

Министерство высшего и среднего специального
образования БССР

БЕЛОРУССКИЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

Кафедра "Автомобили"

В.А. ВАВУЛО, К.А. РЕЗНИКОВ

КАРДАННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Учебно-методическое пособие
по курсовому и дипломному проектированию
по курсу
"Конструкция и расчет автомобилей"
для студентов специальностей 0513, 1609,
1616, 1617

М и н с к 1 9 8 0

Министерство высшего и среднего специального
образования БССР
БЕЛОРУССКИЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

Кафедра "Автомобили"

В.А.ВАВУЛО, К.А.РЕЗНИКОВ

КАРДАНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Учебно-методическое пособие
по курсовому и дипломному проектированию
по курсу

"Конструкция и расчет автомобилей"
для студентов специальностей 0513, 1609,
1616, 1617

М и н с к 1 9 8 0

В данном пособии рассматриваются наиболее важные вопросы проектирования карданных передач трансмиссии автомобилей: выбор вида и состава карданной передачи, углов установки валов, типа карданных шарниров. Приводятся также зависимости для выполнения проверочных расчетов элементов карданных передач и справочный материал, необходимый при выполнении проекта карданной передачи трансмиссии.

Пособие может быть использовано как при дипломном, так и при курсовом проектировании студентами специальностей 0513, 1609, 1616, 1617.

Рецензенты:

Н.Л.Островерхов, И.В.Каноник

І. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

В данном учебном пособии рассматриваются карданные передачи трансмиссии автомобилей. Карданные передачи привода вспомогательного и специального оборудования не рассматриваются.

Карданная передача автомобиля есть механизм трансмиссии, состоящий из одного или нескольких карданных валов и карданных шарниров, предназначенный для передачи крутящего момента внутри трансмиссии между агрегатами, оси валов которых не совпадают и могут изменять свое положение [1].

Наибольшее влияние на характеристику карданной передачи оказывают карданные шарниры. Заметим, что в автостроении к элементам карданных передач относят также упругие и жесткие муфты, изучаемые в курсе "Детали машин" [2]. Эти муфты стандартом [1] предписывается называть полукарданными шарнирами. Установлена следующая основная классификация шарниров [1]:

По кинематическим свойствам	Карданные шарниры равных угловых скоростей Карданные шарниры неравных угловых скоростей
По наличию определенных осей качания	Полные карданные шарниры Полукарданные шарниры

Карданным шарниром равных угловых скоростей называют шарнир, у которого угловые скорости ведущего и ведомого валов равны между собой [1]. Карданным шарниром неравных угловых скоростей называют шарнир, у которого при равномерной скорости вращения ведущего вала угловая скорость ведомого вала неравномерна [1]. Полным карданным шарниром называют шарнир, имеющий определенные оси качания. Полукарданным называют шарнир, не имеющий определенных осей качания.

Расстояния между агрегатами трансмиссии вследствие линейных и угловых колебаний на подвесках периодически изменяются. Для компенсации этих изменений карданная передача должна иметь возможность осевого перемещения некоторых элементов. В связи с этим в технической литературе [3] дополнительно к указанной выше основной классификации принято различать: универсальные карданные шарниры, конструкция которых допускает относительное осевое переме-

щение элементов внутри шарнира, и простые, не имеющие осевой компенсации. Универсальные шарниры применялись в трансмиссиях автомобилей более ранних конструкций, однако применяются иногда и в современных автомобилях в приводе ведущих колес при независимой подвеске последних. В современных конструкциях преобладают простые шарниры, а осевая компенсация обеспечивается установкой на карданном валу скользящей вилки.

Конструкции карданных и полукарданных шарниров имеют большое разнообразие. Подробное описание многих из них дано в работах [3, 4]. Наиболее распространенным является простой полный карданный шарнир неравных угловых скоростей с крестовиной. На рис. 2,а показана карданная передача с двумя такими шарнирами. Конструкции шариковых шарниров равных угловых скоростей показаны на рис. 1,г и 2,г (слева). На рис. 2,г справа представлена одна из конструкций универсального шарнира. Полукарданные шарниры показаны на рис. 2,б (жесткие) и 2,в справа (упругий).

В трансмиссии автомобилей карданные передачи используют для передачи крутящего момента между следующими агрегатами: между двигателем и коробкой передач при ее самостоятельной установке, между коробкой передач и ведущим мостом или раздаточной коробкой, между раздаточной коробкой и ведущими мостами, между центральной передачей и ведущими колесами при независимой их подвеске, между центральной или бортовой передачей и управляемыми ведущими колесами. Таким образом на автомобиле, в зависимости от его колесной формулы и кинематической схемы трансмиссии, может быть несколько самостоятельных карданных передач. На рис. 1 показаны типовые карданные передачи различных автомобилей, на рис. 2 — короткие карданные передачи, соединяющие близко расположенные агрегаты и передачи привода управляемых колес.

2. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ, ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ

Исходными данными при проектировании карданных передач являются: техническая характеристика автомобиля, кинематическая схема трансмиссии, компоновка автомобиля с указанием на ней взаимного расположения агрегатов и расстояний между ними. Требования, которым должна удовлетворять определенная карданная передача, могут

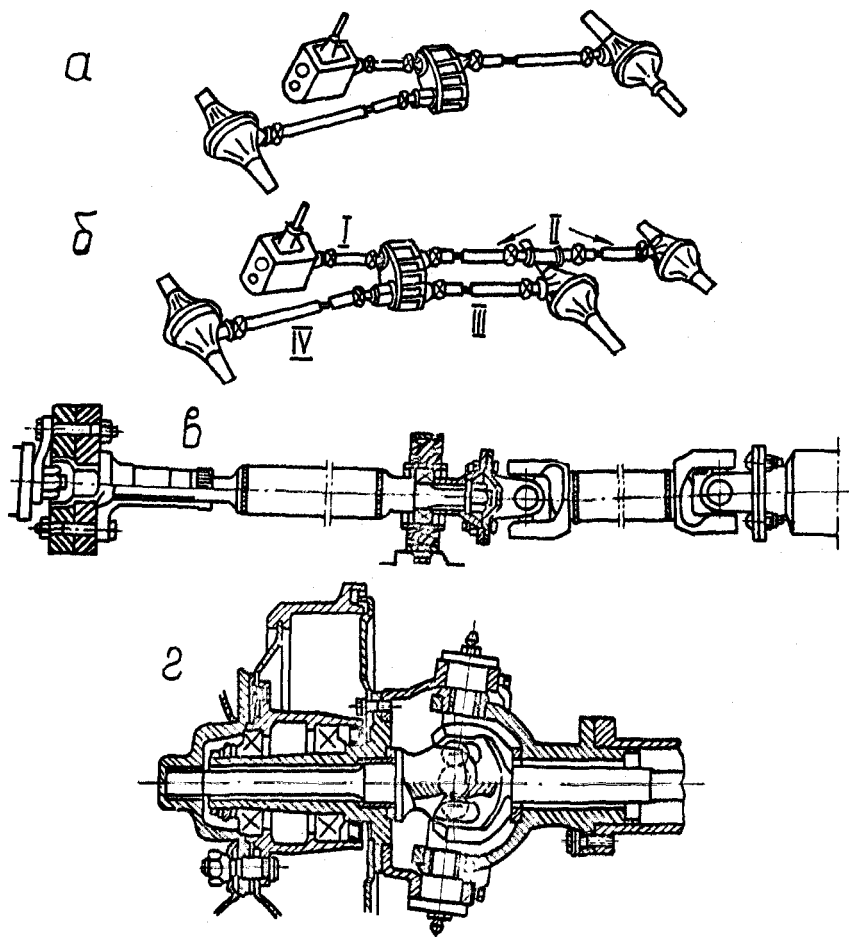


Рис. 1. Карданные передачи автомобилей с различной колесной формулой:
 а - автомобиля 4x4;
 б - автомобиля 6x6;
 в - трехшарнирная, автомобиля 4x2;
 г - одношарнирная, в приводе к ведущему управляемому колесу с зависимой подвеской

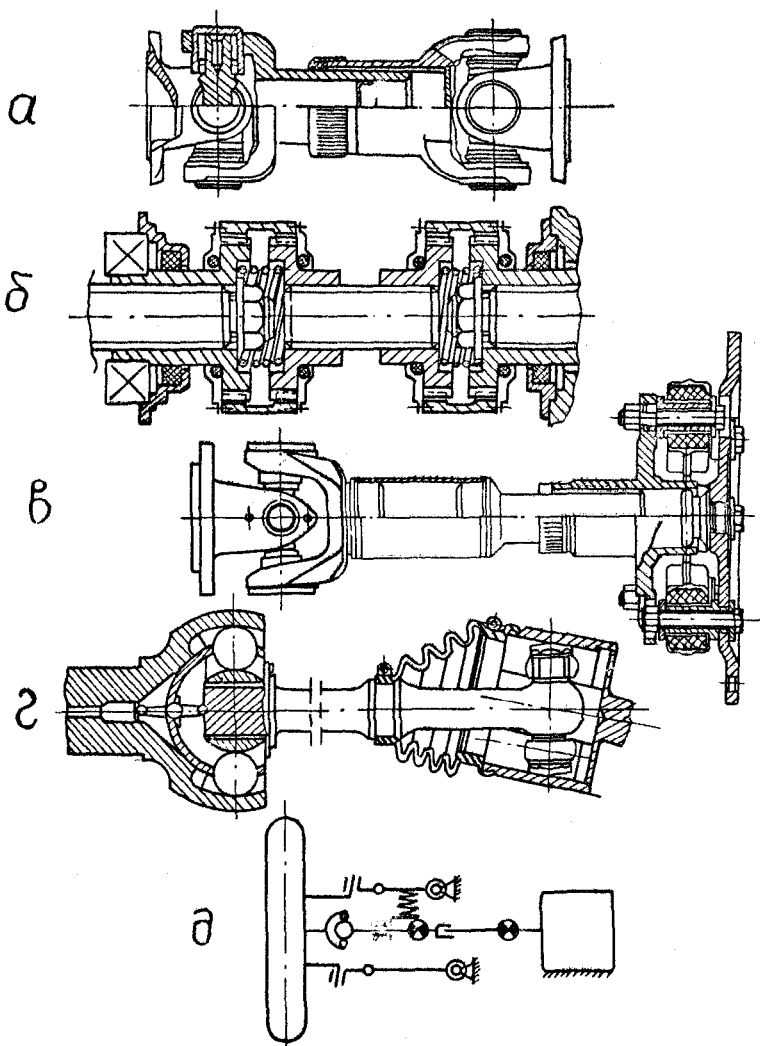


Рис. 2. Отдельные виды карданных передач:
 а - с шарнирами, имеющими крестовину; б - с жесткими полукарданными шарнирами; в - с упругим полукарданным шарниром; г, д - двух- и трехшарнирная передача привода ведущего управляемого колеса с независимой подвеской

оказать обратное влияние на принятие того или иного взаимного расположения агрегатов при компоновке.

Основные требования, которые должны быть учтены при проектировании карданной передачи:

- 1) вращение конечных валов должно быть синхронным или близким к синхронному;
- 2) возможно больший к.п.д. и малый шум карданной передачи;
- 3) жесткость карданной передачи, являющейся одним из упругих звеньев трансмиссии, должна быть выбрана с учетом динамических характеристик всех элементов трансмиссии, так, чтобы собственные частоты крутильных колебаний трансмиссии находились вне эксплуатационных режимов;
- 4) рациональная унификация отдельных элементов;
- 5) хорошая защищенность трущихся поверхностей шарниров и компенсирующего устройства от вытекания смазки и попадания влаги и пыли;
- 6) доступность и большая периодичность обслуживания.

3. ВЫБОР КОНСТРУКЦИИ КАРДАННОЙ ПЕРЕДАЧИ, СОЕДИНЯЮЩЕЙ ДВА АГРЕГАТА ТРАНСМИССИИ

При проектировании карданной передачи, соединяющей два агрегата трансмиссии, первым подлежащим решению вопросом является вопрос о промежуточной опоре. В ряде случаев единственное, вполне очевидное решение определяется компоновкой или расстоянием между агрегатами. Например, при небольшом расстоянии между агрегатами очевидным решением является выполнение двухшарнирной карданной передачи без промежуточной опоры. При соединении раздаточной коробки с задним мостом тележки трехосного автомобиля, не имеющего проходного моста, очевидным решением является выполнение четырехшарнирной передачи с промежуточной опорой (передача II на рис. I, б). Вопрос о промежуточной опоре более всего относится к проектированию карданной передачи, соединяющей коробку передач и ведущий мост в автомобилях 4x2, при расстоянии между этими агрегатами, превосходящем один метр. Чтобы решить вопрос о промежуточной опоре в общем случае, следует определить допустимую длину карданного вала $L_{к\max}$, измеряемую по центрам шарниров. Допустимой является длина, при которой расчетная критическая частота вращения кардан-

ного вала превышает максимальную частоту его вращения при максимальной скорости автомобиля на 43% (см. п. 2. 3. 4 ОСТ 37.001.053-74 [5]). Допустимую длину $L_{k \max}$ можно определить в следующем порядке:

а). Определяется величина максимального крутящего момента на карданном валу на низшей передаче T_{kI}

$$T_{kI} = T_{rI} \cdot i_I; \quad \text{Нм} \quad , \quad (1)$$

где T_{rI} - максимальный крутящий момент на входном валу коробки передач в расчетном рабочем диапазоне установки, Нм; для механических трансмиссий $T_{rI} = T_{me}$, где T_{me} - максимальный крутящий момент двигателя; для гидромеханических трансмиссий T_{rI} есть максимальный крутящий момент на валу турбины гидротрансформатора при коэффициенте трансформации $K_T = 0,7$, соответствующем к.п.д. трансформатора $\eta = 0,7$;

i_I - передаточное число коробки передач на низшей передаче.

б). Определяется максимальная частота вращения карданного вала $n_{k \max}$

$$n_{k \max} = U_{a \max} \frac{1000}{2\pi z_k \cdot 60} i_{\beta-k}, \quad \text{об/мин} \quad , \quad (2)$$

где $U_{a \max}$ - максимальная скорость автомобиля, км/ч;

z_k - расчетный радиус ведущих колес, м;

$i_{\beta-k}$ - передаточное число от карданного вала к ведущим колесам; обычно $i_{\beta-k} = i_0$, где i_0 - передаточное число главной передачи.

в). Выбираются предварительные размеры D и d сечения трубы карданного вала. Для этого могут быть использованы данные табл. I, в которой приведены стандартные размеры сечений [6] и величины крутящих моментов, соответствующие статистическим уровням напряжений кручения в карданных валах грузовых ($\tau = 100 \dots 120 \text{ Н/мм}^2$) и легковых ($\tau = 25 \dots 55 \text{ Н/мм}^2$) автомобилей. Кроме того можно ориентироваться по данным табл. 8, в которой указаны основные размеры элементов карданных передач отечественных автомобилей.

г). Определяется искомая величина

$$L_{k \max} = \sqrt{\frac{1,185 \cdot 10^7}{1,43 n_{k \max}}} \sqrt{D^2 + d^2} \quad \text{см.} \quad (3)$$

Т а б л и ц а I

Стандартные размеры сечения труб карданных валов и их нагрузочная способность

Размеры сечения по ГОСТ 5005-65		Момент сопротивления при кручении W_t , см ³	Момент инерции сечения J , см ⁴	Передаваемый крутящий момент T_k , Нм		Допустимая длина карданного вала L_{kmax} , см ***		
внутренний диаметр d , мм	толщина стенки δ , мм			при $\tau = 100 \dots 120$, Н/мм ²	при $\tau = 25 \dots 55$, Н/мм ²	при $n_{kmax} = 3000$, об/мин	при $n_{kmax} = 4000$, об/мин	при $n_{kmax} = 5000$, об/мин
I	2	3	4	5	6	7	8	9
45	2,5	8,44	21,10	844...1000	211...464	I34	II6	I04
46	2,5	8,81	22,46	881...1050	220...484	I37	II9	I06
55	2,0	9,87	29,13	987...1180	247...543	I49	I29	II5
55	2,5	12,47	37,40	1247...1500	312...686	I50	I30	II6
55	3,5	17,82	55,23	1782...2140	445...979	I51	I31	II7
63	3,5	23,16	81,06	2316...2780	579...1273	I61	I39	I25
66	2,0	14,12	49,43	1412...1700	353...776	I62	I40	I26
71	1,6	12,97	48,11	1297...1560	324...712	I68	I45	I30
71	1,8	14,63	54,57	1463...1750	366...805	I68	I46	I30
71	2,0	16,30	61,14	1630...1950	407...895	I68	I46	I30
71	2,1	17,15	64,48	1715...2060	429...943	I69	I46	I31
71	2,2	17,99	67,83	1799...2180	450...990	I69	I47	I31
71	2,5	20,54	78,05	2054...2460	513...1128	I69	I47	I31

I	!	2	!	3	!	4	!	5	!	6	!	7	!	8	!	9
71		3,0		24,84		95,63		2484...2980		621...1366		170		147		132
82		2,5		27,26		118,6		2726...3280		-		181		157		140
82		3,0		32,93		144,9		3293...3950		-		182		158		141
82		3,5		38,67		172,1		3867...4640		-		182		158		141
82		4,0		44,51		200,3		4451...5340		-		183		159		142
94		3,5		50,51		255,1		5051...6050		-		195		169		151
94		4,0		58,08		296,2		5808...6950		-		195		169		151
100,5**		6,0		101,5		571,0		10150...12200		-		202		175		157
104		4,0		70,76		396,3		7076...8500		-		205		178		159
104		4,5		80,03		452,2		8003...9600		-		206		178		159
104		5,0		89,40		509,6		8940...10700		-		206		178		160

*) В ГОСТ 5005-65 отсутствует, применяется на автомобилях ВАЗ.

**) В ГОСТ 5005-65 отсутствует, применяется на автомобилях БелАЗ-540.

***) Некоторые зарубежные фирмы ограничивают допустимую длину карданного вала величиной $L_{кв} = 160$ см независимо от размеров D и d

Величины D и d в формулу (3) подставляются в сантиметрах. Для справок в табл. I приведены значения L_{kmax} при трех значениях n_{kmax} , 3000, 4000 и 5000 об/мин.

В тех случаях, когда расстояние между коробкой передач и главной передачей относительно велико и при двухшарнирной карданной передаче длина карданного вала L_k получается больше допустимой величины L_{kmax} , вопрос чаще всего решается в пользу применения трехшарнирной карданной передачи (рис. I, в). В отдельных случаях идут на увеличение размеров D и d сечения трубы карданного вала до пределов, при которых напряжение τ оказывается ниже средних статистических уровней, но повышается критическая частота вращения и сохраняется возможность применения более простой двухшарнирной передачи вместо трехшарнирной. В легковых автомобилях уменьшение необходимой длины карданного вала часто достигается за счет установки на коробке передач задней крышки-удлинителя. Последнее также может позволить применить двухшарнирную передачу вместо трехшарнирной. В то же время имеются примеры конструкций, в которых применяется трехшарнирная карданная передача несмотря на то, что требуемая длина карданного вала при двухшарнирной не превышает допустимую L_{kmax} . Такое решение может преследовать следующие цели: придать днищу кузова легкового автомобиля рациональную форму [7, 8], т.е. снизить высоту ниши в полу кузова или совсем ее ликвидировать; избежать необходимости выполнять большое отверстие в поперечине рамы или сильно изгибать ее [3].

4. ВЫБОР УГЛОВ УСТАНОВКИ ВАЛОВ В КАРДАННОЙ ПЕРЕДАЧЕ, СОЕДИНЯЮЩЕЙ ДВА АГРЕГАТА

После того как принято решение по составу карданной передачи, необходимо выполнить масштабную схему установки валов с указанием углов установки. При этом будем иметь в виду, что в карданной передаче, соединяющей два агрегата трансмиссии, применяются шарниры неравных угловых скоростей. В двух- и четырехшарнирных передачах применяются полные карданные шарниры с крестовиной, в трехшарнирных передачах один шарнир иногда выполняется полукарданным. Углы установки γ *) валов, соединяемых шарниром неравных угловых

*) Если углы γ указаны в двух взаимно перпендикулярных плоскостях, то

$$\gamma = \sqrt{\gamma_{гориз.}^2 + \gamma_{вертик.}^2}$$

скоростей, не должны иметь нулевых значений [5] и при номинальной нагрузке в статическом состоянии автомобиля не должны быть более:

3° для легковых автомобилей;

4° для грузовых автомобилей и автобусов;

8° для автомобилей высокой проходимости.

Указанные ограничения приняты [5] с целью обеспечения высоких значений к.п.д. карданной передачи, большого срока службы шарниров и уменьшения степени неравномерности вращения карданного вала.

Для того чтобы в карданной передаче с шарнирами неравных угловых скоростей обеспечивалось синхронное вращение конечных валов, следует вилки на концах каждого карданного вала располагать определенным образом и выдерживать при этом определенные соотношения углов между валами, соединяемыми каждым шарниром. Решения для общего случая мног шарнирной карданной передачи с любым пространственным расположением рассмотрены в ряде специальных работ [10, 11]. Наибольшее практическое значение однако имеют основные частные случаи, в которых конечные валы расположены в одной плоскости. В этих частных случаях синхронное вращение конечных валов обеспечивается при следующих условиях:

в двухшарнирной карданной передаче (рис. 3, а, б) углы γ_{12} и γ_{23} между карданным валом и соединяемыми им валами 1 и 3 должны равняться друг другу, а вилки шарниров на концах карданного вала должны при сборке устанавливаться в одной плоскости;

в четырехшарнирной карданной передаче с промежуточной опорой (рис. 3, в, г) синхронность вращения конечных валов обеспечивается при нескольких вариантах расположения валов и их вилок (см. табл. 4.3 в работе [10]), однако синхронное вращение не только конечных валов 1 и 5, но также и вала промежуточной опоры 3 обеспечивается при соблюдении указанных выше условий для каждой из двух двухшарнирных передач, составляющих четырехшарнирную в отдельности;

в трехшарнирной карданной передаче с промежуточной опорой (рис. 3, д) синхронное вращение конечных валов 1 и 4, в зависимости от варианта расположения вилок на концах карданных валов 2 и 3, обеспечивается при соблюдении условий, указанных в табл. 2 [9, 10].

Так как во время движения автомобиля углы γ_{23} и γ_{34} в трехшарнирной передаче могут меняться, а угол γ_{12} остается постоянным, то полной синхронизации вращения валов 1 и 4 получить нельзя.

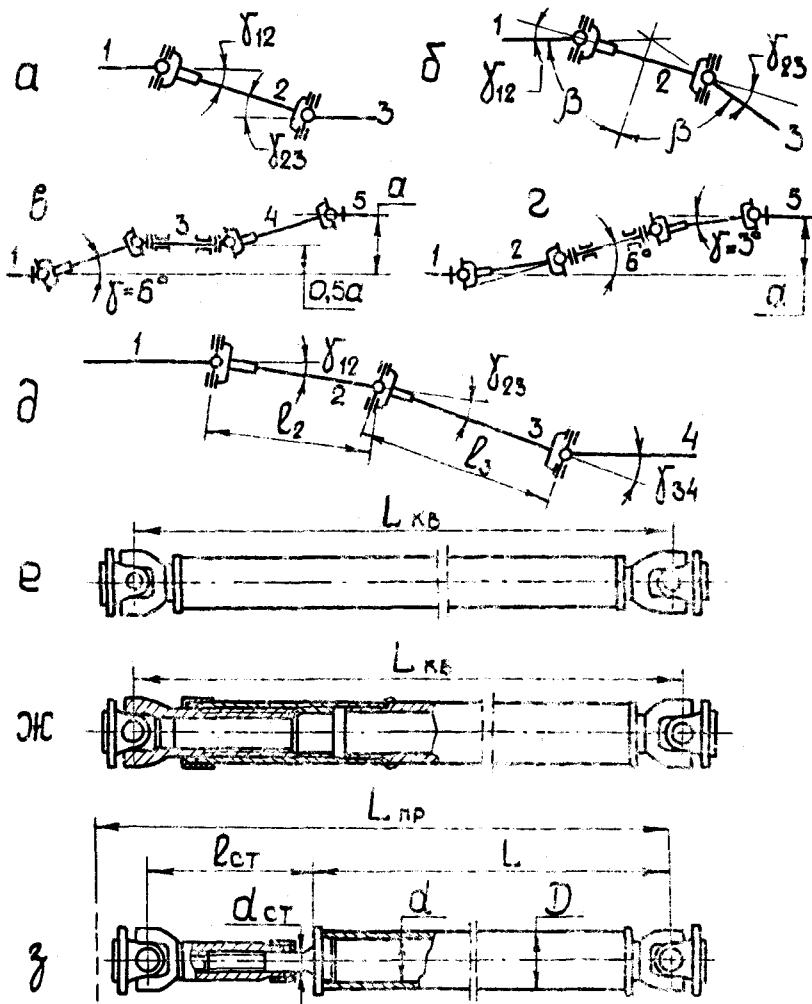


Рис. 3. Расчетные схемы:

а, б - двухшарнирные передачи с параллельным и V-образным расположением концевых валов;
 в, г - четырехшарнирные передачи с различным расположением промежуточной опоры (г - вариант, обеспечивающий меньшие углы установки);
 д - трехшарнирная передача;
 е, ж, з - схемы к расчету критической частоты вращения карданного вала

Синхронизация однако тем ближе к полной, чем меньше угол γ_{12} , поэтому рекомендуется угол γ_{12} назначать малым, например $\gamma_{12} = 1^\circ \dots 2^\circ$.

Т а б л и ц а 2

Варианты трехшарнирной карданной передачи с синхронным вращением конечных валов

Взаимное расположение вилок на концах карданных валов		Условие синхронного вращения ведущего вала 1 и ведомого вала 4
карданного вала 2	карданного вала 3	
под углом 90°	в одной плоскости	$\cos \gamma_{12} \cdot \cos \gamma_{23} = \cos \gamma_{34}$
в одной плоскости	под углом 90°	$\cos \gamma_{23} \cdot \cos \gamma_{34} = \cos \gamma_{12}$
в одной плоскости	в одной плоскости	$\cos \gamma_{12} \cdot \cos \gamma_{34} = \cos \gamma_{23}$

Промежуточная опора трехшарнирной карданной передачи крепится к днищу кузова или к раме, поэтому уровень поперечных колебаний опоры возбуждаемых при работе шарниров неравных угловых скоростей должен быть минимальным. При проектировании и доводке трехшарнирной передачи стремятся, с одной стороны, уменьшить влияние поперечных колебаний промежуточной опоры на кузов или раму путем ее эластичного крепления и подбора частоты собственных ее колебаний, а с другой – подбором углов установки валов и вилок снизить до минимума уровень возбуждения поперечных колебаний. Вопросы проектирования и доводки трехшарнирной карданной передачи рассмотрены в работах [8, 12]. В работе [8] дана следующая рекомендация: частота собственных колебаний опоры должна быть значительно ниже частоты вынужденных колебаний, возникающих при эксплуатационных скоростях движения автомобиля

$$\omega < \frac{U_{\min} \cdot t_0}{11,3 \cdot z_k}, \quad 1/c,$$

где U_{\min} – минимальная эксплуатационная скорость движения автомобиля, км/ч;

z_k – расчетный радиус ведущих колес, м.

При выводе этой зависимости учтено, что частота воздействия изгибающих моментов карданной передачи равна удвоенной частоте вращения ее валов.

В работе [12] рекомендуется формулы оптимальной компоновки

трехшарнирной карданной передачи, обеспечивающей минимальное амплитудное значение поперечных сил. Приводим их в табл. 3.

Т а б л и ц а 3

Формулы оптимального соотношения между углами установки валов трехшарнирной карданной передачи [12]

Взаимное расположение вилок на концах карданных валов	Рекомендуемое соотношение (рис. 3, д)
карданного вала 2 ! карданного вала 3 !	

в одной плоскости	в одной плоскости	$\gamma_{12} + \left(\frac{\ell_2}{\ell_3} + 1\right) \gamma_{23} + \frac{\ell_2}{\ell_3} \gamma_{34} = 0$
под углом 90°	в одной плоскости	$-\gamma_{12} + \frac{\ell_2}{\ell_3} \gamma_{23} + \frac{\ell_2}{\ell_3} \gamma_{34} = 0$
в одной плоскости	под углом 90°	$\gamma_{12} + \left(\frac{\ell_2}{\ell_3} + 1\right) \gamma_{23} - \frac{\ell_2}{\ell_3} \gamma_{34} = 0$
под углом 90°	под углом 90°	$-\gamma_{12} + \left(\frac{\ell_2}{\ell_3} + 1\right) \gamma_{23} - \frac{\ell_2}{\ell_3} \gamma_{34} = 0$

В табл. 3 приняты следующие обозначения (рис. 3, д):

$\gamma_{12}, \gamma_{23}, \gamma_{34}$ - расчетные углы, т.е. углы в статическом состоянии нагруженного на 70% автомобиля, скорректированные на их изменения под действием реактивного момента при разгоне автомобиля, в указанных формулах углы γ должны подставляться с учетом их знака; правило знаков следующее: углы γ считаются положительными, когда вершины дополнительных до 180° к ним углов направлены вниз;

ℓ_2, ℓ_3 - длина карданных валов 2 (промежуточного) и 3 (основного).

Таким образом, при подборе углов установки валов трехшарнирной карданной передачи по условию устранения поперечных колебаний промежуточной опоры может быть несколько нарушено условие синхронного вращения конечных валов (табл. 2). Как показывает практика, уточнение углов установки производится при экспериментальной доводке передачи.

5. ВЫБОР ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ ГЛАВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ КАРДАНОЙ ПЕРЕДАЧИ С ШАРНИРАМИ НЕРАВНЫХ УГЛОВЫХ СКОРОСТЕЙ

Ниже приводятся рекомендации по предварительному выбору размеров. После предварительного выбора выполняются проверочные рас-

четы и первая корректировка размеров. Дальнейшая корректировка размеров производится в процессе стендовых и ходовых испытаний карданной передачи.

5.1. Выбор типоразмера шарнира неравных угловых скоростей

Основные размеры крестовины и вилок карданного шарнира стандартизованы и должны выбираться из числа указанных в отраслевом стандарте ОСТ 37.001.068-76 [13]. Данным отраслевым стандартом предусмотрено восемь типоразмеров шарниров (табл. 4, рис. 4).

Ряд фирм для выбора размерности карданного шарнира рекомендуют пользоваться номограммами. В работе [4], например, приведены номограммы фирм Геленквелленбау (GWB) и Харди Спайсер. Ниже приводится рекомендация, разработанная на Минском автомобильном заводе применительно к дорожным двухосным грузовым автомобилям с учетом методики фирмы *GWB*.

Типоразмер карданного шарнира с крестовиной определяется в зависимости от типа двигателя, осредненного передаваемого крутящего момента, средней частоты вращения карданного вала, угла установки и необходимого срока службы. Типоразмер шарнира с крестовиной можно подобрать с помощью номограммы (рис. 5).

Для этого необходимо определить следующие величины:

- 1) приведенный крутящий момент, условно действующий на карданный вал;
- 2) частоту вращения карданного вала при средней технической скорости автомобиля.

Приведенный крутящий момент определяется по формуле

$$T_{пр} = T_{ГВ} \cdot i_B \cdot K_D \cdot K_A \cdot K_f \cdot K_L, \text{ Нм}, \quad (4)$$

где $T_{ГВ}$ - расчетный крутящий момент на входном валу коробки передач на высшей передаче, Нм; для механической трансмиссии $T_{ГВ} = T_{ме}$, где $T_{ме}$ - максимальный крутящий момент двигателя; для гидромеханической трансмиссии $T_{ГВ} = T_{нк=1}$, где $T_{нк=1}$ - крутящий момент на насосном колесе гидротрансформатора при $k = 1$;

i_B - передаточное число высшей передачи в коробке передач
 K_D - коэффициент, учитывающий специфику применения иголь-

Основные данные по нормализованным типоразмерам шарниров неравных угловых скоростей (рис. 4)

Обозначения размеров и показателей	Значения размеров и показателей для типоразмеров шарниров									
	I	II	III	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX
H, мм	57,17	74,2	80	80	90	108	127	147	165	165
$d_{ш}$, мм	14,725	15,23	16,3	16,3	22	25	33,65	33,65	45	45
H ₁ , мм	64,26	55	60	60	-	-	-	-	-	-
H ₂ , мм	-	-	-	-	98	118	135	155	173	173
B, мм	36	45	40	40	50	65	74	86	85	85
D, мм	23,823	28	30	30	35	39	50	50	62	62
№ подшипника	904902	704902	704702 K2	704702 KУ2	804704	804805	804807	804907	804707	804709
Количество игл	22	22	29	20	26	29	38	38	50	50
Диаметр игл, мм	2,4	2,5	2	3	3	3	3	3	3	3
Длина иглы, мм	10	12,5	13,8	13,5	18	18,1	18	24	24	24
$C_{ж}$, кгс	<u>800</u> 850	<u>720</u> 800	<u>770</u> 850	<u>770</u> 850	<u>1370</u> 1500	<u>1450</u> 1600	<u>1650</u> 1800	<u>2100</u> 2300	<u>3150</u> 3500	<u>3150</u> 3500
$C_{жв}$, кгс	<u>450</u> 1120	<u>500</u> 1250	<u>600</u> 1500	<u>685</u> 1710	<u>1100</u> 2800	<u>1300</u> 3200	<u>1700</u> 4300	<u>2000</u> 5000	<u>2700</u> 6700	<u>2700</u> 6700

* Значения под чертой для исполнения высшей категории качества.

** Значения под чертой для подшипника в режиме качательного движения.

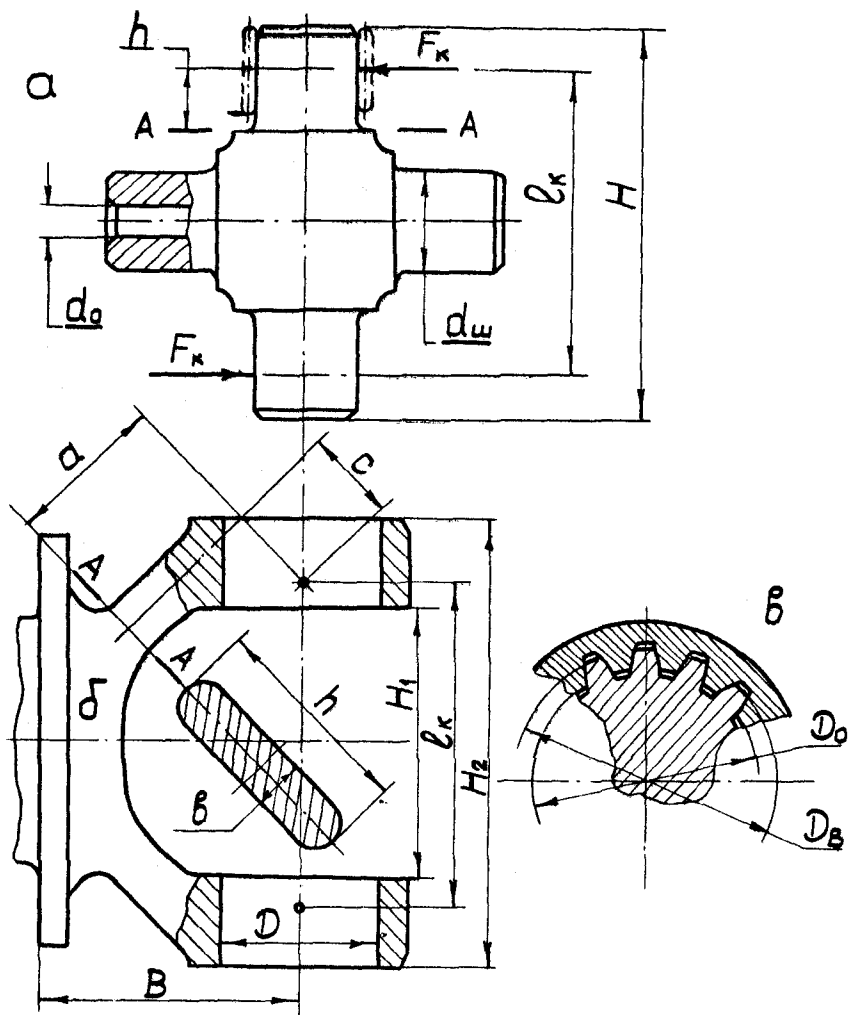


Рис. 4. Элементы шарнира и шлицевого соединения скользящей вилки: а - крестовина шарнира; б - вилка шарнира; в - сечение шлицевого соединения скользящей вилки

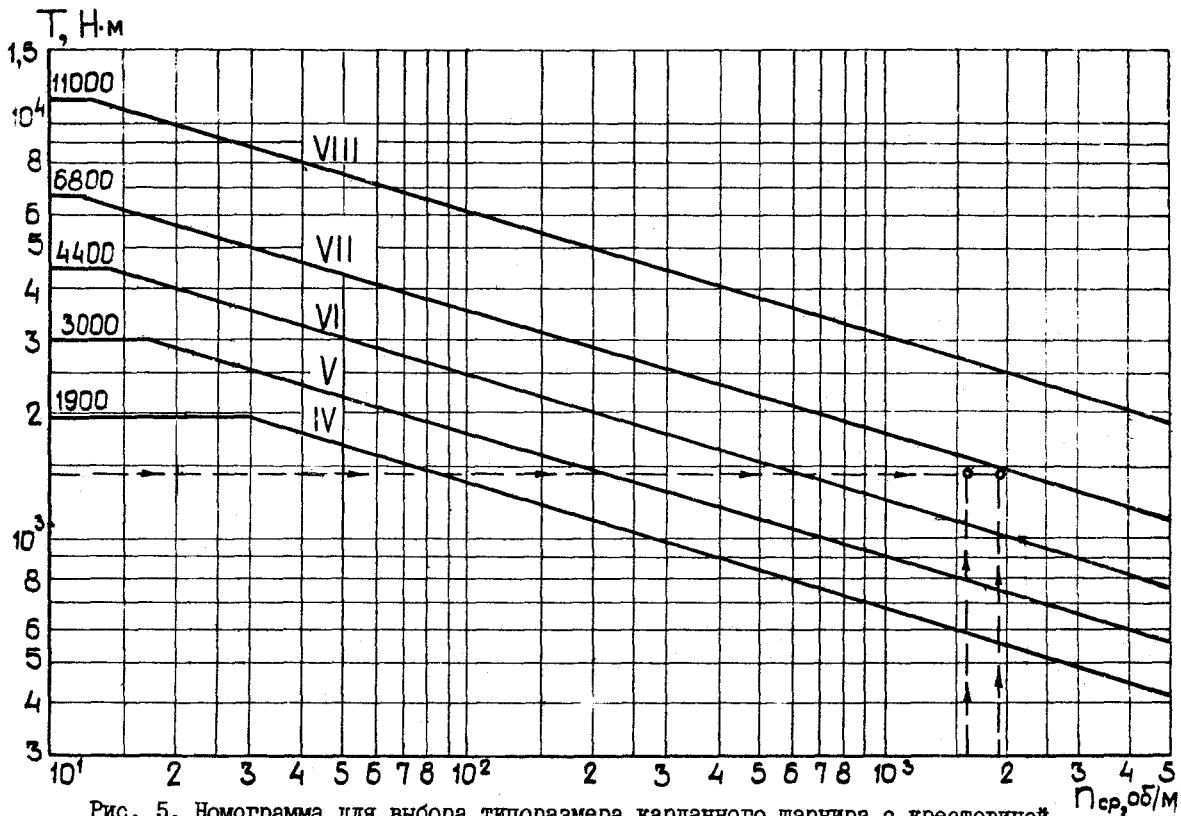


Рис. 5. Номограмма для выбора типоразмера карданного шарнира с крестовиной (дорожные грузовые автомобили)

чатых подшипников для карданного шарнира с крестовой (несоосность шипов, зазор в подшипнике), рекомендуется принимать $k_0 = 1,33$;

- k_A - коэффициент динамичности, учитывающий тип двигателя (табл. 5);
- k_Y - коэффициент, учитывающий угол установки (табл. 6);
- k_L - коэффициент, зависящий от требуемого срока службы карданного шарнира в часах (табл. 7).

Т а б л и ц а 5

Значения коэффициента k_A

Тип двигателя		k_A
Карбюраторный, с числом цилиндров	$i \geq 4$	1,25
То же - с числом цилиндров	$i < 4$	1,5
Дизельный, с числом цилиндров	$i \geq 4$	1,5
То же - с числом цилиндров	$i < 4$	2,0

Т а б л и ц а 6

Значения коэффициента k_Y

γ°	3	4	5	6	7	8	9	10	12
k_Y	1,00	1,09	1,155	1,231	1,289	1,342	1,39	1,45	1,516

Т а б л и ц а 7

Значения коэффициента k_L

$L_{hч}$	2500	3500	5000	7000	10000	15000
k_L	1,00	1,106	1,232	1,362	1,516	1,712

Частота вращения карданного вала при средней скорости определяется по формуле

$$n_{ксп} = U_{аср} \frac{1000}{2r_k z_k \cdot 60} i_{в-к} \quad (5)$$

где $U_{аср} \approx (0,5 \dots 0,6) U_{аmax}$, км/ч; прочие величины пояснены в формуле (2).

Пример. Произвести предварительный выбор типоразмера карданного шарнира для тягача магистрального автопоезда при следующих данных:

полная масса автопоезда -	G_a	= 32500 кг;
двигатель -	дизельный, восьмицилиндровый;	
мощность двигателя -	N_e	= 240 л.с.;
максимальный крутящий момент -	T_{me}	= 900 Нм;
максимальная скорость автопоезда -	U_{amax}	= 85 км/ч;
передаточное число высшей передачи в коробке передач -	i_b	= 0,664;
передаточное число главной передачи -	i_o	= 7,73;
расчетный радиус ведущих колес -	r_k	= 0,555 м;
угол установки карданного вала -	γ	= 4°;
необходимая долговечность шарнира -	L_h	= 3000 ч.

Решение. I. Определяем приведенный крутящий момент:

$$T_{пр} = T_{ТВ} \cdot i_b \cdot k_o \cdot k_A \cdot k_{\gamma} \cdot k_k = 900 \cdot 0,664 \cdot 1,33 \cdot 1,5 \cdot 1,09 \cdot 1,05 = 1370, \text{ Нм.}$$

2. Определяем среднюю частоту вращения карданного вала:

$$n_{кр} = U_{аср} \frac{1000}{2\pi \cdot r_k \cdot 60} i_{b-k} = (0,5 \dots 0,6) 85 \frac{1000}{2\pi \cdot 0,555 \cdot 60} \cdot \frac{1}{7,73} = 1570 \dots 1885 \text{ об/мин.}$$

По номограмме (рис. 5) выбираем шарнир типоразмера УП, имеющий следующие основные размеры (табл. 4, рис. 4):

$$d_w = 33,65 \text{ мм}; \quad H = 147 \text{ мм}; \quad D = 50 \text{ мм}; \quad H_2 = 155 \text{ мм.}$$

Предварительный выбор типоразмера шарнира для прочих автомобилей (легковых, высокой проходимости³) можно произвести, ориентируясь на выполненные конструкции, основные данные по которым приведены для справок в табл. 8.

5.2. Выбор сечения трубы карданного вала

Вопрос о предварительном выборе сечения трубы карданного вала, устанавливаемого между коробкой передач и ведущим мостом, был рассмотрен выше (п. 2). Из этого рассмотрения следует, что размеры сечения трубы определяются не только требованиями прочности, но

также и необходимой критической частотой вращения карданного вала. Лишь для коротких валов определяющими являются условия прочности. С целью унификации на многих автомобилях, имеющих несколько карданных валов, последние выполняются с одинаковым сечением труб. В общем же случае сечения труб отдельных карданных валов одного автомобиля могут быть различными. Сечение трубы коротких валов выбирается только по условиям прочности, для длинных оно может быть увеличено с целью обеспечения высокого значения критической частоты вращения. Во всех случаях однако напряжение кручения в трубе карданного вала при максимальном значении длительно действующей нагрузки не должно достигать величины, при которой появляются остаточные деформации. По отношению к этой величине рекомендуется иметь некоторый запас, фирма Гарди Спайсер рекомендует иметь коэффициент запаса $1,6 \dots 1,72$.

Максимальный длительнодействующий крутящий момент в дальнейшем будем называть расчетным моментом на низшей передаче (см. п. 6.3). Напряжение кручения, при котором может появиться остаточная деформация, составляет

$$\tau_{пред} \approx 0,56 \sigma_T = 0,56 \cdot 380 = 210 \text{ Н/мм}^2,$$

где $\sigma_T = 380 \text{ Н/мм}^2$ — предел текучести для электросварной холоднодеформированной трубы из стали 15 [6].

С учетом требуемого запаса можно принять, что напряжение кручения при расчетном моменте на низшей передаче (п.6.1) не должно превышать $\tau_p = 120 \dots 130 \text{ Н/мм}^2$. Однако для кратковременно включаемых режимов величина τ_p может приблизиться к значению $\tau = 210 \text{ Н/мм}^2$ (например на режиме низшей ступени в раздаточной коробке многоприводных автомобилей).

5.3. Выбор параметров шлицевого соединения скользящей вилки

Предварительный выбор вида шлицевого соединения и его параметров можно произвести, ориентируясь на данные действующих конструкций, приведенные в табл. 8. При этом следует учитывать величину расчетного момента для проектируемого соединения и действующего. Выбранные параметры должны соответствовать ГОСТ 6033-51, И139-58 или отраслевой нормали ОН-025 333-69.

Основные размеры элементов карданных передач отечественных автомобилей

Марка автомобиля	Агрегаты, соединяемые карданной передачей	Расчетный момент, T_k , Нм	Сечение труб		Расстояние между центрами шарниров $L_{кв}$, мм	Типоразмер шарнира (табл. 4)	Данные по шлицевому соединению скользящей вилки		
			a , мм	δ , мм			тип соединения	обозначение размера	рабочая длина $l_{ш}$, мм
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Москвич-412	КП-3М	386	71	1,8	1164	II	эвольв.	25x1,5x16	100
ВАЗ-2101	КП-ПРОМ	324	66	2,0	606	-	прям.	в 16x23,2x27	45
	ПРОМ-3М	324	66	2,0	785	I	-	-	-
ГАЗ-24	КП-3М	540	69	2,5	1208	III	эвольв.	28x1,5x18	78
УАЗ-451М	КП-3М	680	45	2,5	864	III	эвольв.	44x1,25x34	47
УАЗ-452	РК-3М	680	45	2,5	716	III	эвольв.	44x1,25x34	47
	РК-ПМ	550	45	2,5	685	III	эвольв.	44x1,25x34	47
ГАЗ-53А	КП-ПРОМ	1842	71	2,1	1240	IУ	эвольв.	62x2,5x22	75
	ПРОМ-3М	1842	71	2,1	1295	IУ	-	-	-
ГАЗ-66-01	КП-РК	1842	71	2,1	589	IУ	эвольв.	62x2,5x22	75
	РК-3М	1656	71	2,1	1086	IУ	эвольв.	62x2,5x22	75
	РК-ПМ	1262	71	2,1	1062	IУ	эвольв.	62x2,5x22	75
ЗИЛ-130	КП-ПРОМ	2960	71	3,0	711	У	эвольв.	62x2,5x22	75
	ПРОМ-3М	2960	71	3,0	1425	У	-	-	-
УРАЛ-375Н	КП-РК	2843	-	-	308	УI	прям.	D 16x56x65	90
	РК-СрМ	3972	82	3,5	1123	УI	прям.	D 16x56x65	90

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	СрМ-3М	2186	71	2,5	765	У	прям.	∅ 16x56x65	90
	РК-ПМ	1930	71	2,5	1080	У	прям.	∅ 16x56x65	90
КамАЗ-5320	КП-СрМ	4930	82	3,5		У1	эвольв.	72x2,5x26	75
	СрМ-3М	2465	71	3,0		У	эвольв.	62x2,5x22	75
МАЗ-500А	КП-3М	3740	82	3,5	1704	У1	прям.	∅ 16x56x65	115
	КП-РК	4592	-	-	165	УП	прям.	∅ 16x56x65	115
	РК-СрМ	3064	82	3,5	1160	УП	прям.	∅ 16x56x65	115
КрАЗ-255Б	РК-ПРОМ	3064	82	3,5	1168	УП	прям.	∅ 16x56x65	115
	ПРОМ-3М	3064	82	3,5	863	УП	прям.	∅ 16x56x65	115
	РК-ПМ	2348	82	3,5	1038	УП	прям.	∅ 16x56x65	115
БелАЗ-540А	ДВ-СР	1350	-	-	241	УП	прям.	∅ 16x56x65	115
	КП-3М	6750	101,5	6,0	856	УШ	прям.	∅ 10x60x70	113
БелАЗ-548А	ДВ-СР	1800	-	-	241	УП	прям.	∅ 16x56x65	115
	КП-3М	8520	101,5	6,0	872	УШ	прям.		

6. ПРОВЕРОЧНЫЕ РАСЧЕТЫ ЭЛЕМЕНТОВ КАРДАННОЙ ПЕРЕДАЧИ

6.1. Нагрузки, по которым выполняются проверочные расчеты

6.1.1. Максимальный крутящий момент на карданном валу по двигателю

$$T_{кд} = T_{тI} i_{т-в} \eta_{т-в} \lambda, \quad \text{Нм}, \quad (6)$$

где $T_{тI}$ - см. пояснение к формуле (1);

$i_{т-в}$ - передаточное число от входного вала коробки передач к карданному валу;

$\eta_{т-в}$ - к.п.д. передач, расположенных на том же участке трансмиссии;

λ - доля мощности, передаваемая данным карданным валом; номинальное значение величины λ определяется следующим образом: $\lambda = G_{\varphi} / G_{\varphi\Sigma}$,

где G_{φ} - вес, приходящийся на те ведущие колеса автомобиля, к которым мощность передается через рассматриваемый карданный вал;

$G_{\varphi\Sigma}$ - вес, приходящийся на все ведущие колеса автомобиля (полный сцепной вес).

6.1.2. Максимальный крутящий момент на карданном валу по сцеплению ведущих колес

$$T_{к\varphi} = \frac{G_{\varphi} \cdot \varphi \cdot z_k}{i_{в-к} \eta_{в-к}}, \quad \text{Нм}, \quad (7)$$

где G_{φ} - см. пояснение к формуле (6), Н;

φ - расчетное значение коэффициента сцепления ведущих колес с дорогой; для автомобилей, работающих преимущественно на дорогах с твердым покрытием, рекомендуется принимать $\varphi = 0,7$; для многоприводных автомобилей при движении на нижней ступени в раздаточной коробке можно принимать $\varphi = 0,5 \dots 0,6$, а при движении на высшей ступени РК $\varphi = 0,7$;

$z_k, i_{в-к}$ - см. пояснение к формуле (2);

$\eta_{в-к}$ - к.п.д. на участке трансмиссии между рассматриваемым карданным валом и ведущими колесами.

6.1.3. Эквивалентный крутящий момент на карданном валу (определяется при расчете игольчатых подшипников шарнира с крестовиной)

$$T_{KE} = \frac{P_{KE} \cdot z_k}{i_{\beta-k}}, \text{ Нм}, \quad (8)$$

где P_{KE} - эквивалентное тяговое усилие на тех ведущих колесах автомобиля, к которым мощность подводится через рассматриваемый вал (см. ниже);

$z_k, i_{\beta-k}$ - см. пояснение к формуле (2).

Величина P_{KE} определяется по формуле

$$P_{KE} = P_{KE\Sigma} \cdot \frac{G_{\psi}}{G_{\psi\Sigma}}, \text{ Н}, \quad (9)$$

где $G_{\psi}, G_{\psi\Sigma}$ - см. пояснение к формуле (6);

$P_{KE\Sigma}$ - суммарное эквивалентное тяговое усилие на всех ведущих колесах автомобиля, определяется по графику (рис. 6, [14]) в зависимости от полного веса автомобиля (автопоезда) G_a .

Указания к рис. 6. Кривые, показанные на рис. 6, используются следующим образом:

1) кривая 1 - для грузовых автомобилей 4x2 и автобусов при преимущественной эксплуатации по асфальтированным дорогам равнинной местности;

2) кривая 2 - то же при преимущественной эксплуатации по асфальтированным дорогам пересеченной местности, а также по дорогам с булыжным, щебеночно-гравийным покрытием и улучшенным грунтовым;

3) кривая 3 - то же при преимущественной эксплуатации в городских условиях;

4) кривая 4 - то же при преимущественной эксплуатации по грунтовым дорогам неудовлетворительного состояния;

5) кривая 5 - для грузовых автомобилей (автопоездов) при работе на дорогах различного вида со следующим их распределением:

асфальтобетонные дороги равнинной местности	20%
асфальтобетонные дороги пересеченной местности	20%
булыжные, щебеночные, гравийные, улучшенные грунтовые	25%
естественные грунтовые	25%
городские дороги	10%

6) кривая 6 - для магистральных грузовых автомобилей (автопо-

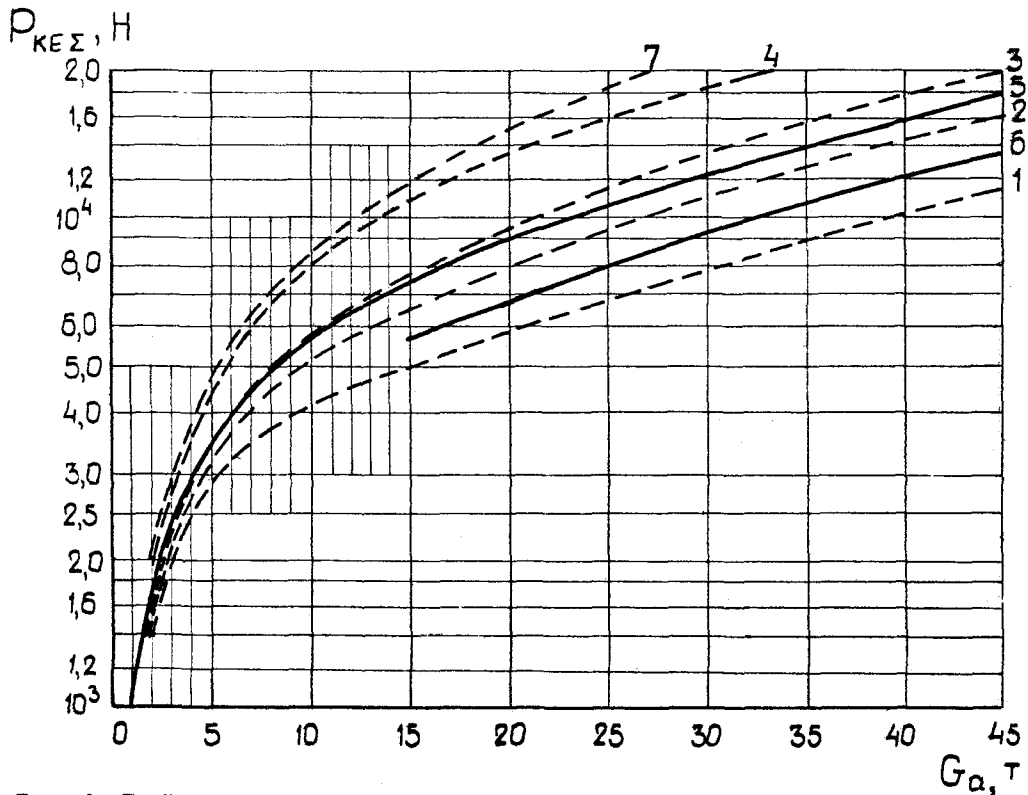


Рис. 6. Графики для определения суммарной эквивалентной тяговой силы автомобиля

ездов) общим весом свыше 16 т при работе только на асфальтированных дорогах;

7) кривая 7 - для автомобилей повышенной проходимости.

Для легковых автомобилей с колесной формулой 4x2 рекомендуется пользоваться кривой 5.

Для самосвалов рекомендуется пользоваться кривой 3 (при этом учтено движение с грузом и без груза).

6.1.4. Максимальный динамический момент на карданном валу

T_{kj} .
Величину T_{kj} при отсутствии экспериментальных данных можно ориентировочно определить с помощью табл. II.

6.2. Проверочный расчет игольчатых подшипников карданного шарнира

а). Определяется радиальная нагрузка на подшипник

$$F_{ZE} = T_{KE} \cdot 10^3 / (\ell_k \cdot \cos \gamma) \quad , \quad \text{Н} \quad , \quad (10)$$

где T_{KE} - см. формулу (8), Нм;
 ℓ_k - расстояние между серединами игольчатых роликов противоположно расположенных карданных подшипников, мм (рис. 4, а);

γ - угол установки карданного вала.

б). Определяется значение фактора качательного движения в подшипнике

$$n = \gamma / \varphi \quad , \quad (11)$$

где γ_φ - см. пояснение к формуле (10);
- центральный угол между игольчатыми роликами
 $\varphi = 360^\circ / Z$,

где Z - количество игольчатых роликов в подшипнике (см. табл. 4).

Если $n > 1$ и является дробным числом, то оно округляется до меньшего целого числа. Если $0,9 < n < 1$, то принимается $n = 1$.

в). Определяется поправочный коэффициент K_φ :

при $n = 0,2 \dots 0,9$ $K_\varphi \approx 0,83(n+1)$;

при $n \geq 1$ K_φ рассчитывается по формуле

$$K_\varphi = 1 + \sum_{j=1}^{j=n} \cos^{3,7} j\varphi, \quad \text{где} \quad j - 1, 2, 3, \dots, n;$$

при $n < 0,2$ более целесообразным является проверка подшипника лишь по статической грузоподъемности.

г). Определяется коэффициент K_k , учитывающий влияние качательного движения на срок службы подшипника

$$K_k = 0,1 Z / K_\varphi.$$

д). Определяется усталостный износ подшипника в условных единицах, накопленный за один км пробега автомобиля

$$R_{1n} = \frac{10^3 \cdot i_{\delta-k}}{2,4 Z_k} \left(\frac{F_{ZE}}{10} K_T K_\delta \right)^{3,33}, \quad (12)$$

где $i_{\delta-k}, Z_k$ - см. пояснение к формуле (2);

F_{ZE} - см. формулу (10), Н;

K_T - коэффициент температуры; при рабочей температуре до 100°C $K_T = 1$; при 125°C $K_T = 1,05$; при 150°C $K_T = 1,10$;

K_δ - коэффициент безопасности, $K_\delta \approx 1,1 \dots 1,2$.

е). Определяется расчетный срок службы игольчатого подшипника шарнира в км пробега автомобиля

$$L_n = K_k \frac{C^{3,33} \cdot 10^6}{R_{1n}}, \quad \text{км}, \quad (13)$$

где C - динамическая грузоподъемность подшипника, кгс; для ряда подшипников она указана в табл. 4. При отсутствии данных величину C можно определить по рекомендации [15, с. 51].

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

ж). Производится проверка игольчатого подшипника по статической грузоподъемности.

Определяется максимальная динамическая нагрузка на подшипник

$$F_{zj} = F_{ZE} \cdot \frac{T_{kj}}{T_{KE}}, \quad \text{Н}, \quad (14)$$

где $F_{\text{нЕ}}$ - по формуле (10), $T_{\text{кЕ}}$ - по формуле (8),
 $T_{\text{кj}}$ - из табл. II.

Должно соблюдаться следующее соотношение: $\frac{F_{\text{нj}}}{10^3} < C_0$, где C_0 - статическая грузоподъемность подшипника, кгс. При отсутствии данных величину C_0 можно определить по рекомендации [15, с. 55]. Для некоторых подшипников значение C_0 дано в табл. 4, при оценке статической грузоподъемности используется значение C_0 над чертой.

6.3. Проверочный расчет крестовины шарнира

I. Определяется расчетный крутящий момент на карданном валу $T_{\text{к}}$. При расчете карданных передач автомобилей 4x2, а также карданных передач многоприводных автомобилей, расположенных между коробкой передач и главным узлом деления мощности (например, раздаточной коробкой или проходным мостом тележки), в качестве расчетного момента карданной передачи принимается:

$$T_{\text{к}} = T_{\text{кд}}, \text{ если } T_{\text{кд}} < T_{\text{кф}} ;$$

$$T_{\text{к}} = T_{\text{кф}}, \text{ если } T_{\text{кд}} > T_{\text{кф}} .$$

Величины $T_{\text{кд}}$ и $T_{\text{кф}}$ пояснены выше в п. 6.I.

При расчете карданных передач многоприводных автомобилей, расположенных за главным узлом деления мощности, в качестве расчетного момента карданной передачи принимается $T_{\text{к}} = T_{\text{кф}}$

2. Определяется условно сосредоточенная нормальная сила, действующая на середине шипа

$$F_{\text{к}} = \frac{T_{\text{к}} \cdot 10^3}{\rho_{\text{к}} \cdot \cos \gamma} \quad , \text{ Н} \quad , \quad (15)$$

где $\rho_{\text{к}}$ и γ - см. пояснение к формуле (10); $T_{\text{к}}$ в Нм.

3. Определяется напряжение изгиба шипа в сечении А-А (рис. 4а)

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{F_{\text{к}} h}{W_{\sigma}} \quad , \text{ Н/мм}^2 \quad , \quad (16)$$

где h - плечо силы $F_{\text{к}}$, мм, определяется исходя из того, что сила расположена на середине длины игольчатых роликов карданного подшипника;

W_G - момент сопротивления сечения шипа, мм^3 ; для шипа без отверстия для смазки $W_G \approx 0,1 d_w^3$; для шипа с отверстием d_o для смазки $W_G = 0,1 d_w^3 [1 - (\frac{d_o}{d_w})^4]$.

Оценка напряженного состояния шипа по изгибу производится путем сопоставления величины σ_n со средним статистическим уровнем сравнительных напряжений изгиба шипа в выполненных конструкциях, $\sigma_n \approx 200 \dots 300 \text{ Н/мм}^2$ (табл. 10).

4. Определяется напряжение среза шипа по сечению А-А (рис. 4, а)

$$\tau_s = \frac{4F_k}{\pi d_w^2} \quad \text{или} \quad \tau_s = \frac{4F_k}{\pi(d_w^2 - d_o^2)}, \quad \text{Н/мм}^2 \quad (17)$$

Сравнительные напряжения среза шипа в выполненных конструкциях находятся в пределах $\tau_s \approx 60 \dots 100 \text{ Н/мм}^2$ (табл. 10).

6.4. Проверочный расчет вилки шарнира [9]

Вилка шарнира под действием силы F_k испытывает изгиб при плече силы a и кручение при плече силы c (рис. 4, б); опасное сечение А-А.

Напряжение изгиба $\sigma_n = \frac{F_k \cdot a}{W_G}, \quad \text{Н/мм}^2 \quad (18)$

Напряжение кручения $\tau_k = \frac{F_k \cdot c}{W_T}, \quad \text{Н/мм}^2 \quad (19)$

Моменты сопротивления W_G и W_T зависят от формы опасного сечения А-А. Во многих случаях эта форма может быть принятой эквивалентной прямоугольной с размерами b и h (рис. 4, б). В этом случае

$$W_G = \frac{b h^2}{6} \quad \text{и} \quad W_T = k h b^2, \quad \text{мм}^3.$$

Коэффициент k указан в табл. 9.

Т а б л и ц а 9

Значения коэффициента k

h/b	1	1,5	1,75	2	2,5	3	4	10
k	0,208	0,231	0,239	0,246	0,258	0,267	0,282	0,312

Данные по сравнительным напряжениям в элементах карданных передач

Марка автомобиля	Агрегаты, соединяемые карданной передачей	Расчетный момент T_k , Нм	Труба карданного вала		Крестовина шарнира			Шлицевое соединение	
			$T_{k,2}$, Н/мм ²	$\theta_{k,2}$, град/м	F_k , Н	$\sigma_{н,2}$, Н/мм ²	$\tau_{с,2}$, Н/мм ²	$F_{\omega,2}$, Н	$\sigma_{с,2}$, Н/мм ²
Москвич-412	КП-3М	386	27	0,5	6440	220	50	33600	10
ВАЗ-2101	КП-3М	324	23	0,45	7200	230	55	26000	19
ГАЗ-24	КП-3М	540	27	0,5	8440	260	52	43000	12
УАЗ-451 М	КП-3М	680	80	2,2	10600	328	65	32800	12
ГАЗ-53А	КП-3М	1842	108	1,9	26400	358	88	64800	12
ЗИЛ-130	КП-3М	2960	120	2,1	33600	336	89	104000	14
УРАЛ-375Н	РК-СрМ	3972	103	1,6	37500	182	54	131000	21
	СрМ-3М	2186	107	1,9	24800	248	66	72400	12
КамАЗ-5320	КП-СрМ	4930	127	2,0	46500	226	67	147000	16
	СрМ-3М	2465	100	1,7	27400	274	73	86600	12
МАЗ-500А	КП-3М	3470	90	1,4	32700	160	47	115000	16
КрАЗ-255Б	КП-РК	4592	-	-	38200	206	55	152000	20
	РК-3М	3064	80	1,2	35500	138	37	100000	14
БелАЗ-540А	КП-3М	6750	66	0,8	48200	130	38		
БелАЗ-548А	КП-3М	8520	85	1,0	60800	164	48		

Сравнительные напряжения в выполненных конструкциях находятся в следующих пределах [9]:

$$\sigma_{\text{н}} \approx 50 \dots 80 \text{ Н/мм}^2; \quad \tau_{\text{к}} \approx 80 \dots 160 \text{ Н/мм}^2.$$

6.5. Проверочный расчет трубы карданного вала

1. Определяется критическая частота вращения карданного вала [5]

$$n_{\text{кр}} = 1,185 \cdot 10^7 \sqrt{D^2 + d^2} \cdot \frac{1}{L_{\text{кв}}^2}, \text{ об/мин}, \quad (20)$$

где $D, d, L_{\text{кв}}$ подставляются (рис. 3) в сантиметрах.

Максимальная частота вращения карданного вала при максимальной скорости движения автомобиля не должна превышать 70% расчетной критической частоты вращения [5].

Критическую частоту вращения карданного вала, имеющего трубчатую часть и стержень (рис. 3,з), следует рассчитывать по формуле (20), подставляя вместо величины $L_{\text{кв}}$ приведенную длину вала $L_{\text{пр}}$, определяемую по формулам:

$$L_{\text{пр}} = L + (l_{\text{тр}} - l_{\text{ст}}), \text{ см}; \quad l_{\text{тр}} = \sqrt[4]{\frac{l_{\text{ст}}^4 (D^2 + d^2)}{d_{\text{ст}}^2}}, \text{ см},$$

где L — условная длина трубчатой части вала, см;
 $l_{\text{тр}}$ — длина трубы, заменяющей стержень, см;
 $l_{\text{ст}}$ — условная длина стержня, см (рис. 3,з).

Для того чтобы реальная критическая частота вращения карданного вала не оказалась ниже расчетной и работа карданной передачи не сопровождалась вибрациями, необходимо выполнять балансировку передачи в динамическом режиме. Нормы дисбаланса указаны в отраслевом стандарте [5].

2. Определяется напряжение кручения трубы при действии расчетного момента $T_{\text{к}}$ и максимального динамического момента $T_{\text{к}j}$:

$$\tau_{\text{к}} = \frac{T_{\text{к}}}{W_{\tau}}, \text{ Н/мм}^2 \text{ и } \tau_{\text{к}j} = \frac{T_{\text{к}j}}{W_{\tau}}, \text{ Н/мм}^2 \quad (21)$$

Величины моментов $T_{\text{к}}$ и $T_{\text{к}j}$ определяются по указаниям, данным в п. 6.1. Моменты сопротивления W_{τ} стандартных труб указа-

ны в табл. I. При проверке нестандартной трубы величина W_T рассчитывается $W_T = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D}$. Для получения размерности напряжений τ Н/мм² в формуле (21) величина T должна подставляться в Нмм, а величина W_T - в мм³.

Уровни сравнительных напряжений τ_k в выполненных конструкциях приведены в табл. 10. Рекомендации по расчету трубы карданного вала с учетом длительности работы приведены в работе [16].

Т а б л и ц а 11

Формулы для определения ориентировочного значения максимального динамического момента на карданном валу трансмиссии

Типы автомобилей		! Формулы для определения T_{kj}^*
Автомобили с механической трансмиссией	Легковые 4x2	$1,5 T_{me} \cdot \beta_c \cdot i_I$
	Грузовые 4x2 при $G_a \leq 15$ т	$1,3 T_{me} \cdot \beta_c \cdot i_I$
	Грузовые 4x2 и 6x4 при $G_a > 15$ т	$1,6 T_{кф}$
	Полноприводные автомобили	$1,6 T_{кф}$
Автомобили 4x2 с гидромеханической трансмиссией		$T_H \cdot K_{max} \cdot i_I$

* T_{me} , i_I - см. пояснение к формуле (1); β_c - коэффициент запаса фрикционного сцепления; $T_{кф}$ - см. формулу (7); T_H - максимальный крутящий момент на насосном колесе гидротрансформатора; K_{max} - максимальный коэффициент трансформации.

3. Определяется угол закручивания трубы карданного вала под действием расчетного момента T_k

$$\theta_k^\circ = \frac{T_k L}{J_T \cdot G} \cdot \frac{180^\circ}{\pi}, \quad (22)$$

где L - длина трубы карданного вала, см (рис. 3,з);
 T_k - расчетный момент, подставляется в Нсм;
 J_T - полярный момент инерции сечения, см⁴; для стандартных труб указан в табл. I, при проверке нестандартной трубы величина J_T рассчитывается

$$J_T = \frac{\pi}{32} (D^4 - d^4);$$

G - модуль упругости при кручении, $G = 8,5 \cdot 10^6$ Н/см²

Величины углов закручивания, приходящиеся на один метр длины трубы, для выполненных конструкций приведены в табл. 10.

6.6. Проверочный расчет шлицевого соединения скользящей вилки (рис. 4, в)

1. Определяется суммарная окружная сила, действующая на боковые поверхности шлиц

$$F_{\omega\Sigma} = \frac{2T_k}{D_{cp}} = \frac{4T_k}{D_6 + D_0}, \text{ Н}, \quad (23)$$

где T_k - расчетный крутящий момент карданного вала, определение которого дано в п. 6.3; в формулу (23) величина T_k подставляется в Нмм;

D_6 - наружный диаметр шлицевой части вала, мм;

D_0 - внутренний диаметр шлицевой части скользящей вилки, мм.

2. Определяется номинальное напряжение смятия боковых поверхностей шлиц

$$\sigma_{cm} = \frac{2F_{\omega\Sigma}}{(D_6 - D_0) \cdot l_w \cdot Z}, \text{ Н/мм}^2, \quad (24)$$

где l_w - рабочая длина шлицевого соединения, мм;

Z - число шлиц.

Полученное значение σ_{cm} сопоставляется со средним статистическим уровнем сравнительных напряжений смятия в выполненных конструкциях, $\sigma_{cm} \approx 15 \dots 25 \text{ Н/мм}^2$ (табл. 10).

Расчет шлицевых соединений трансмиссии автомобилей с учетом ряда конструктивных и эксплуатационных факторов рассмотрен в работе [17].

6.7. Проверочный расчет подшипника промежуточной опоры трехшарнирной карданной передачи

а). Определяется осевое усилие, действующее в шлицевом соединении скользящей вилки ($F_{\sigma E}$)

$$F_{\sigma E} = \frac{2T_{KE} \cdot 4 \cdot 10^3}{0,5 (D_6 + D_0)}, \text{ Н} \quad (25)$$

где $T_{кЕ}$ - пояснение к формулам (8) и (9), Нм;
 μ - расчетное значение коэффициента трения в шлицевом соединении; можно принимать [14] $\mu \approx 0,2$;
 D_B, D_O - пояснение к формуле (23), мм.

б). Определяется эквивалентная динамическая радиальная нагрузка на подшипник (P)

$$P = Y \cdot F_{\sigma E}, \text{ Н}, \quad (26)$$

где Y - коэффициент осевой нагрузки, определяемый по [26] или по таблицам I6 и I7 [15].

в). Определяется усталостный износ подшипника в условных единицах, накопленный за один км пробега автомобиля

$$R_{ин} = \frac{10^3 \cdot i_{в-к}}{2 \cdot \tau_k} \left(\frac{P}{10} \cdot K_{\delta} \right)^3, \quad (27)$$

где $i_{в-к}$, τ_k - пояснение к формуле (2), τ_k в м;
 P - см. формулу (26), Н;
 K_{δ} - коэффициент безопасности; для подшипников закрытого типа (180000) следует принимать [14]
 $K_{\delta} \approx 1,3$; для прочих подшипников $K_{\delta} \approx 1,1$.

г). Определяется расчетный срок службы подшипника в км пробега автомобиля

$$L_{п} = \frac{C^3 \cdot 10^6}{R_{ин}}, \quad \text{км}, \quad (28)$$

где C - динамическая грузоподъемность подшипника, кгс (из каталога-справочника).

7. КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ ПО ВЫБОРУ РАЗМЕРНОСТИ КАРДАНЫХ ШАРНИРОВ РАВНЫХ УГЛОВЫХ СКОРОСТЕЙ

Карданные шарниры равных угловых скоростей применяются для привода ведущих управляемых колес. При зависимой подвеске привод ведущего управляемого колеса выполняется в виде одношарнирной карданной передачи (рис. 1, г); при независимой подвеске - в виде двухшарнирной передачи с шарнирами равных угловых скоростей (рис. 2, г) или трехшарнирной (рис. 2, д); один из шарниров в последнем случае обязательно является шарниром равных угловых скоростей, обеспечивающим практически синхронное вращение соединяемых им ва-

лов при изменении угла между ними в пределах, принятых для максимального поворота управляемого колеса.

Выбор основных размеров шарниров равных угловых скоростей производится в основном по величине расчетного крутящего момента T_k (формула 7 и п. 6.3), действующего на шарнир.

В работах [3 и 4] приведены таблицы с данными об основных размерах и передаваемых крутящих моментах для наиболее распространенных конструкций шарниров равных угловых скоростей производства зарубежных фирм. Основные размеры и передаваемые расчетные крутящие моменты для конструкций шарниров равных угловых скоростей, применяемых на отечественных полноприводных автомобилях, приведены в отраслевой нормали [18]. В соответствии с п. 4 данной нормали основные параметры шарниров равных угловых скоростей должны соответствовать показателям, указанным в табл. 12. Эта таблица относится к шариковым шарнирам с центрирующим шариком (рис. 1, г) и дисковым шарнирам, применяемым на автомобилях УРАЛ-375 и КраЗ-255.

Оценка различных конструкций шарниров равных угловых скоростей и элементы их расчета рассматриваются в специальной литературе [19 и 3].

Таблица 12
Типоразмерный ряд шарниров равных угловых скоростей [18]

Конструктивный тип шарнира	Максимальный расчетный крутящий момент, передаваемый шарниром, кгс·м	Диаметр шарика или шайбы, мм	Максимальный диаметр вращения шарнира (при прямом движении автомобиля), мм	Расстояние между наружными торцами, мм	Наружный диаметр бала, мм	Рекомендуемое применение в полноприводных автомобилях с нагрузкой на переднюю ось, кгс, не более
Шариковый	137	25,52 25,5	98	96	32	1000
Шариковый	220	29,5	110	109	35	1500
Шариковый	450	40	142	134	44,5	2750
Шариковый	775	42,963	156	144	50	3500
Дисковый	820	38	132	166	55	4000
Дисковый	3070	108	140	192	62	5500

8. ПАТЕНТНО-ИНФОРМАЦИОННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ

Выполняя проект, включающий разработку карданной передачи, необходимо провести патентно-информационное исследование, заключающееся в изучении и использовании отечественных и зарубежных патентных материалов и периодической технической литературы. Поиск текущей патентной информации производится по бюллетеням открытий и изобретений [27, 28]. Карданные передачи и их элементы относятся к разделам В62М (17/00), F16D(3/26) и F16H (23/00-23/10). Пример расшифровки обозначения: раздел В, группа 62М, класс 17, подкласс 00. При проектировании полезно также использовать данные, имеющиеся в работах [7, 20, 22]. По ряду специальных вопросов можно рекомендовать работы, упомянутые ниже.

В работе [21] в § 6 рассматриваются способы уменьшения динамических нагрузок в трансмиссии путем применения упругих элементов в составе карданной передачи, при этом приведены также и экспериментальные данные. Вопросы проектирования карданной передачи с учетом крутильных колебаний в трансмиссии рассматриваются в работах [8 и 4]. Податливость и моменты инерции элементов карданной передачи учитываются в общей динамической системе автомобиля и оказывают влияние на динамические процессы в трансмиссии. Исследованиям этих процессов посвящены многие работы, в том числе [23 и 24]. В ряде случаев необходимо проектировать короткие карданные передачи. Например, между двигателем и отдельно установленной коробкой передач, между коробкой передач и раздаточной коробкой. Примеры конструкций таких передач показаны на рис. 2, а, б, в. В случае применения в таких передачах шарнира с крестовиной размерность последнего определяется по п. 5.1 и 6.2.

Некоторые сведения по расчету упругих полукарданных шарниров имеются в работах [9 и 4]. При проектировании жестких и упругих полукарданных шарниров можно пользоваться данными главы 16 "Муфты" работы [2]. Однако при этом необходимо учитывать существенно переменные величины нагрузок, действующих в трансмиссии автомобилей. Этот учет состоит в том, что для шарниров, расположенных например коробкой передач, целесообразно исходить не только из величины расчетного крутящего момента T_k , но также и из величины эквивалентного крутящего момента $T_{кЭ}$ (п. 6). При выполнении рабочих

чертежей главных элементов карданных передач следует руководствоваться техническими требованиями по точности, твердости поверхностей, дисбалансу и т.д., указанными в отраслевых стандартах [5 и 13]. Данные по применяемым материалам и термообработке основных деталей карданных передач приведены в каталоге-справочнике [25].

Л и т е р а т у р а

1. ГОСТ 18667-73. Автомобили. Основные агрегаты и механизмы. Термины и определения.
2. Иванов М.Н. Детали машин. - М.: Высшая школа, 1976.
3. Малаховский Я.Э., Лапин А.А., Веденеев Н.К. Карданные передачи. - М.: Машгиз, 1962.
4. *Jaśkiewicz Zb. Mechaniczne napędy samochodów. Wały i przeguby. Warszawa, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, 1968.*
5. ОСТ 37.001.053-74. Валы карданные. Технические требования к установке. Нормы дисбаланса. Минавтопром.
6. ГОСТ 5005-65. Трубы стальные электросварные для карданных валов.
7. Дегтяр Б.А. Опыт совершенствования карданных передач. - Автомобильная промышленность, 1970, № 5.
8. Успенский И.Н. Проектирование трансмиссии автомобиля. Учебное пособие. - Горький: ГПИ, 1971.
9. Антонов А.С. и др. Армейские автомобили. Конструкция и расчет. Часть I. - М.: Воениздат, 1970.
10. Островерхов А.С., Русецкий И.К., Бойко Л.И. Динамическая нагруженность трансмиссий колесных машин. - Мн.: Наука и техника, 1977.
11. Кожевников С.Н., Перфильев П.Д. Карданные передачи. - Киев: Техника, 1978.
12. Тарасов А.Я. Вибрации легковых автомобилей, имеющих трехшарнирную карданную передачу с промежуточной опорой. - Автомобильная промышленность, 1969, № 1.
13. ОСТ 37.001.068-76. Шарниры карданные неравных угловых скоростей. Основные размеры и технические требования.
14. Проект РТМ для расчета подшипников качения автомобилей. НАМИ, 1976.

15. Вавуло В.А., Офенгейм Л.И., Ревский В.Г. Расчеты зубчатых колес и подшипников трансмиссии автомобилей. Учебное пособие. - Мн.: БПИ, 1977.
16. Цитович И.С. Расчеты по предельным состояниям валов, шестерен и подшипников автомобиля. - Мн.: БПИ, 1960.
17. Цитович И.С. и др. Расчет зубчатых (шлицевых) соединений трансмиссии автомобилей. Учебное пособие. - Мн.: БПИ, 1973.
18. ОН 025.315-68. Шарниры постоянной угловой скорости. Типы и основные размеры.
19. Лысов М.И. Карданные механизмы. - М.: Машиз, 1945.
20. Высоцкий М.С. и др. Грузовые автомобили. - М.: Машиностроение, 1979.
21. Семенов В.М., Армадиров Р.Г. Работа грузового автомобиля в тяжелых дорожных условиях - М.: Автотрансиздат, 1962.
22. Есеновский - Лашков Ю.К., Иванов С.Н., Стефанович Ю.Г., Черняйкин В.А. Пути совершенствования конструкции карданной передачи. - Автомобильная промышленность, 1974, № 7.
23. Цитович И.С. и др. Методика определения максимальных динамических нагрузок трансмиссии автомобиля. - Мн.: Индмаш АН БССР, 1975.
24. Молибощко Л.А., Гришкевич А.И., Руктепель О.С. Динамические расчеты трансмиссий транспортных машин. Учебное пособие. - Мн.: БПИ, 1977.
25. Каталог-справочник. Автомобили СССР, т. 3. Карданные передачи. - М.: НИИНавтопром, 1969.
26. Подшипники качения. Каталог-справочник. - М.: НИИНавтопром, 1972.
27. Бюллетень открытий, изобретений, промышленных образцов и товарных знаков. Выходит 4 раза в месяц.
28. Бюллетень "Изобретения за рубежом". Выходит 2 раза в месяц.

Василий Андреевич БАВУЛО
Константин Архипович РЕЗНИКОВ

КАРДАНЫЕ ПЕРЕДАЧИ
Учебно-методическое пособие
по курсовому и дипломному проектированию
по курсу
"Конструкция и расчет автомобилей" для
студентов специальностей 0513, 1609,
1616, 1617

Редактор Т.Е.Рачковская. Корректор Ж.И.Адамушко

Подписано в печать 29.12.79. АТ 09013

Формат 60x84¹/16. Бумага т. № 2. Офс. печ.

Усл.печ. л. 2,43. Уч.- изд. л. 1,9. Тир. 300. Зак. 921. Цена 7 коп.

Отпечатано на ротапринте БПИ. 220027. Минск, Ленинский пр., 65