТВЧ**. Это мероприятие позволило увеличить глубину твердого слоя до **2 мм** вместо **1,1 мм** при нитроцементации и получить твердость **HRC 60-66** без снижения прочности крестовины [13].

Вилки карданного шарнира изготавливают из среднеуглеродистых сталей **35, 40, 45** или легированной **40ХНМА**, а крестовину – из сталей типа **12ХНЗА, 18ХГТ, 20Х** с последующей цементацией (**HRC 58-65**).

В зарубежном автомобилестроении детали шарниров изготавливаются из цементуемых сталей (**20 MnCr5, 20 MoCr4, 20NiCrMo2**) или пригодной для поверхностной закалки улучшаемой стали (**Cf53V и Ck45V**).

Сталь **Ck45V** применяется также для полуосей. Она имеет следующие показатели: предел прочности – $\sigma_b = 700-850 \text{ МПа}$; предел текучести – $\sigma_t \geq 480 \text{ МПа}$; относительное удлинение при разрыве $\delta > 14 \%$; $\varepsilon_R = \sigma_t / \sigma_b = 0,69$. Более высококачественные стали обладают большей прочностью и более приемлемым соотношением предела текучести и предела прочности.

Например, у стали **41C14V** $\varepsilon = 0,8$. Предел текучести при кручении определяется по уравнению $\tau_t = 0,58 \sigma_t$, т.е. чем выше значения ε_R и τ_t , тем тоньше и легче будет полуось, соединяющая неподвижный (простой) и подвижный (универсальный) шарниры. Наиболее подходящей для этого является пригодная для поверхностной закалки улучшаемая сталь **50CrV4V** с $\sigma_b = 1100-1300 \text{ МПа}$, $\sigma_t \geq 950 \text{ МПа}$, $\delta = 9 \%$, $\varepsilon_R \geq 0,82$. Путем индуктивной поверхностной закалки предел текучести при кручении можно повысить на **50 %**. Это позволяет уменьшить диаметр вала на **13 %**. Однако поверхностная твердость при этом должна составлять не менее **HRC 48** (по возможности **HRC 50**). Для достижения такой твердости и необходимой прочности поверхностного слоя содержание углерода в стали должно составлять **0,4 %**, а глубина закаленного слоя – от **2 до 3,5 мм** [13].

Карданный шарнир с крестовиной не обеспечивает постоянство момента T_2 на ведомом валу по углу поворота при неизменном значении ведущего момента T_1 :

$$T_2 = T_1 \frac{\sin^2 \varphi_1 + \cos^2 \varphi_1 \cos^2 \gamma}{\cos \gamma}.$$

Действия крутящих моментов создают соответственно тангенциальные и осевые силы на вилках карданного шарнира:

$$\begin{aligned} F_{t_1} &= T_1 / 2R; \quad F_{t_2} = (T_1 / 2R)(\sin^2 \varphi_1 + \cos^2 \varphi_1 \cos^2 \gamma) / \cos \gamma; \\ F_{a_1} &= (T_1 / 2R) \sin \varphi_1 \operatorname{tg} \gamma; \quad F_{a_2} = \frac{T_1}{2R} \cos \varphi_1 \sin \gamma \sqrt{1 + \sin^2 \varphi_1 + \operatorname{tg}^2 \gamma}, \end{aligned}$$

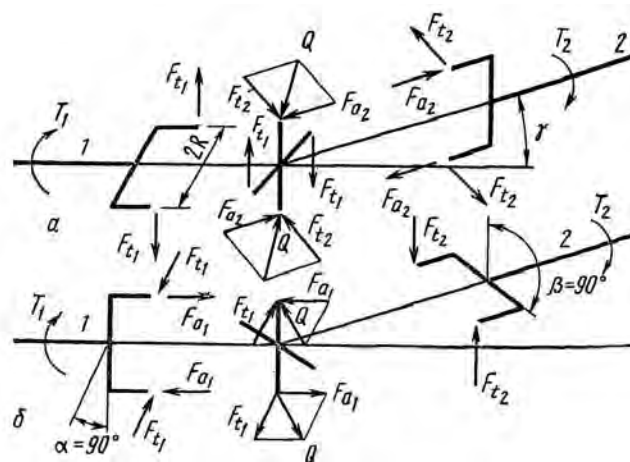
где φ_1 - угол поворота входного вала; γ - угол между входным и выходным валами.

Сила **Q**, действующая в плоскости крестовины, является результирующей сил **F_{t1}** и **F_{a1}**, а также **F_{t2}** и **F_{a2}**, лежащих в плоскости крестовины,

$$Q = \frac{T_1}{2R} \sqrt{1 + \sin^2 \varphi_1 \operatorname{tg}^2 \gamma}.$$

На рисунке 7.13 приведены схемы действия сил на детали карданного сочленения для двух случаев поворота ведущего вала. Максимальные значения сил [11]

$$Q_{\max} = T_1 / (2R \cos \gamma); \quad F_{t_2 \max} = T_1 / (2R); \quad F_{a_1 \max} = (T_1 / 2R) \operatorname{tg} \gamma.$$



а – начальное положение $\alpha = \beta = 0$;

б – ведущий вал повернут на угол $\alpha = 90^\circ$ [11]

Рисунок 7.13 – Схема сил, действующих на вилки и крестовину шарнира

В карданных шарнирах с крестовиной рассчитывают крестовины, вилки, фланцы, подшипники цапф крестовины и крепежные детали. Размеры карданного шарнира неравных угловых скоростей определяются размерами крестовины. Размеры крестовины находятся из условий, что крестовина не будет иметь остаточных деформаций под действием меньшей из величин: максимального крутящего момента двигателя при включенной первой передаче в **КП** или крутящего момента, определенного по силе сцепления шин с дорогой при коэффициенте сцепления $\varphi = 0,80$ и полной нагрузке автомобиля. При этом коэффициент запаса принимается равным $n = 2,0$. Шипы крестовины проверяют на изгиб и срез при допущении, что расчётная окружная сила, нагружающая каждый шип крестовины, приложена в точке, лежащей посередине длины шипа (**рисунок 7.14 а**). Напряжение изгиба в сечении **А-А**

$$\sigma_{из} = Q_{\max} l_{ш} / (2W_{из}),$$

где $W_{из} = \pi d_{ш}^3 / 32$ - момент сопротивления изгибу; $l_{ш}$ – длина шипа.

Напряжение **среза**

$$\tau_s = 4Q_{\max} / (\pi d_{ш}^2).$$

В конструкциях карданных шарниров напряжения $\sigma_{из} \leq 250 \div 300$ МПа;
 $\tau_s = 75 \div 90$ МПа.

Вилка шарнира под действием силы $Q_{\max}$ испытывает изгиб и кручение (**рисунок 7.14 б**). В сечении **Б-Б**

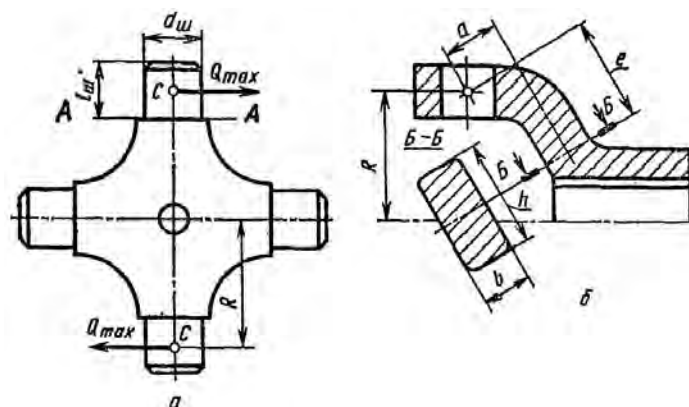
$$\sigma_{из} = \frac{Q_{\max} l}{W_{из}}; \quad \tau_{кр} = \frac{Q_{\max} a}{W_{кр}},$$

где $W_{из}$ и $W_{кр}$ – моменты сопротивления изгибу и кручению.

Для прямоугольного сечения

$$W_{из} = bh^2 / 6; \quad W_{кр} = khb^2,$$

где **k** – коэффициент, зависящий от соотношения **h/b** сторон сечения.



а – крестовина; б – вилка [11]

Рисунок 7.14 – Расчетные схемы

Ниже приведены значения коэффициента **k** в зависимости от отношения **h/b**:

h/b		1,0	1,5	1,75	2,0	2,5	3,0
k		0,208	0,231	0,239	0,246	0,258	0,267

Напряжения в выполненных конструкциях вилок:

$$\sigma_{из} \leq 50 \div 80 \text{ Мпа}; \tau_{кр} \leq 80 \div 160 \text{ Мпа}.$$

Расчет карданной передачи можно выполнять по методикам [2; 7; 9; 10; 11; 15;16].

В первоисточниках **отличаются** не только **обозначения** физических величин (силы, моменты и др.), но и величины допускаемых напряжений.

При определении нагрузок, как правило, принято считать, что шарниром передается **максимальный динамический момент**, который **ограничивается коэффициентом запаса сцепления**. При малом угле наклона γ вала шарнир передает момент $T_{e \max} U_{тр \max}$ ($U_{тр \max}$ – максимальное передаточное число трансмиссии до **КаП**), а динамические нагрузки можно учитывать запасом прочности [9].

Размеры крестовин и вилок **КаП** приведены на **рисунке 7.15** и в **таблице 7.6** [16].

Обозначения **a** и **c** на **рисунке 7.15** отличаются от других рисунков.

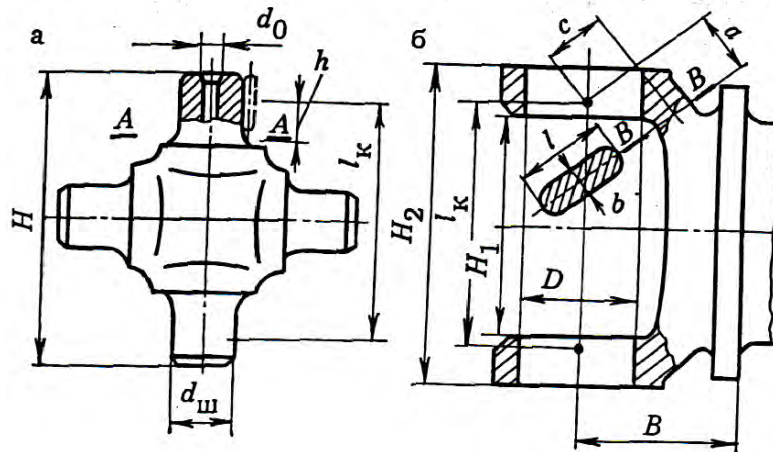


Рисунок 7.15 – Основные размеры асинхронного карданного шарнира [16]

Таблица 7.6 – Основные размеры и показатели шарниров неравных угловых скоростей

Типоразмер	Наименование								
	Размеры						Подшипник	Число игл	Диаметр иглы, мм
	H	d	H ₁	I ₁	B	D			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
I	57,170	14,725	64,260	-	36,000	23,823	904902	22	2,4
II	74,20	15,23	55,00	-	45,00	28,00	704902	22	2,5
III	80,0	16,3	60,0	-	40,0	30,0	704702K2	29	3,0
III	80,0	16,3	-	-	40,0	30,0	T04702KY2	20	3,0
IV	99,0	22,0	-	98,0	50,0	35,0	804704	26	3,0
V	108,0	25,0	-	118,0	65,0	39,0	804805	29	3,0
VI	127,0	33,65	-	135,0	74,0	50,0	804907	38	3,0
VII	147,0	33,65	-	155,0	86,0	50,0	804707	38	3,0
VIII	165,0	45,0	-	173,0	85,0	62,0	804709	50	3,0

Типоразмер	Длина иглы, мм	Грузоподъемность подшипника	
		динамическая, С*, кН	статическая, С**, кН
1	11	12	13
I	10,0	8,0/8,5	4,5/11,2
II	12,5	7,2/8,0	5,0/12,5
III	13,8	7,7/8,5	6,0/15,0
III	13,5	7,7/8,5	6,85/17,1
IV	18,0	13,7/15,0	11,0/28,0
V	18,1	14,5/16,0	13,0/32,0
VI	18,0	16,5/18,0	17,0/43,0
VII	24,0	21,0/23,0	20,0/50,0
VIII	24,0	31,5/35,0	27,0/67,0

* - в знаменателе указаны значения для исполнения высшей категории качества; ** - значения в знаменателе – для подшипника, работающего в режиме качательного движения.

Шипы крестовины карданного шарнира рассчитывают на **изгиб и срез** под действием условно сосредоточенной нормальной силы, приложенной к середине шипа, а саму крестовину в поперечном сечении - на **разрыв** от этих сил. В выполненных конструкциях $\sigma_{\text{ш}} = 250\text{-}350\text{МПа}$, $\tau = 80\text{-}120\text{МПа}$ и $\sigma_{\text{р}} = 100\text{-}150\text{МПа}$.

Расчетная схема, объясняющая работу крестовины на **разрыв**, показана на **рисунке 7.16 а**. Два шипа, расположенные, например, вертикально, взаимодействуют с вилкой **ведущего** вала, силы **F** направлены **против** часовой стрелки. Два других шипа взаимодействуют с вилкой **ведомого** вала, силы **F** направлены по часовой стрелке. Силы от двух рядом расположенных шипов склады-

ваются $F_{\Sigma} = \sqrt{2} \times F$ и вызывают напряжения разрыва в поперечном сечении S крестовины, обозначенном пунктирной линией.

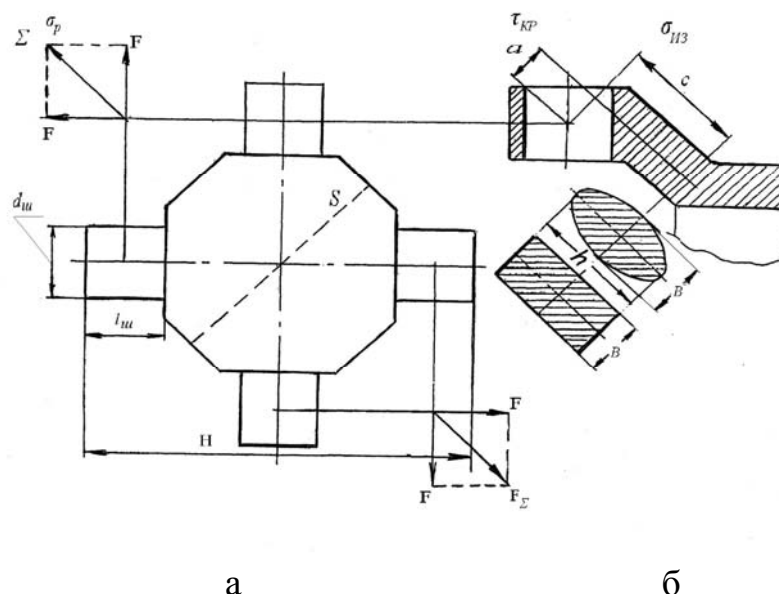


Рисунок 7.16 – Расчетная схема асинхронного карданного шарнира

Например, для карданного шарнира III типоразмера (рисунок 7.16, таблица 7.6) имеем: $R = (H - l_{\text{ш}})/2 = (80 - 15,0)/2 = 32,5$ мм; $T_{e \max} = 190$ Нм; $U_1 = 3,5$; для шипа: $l_{\text{ш}} = 15$ мм; $d_{\text{ш}} = 16,3$ мм; для вилки: $h = 50$ мм; $b = 17$ мм; $c = 30$ мм; $a = 15$ мм.

Определяем расчетный крутящий момент:

$$T_p = \beta T_{e \max} U_1 = 1,5 \cdot 190 \cdot 3,5 = 997,5 \text{ Нм} = 997500 \text{ Нмм.}$$

Напряжение изгиба шипа крестовины с учетом того, что $1 \text{ Н/мм}^2 = 1 \text{ МПа}$:

$$\sigma_{\text{из}} = (T_p/2R)(l_{\text{ш}}/2)/0,1d_{\text{ш}}^3 = [997500/(2 \cdot 32,5)](15/2)/0,1 \cdot 16,3^3 = 265,7 \text{ МПа} \\ \leq [\sigma_{\text{из}}] = 300 \text{ МПа};$$

в некоторых источниках $[\sigma_{\text{из}}] = (250 - 350 \text{ МПа})$,

где $(T_p/2R)(l_{\text{ш}}/2)$ - изгибающий момент- сила $(T_p/2R)$, действующая на шип на плече $(l_{\text{ш}}/2)$, в Нмм;

$W_{\text{из}} = 0,1 d_{\text{ш}}^3 \times [1 - (d_0/d_{\text{ш}})^4]$ - момент сопротивления изгибу шипа с учетом отверстия для смазки; $W_{\text{из}} \approx 0,1 d_{\text{ш}}^3$ - момент сопротивления изгибу шипа без учета отверстия для смазки в мм³.

Напряжение среза шипа крестовины

$$\tau_{\text{ср}} = F/S = (T_p/2R)/(\pi d_{\text{ш}}^2/4) = [997500/(2 \cdot 32,5)]/(3,14 \cdot 16,3^2/4) = 73,5 \text{ МПа} \\ \leq [\tau_{\text{ср}}] = 80 \text{ МПа};$$

где $F = T_p/2R$ - сила, действующая на шип крестовины в Н;

$S = \pi d_{\text{ш}}^2/4$ - площадь поперечного сечения шипа крестовины в мм².

Напряжение крестовины на разрыв в поперечном сечении

$$\sigma_p = \sqrt{2} (T_p/2R)/S = \sqrt{2} [997500/(2 \cdot 32,5)]/500 = 43,4 \text{ МПа} \\ \leq [\sigma_p] = 100-150 \text{ МПа};$$

где $F_{\Sigma} = \sqrt{2}(T_p/2R)$ - сила, действующая на поперечное сечение крестовины в Н; $S \approx 500 \text{ мм}^2$ - площадь поперечного сечения крестовины (рисунок 7.16 б).

Вилка шарнира испытывает изгиб и кручение. В выполненных конструкциях напряжения находятся в следующих пределах: $\sigma_{из} 50 - 80 \text{ МПа}$; $\tau_{кр} = 80 - 160 \text{ МПа}$ [2;15;16].

Определяем напряжение изгиба вилки

$$\sigma_{из} = (T_p / 2R) \cdot c / W_{из} = (997500 / 2 \cdot 32,5) \cdot 30 / 7083 = 65,8 \text{ МПа}$$

$$\leq [\sigma_{из}] = 80 \text{ МПа},$$

где $(T_p / 2R) \cdot c$ - изгибающий момент (сила $(T_p / 2R)$, действующая на вилку на плече c), в Нмм; $W_{из} = bh^2 / 6 = 17 \cdot 50^2 / 6 = 7083 \text{ мм}^3$ - момент сопротивления изгибу для прямоугольного сечения.

Для эллиптического сечения: $W_{из} = b h^2 / 10$.

Определяем напряжение кручения вилки

$$\tau_{кр} = (T_p / 2R) \cdot a / W_{кр} = (997500 / 2 \cdot 32,5) \cdot 15 / 3858 = 59,66 \text{ МПа}$$

$$\leq [\tau_{кр}] = 120 - 160 \text{ МПа}$$

где $(T_p / 2R) \cdot a$ - крутящий момент (сила $(T_p / 2R)$, действующая на вилку на плече a), в Нмм; $W_{кр} = \alpha h b^2 = 0,267 \cdot 50 \cdot 17^2 = 3858 \text{ мм}^3$ - момент сопротивления кручению для прямоугольного сечения.

Для эллиптического сечения $W_{кр} = b h^2 / 5$

h/b	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0
α	0,208	0,231	0,246	0,258	0,267

Полученные результаты удовлетворяют предъявляемым к ним требованиям. Допустимая нагрузка на **игольчатые подшипники**

$$F_{MAX} \leq 7900 \times Z_{и} \times l_{и} \times d_{и} / \sqrt[3]{(n_T / U_H) \times tg \gamma},$$

где $Z_{и}$ - число игл в подшипнике;

$l_{и}$ - длина иглы;

$d_{и}$ - диаметр иглы;

n_T - частота вращения коленчатого вала при максимальном крутящем моменте;

U_H - передаточное число низшей передачи;

$tq \gamma$ - угол наклона валов [11;15].

При компоновке **КаП** большое внимание уделяют выбору установочных углов в карданных шарнирах, так как эти углы в основном определяют напряженность работы **КаП**, в первую очередь **игольчатых подшипников**, а следовательно и срок её службы. Так, например, в каталоге фирмы **ГWB (ФРГ)** указано, что расчетный нагрузочный режим работы **КаП** грузового автомобиля при угле наклона вала **3-6°** тяжелее на **20%**, а при угле свыше **6°** тяжелее на **45%**, чем при угле наклона **1-3°**. Эти углы наклона являются статическими, т.е. при неподвижном снаряженном автомобиле, установленном на горизонтальной опорной плоскости [7].

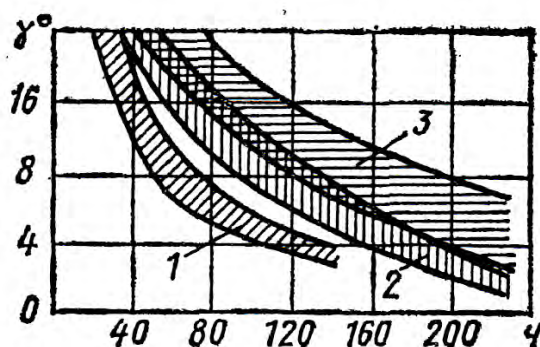
При проектировании **КаП** необходимо также знать **статические** углы для автомобиля с полной нагрузкой и **динамические** углы, получающиеся при движении автомобиля вследствие наличия упругих элементов подвески.

В **ОСТ** указано, что углы установки карданных валов грузовых автомобилей и автобусов не должны иметь нулевых значений, для исключения бри-

неллирования игл и шипов, а при номинальной нагрузке в статическом состоянии не должны быть более 4° .

В связи с недостаточной долговечностью карданных шарниров на короткобазных автомобилях **МАЗ**, у которых угол установки карданного вала равнялся $10-12^{\circ}$, Минский автозавод совместно с Белорусским политехническим институтом провел исследования по определению долговечности карданных шарниров автомобилей **МАЗ** и **КрАЗ** при различных углах наклона карданного вала.

На **рисунке 7.17** показана зависимость долговечности игольчатых подшипников от угла наклона карданного вала при постоянном крутящем моменте **310 кгсхм** и частоте вращения **245 об/мин**, из которого видно, что при изменении угла γ наклона от 4 до 16° долговечность игольчатого подшипника уменьшается примерно в **4** раза.



1 — скользящая вилка; 2 — приварная вилка; 3 — фланец-вилка [7]

Рисунок 7.17 — Влияние угла наклона карданных валов на долговечность подшипника

В связи с этим угол установки карданного вала на автомобилях **МАЗ-503Б** (в снаряженном состоянии) был изменен с $10-12^{\circ}$ до $5-6^{\circ}$ за счет увеличения наклона силового агрегата и заднего моста. В результате пробег до первого отказа увеличился почти в два раза.

Практика проектирования **КаП** показала, что подбор карданных шарниров исходя только из максимального крутящего момента силового агрегата, без учета конструкции и специфических условий работы трансмиссии (углов между валами, стабильности режима, нагруженности трансмиссии и т.п.) не дает удовлетворительных результатов. В связи с этим окончательный выбор **КаП** рекомендуется производить только после всестороннего исследования рабочего режима автомобиля в лабораторных и дорожных условиях.

Для предварительного выбора типоразмера карданного шарнира рекомендуется исходить из того, что размеры крестовины должны соответствовать условиям обеспечения прочности, а нагрузка на подшипник не должна превышать его статической грузоподъемности.

В качестве определяющего размера карданного шарнира можно принять размер **Н** между торцами крестовины (**рисунки 7.16; 7.18**). В **таблице 7.7** приведены основные размеры карданных шарниров грузовых автомобилей в соответствии с **рисунком 7.18**.

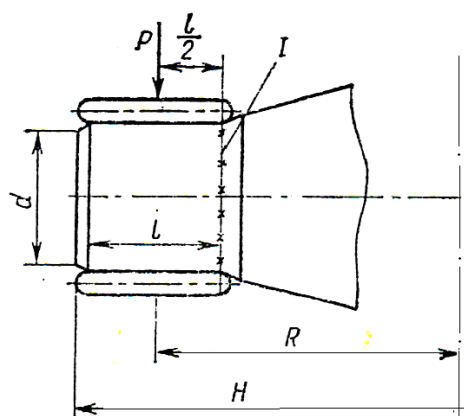


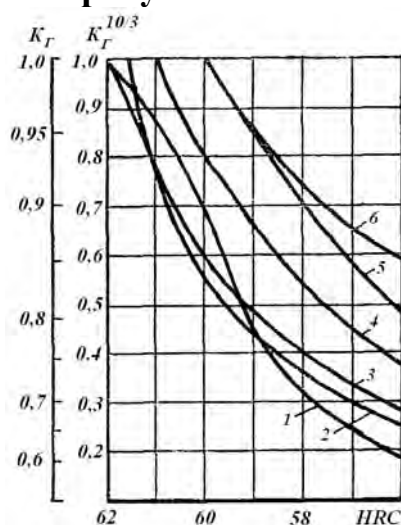
Рисунок 7.18 – Шип крестовины [7]

Таблица 7.7 – Основные размеры карданных шарниров грузовых автомобилей

Типо-размер шарнира	Размер Н между торцами крестовины, мм	Диаметр шипа, D, мм	Размер Н ₂ между опорными поверхностями вилок, мм	Расстояние В от оси крестовины до плоскости фланца, мм	Диаметр D ₁ отверстия подшипник, мм	Диаметр D ₂ центрирующего выступа фланца, мм
VI	127	33,65	135	74	50	132
VII	147	33,65	155	86	50	198 или 132
VIII	165	45	173	85	62	223

Максимально допустимая нагрузка на подшипник должна быть больше нагрузки на подшипник от максимального крутящего момента двигателя при включенной первой передаче в **КП**.

При твердости дорожки качения меньше номинальной вводится поправочный коэффициент грузоподъемности. Зависимость этого коэффициента от твердости дорожки показана на **рисунке 7.19**.



1 – СССР; 2 – ФРГ; 3 – Италия; 4 – Швеция; 5 - ГДР; 6 – Англия [7]

Рисунок 7.19 – Зависимость коэффициента грузоподъемности от твердости дорожки качения, рекомендуемая в различных странах

Таблица 7.8 – Основные параметры карданных шарниров грузовых автомобилей

П А Р А М Е Т Р Ы	Расчетные параметры							
	По прочности крестовины						По статической грузоподъемности подшипника	
	Передаваемый крутящий момент, кгс*м							
	440	520	680	950	1200	440	520	
	Высота по шипам крестовины, мм							
	≥127,18	≥133,27	≥144,6	≥164,19	≥177,05	-	-	
	Диаметр шипа крестовины, мм							
	≥29,12	≥30,51	≥33,11	≥37,59	≥40,54	29,5	30,6	
	Число игл							
	-	-	-	-	-	40	35	
	Рабочая длина иглы, мм							
	≥21,49	≥22,52	≥24,43	≥27,74	≥29,92	-	-	
	Длина иглы, мм							
	-	-	-	-	-	-	-	
	Диаметр иглы, мм							
	-	-	-	-	-	2,5	3,0	
	Долговечность подшипника, ч							
	-	-	-	-	-	-	-	
	Расчетные параметры							
	По статической грузоподъемности подшипника				По долговечности подшипника			
	Передаваемый крутящий момент, кгс*м							
	680	950	1200	440	520	680	950	1200
	Высота по шипам крестовины, мм							
	-	-	-	127	127	147	165	175
	Диаметр шипа крестовины, мм							
	33,5	38,2	41,3	29,46	33,65	33,65	45	46,8
	Число игл							
	38	43	40	40	38	38	50	45
Рабочая длина иглы, мм								
-	-	-	19,8	21,8	23,8	21,8	27,8	
Длина иглы, мм								
-	-	-	21,8	23,8	25,8	23,8	29,8	
Диаметр иглы, мм								
3,0	3,0	3,5	2,5	3,0	3,0	3,0	3,5	
Долговечность подшипника, ч								
-	-	-	5180	6250	6280	4670	4920	

Для семейства автомобилей **МАЗ** расчетным путем были определены основные размеры карданных шарниров для передачи карданным валом крутя-

щих моментов **440, 520, 680, 950 и 1200 кгсхм**. Полученные параметры шарниров приведены в **таблице 7.8**.

Как видно из **таблицы 7.8**, для карданных валов, предназначенных для передачи крутящих моментов **440, 520, 680, 950 кгсхм**, можно подобрать шарниры соответствующих типоразмеров **VI, VII, VIII (таблица 7.7)**.

Для сравнения в **таблице 7.9** приведены основные параметры шарниров, характеризующие прочность и долговечность шарниров зарубежных фирм и автомобилей **МАЗ**.

Таблица 7.9 – Основные параметры шарниров автомобилей МАЗ и зарубежных фирм

Параметры	МАЗ	ФСЦ (ПНР)	GWB (ФРГ)	МАЗ	ФСЦ	GWB	МАЗ
Передаваемый крутящий момент, кгс*м	440	430	420	520	560	520	680
Высота по шипам крестовины, мм	127	126	117,8	127	140	123,8	147
Диаметр шипа крестовины, мм	29,46	35,248	27,83	33,65	35,248	30,55	33,65
Контактное напряжение по линии касания иглы с цапфой крестовины, кгс/см ²	28681	24186	30148	28763	27334	30751	27577
Усилие, действующее на подшипник, кгс	4104	4207	4286	5039	4819	5200	5610
Статическая грузоподъемность подшипника, кгс	4021	5800	3820	5510	5800	5075	5969
Динамическая грузоподъемность подшипника, кгс	2139	3084	2065	2979	3084	2820	3227

GWB	ХС (Англия)	МАЗ	ФСЦ	ХС	МАЗ	ГЕБЕС (ГДР)	GWB
750	660	950	1050	945	1250	1500	1250
143,8	146,8	165	165	159,5	175	225	196
32,44	33,5	45	40,019	42,7	46,8	44,6	37,9
30257	30087	2710	30157	28297	26135	23090	28108
6250	5635	6728	7463	6923	8264	8164	7521
5365	5524	7250	6525	6905	9667	12372	9084
2926	3011	3579	3335	3530	4941	6689	4955

Параметры карданных шарниров некоторых отечественных грузовых автомобилей приведены в **таблице 7.10**.

Таблица 7.10 – Параметры карданных шарниров

Модель автомобиля	Типоразмер шарнира	Крутящий момент на карданном валу, кгс*м	Полная длина иглы, мм	Диаметр иглы, мм	Число игл
ЗИЛ-130	V	305	19	3	30
КамаЗ-5320	VI	508	19	3	38
КрАЗ-257	VII	473	24	3	38
МАЗ-500А	VII	357	24	3	38

Переменные напряжения, возникающие при перекачивании тел качения подшипника, передающего переменный момент, вызывают в нем через некоторое время усталость материала дорожки качения и тел качения.

Первым признаком усталости материала является **питтинг**, а затем появление мелких трещин, приводящих к **бринеллированию** беговых дорожек или тел качения.

Работоспособность карданного шарнира зависит от работоспособности всех четырех подшипников. Таким образом, при **90%**-й надежности каждого отдельного подшипника только **65%** шарниров достигнет предсказанного срока службы [7].

В упругих соединительных муфтах (**рисунок 1.16**) применяют морозостойкие и маслостойкие резиновые смеси с пределом прочности на разрыв не менее **15 МПа** и относительным удлинением не менее **35%**.

Упругий элемент полукарданного шарнира рассчитывают на **разрыв**.

$$\sigma_p = T_{\max} / (iRF),$$

где $T_{\max}$ - момент для расчета на статическую прочность;

i - число болтов одной вилки;

R - средний радиус диска;

F - площадь разрыва в сечении по отверстию

$$F = (R_n - R_b - d_0)b,$$

где R_n и R_b - наружный и внутренний радиусы диска;

d_0 - диаметр отверстия под болт;

b - толщина диска.

Напряжение на **разрыв** составляет **15-20 МПа**.

Напряжение на **смятие**

$$\sigma_{cm} = T_{\max} / (iRbd_0).$$

Для существующих муфт $[\sigma_{cm}] = 8 \text{ МПа}$.

Наибольшая окружная скорость для дисковых муфт, выполненных из прорезиненной ткани, не должна превышать **15 м/с** [11].

7.5 Расчёт синхронного карданного шарнира

Карданные **ШРУС** (шарниры равных угловых скоростей) устанавливают в приводе ведущих колес.

Расчет **сдвоенных** карданных шарниров с крестовинами аналогичен расчету **КаП** с шарнирами неравных угловых скоростей.

В **кулачковых** шарнирах напряжения **смятия** на контактирующих поверхностях относительно невысокие вследствие значительной площади контакта последних. Расчет **вилкок** ведется как для шарниров неравных угловых скоростей [2].

В четырехшариковом **ШРУС** (рисунки 5.2; 5.3), где усилие передается двумя шариками, для определения допустимого окружного усилия **P** в контакте шариков диаметром **d** с поверхностью канавок используют эмпирическое выражение:

$$[\sigma] = 5100 (P/d^2)^{0,33};$$

$$P = T_{e \max} U_{tr \max} / (2R'),$$

где $R' = R \cos(\varphi + 0,5\gamma)$ – плечо приложения силы **P**;

$\varphi = \arcsin(a/R)$ [15].

При передаче момента в обоймах и шариках шарнира возникают значительные контактные напряжения, поэтому к качеству материала предъявляются повышенные требования. Обоймы изготавливают из стали **15НМ** с последующей цементацией, а шарики - из стали **ШХ15** [11;16].

Основные размеры и передаваемые расчетные моменты для **ШРУС**, применяемых на отечественных полноприводных автомобилях, приведены в отраслевой нормали. В соответствии с этой нормалью параметры **ШРУС** должны соответствовать показателям, указанным в **таблице 7.11** [16].

Таблица 7.11 – Типоразмерный ряд шарниров равных угловых скоростей

Параметр	Тип шарнира					
	Шариковый				Кулачковый (дисковый)	
Расчетный крутящий момент, кН*м	1,37	2,20	4,50	7,75	8,20	30,70
Диаметр шарика (диска), мм	25,32 (25,50)	29,50	42,86	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

На **рисунке 7.20** показана конструкция **шестишарикового** шарнира. Он состоит из внутренней обоймы **1**, сепаратора **2**, шести шариков **3** и чашки **4**. Центры кривизны канавок **O₁** и **O₂** расположены на одинаковом расстоянии от

центра шарнира **О**. В этой конструкции шарики устанавливаются в биссекторной плоскости сепаратором **2**.

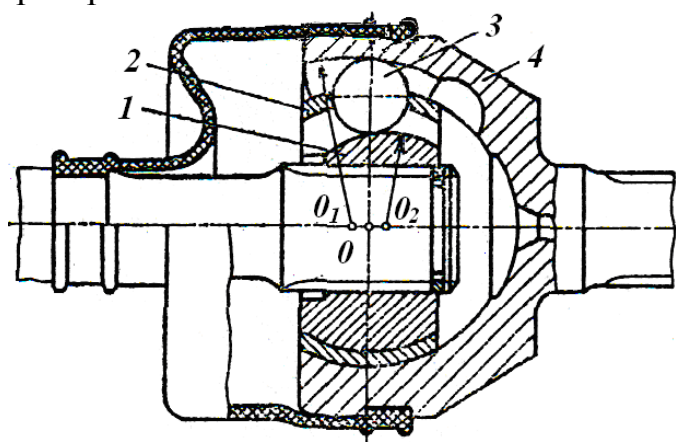
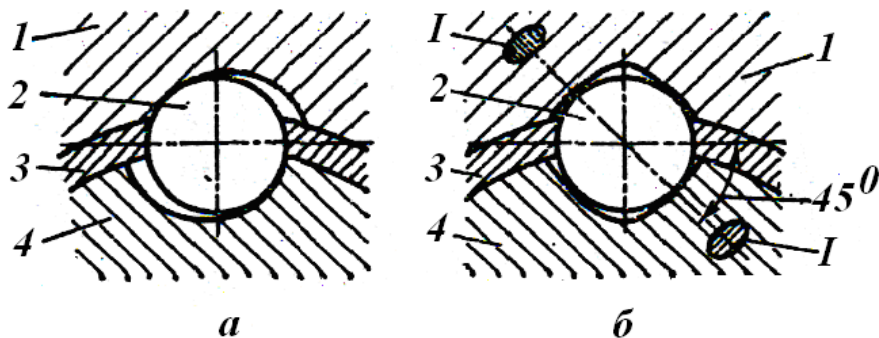


Рисунок 7.20 – Шариковый шарнир с канавками переменного сечения [2;16]

Поперечное сечение канавок шарикового шарнира может представлять не окружность (**рисунок 7.21 а**), а эллипс (**рисунок 7.21 б**). Конфигурация эллипса такова, что линия действия сил в точках контакта шариков с канавками составляет 45° с направлением действия окружных сил. Центры пятен контакта шариков шарнира с поверхностью канавок располагаются при этом на определенном удалении от наружных кромок канавок чашки и обоймы, что предохраняет последние от смятия и позволяет выдерживать динамические нагрузки. ШРУС этого типа могут передавать крутящий момент до **50 кНм**.



а – форма окружности; **б** – форма эллипса; **1** – чашка; **2** – шарик; **3** – сепаратор; **4** – обойма; **I** – проекция пятна контакта [2; 16]

Рисунок 7.21 – Схема расположения шарика в канавках с поперечным сечением

Максимальный момент T_φ , передаваемый карданными шарнирами, определяется исходя из сцепного веса G_K с коэффициентом сцепления $\varphi = 1,0$:

$$T_\varphi = G_k r_k \varphi .$$

При расчете шариковых карданных шарниров с делительным механизмом число шариков должно быть четным. Для обеспечения необходимой плавности работы и равномерного распределения нагрузок устанавливают шесть шариков, равномерно расположенных по окружности (**рисунки 7.20 – 7.22**).

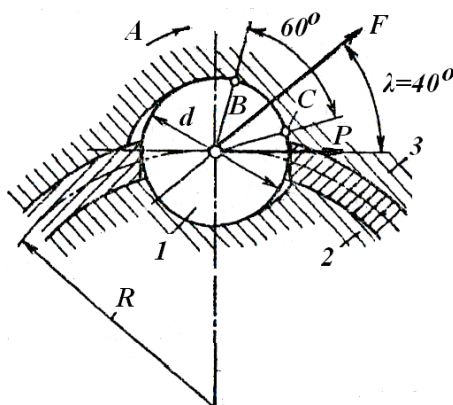


Рисунок 7.22 – Расчетная схема карданного шарнира с делительным механизмом [11]

При вращении в направлении стрелки **A** окружное усилие **P**, приложенное к шарикам на радиусе **R**:

$$P = T_{\varphi} / (nR),$$

где **n**- число шариков.

Нормальное усилие **N** между контактными поверхностями шарика и канавками обеих обойм:

$$N = P / \cos \lambda = T_{\varphi} / (nR \cos \lambda).$$

Размеры внутренней обоймы должны обеспечить надежную связь с ведущим валом, и это предопределяет радиус расположения шариков.

Соотношение между радиусом расположения шариков и их диаметрами для обеспечения заданного срока службы рекомендуется определять по эмпирической зависимости:

$$R / d = 1,71.$$

Во избежание преждевременного износа шариков и канавок рекомендуется следующая зависимость между нормальной силой и диаметром шарика: **N = 2660d²**. Подставив эти значения в уравнение **N** и учитывая, что угол **λ = 40°**, получим:

$$d = \sqrt[3]{T_{\varphi} / 21000},$$

где **d** - диаметр;

T_φ - расчетный момент.

Диаметр шарика позволяет определить все остальные размеры карданного шарнира.

8 ТЕСТЫ

1 Назначение карданной передачи:

1 – изменение **крутящего** момента по величине и направлению.

2 – передача **крутящего** момента между механизмами, если оси их валов изменяют взаимное положение и (или) не лежат на одной прямой.

3 – передача **изгибающего** момента между механизмами, если оси их валов изменяют взаимное положение и (или) не лежат на одной прямой.

4 – передача **изгибающего и крутящего** моментов между механизмами, если оси их валов изменяют взаимное положение и (или) не лежат на одной прямой.

2 Основные элементы карданной передачи:

- 1** - карданные валы, карданные шарниры и компенсирующее соединение.
- 2** - карданные шарниры, промежуточная опора и компенсирующее соединение.
- 3** - карданные валы, карданные шарниры, промежуточная опора и компенсирующее соединение.
- 4** - карданные валы, карданные шарниры и промежуточная опора.

3 Основные требования к карданной передаче:

- 1** - обеспечение **равномерной** передачи крутящего момента, высокий **КПД**, минимальные нагрузки, возникающие из-за дисбаланса деталей карданной передачи; бесшумность работы, простота и надежность конструкции.
- 2** - обеспечение **неравномерной** передачи крутящего момента, высокий **КПД**, минимальные нагрузки, возникающие из-за дисбаланса деталей карданной передачи; бесшумность работы, простота и надежность конструкции.
- 3** - обеспечение **равномерной** передачи крутящего момента, высокий **КПД**, максимальные нагрузки, возникающие из-за дисбаланса деталей карданной передачи; бесшумность работы, простота и надежность конструкции.
- 4** - обеспечение **равномерной** передачи крутящего момента, минимальные нагрузки, возникающие из-за дисбаланса деталей карданной передачи; бесшумность работы, простота и надежность конструкции.

4 Где применяют карданные передачи?

- 1** – привод: ведущих **колес с независимой** подвеской, механизмов, установленных на несущей системе и имеющих **малые** относительные перемещения; дополнительных механизмов, рулевого механизма.
- 2** – привод: ведущих **мостов, ведущих колес с зависимой** подвеской, механизмов, установленных на несущей системе и имеющих **малые** относительные перемещения; дополнительных механизмов, рулевого механизма.
- 3** – привод: ведущих **мостов, ведущих колес с независимой** подвеской, механизмов, установленных на несущей системе и имеющих **малые** относительные перемещения; дополнительных механизмов, рулевого механизма.
- 4** – привод: ведущих **мостов, ведущих колес с независимой** подвеской, механизмов, установленных на несущей системе и имеющих **значительные** относительные перемещения; дополнительных механизмов, рулевого механизма.

5 Классификация карданных шарниров по кинематике:

- 1** - синхронные (равных угловых скоростей) и асинхронные (неравных угловых скоростей).
- 2** - синхронные (равных ускорений) и асинхронные (неравных ускорений).
- 3** - асинхронные (равных угловых скоростей) и синхронные (неравных угловых скоростей).
- 4** - асинхронные (равных угловых скоростей) и несинхронные (неравных угловых скоростей).

6 Асинхронный карданный шарнир:

- 1** – обеспечивает равенство угловых скоростей соединяемых им валов, состоит из двух вилок, соединяемых крестовиной с подшипниками.
- 2** – не обеспечивает равенства угловых скоростей соединяемых им валов, состоит из двух вилок, соединяемых крестовиной с подшипниками.
- 3** – обеспечивает равенство угловых скоростей соединяемых им валов, состоит из четырех вилок, соединяемых крестовиной с подшипниками.
- 4** – не обеспечивает равенства угловых скоростей соединяемых им валов, состоит из двух вилок, соединяемых шкворнем с подшипниками.

7 Синхронный карданный шарнир:

- 1** - обеспечивает равномерность вращения соединяемых им валов на основе единого принципа – точки контакта, через которые передаются окружные силы, **должны** находиться в **перпендикулярной** плоскости.
- 2** - обеспечивает равномерность вращения соединяемых им валов на основе единого принципа – точки контакта, через которые передаются окружные силы, **не должны** находиться в **биссекторной** плоскости.
- 3** - обеспечивает неравномерность вращения соединяемых им валов на основе единого принципа – точки контакта, через которые передаются окружные силы, **должны** находиться в **перпендикулярной** плоскости.
- 4** - обеспечивает равномерность вращения соединяемых им валов на основе единого принципа – точки контакта, через которые передаются окружные силы, **должны** находиться в **биссекторной** плоскости.

8 Полный карданный шарнир:

- 1** - **не имеет** определенных осей качания и устанавливается при углах между валами, не превышающих $30-40^{\circ}$.
- 2** - **имеет** определенные оси качания и используется при максимальных углах между валами до $3-5^{\circ}$.
- 3** - **не имеет** определенных осей качания и устанавливается при углах между валами, не превышающих $3-5^{\circ}$.
- 4** - **имеет** определенные оси качания и используется при максимальных углах между валами до $30-40^{\circ}$.

9 Полукарданный шарнир:

- 1** - **имеет** определенные оси качания и используется при максимальных углах между валами до $30-40^{\circ}$.
- 2** - **имеет** определенные оси качания и используется при максимальных углах между валами до $3-5^{\circ}$.

3 - не имеет определенных осей качания и устанавливается при углах между валами, не превышающих $3-5^{\circ}$.

4 - не имеет определенных осей качания и устанавливается при углах между валами, не превышающих $30-40^{\circ}$.

10 Жесткий полукарданный шарнир:

1 - передает крутящий момент под углом за счет **шлицевого или зубчатого** соединения.

2 - передает крутящий момент **по прямой** за счет **шлицевого или зубчатого** соединения.

3 - передает крутящий момент **под углом** за счет **шлицевого** соединения.

4 - передает крутящий момент **под углом** за счет **зубчатого** соединения.

11 Упругий полукарданный шарнир:

1 - передает крутящий момент под углом за счет деформации **упругого** элемента. Упругое звено может быть резиновым, металлическим или композитным, усиленным стальным тросом.

2 - передает крутящий момент под углом за счет **шлицевого** соединения.

3 - передает крутящий момент под углом за счет **зубчатого** соединения.

4 - передает крутящий момент под углом за счет деформации **упругого** элемента. Упругое звено может быть резиновым, резинотканевым или резиновым, усиленным стальным тросом.

12 Сдвоенный карданный шарнир:

1 – это фактически предельно укороченная карданная передача с двумя рядом расположенными **синхронными** карданными шарнирами.

2 – это фактически предельно удлиненная карданная передача с двумя рядом расположенными **асинхронными** карданными шарнирами.

3 – это фактически предельно укороченная карданная передача с двумя рядом расположенными **асинхронными** карданными шарнирами.

4 – это фактически предельно укороченная карданная передача с двумя рядом расположенными **асинхронными** карданными шарнирами и **компенсирующим** соединением между ними.

13 Трипод:

1 - упругий шарнир может работать при углах между валами до 43° , шипы, расположенные под углом 120° , закреплены в корпусе, на шипах установлены ролики с шаровой поверхностью, расположенные в пазах вала.

2 - жесткий шарнир может работать при углах между валами до 43° , шипы, расположенные под углом 180° , закреплены в корпусе, на шипах установлены ролики с шаровой поверхностью, расположенные в пазах вала.

3 - жесткий шарнир может работать при углах между валами до 43° , шипы, расположенные под углом 120° , закреплены в корпусе, на шипах

установлены ролики с шаровой поверхностью, расположенные в пазах вала.

4 - упругий шарнир может работать при углах между валами до 43^0 , шипы, расположенные под углом 90^0 , закреплены в корпусе, на шипах установлены ролики с шаровой поверхностью, расположенные в пазах вала.

14 Бринеллирование:

1 - сплющивание игл **при их перекатывании** по поверхности шипа и обоймы при угле наклона валов 2^0 и менее.

2 - сплющивание игл **при отсутствии их перекатывания** по поверхности шипа и обоймы при угле наклона валов 2^0 и более.

3 - сплющивание игл **при их перекатывании** по поверхности шипа и обоймы при угле наклона валов 2^0 и более.

4 - сплющивание игл **при отсутствии их перекатывания** по поверхности шипа и обоймы при угле наклона валов 2^0 и менее.

15 Условия обеспечения равномерности вращения валов карданной передачи с асинхронными шарнирами:

1 - углы наклона валов должны быть одинаковыми, вилки шарниров вала должны находиться **в одной** плоскости, **динамическая** балансировка карданной передачи.

2 - углы наклона валов должны быть одинаковыми, вилки шарниров вала должны находиться **в одной** плоскости, **статическая** балансировка карданной передачи.

3 - углы наклона валов должны быть одинаковыми, вилки шарниров вала должны находиться **в перпендикулярной** плоскости, **динамическая** балансировка карданной передачи.

4 - углы наклона валов должны быть одинаковыми, вилки шарниров **всех валов** должны находиться **в одной** плоскости, **статическая** балансировка карданной передачи.

16 Кулачковый карданный шарнир:

1 - способен передавать **незначительный** по величине крутящий момент при обеспечении угла между валами $45-50^0$, может иметь от трех до пяти деталей (двух вилок, двух кулаков и диска).

2 - способен передавать **незначительный** по величине крутящий момент при обеспечении угла между валами $25-30^0$, может иметь от трех до пяти деталей (двух вилок, двух кулаков и диска).

3 - способен передавать **значительный** по величине крутящий момент при обеспечении угла между валами $45-50^0$, может иметь от трех до пяти деталей (двух вилок, двух кулаков и диска).

4 - способен передавать **значительный** по величине крутящий момент при обеспечении угла между валами $25-30^0$, может иметь от трех до пяти деталей (двух вилок, двух кулаков и диска).

17 Биссекторная плоскость:

1 - делит пополам угол **между валами**, в ней должны находиться точки контакта, через которые передаются **центробежные** силы.

2 - делит пополам угол **между валами**, в ней должны находиться точки контакта, через которые передаются **окружные** силы.

3 - делит пополам угол **между валами**, в ней должны находиться точки контакта, через которые передаются **радиальные** силы.

4 - делит пополам угол **между шипами** крестовины, в ней должны находиться точки контакта, через которые передаются **окружные** силы.

18 Четырехшариковый карданный шарнир с делительными канавками:

1 - два шарика находятся в делительных канавках, центры канавок **не совпадают** с центром шарнира, два дополнительных шарика фиксируют биссекторную плоскость, пятый шарик - центрирующий, обеспечивают угол между валами до **30-32°**.

2 - **четыре** шарика находятся в делительных канавках, центры канавок **не совпадают** с центром шарнира, пятый шарик - центрирующий, обеспечивают угол между валами до **40-42°**.

3 - **четыре** шарика находятся в делительных канавках, центры канавок **совпадают** с центром шарнира, пятый шарик - центрирующий, обеспечивают угол между валами до **30-32°**.

4 - **четыре** шарика находятся в делительных канавках, центры канавок **не совпадают** с центром шарнира, пятый шарик - центрирующий, обеспечивают угол между валами до **10-12°**.

19 Универсальный карданный шарнир:

1 - **не** допускает **угловое и осевое** перемещения вала.

2 - допускает только **осевое** перемещение вала.

3 - допускает только **угловое** перемещение вала.

4 - допускает **угловое и осевое** перемещения вала.

20 Сколько шариков передают нагрузку

в четырехшариковом карданном шарнире:

1 - при движении автомобиля вперед усилие передается **одной парой** шариков, при движении задним ходом – **другой парой**.

2 - при движении автомобиля вперед и задним ходом усилие передается **одной парой** шариков.

3 - при движении автомобиля вперед и задним ходом усилие передается **четырьмя** шариками.

4 - при движении автомобиля вперед усилие передается **одной парой** шариков и **центрирующим шариком**, при движении задним ходом – **другой парой**.

21 При каких углах наклона валов рекомендуется применять асинхронные шарниры?

1 - от 0 до 20°. **2** – от 10 до 20°. **3** - от 2 до 25-30°. **4** – от 2 до 15-20°.

22 Чем вызвана необходимость установки промежуточной (дополнительной) опоры карданной передачи?

1 - **увеличением** крутящего момента современных автомобилей и **необходимостью** **увеличения диаметра** валов.

2 - увеличением частоты вращения валов современных автомобилей и необходимостью **увеличения их длины**.

3 - снижением частоты вращения валов современных автомобилей и необходимостью **уменьшения их длины**.

4 - увеличением частоты вращения валов современных автомобилей и необходимостью **уменьшения их длины**.

23 Сколько раз за один оборот карданной передачи совпадают скорости валов соединенных асинхронным шарниром?

1 - 4. 2 – 2. 3 – 8. 4 – 1.

24 ШРУС:

1 - шарнир равных ускорений.

2 - шарнир равных угловых скоростей.

3 - шарнир равных угловых скоростей и ускорений.

4 - шарнир равных универсальных сопряжений.

25 Назначение карданного шарнира:

1 – передача изгибающего момента между валами, оси которых пересекаются под углом.

2 – передача крутящего момента между валами, оси которых пересекаются под углом.

3 – передача изгибающего и крутящего моментов между валами, оси которых пересекаются под углом.

4 – передача осевой силы между валами, оси которых пересекаются под углом.

26 Назначение шлицевого соединения карданной передачи:

1 - компенсация изменения длины карданной передачи, например, при вертикальном перемещении ведущего моста.

2 - компенсация изменения изгиба карданной передачи, например, при вертикальном перемещении ведущего моста.

3 - передача осевой силы карданной передачи, например, при вертикальном перемещении ведущего моста.

4 - компенсация изменения изгиба и длины карданной передачи, например, при вертикальном перемещении ведущего моста.

27 В каких мостах автомобилей применяют карданные передачи?

1 - в разрезных. 2 - в неразрезных. 3 - в разъёмных. 4 - в неразъёмных.

28 Почему удлиняют вторичный вал КП некоторых легковых автомобилей?

1 - для увеличения крутящего момента и частоты вращения карданного вала за счет уменьшения его длины.

2 - для увеличения крутящего момента, передаваемого карданным валом, за счет уменьшения его длины.

3 - для увеличения критической частоты вращения карданного вала за счет уменьшения его длины.

4 - для компенсации изменения длины карданной передачи, например, при вертикальном перемещении ведущего моста.

**29 Как устанавливают вилки карданного вала
со шлицевым соединением?**

- 1** - в **одной** плоскости с учетом **статической** балансировки.
- 2** - в **одной** плоскости с учетом **динамической** балансировки.
- 3** - в **перпендикулярной** плоскости с учетом **динамической** балансировки.
- 4** - в **перпендикулярной** плоскости с учетом **статической** балансировки.

30 Почему карданные валы трубчатые?

- 1** - для **увеличения** критической частоты вращения вала.
- 2** - для **уменьшения** критической частоты вращения вала.
- 3** - для **динамической** балансировки вала.
- 4** - для компенсации **осевых** перемещений вала.

31 Тип подшипников асинхронного карданного шарнира:

- 1** - **роликовые** подшипники качения.
- 2** - **шариковые** подшипники качения.
- 3** - **игольчатые** подшипники скольжения.
- 4** - **игольчатые** подшипники качения.

**32 Отличительная особенность резиновой обоймы подшипника
дополнительной опоры карданной передачи автомобилей
ВАЗ классической компоновки?**

- 1** - **допускает** **угловое** перемещение вала, при этом компенсирующее соединение располагается около переднего **упругого** карданного шарнира.
- 2** - **допускает** **продольное** перемещение вала, при этом компенсирующее соединение располагается около переднего **жесткого** карданного шарнира.
- 3** - **допускает** **продольное** перемещение вала, при этом компенсирующее соединение располагается около переднего **упругого** карданного шарнира.
- 4** - **не допускает** **продольного** перемещения вала, при этом компенсирующее соединение располагается около заднего **жесткого** карданного шарнира.

**33 Сколько подшипников имеет карданная передача
с тремя валами?**

- 1** – 13. **2** – 12. **3** – 9. **4** – 8.

**34 Где, как правило, располагают компенсирующее
соединение карданной передачи грузового автомобиля?**

- 1** - в удлинителе вторичного вала **КП**.
- 2** - в дополнительной (промежуточной) опоре.
- 3** - около ведущего моста.
- 4** - в средней части карданного вала.

35 Назначение пластин, приваренных на карданные валы:

- 1** - статическая балансировка.
- 2** - повышение прочности вала.

3 - динамическая балансировка.

4 - ремонтные заплаты.

36 Как изменяется КПД асинхронного карданного шарнира при увеличении угла наклона валов?

1 - остаётся постоянным.

2 - снижается из-за снижения неравномерности вращения валов.

3 - снижается из-за увеличения неравномерности вращения валов.

4 - снижается из-за нарушения динамической балансировки валов.

37 Тип подшипников, применявшихся в асинхронных шарнирах при угле между осями валов менее 2° :

1 - подшипники качения в виде втулок.

2 - подшипники скольжения в виде втулок.

3 - игольчатые подшипники качения.

4 - роликовые подшипники скольжения.

38 Как обеспечивается расположение шариков ШРУС в бисекторной плоскости?

1 - центры делительных канавок смещены относительно центра шарнира, шарики располагаются на периферии делительных канавок.

2 - центры делительных канавок совмещены с центром шарнира, шарики располагаются на пересечении делительных канавок.

3 - центры делительных канавок расположены в одной точке и смещены относительно центра шарнира, шарики располагаются на пересечении делительных канавок.

4 - центры делительных канавок смещены относительно центра шарнира, шарики располагаются на пересечении делительных канавок.

39 Где расположены универсальные ШРУС переднеприводных автомобилей ВАЗ?

1 - около дифференциала.

2 – в приводе КП.

3 - около ведущих колес.

4 – в приводе ГП.

40 Где в карданной передаче возникает осевая нагрузка?

1 - в карданном шарнире при перемещениях, связанных с изменением расстояния между карданными шарнирами, например, при колебаниях кузова на рессорах.

2 - в шлицевом компенсирующем соединении при перемещениях, связанных с изменением расстояния между карданными шарнирами, например, при колебаниях кузова на рессорах.

3 - в шлицевом компенсирующем соединении при движении по ровной поверхности.

4 - в шлицевом компенсирующем соединении при движении на подъёме.

41 Как в шариковом шарнире с делительными канавками увеличить нагрузочную способность?

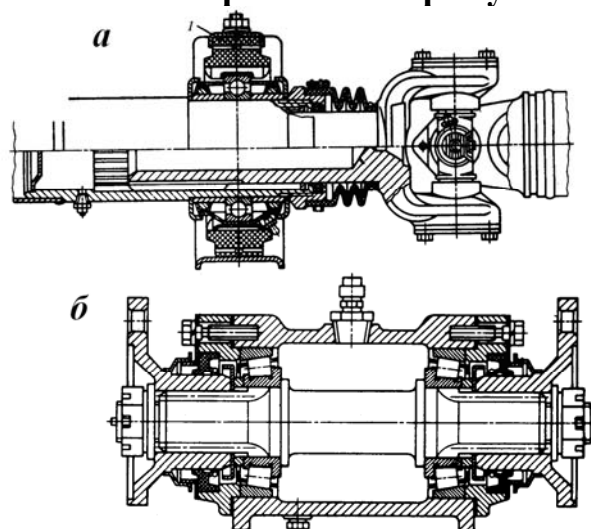
1 - увеличением числа шариков до 6-8 и размещением этих шариков в делительных канавках, выполненных на кулаке и корпусе.

2 - увеличением числа шариков до **6-8** и размещением этих шариков **в сепараторе и в делительных канавках**, выполненных на кулаке и корпусе.

3 - увеличением числа шариков до **16-18** и размещением этих шариков **в сепараторе и в делительных канавках**, выполненных на кулаке и корпусе.

4 - увеличением числа шариков до **6-8** и размещением этих шариков **в сепараторе**, выполненном на кулаке и корпусе.

42 Что изображено на рисунке?



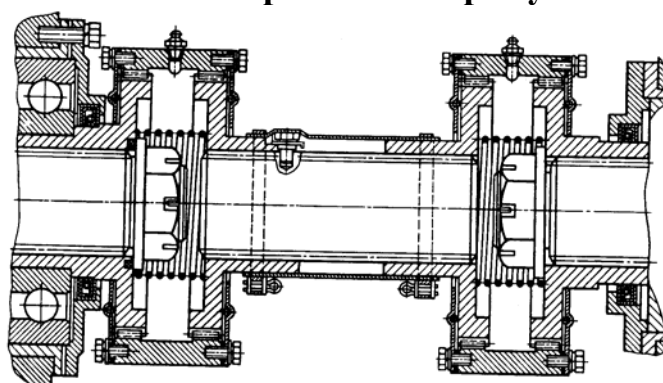
1 - промежуточные (дополнительные) опоры: **а – жесткая** с компенсирующим соединением внутри опоры, справа **асинхронный** шарнир; **б – упругая**.

2 - промежуточные (дополнительные) опоры: **а – упругая** с компенсирующим соединением внутри опоры, справа **асинхронный** шарнир; **б – жесткая**.

3 - промежуточные (дополнительные) опоры: **а – упругая** с компенсирующим соединением внутри опоры, справа **синхронный** шарнир; **б – жесткая**.

4 - промежуточные (дополнительные) опоры: **а – упругая** с компенсирующим соединением внутри опоры, справа **сдвоенный** шарнир; **б – жесткая**.

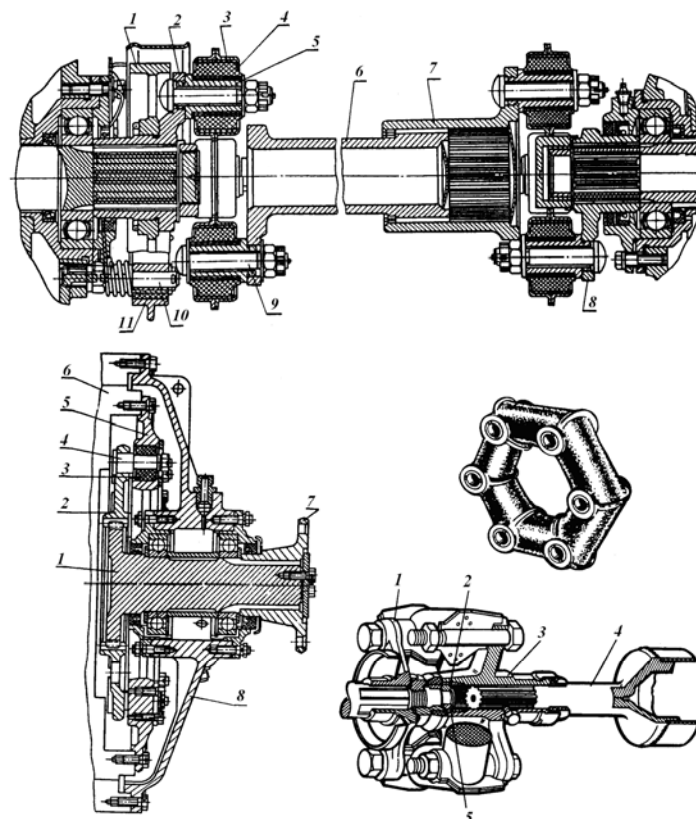
43 Что изображено на рисунке?



1 - вал с **жесткими** зубчатыми **полными** карданными шарнирами.

- 2 - вал с **жесткими** зубчатыми **полукарданными** шарнирами.
 3 - вал с **упругими** зубчатыми **полукарданными** шарнирами.
 4 - вал с **упругими** зубчатыми **полными** карданными шарнирами.

44 Что изображено на рисунке?



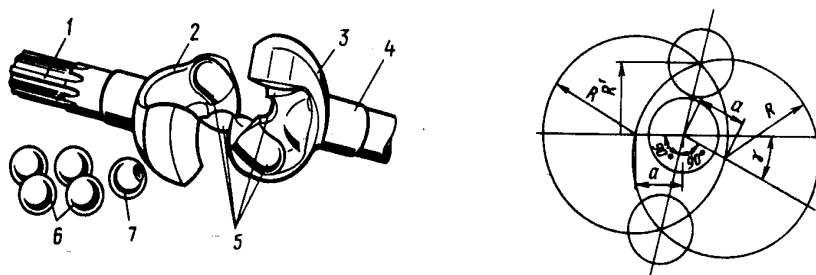
1 - вверху – карданная передача с **жесткими** карданными шарнирами, внизу слева – **жесткий** полукарданный шарнир, справа – карданная передача с **упругим** полукарданным шарниром.

2 - вверху – карданная передача с **жесткими** полукарданными шарнирами, внизу слева – **жесткий** карданный шарнир, справа – карданная передача с **упругим** карданным шарниром.

3 - вверху – карданная передача с **упругими** карданными шарнирами, внизу слева – **комбинированный** карданный шарнир, справа – карданная передача с **упругим** полукарданным шарниром.

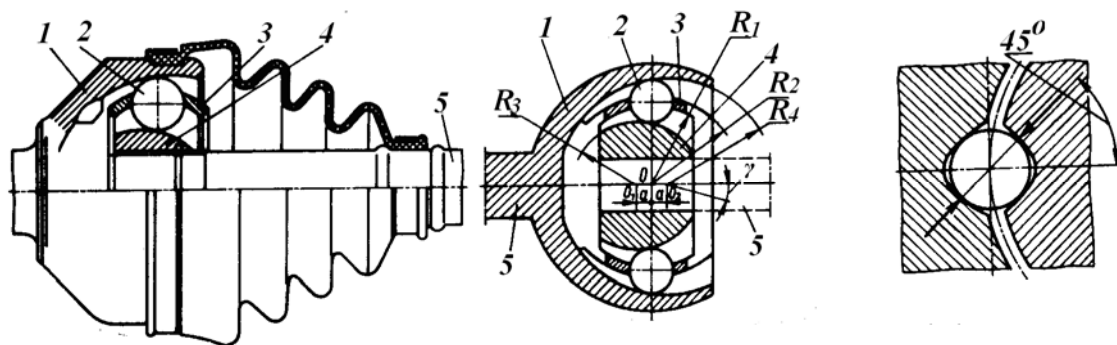
4 - вверху – карданная передача с **упругими** полукарданными шарнирами, внизу слева – **комбинированный** полукарданный шарнир, справа – карданная передача с **упругим** полукарданным шарниром.

45 Что изображено на рисунке?



- 1 - четырехшариковый **асинхронный** карданный шарнир с боковыми делительными канавками 5 и дополнительным центрирующим шариком 7.
- 2 - четырехшариковый **синхронный** карданный шарнир с боковыми делительными канавками 5 и дополнительным центрирующим шариком 7.
- 3 - четырехшариковый **сдвоенный** карданный шарнир с боковыми делительными канавками 5 и дополнительным центрирующим шариком 7.
- 4 - четырехшариковый **кулачковый** карданный шарнир с боковыми разделительными канавками 5 и дополнительным центрирующим шариком 7.

46 Что изображено на рисунке?



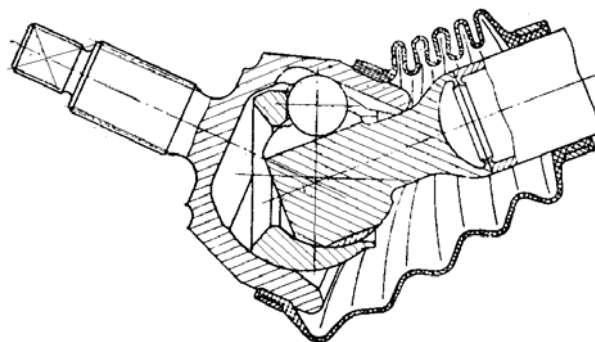
1 - четырехшариковый **простой синхронный** карданный шарнир: 1 - корпус, 2 – шарики, 3 - сепаратор, 4 – кулак, 5 – вал.

2 - **шестишариковый универсальный асинхронный** карданный шарнир: 1 - корпус, 2 – шарики, 3 - сепаратор, 4 – кулак, 5 – вал.

3 - **шестишариковый простой синхронный** карданный шарнир: 1 - корпус, 2 – шарики, 3 - сепаратор, 4 – кулак, 5 – вал.

4 - **шестишариковый универсальный синхронный** карданный шарнир: 1 - корпус, 2 – шарики, 3 – биссектор, 4 – кулак, 5 – вал.

47 Что изображено на рисунке?



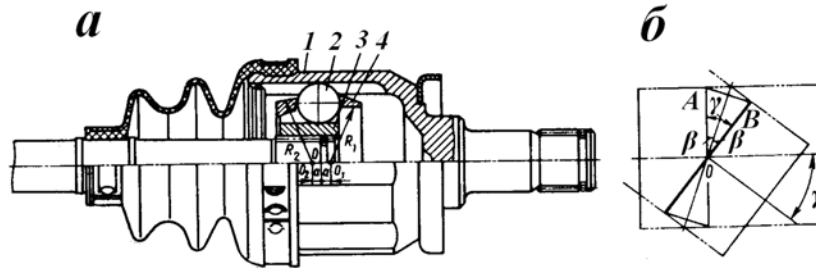
1 - компактный синхронный карданный шарнир «Уни-кардан», допускающий угол наклона между валами 25° .

2 - компактный синхронный карданный шарнир «Уни-кардан», допускающий угол наклона между валами 30° .

3 - компактный синхронный карданный шарнир «Уни-кардан», допускающий угол наклона между валами 40° .

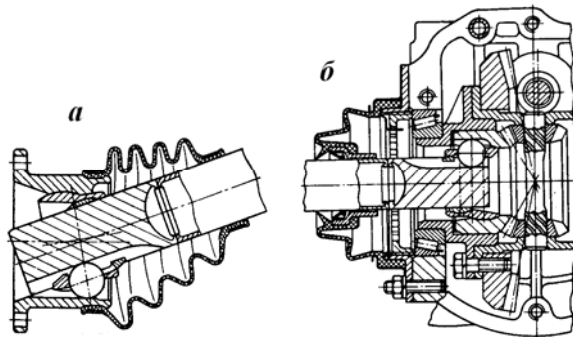
4 - компактный синхронный карданный шарнир «Уни-кардан», допускающий угол наклона между валами 50° .

48 Что изображено на рисунке?



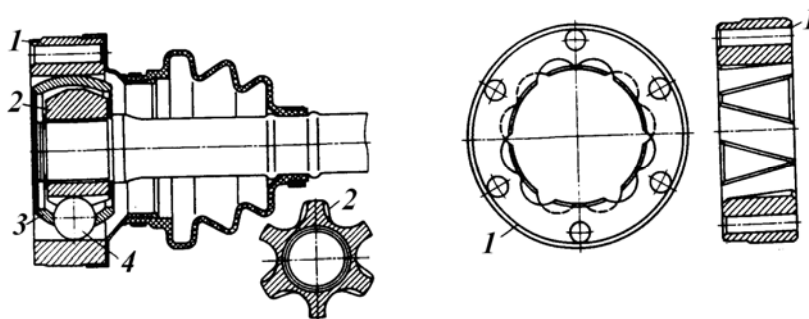
- 1 - **шестишариковый простой** карданный шарнир.
- 2 - **шестишариковый универсальный** карданный шарнир.
- 3 - **четырёхшариковый универсальный** карданный шарнир.
- 4 - **четырёхшариковый простой** карданный шарнир.

49 Что изображено на рисунке?



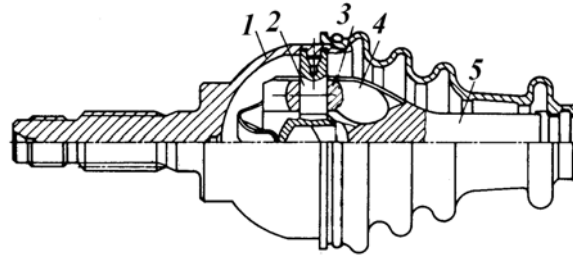
- 1 - компактный **универсальный** шарнир «Уни-кардан», допускающий угол наклона между валами до 34° .
- 2 - компактный **простой** шарнир «Уни-кардан», допускающий угол наклона между валами до 34° .
- 3 - компактный **универсальный** шарнир «Уни-кардан», допускающий угол наклона между валами до 54° .
- 4 - компактный **простой** шарнир «Уни-кардан», допускающий угол наклона между валами до 44° .

50 Что изображено на рисунке?



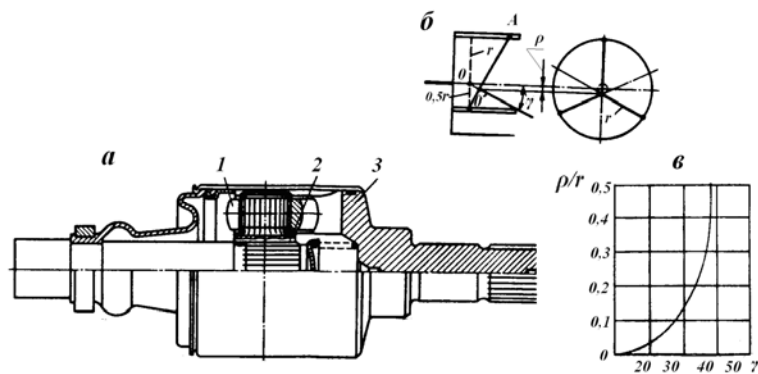
- 1 - **простой шестишариковый** карданный шарнир типа «Лебро».
- 2 - **универсальный пятишариковый** карданный шарнир типа «Лебро».
- 3 - **универсальный шестишариковый** карданный шарнир типа «Лебро».
- 4 - **простой пятишариковый** карданный шарнир типа «Лебро».

51 Что изображено на рисунке?



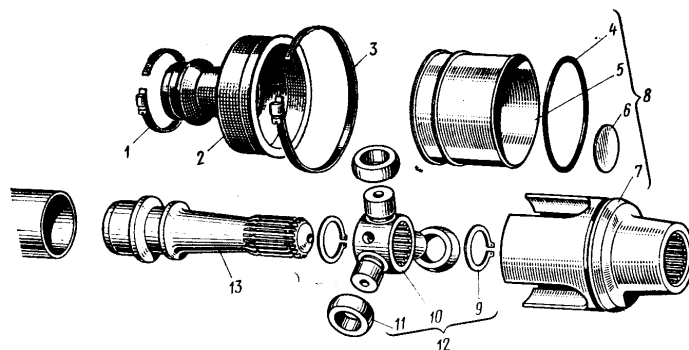
- 1 - простой трёхшиповый синхронный карданный шарнир типа «Трипод».**
2 - универсальный трёхшиповый синхронный карданный шарнир типа «Трипод».
3 - простой трёхшиповый асинхронный карданный шарнир типа «Трипод».
4 - универсальный четырёхшиповый синхронный карданный шарнир типа «Трипод».

52 Что изображено на рисунке?



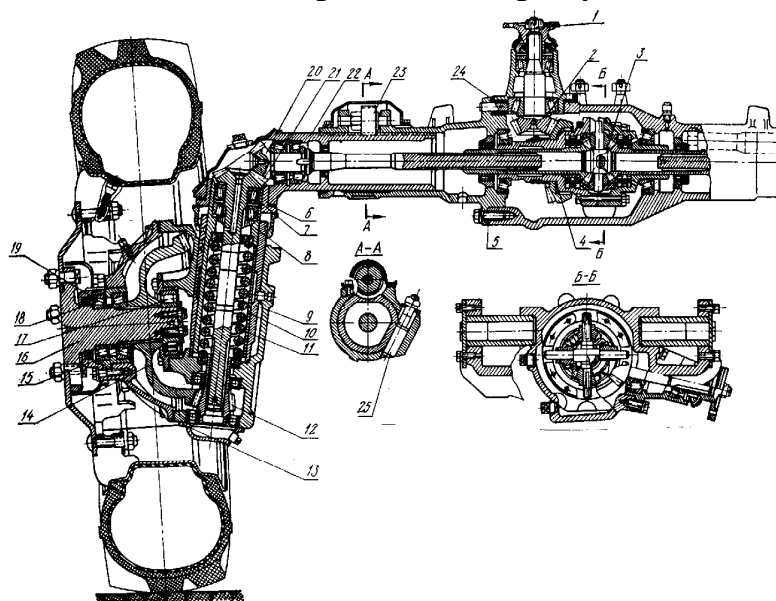
- 1 - простой трёхшиповый синхронный карданный шарнир типа «Трипод».**
2 - универсальный трёхшиповый синхронный карданный шарнир типа «Трипод».
3 - простой трёхшиповый асинхронный карданный шарнир типа «Трипод».
4 - универсальный четырёхшиповый синхронный карданный шарнир типа «Трипод».

53 Что изображено на рисунке?



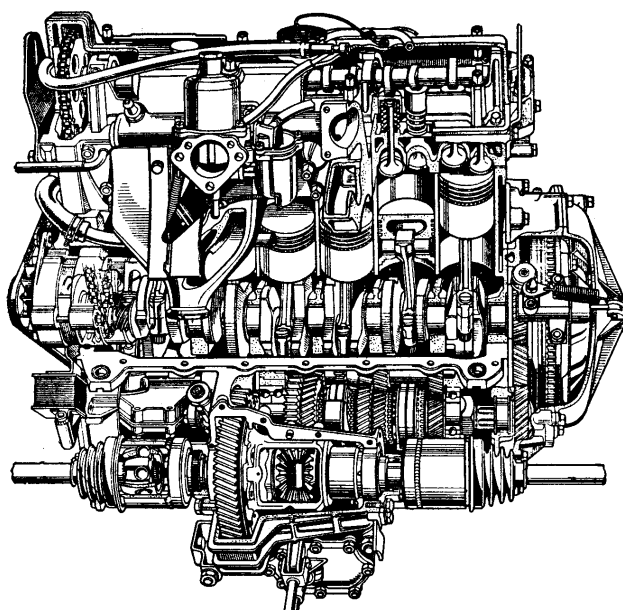
- 1 - детали простого синхронного шарнира «Трипод».
- 2 - детали универсального асинхронного шарнира «Трипод».
- 3 - детали универсального синхронного шарнира «Трипод».
- 4 - детали простого асинхронного шарнира «Трипод».

54 Что изображено на рисунке?



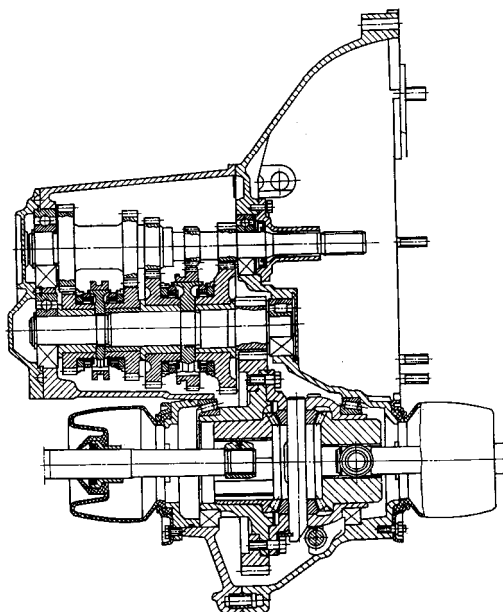
- 1 – **комбинированный** мост трактора, в котором роль карданного шарнира выполняет коническое зацепление **12-14**.
- 2 – **комбинированный** мост трактора, в котором роль карданного шарнира выполняет коническое зацепление **20-21**.
- 3 – **ведущий** мост трактора, в котором роль карданного шарнира выполняет коническое зацепление **12-14**.
- 4 – **управляемый** мост трактора, в котором роль карданного шарнира выполняет коническое зацепление **20-21**.

55 Какие карданные шарниры изображены на рисунке?



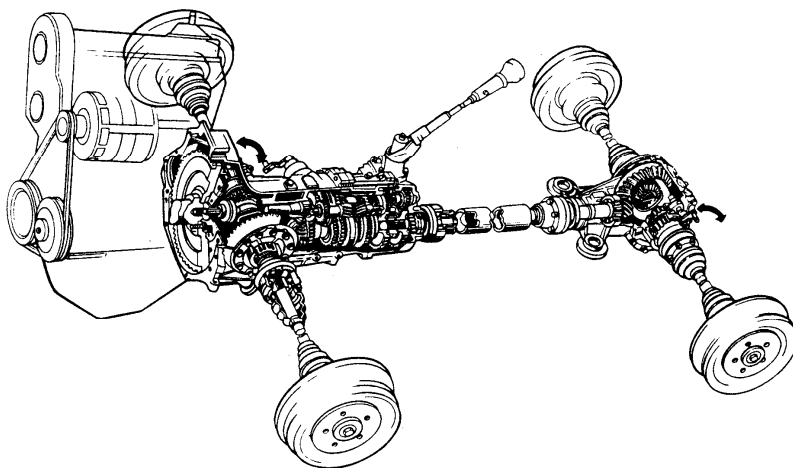
- 1 – универсальные асинхронные.
- 2 – простые синхронные.
- 3 – универсальные синхронные.
- 4 – простые асинхронные.

56 Какие карданные шарниры изображены на рисунке?



1 – универсальные асинхронные. 2 – простые синхронные.
3 – универсальные синхронные. 4 – простые асинхронные.

57 Сколько карданных шарниров изображено на рисунке?



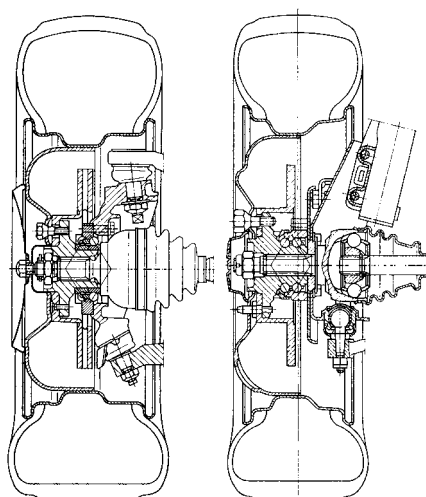
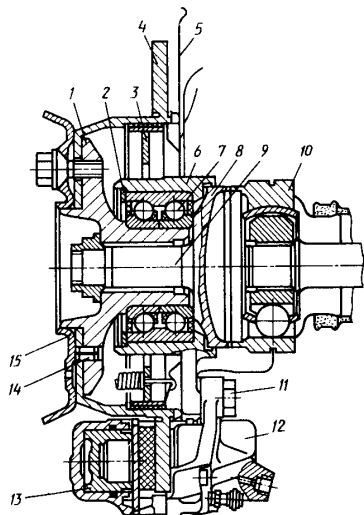
1 - 6.

2 - 4.

3 - 2.

4 - 10.

58 Какой карданный шарнир изображен на рисунке?



- 1 – универсальные асинхронные. 2 – простые синхронные.
 3 – универсальные синхронные. 4 – простые асинхронные.

59 Нагрузочный режим:

- 1 характеризует те **запрограммированные** нагрузки, которые испытывают детали и агрегаты автомобиля в процессе **испытаний**.
 2 характеризует те **реальные** нагрузки, которые испытывают детали и агрегаты автомобиля в процессе **испытаний**.
 3 характеризует те **реальные** нагрузки, которые испытывают детали и агрегаты автомобиля в процессе **эксплуатации**.
 4 характеризует те **максимальные** нагрузки, которые испытывают детали и агрегаты автомобиля в процессе **эксплуатации**.

60 Чем определяется нагрузочный режим?

- 1 дорожными и климатическими условиями.
 2 дорожными, транспортными и климатическими условиями.
 3 дорожными и транспортными условиями.
 4 дорожными, транспортными, климатическими и экстремальными условиями.

61 Расчетный режим:

- 1 **реальный или условный нагрузочный режим**, принимаемый при расчете деталей автомобиля на прочность или усталость (долговечность).
 2 **реальный или безусловный нагрузочный режим**, принимаемый при расчете деталей автомобиля на прочность или усталость (долговечность).
 3 **реальный или условный нагрузочный режим**, принимаемый при расчете деталей автомобиля на прочность.
 4 **реальный или условный нагрузочный режим**, принимаемый при расчете деталей автомобиля на усталость (долговечность).

62 По каким признакам определяется первый расчетный режим?

63 По каким признакам определяется второй расчетный режим?

64 По каким признакам определяется третий расчетный режим?

65 По каким признакам определяется четвертый расчетный режим?

- 1 по максимальному крутящему моменту двигателя

$$T_p = T_{e \max} U_{np} \alpha$$

- 2 по максимальному сцеплению ведущих колес с дорогой

$$T_p = T_\phi = G_{сц} \phi_{\max} R_k / U_{об}$$

- 3 по максимальной динамической нагрузке

$$T_p = T_{дин} = K_d T_{p1} = K_d T_{e \max} U_{np} \alpha,$$

где T_p – расчетный крутящий момент, Нм,

$T_{e \max}$ – максимальный крутящий момент двигателя, Нм,

U_{np} – передаточное число трансмиссии **прямое** - от коленчатого вала двигателя до соответствующего рассчитываемого вала,

$U_{об}$ – передаточное число трансмиссии **обратное** – от ведущего колеса до соответствующего рассчитываемого вала,

α – коэффициент, учитывающий максимально возможную долю момента, передаваемого данным валом, если другая часть момента передается другими валами (полуоси, привод к передним и задним мостам),

$G_{\text{сц}}$ – сцепной вес, нормальные реакции дороги на колеса (мост) с учетом возможного при разгоне перераспределения веса, Н,

φ_{max} – максимальный коэффициент сцепления колеса с дорогой,

R_k – динамический радиус колеса, м,

K_d – коэффициент динамичности.

4 по реальным эксплуатационным нагрузкам.

66 Чему, как правило, равен коэффициент динамичности?

1 – $K_d = K_{\text{бл}}$; 2 – $K_d = K_{\text{пр}}$; 3. – $K_d = K_{\text{тр}}$; 4. – $K_d = \beta$;

$K_{\text{бл}}$ – коэффициент блокировки дифференциала;

$K_{\text{пр}}$ – коэффициент приспособляемости двигателя;

$K_{\text{тр}}$ – коэффициент трансформации гидротрансформатора;

β – коэффициент запаса сцепления.

67 От чего в основном зависит коэффициент динамичности?

1 – от типа дороги или местности, по которой движется автомобиль, от ее состояния.

2 – от темпа включения сцепления.

3 – от типа и конструкции сцепления.

4 – от конструктивных особенностей автомобиля: общее передаточное число трансмиссии, податливость трансмиссии, моменты инерции вращающихся частей и т. д.

68 Величина коэффициента запаса сцепления автомобилей:

легковых, грузовых и высокой проходимости?

1: 1,2 - 2,0; 2,0 - 2,5; 2,5 - 3,0. 2: 2,5 - 3, 0; 2,0 - 2,5; 1,2 - 2,0.

3: 1,5 - 2,0; 2,0 - 2,5; 2,5 - 3,0. 4: 2,0 - 2,5; 2,5 - 3,0; 3,0 – 3,5.

69 Величина крутящего момента при расчете на долговечность:

1 – максимальный момент по 1-му или 3-му расчетным режимам

2 – минимальный момент по 1-му или 3-му расчетным режимам

3 – максимальный момент по 1-му или 2-му расчетным режимам

4 – минимальный момент по 1-му или 2-му расчетным режимам

70 Как определяется величина крутящего момента

при расчете на прочность?

1 – по второму режиму

$$T_{p2} = T_{\varphi} = G_{\text{сц}} \varphi_{\text{max}} R_k / U_{\text{об.}}$$

2 – по первому режиму

$$T_{p1} = T_{e \text{ max}} U_{\text{пр}} \alpha.$$

3 – по третьему режиму

$$T_{p3} = T_{\text{дин}} = K_d T_{p1} = K_d T_{e \text{ max}} U_{\text{пр}} \alpha.$$

4 – по реальным эксплуатационным нагрузкам.

71 На что рассчитывают карданные валы?

Расчет ведется по **статической** нагрузке с последующей проверкой по **динамической** нагрузке.

1 – на критическую частоту вращения, на кручение, на угол закручивания, на растяжение.

2 – на критическую частоту вращения, на кручение, на угол закручивания, на растяжение – сжатие.

3 - на критическую частоту вращения, на кручение, на растяжение – сжатие.

4 - на критическую частоту вращения, на кручение, на угол закручивания, на растяжение – сжатие, на нагрев.

72 Чем определяются длина и поперечное сечение карданного вала?

1 - критической частотой вращения и передаваемым динамическим моментом.

2 - максимальной частотой вращения и передаваемым крутящим моментом.

3 - критической частотой вращения и передаваемым крутящим моментом.

4 - минимальной частотой вращения и передаваемым крутящим моментом.

73 Критическая частота вращения карданного вала:

1 - частота вращения, при которой происходит бринеллирование игл подшипников вращающегося вала.

2 - частота вращения, при которой происходит скручивание вращающегося вала.

3 - частота вращения, при которой происходит осевое перемещение вращающегося вала.

4 - частота вращения, при которой происходит потеря устойчивости вращающегося вала.

74 Как увеличить критическую частоту вращения карданного вала?

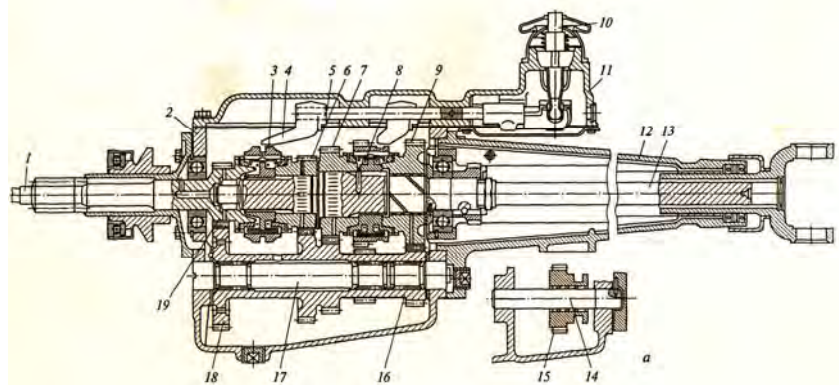
1 - уменьшением длины вала за счет установки дополнительной опоры или удлинителя выходного вала КП; уменьшением наружного и внутреннего диаметра трубы; динамическая балансировка КаП.

2 - увеличением длины вала за счет установки дополнительной опоры или удлинителя выходного вала КП; увеличением наружного и внутреннего диаметра трубы; динамическая балансировка КаП.

3 - уменьшением длины вала за счет установки дополнительной опоры или удлинителя выходного вала КП; увеличением наружного и внутреннего диаметра трубы; динамическая балансировка КаП.

4 - уменьшением длины вала за счет установки дополнительной опоры или удлинителя выходного вала КП; увеличением наружного и внутреннего диаметра трубы; статическая балансировка КаП.

75 Назначение удлинителя выходного вала 13 на рисунке?



1 - уменьшение критической частоты вращения карданного вала.

2 - увеличение критической частоты вращения карданного вала.

3 - увеличение крутящего момента, передаваемого карданным валом.

4 - уменьшение крутящего момента, передаваемого карданным валом.

76 Где на рисунке (вопрос 75) расположено компенсирующее соединение?

- 1 - слева на входном валу.
- 2 - слева на выходном валу.
- 3 - справа на входном валу.
- 4 - справа на выходном валу.

77 Материал трубы карданного вала:

- 1 - малоуглеродистые стали (сталь 15, сталь 20), не подвергаемые закалке.
- 2 - малоуглеродистые стали (сталь 15, сталь 20), подвергаемые закалке.
- 3 - среднеуглеродистые стали (сталь 45, сталь 50), не подвергаемые закалке.
- 4 - среднеуглеродистые стали (сталь 45, сталь 50), подвергаемые закалке.

78 Что рассчитывают по приведенной формуле?

$$n \approx (12 \times 10^{-4} \sqrt{D^2 + d^2}) / L^2 \geq (1,5-2,0) n_{\max}$$

где D, d, L – наружный, внутренний диаметры и длина вала, м;
 $1,2 \times 10^{-7}$ – в сантиметрах.

- 1 - критическую частоту вращения карданного вала.
- 2 - максимальную частоту вращения карданного вала.
- 3 - минимальную частоту вращения карданного вала.
- 4 - коэффициент запаса по частоте вращения карданного вала.

79 Что рассчитывают по приведенной формуле $W_\tau = \pi(D^4 - d^4)/(16D)$?

- 1 - момент сопротивления изгибу сплошного вала.
- 2 - момент сопротивления кручению сплошного вала.
- 3 - момент сопротивления изгибу трубчатого вала.
- 4 - момент сопротивления кручению трубчатого вала.

80 Что рассчитывают по приведенной формуле

$$\tau = T_p / W_k = (16 T_p D) / [\pi (D^4 - d^4)]?$$

- 1 - напряжение кручения сплошного вала.
- 2 - напряжение кручения трубчатого вала.
- 3 - напряжение изгиба трубчатого вала.
- 4 - напряжение изгиба сплошного вала.

81 Что рассчитывают по приведенной формуле $W = 0,2 (D^4 - d^4) / D$?

- 1 - момент сопротивления изгибу трубчатого вала.
- 2 - момент сопротивления кручению сплошного вала.
- 3 - момент сопротивления кручению трубчатого вала.
- 4 - момент сопротивления изгибу сплошного вала.

82 Что рассчитывают по приведенной формуле

$$\tau = T_p / 0,2 D^3 \leq 300 - 400 \text{ МПа?}$$

- 1 - напряжение изгиба сплошного вала.
- 2 - напряжение кручения сплошного вала.
- 3 - напряжение изгиба трубчатого вала.
- 4 - напряжение кручения трубчатого вала.

83 На сколько групп по виду действующих силовых факторов разделяют шлицевые соединения трансмиссии автомобилей?

- 1 - 2.
- 2 - 3.
- 3 - 4.
- 4 - 1.

84 Вид шлицевого соединения КаП автомобилей ГАЗ, ЗИЛ, КаМАЗ:

- 1 - эвольвентного профиля с центрированием по наружной поверхности шлицев и с дополнительным центрированием внутренней поверхности шлицев втулки по гладкой цилиндрической шейке скользящей вилки.

2 - эвольвентного профиля с центрированием по **наружной** поверхности шлицев и с дополнительным центрированием **наружной** поверхности шлицев втулки по гладкой цилиндрической шейке скользящей вилки.

3 - **прямобоочные** с центрированием по **наружной** поверхности шлицев и с дополнительным центрированием **внутренней** поверхности шлицев втулки по гладкой цилиндрической шейке скользящей вилки.

4 - **прямобоочные** с центрированием по **наружной** поверхности шлицев и с дополнительным центрированием **наружной** поверхности шлицев втулки по гладкой цилиндрической шейке скользящей вилки.

85 Материал шлицевых наконечников и вилок КаП автомобилей:

1 - легированные или углеродистые конструкционные стали **30, 35X, 40, 45, 40X** с последующей закалкой **ТВЧ, (HB 255-285), HRC 44-47 (56)**.

2 - легированные или углеродистые стали **30, 35X, 40, 45, 40X** с последующей закалкой **ТВЧ, (HB 255-285), HRC 44-47 (56)**.

3 - углеродистые конструкционные стали **30, 35X, 40, 45, 40X** с последующей закалкой **ТВЧ, (HB 255-285), HRC 44-47 (56)**.

4 - легированные или углеродистые конструкционные стали **30, 35X, 40, 45, 40X** с последующей закалкой **ТВЧ, (HB 255-285), HRC 44-47 (56)** с последующим **средним отпуском**.

86 На что рассчитывают компенсирующее, шлицевое соединение?

1 - на **смятие** от сил, действующих по **внутреннему** диаметру, а также на **срез**.

2 - на **смятие** от сил, действующих по **среднему** диаметру, а также на **срез**.

3 - на **смятие** от сил, действующих по **наружному** диаметру, а также на **срез**.

4 - на **смятие** от сил, действующих на **торец** шлица, а также на **срез**.

87 Где в трансмиссии автомобиля применяют шлицевые соединения?

1 - выходной вал **КП**, компенсирующее соединение **КаП**, наконечники полуосей.

2 - входной вал **КП**, компенсирующее соединение **КаП**, наконечники полуосей.

3 - входной и выходной валы **КП**, компенсирующее соединение **КаП**, наконечники полуосей.

4 - входной вал **КП**, компенсирующее соединение **КаП**, наконечники полуосей, простые карданные шарниры.

88 Классификация шлицев (зубьев) по форме профиля:

1 - прямобоочные, эвольвентные, **треугольные**, трапецевидные.

2 - прямобоочные, эвольвентные, **прямоугольные**.

3 - прямобоочные, эвольвентные, **прямоугольные**, винтовые.

4 - прямобоочные, эвольвентные, **треугольные**.

89 Соединения с эвольвентным профилем зубьев по сравнению с прямобоочными шлицами:

1 - имеют **пониженную** нагрузочную способность, **не** обладают способностью самоустанавливаться на валу, прочность на смятие и износостойкость **ниже**.

2 - имеют **пониженную** нагрузочную способность, обладают способностью самоустанавливаться на валу, прочность на смятие и износостойкость **ниже**.

3 - имеют **повышенную** нагрузочную способность, **не** обладают способностью самоустанавливаться на валу, прочность на смятие и износостойкость **выше**.

4 - имеют **повышенную** нагрузочную способность, обладают способностью самоустанавливаться на валу, прочность на смятие и износостойкость **выше**.

90 Как возникает осевая нагрузка в КаП?

- 1** - за счет сил **давления** в шлицах.
- 2** - за счет сил **трения** в шлицах.
- 3** - за счет сил **качения** в шлицах.
- 4** - за счет **радиальных** сил в шлицах.

91 Что рассчитывают по приведенной формуле?

$$F_{oc} = \mu T_p / r_{cp} = 4T_p \mu / (D_{ш} + d_{ш}),$$

где $\mu = 0,2$ – коэффициент трения, иногда при появлении задиров, $\mu = 0,4$;

$r_{cp} = (D_{ш} + d_{ш})/4$ – средний радиус шлицев;

$D_{ш}, d_{ш}$ – наружный и внутренний диаметры шлицев.

- 1** - **радиальную** нагрузку в компенсирующем соединении **КаП**.
- 2** - **окружную** нагрузку в компенсирующем соединении **КаП**.
- 3** - **осевую** нагрузку в компенсирующем соединении **КаП**.
- 4** - нагрузку **смятия** в компенсирующем соединении **КаП**.

92 Что обозначают цифры 16х62х72 в

прямобоочном шлицевом соединении тяжелой серии?

- 1** - число шлицев, внутренний и наружный диаметры.
- 2** - число шлицев, средний и наружный диаметры.
- 3** - число шлицев, внутренний и средний диаметры.
- 4** - модуль, внутренний и средний диаметры.

93 Как определить средний радиус шлицев?

$D_{ш}, d_{ш}$ – наружный и внутренний диаметры шлицев.

- 1** - $r_{cp} = (D_{ш} + d_{ш})/2$.
- 2** - $r_{cp} = (D_{ш} + d_{ш})/4$.
- 3** - $r_{cp} = (D_{ш} - d_{ш})/4$.
- 4** - $r_{cp} = (D_{ш} - d_{ш})/2$.

94 Что рассчитывают по приведенной формуле $\sigma = F_{oc}/S_T$?

где $S_T = \pi(D^2 - d^2)/4$ – площадь трубы карданного вала.

- 1** - напряжение **кручения** для трубчатой части карданного вала.
- 2** - напряжение **изгиба** для трубчатой части карданного вала.
- 3** - напряжение **среза** для трубчатой части карданного вала.
- 4** - напряжение **сжатия** (растяжения) для трубчатой части карданного вала.

95 Что рассчитывают по приведенной формуле? $\sigma_c = F/S = T_p / r_{cp} S$,

где S - площадь боковых поверхностей шлиц.

- 1** - напряжение **смятия** боковых поверхностей шлиц от сил, действующих по **внутреннему** диаметру.
- 2** - напряжение **среза** шлиц от сил, действующих по **среднему** диаметру.
- 3** - напряжение **смятия** боковых поверхностей шлиц от сил, действующих по **среднему** диаметру.
- 4** - напряжение **среза** шлиц от сил, действующих по **внутреннему** диаметру.

96 Что рассчитывают по приведенной формуле?

$$\sigma_c = 8T_p / [(D_{ш}^2 - d_{ш}^2) l_{ш} Z_{ш}] \leq [\sigma_c] = 15-25 \text{ МПа.}$$

1 - напряжение смятия боковых поверхностей шлиц от сил, действующих по среднему диаметру.

2 - напряжение среза шлиц от сил, действующих по среднему диаметру.

3 - напряжение смятия боковых поверхностей шлиц от сил, действующих по внутреннему диаметру.

4 - напряжение среза шлиц от сил, действующих по внутреннему диаметру.

97 Что рассчитывают по приведенной формуле?

$$\tau_c = T_p / (d_{ш} l_{ш} b_{ш} Z_{ш}) \leq [\tau_c] = 25-30 \text{ МПа},$$

где $l_{ш}$, $Z_{ш}$ – длина и число шлицев, $b_{ш}$ – ширина шлица.

1 - напряжение смятия боковых поверхностей шлиц от сил, действующих по внутреннему диаметру.

2 - напряжение смятия боковых поверхностей шлиц от сил, действующих по среднему диаметру

3 - напряжение среза шлиц от сил, действующих по внутреннему диаметру.

4 - напряжение среза шлиц от сил, действующих по среднему диаметру.

98 Сколько шипов крестовины воспринимают нагрузку от ведущего вала?

1 – 4.

2 – 2.

3 – 3.

4 – 1.

99 Что рассчитывают в асинхронном карданном шарнире?

1 - крестовину, вилки, фланцы, подшипники цапф (шипов) крестовины, стопорные кольца и крепежные детали.

2 - крестовину, вилки, фланцы, подшипники цапф (шипов) крестовины.

3 - крестовину, вилки, подшипники цапф (шипов) крестовины и крепежные детали.

4 - крестовину, вилки, фланцы, подшипники цапф (шипов) крестовины и крепежные детали.

100 Чем определяются размеры асинхронного карданного шарнира?

1 - размерами вилок.

2 - размерами крестовины.

3 - размерами подшипников.

4 - размерами фланцев.

101 Из каких условий определяются размеры крестовины?

$T_{e \max}$ – максимальный крутящий момент двигателя,

T_{ϕ} – крутящий момент по силе сцепления шин с дорогой при коэффициенте сцепления $\phi = 0,80$ и полной нагрузке автомобиля.

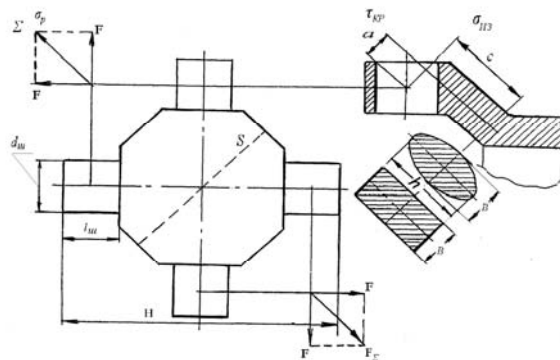
1 - крестовина не будет иметь остаточных деформаций под действием меньшей из величин: T_{ϕ} или $T_{e \max}$ при включенной первой передаче в КП.

2 - крестовина не будет иметь остаточных деформаций под действием большей из величин: T_{ϕ} или $T_{e \max}$ при включенной первой передаче в КП.

3 - крестовина будет иметь остаточные деформации под действием меньшей из величин: T_{ϕ} или $T_{e \max}$ при включенной первой передаче в КП.

4 - крестовина будет иметь остаточные деформации под действием большей из величин: T_{ϕ} или $T_{e \max}$ при включенной первой передаче в КП.

102 Почему крестовину рассчитывают на разрыв в поперечном сечении?



1 - радиальные силы, действующие на ведущий и ведомый шипы, складываются, суммарные силы действуют в **разных** направлениях.

2 - окружные силы, действующие на ведущий и ведомый шипы, складываются, суммарные силы действуют в **одном** направлении.

3 - окружные силы, действующие на ведущий и ведомый шипы, складываются, суммарные силы действуют в **разных** направлениях.

4 - радиальные силы, действующие на ведущий и ведомый шипы, складываются, суммарные силы действуют в **одном** направлении.

103 На что рассчитывают шипы крестовины?

1 - на изгиб и срез при допущении, что расчётная окружная сила, нагружающая каждый шип крестовины, приложена в точке, лежащей на **максимальной** длине шипа.

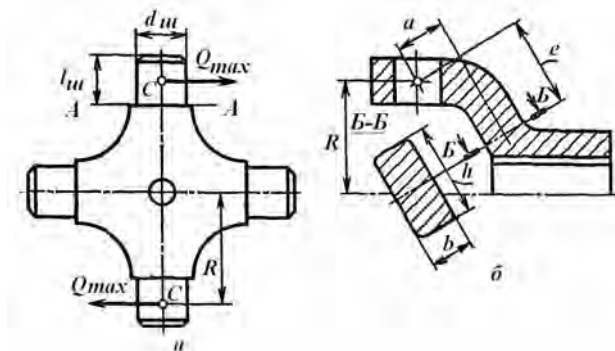
2 - на изгиб, смятие и срез при допущении, что расчётная окружная сила, нагружающая каждый шип крестовины, приложена в точке, лежащей **посередине** длины шипа.

3 - на изгиб, смятие и срез при допущении, что расчётная окружная сила, нагружающая каждый шип крестовины, приложена в точке, лежащей на **максимальной** длине шипа.

4 - на изгиб и срез при допущении, что расчётная окружная сила, нагружающая каждый шип крестовины, приложена в точке, лежащей **посередине** длины шипа.

104 Что рассчитывают по приведенной формуле?

$$\sigma_{из} = Q_{max} l_{ш} / (2W_{из}), \quad \text{где } l_{ш} - \text{длина шипа.}$$



1 - напряжение изгиба в сечении **A-A**.

2 - напряжение изгиба в сечении **B-B**.

3 - напряжение **изгиба** в поперечном сечении крестовины.

4 - напряжение **изгиба** в среднем сечении шипа.

105 Что рассчитывают по приведенной формуле $W = \pi d_{\text{ш}}^3 / 32$?

1 - момент сопротивления **срезу**.

2 - момент сопротивления **смятию**.

3 - момент сопротивления **изгибу**.

4 - момент сопротивления **кручению**.

106 Что рассчитывают по приведенной формуле $\tau_s = 4Q_{\text{max}} / (\pi d_{\text{ш}}^2)$?

1 - напряжение **изгиба**.

2 - напряжение **среза**.

3 - напряжение **смятия**.

4 - напряжение **кручения**.

107 На что рассчитывают вилки шарнира под действием силы Q_{max} ?

1 - на изгиб и кручение в сечении **А-А**.

2 - на изгиб, срез и кручение в сечении **А-А**.

3 - на изгиб, срез и кручение в сечении **Б-Б**.

4 - на изгиб и кручение в сечении **Б-Б**.

108 Что рассчитывают по приведенной формуле $\sigma = \frac{Q_{\text{max}} l}{W}$?

109 Что рассчитывают по приведенной формуле $\tau = \frac{Q_{\text{max}} a}{W}$?

1 - напряжение **изгиба**.

2 - напряжение **кручения**.

3 - напряжение **среза**.

4 - напряжение **смятия**.

Ответы на тесты:

1: 3; 5; 10; 15; 20; 23; 26; 27; 30; 39; 49; 51; 54; 56; 61; 62; 68; 76; 77; 78; 81; 84; 85; 92; 96; 101; 104; 108.

2: 1; 6; 17; 24; 25; 29; 34; 37; 40; 41; 42; 43; 45; 48; 52; 60; 63; 67; 71; 75; 86; 90; 93; 98; 100; 106; 107; 109.

3: 2; 4; 9; 12; 13; 16; 18; 28; 32; 35; 36; 46; 50; 53; 55; 59; 64; 70; 72; 74; 80; 83; 87; 91; 95; 97; 102; 105.

4: 7; 8; 11; 14; 19; 21; 22; 31; 33; 38; 44; 47; 57; 58; 65; 66; 69; 73; 79; 88; 89; 94; 99; 103.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Вишняков, Н. Н. Автомобиль: Основы конструкции [Текст] / Н.Н. Вишняков, В.К. Вахламов, А.Н. Нарбут и др. - М. : Машиностроение, 1986. – 304 с.
- 2 Автомобили: Конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия [Текст] : учебное пособие / под общ. ред. А. И. Гришкевича. – Минск : Выш. шк., 1985. – 240 с.
- 3 Банников, С. А. Тракторы Т-150 и Т-150К [Текст] / С.А. Банников, В.А. Родичев. – М. : Высш. школа, 1984. – 175 с.
- 4 Брянский, Ю. А. Тягачи строительных и дорожных машин [Текст] / Ю.А. Брянский, В.А. Чурилов. – М. : Высш. школа, 1976. – 360 с.
- 5 Вахламов, В. К. Автомобили: Основы конструкции [Текст] / В.К. Вахламов. – М. : Издательский центр «Академия», 2004. – 528 с.
- 6 ГОСТ Р 52430-2005. Автомобильные транспортные средства: Передачи карданные автомобилей с шарнирами неравных угловых скоростей: Общие технические условия [Текст] – М. : Стандартинформ, 2006. – 12 с.
- 7 Высоцкий, М. С. Грузовые автомобили. Проектирование автомобиля [Текст] / М. С.Высоцкий, Ю. Ю. Беленький, Л. Х. Гилелес. - М. : Машиностроение, 1979. – 384 с.
- 8 Давидович, С. М. Устройство тракторов и автомобилей [Текст] / С.М. Давидович. – Л.: Колос, 1965. – 512 с.
- 9 Конструирование и расчет колесных машин высокой проходимости: [Текст] учебник для вузов / под общ. ред. Н. Ф. Бочарова, И. С. Цитовича. - М. : Машиностроение, 1983. – 299 с.
- 10 Литвинов, А. С. Шасси автомобиля. Конструкция и элементы расчета. [Текст] / А.С. Литвинов, Р.В. Ротенберг, А.К. Фрумкин. - М. : Машгиз, 1963. – 504 с.
- 11 Лукин, П. П. Конструирование и расчет автомобиля [Текст] / П. П. Лукин, Г. А. Гаспарянц, В. Ф. Родионов. - М.: Машиностроение, 1984. – 376 с.
- 12 Марголис, С. Я. Мосты автомобилей и автопоездов [Текст] / С. Я. Марголис. – М.: Машиностроение, 1983. – 160 с.
- 13 Некрасов, В. И. Многоступенчатая трансмиссия: Конструкция, конструирование и расчет [Текст] : учебное пособие / В. И. Некрасов. – Курган: Изд-во Курганского гос. ун-та, 2001. – 155 с.
- 14 Некрасов, В. И. Узлы деления и отбора мощности: дифференциалы, раздаточные коробки, валы и коробки отбора мощности [Текст] : учебное пособие / В. И. Некрасов, Г. Н. Шпитко. – Курган, Сургут: Изд-во Курганского гос. ун-та, 2010. – 240 с.
- 15 Осепчугов, В. В. Автомобиль: Анализ конструкций, элементы расчета [Текст] : учебник для студентов вузов / В. В. Осепчугов, А. К. Фрумкин. - М. : Машиностроение, 1989. – 304 с.
- 16 Проектирование трансмиссий автомобилей [Текст] : справочник / под общ. ред. А.И. Гришкевича - М. : Машиностроение, 1984. – 272 с.
- 17 Селиванов, И.И. Автомобили и транспортные гусеничные машины высокой проходимости [Текст] / И.И.Селифонов. - М. : Наука, 1967. – 272 с.
- 18 Тракторы. Ч.І. Конструкции [Текст] : учеб. пособие для вузов / под общ. ред. В.В. Гуськова. - Мн.: Выш. шк., 1979. – 232 с.
- 19 Тур, Е. Я. Устройство автомобиля [Текст] / Е.Я. Тур, К.Б. Серебряков, Л.А. Жолобов.– М. : Машиностроение, 1990. – 352 с.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	3
1 КОНСТРУКЦИЯ КАРДАННОЙ ПЕРЕДАЧИ.....	4
1.1 Назначение, требования, классификация, общее устройство карданных передач	4
1.2 Карданный вал	7
1.3 Компенсирующее соединение	11
1.4 Промежуточная опора	15
1.5 Карданные шарниры	17
2 ПОЛУКАРДАНЫЕ ШАРНИРЫ.....	19
3 КАРДАННЫЙ ШАРНИР НЕРАВНЫХ УГЛОВЫХ СКОРОСТЕЙ	23
3.1 Устройство и работа карданной передачи с асинхронными шарнирами	23
3.2 Кинематика асинхронного карданного шарнира	28
4 СДВОЕННЫЕ И КУЛАЧКОВЫЕ ШАРНИРЫ РАВНЫХ УГЛОВЫХ СКОРОСТЕЙ	35
4.1 История создания шарниров равных угловых скоростей	35
4.2 Сдвоенный карданный шарнир	38
4.3 Кулачковый карданный шарнир	42
5 ШАРИКОВЫЕ ШАРНИРЫ РАВНЫХ УГЛОВЫХ СКОРОСТЕЙ	45
5.1 Четырехшариковый карданный шарнир с делительными канавками	45
5.2 Шариковый карданный шарнир с делительным рычажком	48
5.3 Шестишариковый карданный шарнир с делительными канавками ..	51
5.4 Универсальный шестишариковый карданный шарнир (типа ГКН) ..	52
5.5 Универсальный синхронный шарнир фирмы «Уни-кардан»	53
5.6 Универсальный шестишариковый карданный шарнир (типа Лебро) ..	54
5.7 Восьмишариковый карданный шарнир	55
6 ОРИГИНАЛЬНЫЕ КОНСТРУКЦИИ ШАРНИРОВ РАВНЫХ УГЛОВЫХ СКОРОСТЕЙ	56
6.1 Трехшиповый карданный шарнир (типа «Трипод»)	56
6.2 Подшипниковые узлы с шарнирами равных угловых скоростей	58
6.3 Коническая передача с функцией карданного шарнира равных угловых скоростей	61
7 КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ КАРДАННОЙ ПЕРЕДАЧИ	69
7.1 Нагрузочные и расчетные режимы	69
7.1.1 Нагрузочные режимы	69
7.1.2 Расчетные режимы	71
7.2 Расчет карданных валов	74
7.3 Расчет компенсирующего соединения	87
7.4 Расчет карданного асинхронного шарнира.....	95
7.5 Расчет синхронного карданного шарнира	106
8 ТЕСТЫ	109
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	134

Учебное издание

Некрасов Владимир Иванович
Шпитко Георгий Николаевич

КАРДАННАЯ ПЕРЕДАЧА

Учебное пособие

Редактор Н.М. Быкова

Подписано в печать 24.12.2013	Формат	Бумага тип. 65 гр./м ²
Печать цифровая	Усл. печ. л. 17,00	Уч.-изд. л.17,00
Заказ 235	Тираж 100	

Редакционно-издательский центр КГУ.
640669, г.Курган, ул. Гоголя, 25.
Курганский государственный университет.