

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПОЛНОПРИВОДНЫХ КОЛЕСНЫХ МАШИН

Учебник для вузов
В двух томах

Под общ. редакцией д-ра техн. наук, проф. А.А. Полунгяна

Том 2

*Рекомендовано Министерством образования
Российской Федерации
в качестве учебника для студентов
высших технических учебных
заведений*

МОСКВА
Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана
2 0 0 0

УДК 629.113(075.8)

ББК 39.33-04

П79

*Федеральная целевая программа
книгоиздания России*

Рецензенты: д-р техн. наук, проф. И.В. Балабин,
д-р техн. наук, проф. В.П. Шалдыкин

Авторы: Б.А. Афанасьев, Б.Н. Белоусов, Л.Ф. Жеглов, В.Н. Зузов,
А.А. Полунгян, А.Б. Фоминых, В.С. Цыбин

П79 Проектирование полноприводных колесных машин: В 2 т. Т. 2.
Учеб. для вузов / Б.А. Афанасьев, Б.Н. Белоусов, Л.Ф. Жеглов, и др.;
Под общ. ред. А.А. Полунгяна. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана,
2000. – 640 с.

ISBN 5 – 7038 – 1336 – 0 (Т. 2)

ISBN 5 – 7038 – 1335 – 2

Рассмотрены основные принципы проектирования колесных машин высокой проходимости с учетом экологичности, экономичности, надежности. Изложены принципы математического и физического моделирования работы колесной машины и ее агрегатов. Содержание учебника соответствует курсу лекций, который авторы читают в МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Для студентов высших технических учебных заведений машиностроительных специальностей.

УДК 629.113(075.8)

ББК 39.33-04

ISBN 5 – 7038 – 1336 – 0 (Т. 2)
ISBN 5 – 7038 – 1335 – 2

© Б.А. Афанасьев, Б.Н. Белоусов,
Л.Ф. Жеглов и др., 2000
© Московский государственный
технический университет
им. Н.Э. Баумана, 2000
© Издательство МГТУ
им. Н.Э. Баумана, 2000

ПРЕДИСЛОВИЕ

В учебнике рассмотрены вопросы проектирования полноприводных колесных машин, к которым относятся двух-, трех- и многоосные машины высокой проходимости, предназначенные для работы в тяжелых дорожных условиях, а также колесные машины для усовершенствованных дорог с повышенными эксплуатационными требованиями к устойчивости движения и тягово-динамическим характеристикам. Подходы к проектированию полноприводных и неполноприводных колесных машин различаются. В отечественной учебной литературе нет учебников, которые были бы полностью посвящены проектированию полноприводных колесных машин. Настоящее издание устраняет этот недостаток. Материалы, изложенные в учебнике, соответствуют программам ряда дисциплин, которые авторы читают в МГТУ им. Н.Э. Баумана для студентов специализации “Многоцелевые колесные машины”.

Во втором томе учебника предложены современные методы расчета и конструирования основных агрегатов и систем колесной машины. При изложении расчетов узлов и агрегатов использованы результаты научно-исследовательских работ кафедры, проведенных в разное время по заказу предприятий отрасли. Большое внимание уделяется выбору параметров узлов и агрегатов трансмиссии полноприводных колесных машин, а также модульному проектированию коробок передач и ведущих мостов. Расчет несущих систем приводится с использованием метода конечных элементов, программное обеспечение которого создано на кафедре “Колесные машины”, излагаются алгоритмы анализа математических моделей прочности несущих систем и кузовных конструкций. При рассмотрении проектирования рулевого управления показана возможность создания систем с несколькими полюсами поворота колесной машины и принципы поворота сочлененной машины. Приведен расчет тормозных систем колесных машин с применением антиблокировочных устройств и регуляторов тормозных сил. Подробно рассмотрено проектирование систем поддрессирования. Основная часть расчетов в учебнике дается с учетом динамических нагрузок.

Авторы с благодарностью примут все критические замечания и пожелания по учебнику, которые будут отмечены читателями.

Г л а в а 1

СЦЕПЛЕНИЕ

1.1. Общие сведения

Сцеплением называется механизм трансмиссии, передающий крутящий момент от двигателя и позволяющий кратковременно отсоединять двигатель от трансмиссии.

Основные требования, предъявляемые к сцеплениям: чистота выключения и включения; плавность включения; минимальный момент инерции ведомой части сцепления; хорошая уравновешенность; постоянство осевых усилий и момента трения сцепления независимо от износа накладок; гашение высокочастотных колебаний, вызываемых работой двигателя; нормальный тепловой режим работы; обеспечение условий труда водителя, легкость и удобство управления; высокие технико-экономические показатели в производстве и эксплуатации; безотказность в работе; обеспечение охраны окружающей среды.

По способу передачи крутящего момента сцепления подразделяют на *фрикционные, гидравлические (гидромуфты) и электромагнитные порошковые*. Наибольшее применение находят фрикционные сцепления, поэтому рассмотрим их более подробно.

В зависимости от формы поверхности трения различают *дисковые, конусные и барабанные* фрикционные сцепления *. Последние два типа в настоящее время не применяют.

По способу создания давления на рабочих поверхностях сцепления подразделяют на *пружинные, центробежные и полуцентробежные*. В сцеплениях последних двух типов сила сжатия пар трения полностью или частично обеспечивается за счет кинетической энергии грузиков, закрепленных на рычагах выключения сцепления. В

* Далее просто сцепления.

наиболее часто используемых сцеплениях первого типа используются цилиндрические периферийно расположенные, центральные тарельчатые (диафрагменные) и значительно реже конические пружины.

По числу ведомых дисков сцепления делят на одно-, двух- и *многодисковые*. У первых двух смазка на поверхностях трения отсутствует и сцепление называют “сухим”, у последних диски работают в масле, т.е. имеет место “мокрое” сцепление. В большинстве колесных машин (КМ) применяют так называемые сухие сцепления, имеющие более простые конструкции.

В зависимости от способа управления сцепления бывают *автоматические* и *неавтоматические*. На большинстве КМ устанавливают неавтоматические постоянно замкнутые сцепления, т.е. сцепления, большую часть времени включенные и выключаемые водителем лишь при трогании, переключении передач и торможении.

Типовые конструкции фрикционных сцеплений приведены на рис. 1.1.

При увеличении крутящего момента двигателя приходится переходить с однодискового на двухдисковое сцепление. Однако последнее обладает относительно большими осевым размером, массой и ходом выключения, а кроме того, в его конструкции необходимо предусматривать принудительное перемещение среднего диска для обеспечения чистоты выключения сцепления.

В настоящее время на КМ не только малой, но и средней грузоподъемности все шире используют диафрагменные нажимные пружины вместо цилиндрических периферийно расположенных. В первую очередь это вызвано более приемлемой характеристикой диафрагменных пружин (рис. 1.2), обеспечивающей малую зависимость силы их сжатия от износа накладок ведомого диска: при износе накладок на $(l_{\text{ном}} - l_{\text{и}})$ сила сжатия цилиндрических пружин существенно уменьшается, а диафрагменных остается без изменения. Для выключения сцепления с диафрагменной пружиной необходима существенно меньшая сила, чем для сцепления с цилиндрической пружиной (см. различные ординаты при одинаковой деформации $l_{\text{в}}$ пружин на рис. 1.2). Недостатком периферийно расположенных цилиндрических пружин является также их склонность к выпучиванию при высоких частотах вращения, что приводит к уменьшению нажимного усилия.

Преимуществами сцеплений с диафрагменной пружиной по сравнению с цилиндрическими являются также меньшая металлоемкость, значительно меньшее число деталей и большая долговечность. Различают сцепления с “вдавливаемой” и “вытягиваемой”

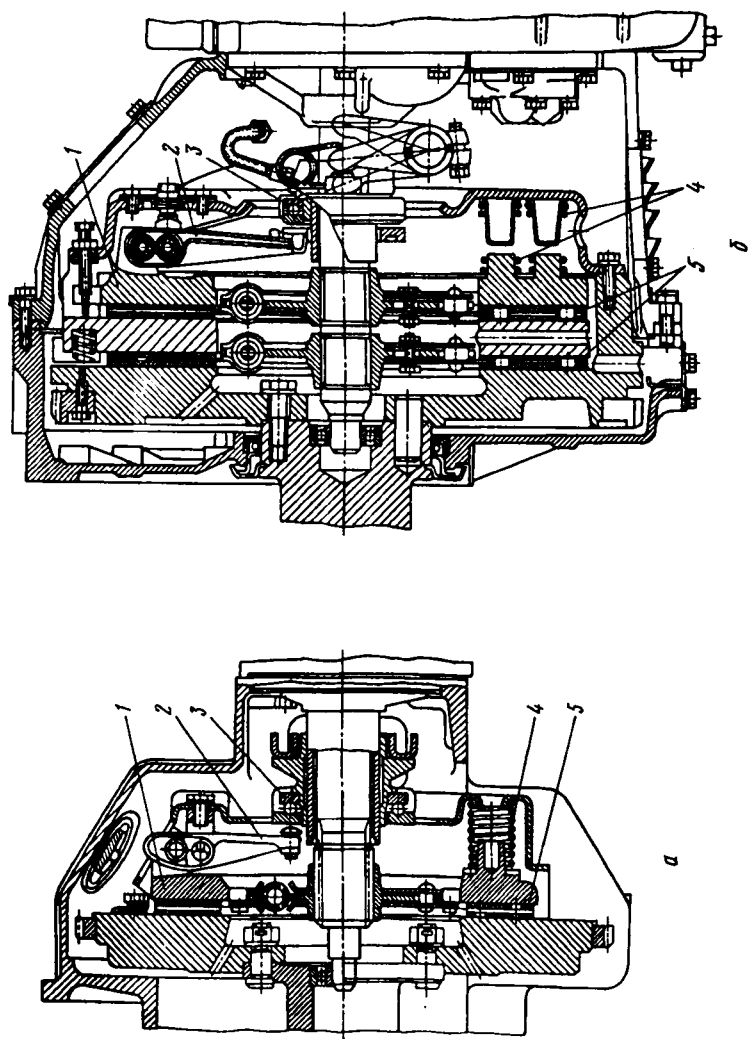


Рис. 1.1. Однодисковое (а) и двухдисковое (б) сцепления с периферийными пружинами:
 1, 5 — нажимной и ведомый диски соответственно; 2 — рычаги; 3 — выжимной подшипник; 4 — нажимные пружины

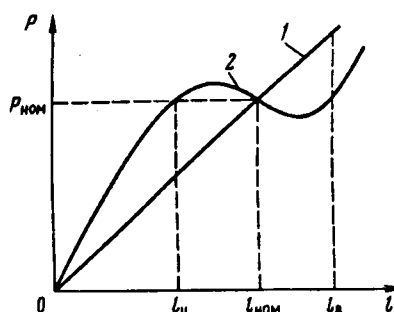


Рис. 1.2. Характеристики цилиндрической (1) и диафрагменной (2) нажимных пружин:

$l_{ном}$, $l_{и}$ — деформация нажимных пружин в рабочем (номинальном) состоянии для неизношенных и изношенных накладок ведомого диска соответственно; $l_{в}$ — деформация нажимных пружин в выключенном состоянии сцепления

диафрагменными пружинами. Причем по сравнению со сцеплением с вдавливаемой диафрагменной пружиной у сцепления с вытягиваемой пружиной на 30...40 % уменьшаются силы, действующие на выжимной подшипник и педаль сцепления, при одинаковой силе, действующей на нажимной диск, а постоянное направление действия силы в рабочем положении пружины и при выключении сцепления увеличивает ее долговечность. Сдерживает применение сцеплений с диафрагменными пружинами лишь высокая трудоемкость их изготовления.

Для обеспечения плавного включения сцепления ведомые диски делают упругими в осевом направлении либо устанавливают между фрикционными накладками и диском-держателем упругие элементы в виде пластинчатых пружин, либо выполняют сам диск-держатель в виде пластинчатой пружины волнообразной формы.

Для снижения уровня крутильных колебаний в трансмиссии, вызываемых неравномерной работой двигателя внутреннего сгорания (ДВС), в ведомых дисках сцепления устанавливают упруго-фрикционные демпферы (гасители) сухого трения, а в последние годы иногда и резинометаллические демпферы.

В связи с возрастающими требованиями по экологической безопасности в настоящее время при изготовлении фрикционных накладок ведомых дисков сцеплений все чаще используют полимерные материалы на безасбестовой основе.

1.2. Основные параметры и показатели нагруженности сухих дисковых постоянно замкнутых сцеплений

Основные конструктивные параметры рассматриваемых сцеплений следующие:

1) наружный D_n и внутренний d_n диаметры и толщина δ_n фрикционных накладок ведомых дисков. Эти размеры должны соответствовать ГОСТ 1786 – 88 и ГОСТ 12238 – 76* (табл. 1.1);

2) число ведомых дисков z_d ;

3) расчетный коэффициент трения μ ;

4) число нажимных пружин z_n и коэффициент жесткости c_n каждой из них (или характеристики пружин при нелинейной зависимости силы P от деформации l);

5) деформация $l_{ном}$ нажимных пружин в рабочем (замкнутом) состоянии сцепления.

К дополнительным (производным) параметрам сцепления относят:

1) площадь трения одной накладки ведомого диска $S_n = 0,94\pi \times (D_n^2 - d_n^2)/4$;

2) общую площадь трения ведомых дисков $S_{т.р} = 2z_d S_n$;

3) силу сжатия всех пружин $P_{ном} = c_n z_n l_{ном}$ (для нелинейной характеристики $P_{ном}$ – суммарная сила сжатия пружин при деформации $l_{ном}$);

4) средний радиус трения $R_{ср} = \frac{\pi}{12} \frac{D_n^3 - d_n^3}{S_n}$;

5) статический момент трения сцепления $T_c = 2z_d \mu P_{ном} R_{ср}$;

6) максимальную допустимую частоту вращения ведомого диска $n_{дв\max}$ по ГОСТ 12238 – 76* (см. табл. 1.1).

Коэффициент 0,94 в формуле для S_n учитывает уменьшение в среднем поверхности трения из-за заклепок и канавок, предназначенных для удаления продуктов изнашивания и вентиляции поверхностей трения. Для конкретной конструкции этот коэффициент может быть скорректирован.

Показателями нагруженности пар трения сцепления являются:

1) работа буксования сцепления A_6 ;

2) мощность буксования сцепления N_6 ;

3) повышение средней температуры нажимного диска за одно включение Δt .

Таблица 1.1. Основные параметры проектируемых сцеплений

Размеры накладок, мм			$n_{дв\text{тах}},$ мин^{-1}
D_n	d_n	δ_n	
180	100, 120, 125	2,5; 3,0; 3,5; 4,0; 4,5	8000
190	110, 130, 140		8000
200	120, 130, 140		8000
215	140, 150, 160		8000
225	140, 150, 160, 175		7000
240	160, 180		7000
250	155, 180		5000
280	165, 180, 200		4500
300	165, 175, 200	3,5; 4,0; 4,5; 6,0	4500
310	175, 200		4500
325	185, 200, 220, 230		4500
340	185, 195, 210	4,0; 4,5; 4,7; 5,0; 6,0	4000
350	195, 200, 210, 240, 290		4000
380	200, 220, 230		3500
400	220, 240, 280		3000
420	220, 240, 280	4,0; 4,5; 5,0; 6,0;	3000
450	200, 240, 290	5,0; 5,5; 6,0;	3000

Широко используют также удельные показатели нагруженности пар трения сцепления:

- 1) давление на фрикционные накладки $k_1 = P_{\text{ном}}/S_n$;
- 2) коэффициент момента двигателя $k_2 = T_{\text{ме}}/S_{\text{тр}}$;
- 3) коэффициент мощности двигателя $k_3 = N_{\text{ме}}/S_{\text{тр}}$;
- 4) удельную работу буксования $k_4 = A_6/S_{\text{тр}}$;
- 5) удельную мощность буксования $k_5 = N_6/S_{\text{тр}}$;
- 6) коэффициент запаса сцепления $\beta = T_c/T_{\text{ме}}$.

Здесь $T_{\text{ме}}$ и $N_{\text{ме}}$ – максимальные крутящий момент и мощность двигателя соответственно.

В процессе эксплуатации коэффициент запаса β может уменьшаться из-за изнашивания накладок, снижения упругости (усадки) пружин, уменьшения коэффициента трения (замасливания накладок). Для КМ высокой и повышенной проходимости $\beta = 1,8 \dots 3,0$. Предельные значения удельных показателей даны в табл. 1.2.

Таблица 1.2. Допустимые значения показателей нагруженности пар трения сцеплений

Тип КМ	k_1 , МПа	k_2 , (Н·м)/см ²	k_3 , Вт/см ²	k_4 , Дж/см ²	k_5 , Вт/см ²	β
Легковые КМ с объемом двигателя V , л:						
$V < 1,2$	0,3	0,37	170	270	95	1,4 – 1,9
$1,2 \leq V < 1,8$	0,3	0,44	200	370	125	1,4 – 1,9
$1,8 \leq V < 3,5$	0,3	0,56	255	470	150	1,4 – 1,9
Грузовые КМ с карбюраторным двигателем	0,3	0,5	120	460	100	1,5 – 2,2
То же с дизелем и однодисковым сцеплением	0,2	0,724	140	350	110	1,5 – 2,2
То же с дизелем и двухдисковым сцеплением	0,2	0,62	115	170	95	2,0 – 2,3

Выражение для среднего радиуса трения $R_{ср}$ получено следующим образом. Согласно рис. 1.3, статический момент трения сцепления

$$\begin{aligned}
 T_c &= 2z_d \int_{d_H/2}^{D_H/2} \int_0^{2\pi} k_1 ds \cdot \mu \rho = 2z_d \mu \frac{P_{ном}}{S_H} \int_{d_H/2}^{D_H/2} \int_0^{2\pi} \rho d\alpha d\rho \cdot \rho = \\
 &= 2z_d \mu \frac{P_{ном}}{S_H} \frac{D_H^3 - d_H^3}{8 \cdot 3} 2\pi.
 \end{aligned}$$

Но

$$T_c = 2z_d \mu P_{ном} R_{ср},$$

откуда

$$R_{ср} = \frac{\pi}{12} \frac{D_H^3 - d_H^3}{S_H}.$$

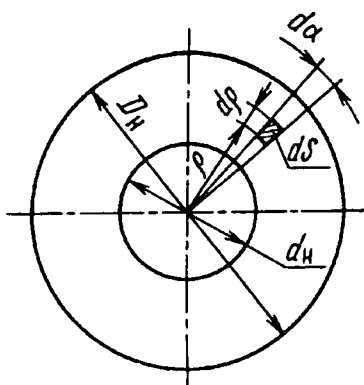


Рис. 1.3. К расчету среднего радиуса трения R_{cp}

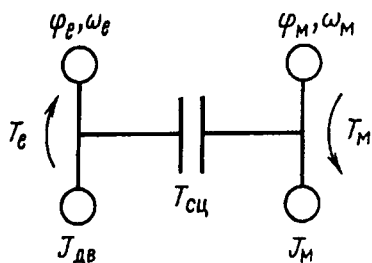


Рис. 1.4. Динамическая модель для расчета работы буксования сцепления

Работа A_6 и мощность N_6 буксования будут наибольшими при трогании КМ с места. Получим выражения для вычисления этих величин. Воспользуемся динамической моделью, изображенной на рис. 1.4. Здесь $J_{дв}$ – момент инерции маховика и приведенных к нему вращающихся и поступательно движущихся деталей двигателя; $J_м$ – приведенный к коленчатому валу двигателя момент инерции, эквивалентный поступательно движущимся массам КМ $m_м$ и прицепа $m_{пр}$; T_e – крутящий момент двигателя; $T_{сц}$ – крутящий момент, реализуемый через сцепление; $T_м$ – приведенный к коленчатому валу двигателя момент сопротивления дороги; $\varphi_e, \varphi_м$ – углы поворота масс с моментами инерции $J_{дв}$ и $J_м$; $\omega_e = \dot{\varphi}_e$; $\omega_м = \dot{\varphi}_м$.

Формулы для вычисления $J_м$ и $T_м$ имеют вид

$$J_м = \frac{(m_м + m_{пр})r_k^2}{u_{тр}^2}, \quad T_м = \frac{(m_м + m_{пр})g\psi r_k}{u_{тр}\eta_{тр}},$$

где r_k – радиус качения колеса; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения; ψ – суммарный коэффициент сопротивления дороги; $u_{тр}$ и $\eta_{тр}$ – передаточное число и КПД участка трансмиссии от коленчатого вала двигателя до ведущего колеса КМ.

Запишем уравнения движения для масс динамической системы, представленной на рис. 1.4,

$$\begin{cases} J_{дв} \frac{d\omega_e}{dt} = T_e - T_{сц}; \\ J_м \frac{d\omega_м}{dt} = T_{сц} - T_м. \end{cases}$$

В общем случае T_e и $T_{сц}$ являются нелинейными функциями времени, зависящими от положения педали подачи топлива, темпа включения сцепления, характеристики двигателя и т.д. Соответственно угловые скорости ω_e и ω_m будут также нелинейными функциями времени. Для упрощения расчетов примем следующие допущения:

1) все действующие на систему крутящие моменты являются постоянными, т.е. $T_e = \text{const}$, $T_{сц} = \text{const}$ и $T_m = \text{const}$;

2) в начальный момент времени ($t = 0$) $\varphi_e = \varphi_m = \omega_m = 0$, $\omega_e = \omega_{дв}$;

3) сцепление включается мгновенно.

Тогда после интегрирования системы дифференциальных уравнений имеем

$$\begin{cases} \int_{\omega_{дв}}^{\omega_0} J_{дв} d\omega_e = \int_0^{t_6} (T_e - T_{сц}) dt; \\ \int_0^{\omega_0} J_m d\omega_m = \int_0^{t_6} (T_{сц} - T_m) dt, \end{cases}$$

или

$$\begin{cases} J_{дв}(\omega_0 - \omega_{дв}) = (T_e - T_{сц}) t_6; \\ J_m \omega_0 = (T_{сц} - T_m) t_6, \end{cases}$$

где ω_0 – угловая скорость масс динамической системы после окончания буксования; t_6 – время буксования сцепления.

Выразив из каждого уравнения ω_0 и приравняв полученные выражения

$$\omega_{дв} + \frac{T_e - T_{сц}}{J_{дв}} t_6 = \frac{T_{сц} - T_m}{J_m} t_6,$$

находим время буксования

$$t_6 = \frac{\omega_{дв} J_{дв} J_m}{J_{дв}(T_{сц} - T_m) - J_m(T_e - T_{сц})}.$$

Изменение скоростей ω_e и ω_m во времени при постоянных T_e , $T_{сц}$ и T_m показано на рис. 1.5.

Работа буксования

$$A_6 = \int_0^{t_6} T_{сц} d\alpha_6 = T_{сц} \int_0^{t_6} (\omega_e - \omega_m) dt,$$

где α_6 – угол буксования.

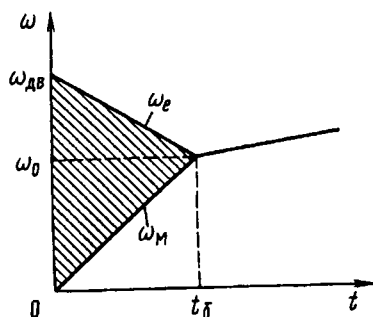


Рис. 1.5. Упрощенные зависимости угловых скоростей ω_e и ω_m от времени в процессе буксования сцепления

Согласно рис. 1.5, последний интеграл равен площади заштрихованного треугольника, т.е.

$$A_6 = T_{\text{сц}} \frac{\omega_{\text{дв}} t_6}{2}.$$

Подставляя в последнее равенство выражение для t_6 , получаем

$$A_6 = \frac{T_{\text{сц}} J_{\text{дв}} J_{\text{м}} \omega_{\text{дв}}^2}{2[J_{\text{дв}}(T_{\text{сц}} - T_{\text{м}}) + J_{\text{м}}(T_{\text{сц}} - T_e)]}.$$

Если дополнительно принять $T_{\text{сц}} = T_e$, то $A_6 = \frac{T_e J_{\text{м}} \omega_{\text{дв}}^2}{2(T_e - T_{\text{м}})}$,

$$\text{а } t_6 = \frac{\omega_{\text{дв}} J_{\text{м}}}{T_e - T_{\text{м}}}.$$

Широко используются также сходные по структуре формулы

$$A_6 = h \frac{T_{\text{ме}} J_{\text{м}} \omega_{\text{дв}}^2}{0,67 T_{\text{ме}} - T_{\text{м}}}; \quad t_6 = \frac{\omega_{\text{дв}} J_{\text{м}}}{0,67 T_{\text{ме}} - T_{\text{м}}},$$

полученные в результате обработки большого числа экспериментальных данных, зафиксированных в процессе трогания КМ в наиболее характерных условиях эксплуатации.

Для карбюраторных двигателей принимают $h = 1,23$, $\omega_{\text{дв}} = \omega_{\text{дв},T}/3 + 50\pi$, для дизелей $h = 0,72$, $\omega_{\text{дв}} = 0,75\omega_{\text{дв},N}$, где $\omega_{\text{дв},T}$, $\omega_{\text{дв},N}$ — угловые скорости коленчатого вала двигателя при максимальном крутящем моменте и максимальной мощности соответственно.

Как следует из анализа представленных формул, работа буксования резко возрастает при повышении начальной угловой скорости двигателя $\omega_{\text{дв}}$, на высших передачах в коробке передач (КП) (из-за увеличения $J_{\text{м}}$), а также при работе с прицепом.

Мощность буксования сцепления

$$N_6 = A_6/t_6.$$

Подставляя сюда последние выражения для A_6 и t_6 , получаем

$$N_6 = hT_{\text{те}}\omega_{\text{дв}}.$$

Считая, что вся работа буксования A_6 идет на нагрев ведущих дисков сцепления, определим повышение средней температуры нажимного диска за одно включение:

$$\Delta t = \frac{\gamma A_6}{c_d m_d},$$

где γ – коэффициент распределения теплоты между деталями; c_d – удельная массовая теплоемкость диска; m_d – масса диска; для одиночных КМ должно быть $\Delta t \leq 10^\circ\text{C}$, для автопоездов $\Delta t \leq 20^\circ\text{C}$.

У однодискового сцепления $\gamma = 0,5$; у двухдискового сцепления $\gamma = 0,25$ – для нажимного и $\gamma = 0,5$ – для промежуточного дисков. Для чугуна и стали $c_d = 481,5 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot^\circ\text{C})$.

1.3. Выбор размеров фрикционных накладок

Размеры фрикционных накладок выбирают, исходя из нагруженности пар трения сцепления при трогании КМ с места: на первой передаче в КП – для легковых и грузовых КМ с прицепом (тягачей и автопоездов) с полной нагрузкой; на второй передаче – для одиночных грузовых КМ с полной нагрузкой; на первой высшей передаче в КП – для полностью груженых КМ, имеющих делитель; на первой передаче в КП и высшей передаче в раздаточной коробке – для КМ высокой проходимости.

Порядок выбора следующий.

1. Согласно приведенным выше формулам, определяют вспомогательные величины $J_{\text{м}}$, $T_{\text{м}}$, $\omega_{\text{дв}}$ и показатели нагруженности пар трения сцепления

$$A_6 = h \frac{T_{\text{те}} J_{\text{м}} \omega_{\text{дв}}^2}{0,67 T_{\text{те}} - T_{\text{м}}}; \quad N_6 = h T_{\text{те}} \omega_{\text{дв}}.$$

2. Задают число ведомых дисков сцепления z_d .

3. Выбирают значение коэффициента запаса сцепления β в соответствии с рекомендациями табл. 1.2.

4. Определяют статический момент трения сцепления

$$T_c = \beta T_{me}.$$

5. Выбирают расчетный коэффициент трения μ . В зависимости от типа фрикционной накладки $\mu = 0,25 \dots 0,35$ – для тканых и спирально-намотанных накладок и $\mu = 0,18 \dots 0,25$ – для формованных накладок. Обычно принимают $\mu = 0,3$.

6. Устанавливают значение $\lambda_n = d_n/D_n$: для легковых КМ $\lambda_n = 0,67 \pm 0,07$, для грузовых КМ $\lambda_n = 0,55 \pm 0,05$.

7. Задают допустимые значения удельных показателей нагруженности пар трения сцепления, согласно табл. 1.2.

8. Вычисляют наружный диаметр накладки D_{n1} , обеспечивающий допустимое давление k_1 на фрикционные накладки. С учетом выражений $P_{ном} = \frac{T_c}{2z_d\mu R_{ср}}$ и $R_{ср} = \frac{\pi D_n^3(1 - \lambda_n^3)}{12 S_n}$ можно записать

$$k_1 = \frac{P_{ном}}{S_n} = \frac{T_c 12 S_n}{S_n 2 z_d \mu \pi D_n^3 (1 - \lambda_n^3)},$$

откуда

$$D_{n1} = \sqrt[3]{\frac{6 T_c}{k_1 \pi \mu z_d (1 - \lambda_n^3)}}.$$

9. Определяют минимально необходимые значения общей поверхности трения $S_{тр}$; ведомых дисков, обеспечивающие допустимые значения удельных показателей нагруженности пар трения сцепления ($k_2, \dots, k_5$):

$$\begin{aligned} S_{тр2} &= T_{me}/k_2; & S_{тр3} &= N_{me}/k_3; \\ S_{тр4} &= A_6/k_4; & S_{тр5} &= N_6/k_5. \end{aligned}$$

10. Из полученных четырех значений выбирают максимальное $S_{тр}^*$, обеспечивающее допустимые значения по всем четырем удельным показателям.

11. Находят наружный диаметр D_n^* фрикционных накладок, исходя из $S_{тр}^*$. С учетом соотношений $S_n = 0,94\pi D_n^2(1 - \lambda_n^2)/4$ и $S_{тр} = 2z_d S_n$

$$D_n^* = \sqrt{\frac{2S_{\text{тр}}^*}{0,94\pi z_d(1 - \lambda_n^2)}}.$$

12. Из двух размеров D_{n1} и D_n^* выбирают наибольший D_n , обеспечивающий допустимые значения по всем показателям $k_1, \dots, k_5$, и находят внутренний диаметр накладки $d_n = \lambda_n D_n$.

13. С помощью табл. 1.1 выбирают ближайшие значения D_n и d_n и для них вычисляют S_n , $S_{\text{тр}}$, $R_{\text{ср}}$ и $P_{\text{ном}}$ по формулам

$$S_n = 0,94\pi(D_n^2 - d_n^2)/4; \quad S_{\text{тр}} = 2z_d S_n;$$

$$R_{\text{ср}} = \frac{\pi}{12} \frac{D_n^3 - d_n^3}{S_n}; \quad P_{\text{ном}} = \frac{T_c}{2z_d \mu R_{\text{ср}}},$$

а также значения пяти удельных показателей $k_1, \dots, k_5$.

14. Сравнивая полученные значения $k_1, \dots, k_5$ с допустимыми, устанавливают окончательные размеры фрикционных накладок D_n и d_n .

15. Контролируют выбранный размер D_n с учетом максимальной допустимой частоты вращения ведомого диска.

Пример 1.1. Определить размеры фрикционных накладок для однодискового сцепления полноприводной машины КамАЗ-4310 с колесной формулой 6 × 6. Исходные данные: $m_m = 14940$ кг; $m_{\text{пр}} = 7000$ кг; ДВС – дизель КамАЗ-740; $N_{\text{те}} = 155$ кВт при $n_{\text{дв}N} = 2600$ мин⁻¹; $T_{\text{те}} = 650$ Н · м при $n_{\text{дв}T} = 1600$ мин⁻¹; передаточные числа первой и второй передач в КП $u_{\text{кп1}} = 7,82$ и $u_{\text{кп2}} = 4,03$, высшей передачи в раздаточной коробке $u_{\text{рк.в}} = 0,917$, главной передачи $u_{\text{гп}} = 7,22$; размер шин 1200 × 400 – 533; радиус качения $r_k = 0,582$ м; $\psi = 0,03$; $\eta_{\text{тр}} = 0,8$; $h = 0,72$.

Решение. В соответствии с изложенным выше размеры фрикционных накладок будем выбирать при трогании на первой передаче в КП и на высшей передаче в раздаточной коробке полностью груженой КМ с прицепом.

1. Вычисляем вспомогательные величины:

$$u_{\text{тр}} = u_{\text{кп1}} u_{\text{рк.в}} u_{\text{гп}} = 7,82 \cdot 0,917 \cdot 7,22 = 51,774;$$

$$J_m = \frac{(m_m + m_{\text{пр}}) r_k^2}{u_{\text{тр}}^2} = \frac{(14940 + 7000) \cdot 0,582^2}{51,774^2} = 2,77 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$T_m = \frac{(m_m + m_{\text{пр}}) g \psi r_k}{u_{\text{тр}} \eta_{\text{тр}}} = \frac{(14940 + 7000) \cdot 9,81 \cdot 0,03 \cdot 0,582}{51,774 \cdot 0,8} = 90,73 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$\omega_{\text{дв}} = 0,75\omega_{\text{дв}N} = 0,75 \frac{\pi n_{\text{дв}N}}{30} = 0,75 \frac{\pi \cdot 2600}{30} = 204,2 \text{ рад/с};$$

$$A_6 = h \frac{T_{me} J_m \omega_{\text{дв}}^2}{(2/3) T_{me} - T_m} = 0,72 \frac{650 \cdot 2,77 \cdot 204,2^2}{(2/3) \cdot 650 - 90,73} = 157778 \text{ Дж};$$

$$N_6 = h T_{me} \omega_{\text{дв}} = 0,72 \cdot 650 \cdot 204,2 = 95565 \text{ Вт}.$$

2. Принимаем $z_d = 1$.

3. Принимаем $\beta = 1,85$.

4. Определяем статический момент трения сцепления

$$T_c = \beta T_{me} = 1,85 \cdot 650 = 1202,5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

5. Принимаем $\mu = 0,3$.

6. Задаем значение $\lambda_n = 0,55$.

7. С помощью табл. 1.2 находим допустимые значения $k_1, \dots, k_5$:
 $k_1 = 0,2 \text{ МПа}; k_2 = 0,724 \text{ Н} \cdot \text{м/см}^2; k_3 = 140 \text{ Вт/см}^2; k_4 = 350 \text{ Дж/см}^2; k_5 = 110 \text{ Вт/см}^2.$

8. Определяем

$$\begin{aligned} D_{н1} &= \sqrt[3]{\frac{6T_c}{k_1 \pi \mu z_d (1 - \lambda_n^3)}} = \\ &= \sqrt[3]{\frac{6 \cdot 1202,5}{0,2 \cdot 10^6 \pi \cdot 0,3 \cdot 1 \cdot (1 - 0,55^3)}} = 0,358 \text{ м} = 35,8 \text{ см}. \end{aligned}$$

9. Вычисляем

$$S_{\text{тр}2} = T_{me}/k_2 = 650/0,724 = 898 \text{ см}^2;$$

$$S_{\text{тр}3} = N_{me}/k_3 = 155000/140 = 1107 \text{ см}^2;$$

$$S_{\text{тр}4} = A_6/k_4 = 157778/350 = 451 \text{ см}^2;$$

$$S_{\text{тр}5} = N_6/k_5 = 95565/110 = 869 \text{ см}^2.$$

10. Выбираем

$$S_{\text{тр}}^* = (S_{\text{тр}i})_{\text{max}} = S_{\text{тр}3} = 1107 \text{ см}^2.$$

11. Находим

$$D_{\text{н}}^* = \sqrt{\frac{2S_{\text{тр}}^*}{0,94\pi z_{\text{д}}(1 - \lambda_{\text{н}}^2)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1107}{0,94\pi \cdot 1 \cdot (1 - 0,55^2)}} = 32,8 \text{ см.}$$

12. Выбираем $D_{\text{н}} = \max(D_{\text{н1}}, D_{\text{н}}^*) = D_{\text{н1}} = 35,8 \text{ см}$ и вычисляем $d_{\text{н}} = \lambda_{\text{н}} D_{\text{н}} = 0,55 \cdot 35,8 = 19,7 \text{ см}$.

13. Используя табл. 1.1, выбираем ближайшие две пары $D_{\text{н}}$ и $d_{\text{н}}$ и для них контролируем значения показателей $k_1, \dots, k_5$.

Вариант А. Пусть $D_{\text{н}} = 35 \text{ см}$; $d_{\text{н}} = 19,5 \text{ см}$. Тогда

$$\begin{aligned} S_{\text{н}} &= 0,94\pi \frac{(D_{\text{н}}^2 - d_{\text{н}}^2)}{4} = \\ &= 0,94\pi \frac{(35^2 - 19,5^2)}{4} = 623,7 \text{ см}^2 = 0,06237 \text{ м}^2; \end{aligned}$$

$$S_{\text{тр}} = 2z_{\text{д}} S_{\text{н}} = 2 \cdot 1 \cdot 623,7 = 1247,4 \text{ см}^2;$$

$$R_{\text{ср}} = \frac{\pi}{12} \frac{D_{\text{н}}^3 - d_{\text{н}}^3}{S_{\text{н}}} = \frac{\pi}{12} \frac{35^3 - 19,5^3}{623,7} = 14,9 \text{ см} = 0,149 \text{ м};$$

$$P_{\text{ном}} = \frac{T_{\text{с}}}{2z_{\text{д}}\mu R_{\text{ср}}} = \frac{1202,5}{2 \cdot 1 \cdot 0,3 \cdot 0,149} = 13451 \text{ Н};$$

$$k_1 = \frac{P_{\text{ном}}}{S_{\text{н}}} = \frac{13451}{0,06237} = 215665 \text{ Па} \cong 0,216 \text{ МПа};$$

$$k_2 = \frac{T_{\text{ме}}}{S_{\text{тр}}} = \frac{650}{1247,4} = 0,521 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{см}^2};$$

$$k_3 = \frac{N_{\text{ме}}}{S_{\text{тр}}} = \frac{155000}{1247,4} = 124 \frac{\text{ВТ}}{\text{см}^2};$$

$$k_4 = \frac{A_6}{S_{\text{тр}}} = \frac{157778}{1247,4} = 126 \frac{\text{Дж}}{\text{см}^2};$$

$$k_5 = \frac{N_6}{S_{\text{тр}}} = \frac{95565}{1247,4} = 76,6 \frac{\text{ВТ}}{\text{см}^2}.$$

Вариант Б. Пусть $D_{\text{н}} = 38,0 \text{ см}$; $d_{\text{н}} = 20,0 \text{ см}$. В этом случае имеем

$$\begin{aligned} S_{\text{н}} &= 0,94\pi \frac{(D_{\text{н}}^2 - d_{\text{н}}^2)}{4} = \\ &= 0,94\pi \frac{(38^2 - 20^2)}{4} = 770,8 \text{ см}^2 = 0,07708 \text{ м}^2; \end{aligned}$$

$$S_{\text{тр}} = 2z_{\text{д}} S_{\text{н}} = 2 \cdot 1 \cdot 770,8 = 1541,6 \text{ см}^2;$$

$$R_{\text{ср}} = \frac{\pi}{12} \frac{D_{\text{н}}^3 - d_{\text{н}}^3}{S_{\text{н}}} = \frac{\pi}{12} \frac{38^3 - 20^3}{770,8} = 15,9 \text{ см} = 0,159 \text{ м};$$

$$P_{\text{ном}} = \frac{T_{\text{с}}}{2z_{\text{д}} \mu R_{\text{ср}}} = \frac{1202,5}{2 \cdot 1 \cdot 0,3 \cdot 0,159} = 12605 \text{ Н};$$

$$k_1 = \frac{P_{\text{ном}}}{S_{\text{н}}} = \frac{12605}{0,07708} = 163531 \text{ Па} \cong 0,164 \text{ МПа};$$

$$k_2 = \frac{T_{\text{ме}}}{S_{\text{тр}}} = \frac{650}{1541,6} = 0,422 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{см}^2};$$

$$k_3 = \frac{N_{\text{ме}}}{S_{\text{тр}}} = \frac{155000}{1541,6} = 100,5 \frac{\text{Вт}}{\text{см}^2};$$

$$k_4 = \frac{A_6}{S_{\text{тр}}} = \frac{157778}{1541,6} = 102 \frac{\text{Дж}}{\text{см}^2};$$

$$k_5 = \frac{N_6}{S_{\text{тр}}} = \frac{95565}{1541,6} = 62 \frac{\text{Вт}}{\text{см}^2}.$$

14. Сравнивая полученные значения $k_1, \dots, k_5$ с допустимыми (см. п. 7), видим, что для варианта А значение $k_1 \cong 0,216$ МПа больше допустимого $k_1 = 0,2$ МПа, поэтому окончательно принимаем $D_{\text{н}} = 380$ мм, $d_{\text{н}} = 200$ мм.

15. Сравнивая максимально допустимую частоту вращения ведомого диска для данного наружного диаметра накладки $n_{\text{дв max}} = 3500 \text{ мин}^{-1}$ (см. табл. 1.1) с частотой вращения при максимальной мощности двигателя $n_{\text{дв N}} = 2600 \text{ мин}^{-1}$, убеждаемся в достаточной прочности данной накладки при действии центробежных сил.

В случае использования КМ без прицепа (за все время эксплуатации) размеры фрикционных накладок должны быть выбраны на второй передаче в КП и на высшей передаче в раздаточной коробке.

1. Вычисляем вспомогательные величины:

$$u_{\text{тр}} = u_{\text{кп2}} u_{\text{рк.в}} u_{\text{гп}} = 4,03 \cdot 0,917 \cdot 7,22 = 26,682;$$

$$J_{\text{м}} = \frac{m_{\text{м}} r_{\text{к}}^2}{u_{\text{тр}}^2} = \frac{14940 \cdot 0,582^2}{26,682^2} = 7,11 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$T_{\text{м}} = \frac{m_{\text{м}} g \psi r_{\text{к}}}{u_{\text{тр}} \eta_{\text{тр}}} = \frac{14940 \cdot 9,81 \cdot 0,03 \cdot 0,582}{26,682 \cdot 0,8} = 120 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$\omega_{\text{дв}} = 204,2 \text{ рад/с}; \quad N_6 = 95565 \text{ Вт};$$

$$A_6 = h \frac{T_{me} J_m \omega_{дв}^2}{(2/3) T_{me} - T_m} = 0,72 \frac{650 \cdot 7,11 \cdot 204,2^2}{(2/3) \cdot 650 - 120} = 442813 \text{ Дж.}$$

Пункты 2 – 8 остаются без изменений.

9. Определяем

$$\begin{aligned} S_{тр2} &= 898 \text{ см}^2; \\ S_{тр3} &= 1107 \text{ см}^2; \\ S_{тр4} &= A_6/k_4 = 442813/350 = 1265 \text{ см}^2; \\ S_{тр5} &= 869 \text{ см}^2. \end{aligned}$$

10. Выбираем

$$S_{тр}^* = (S_{три})_{\max} = S_{тр4} = 1265 \text{ см}^2.$$

11. Находим

$$D_n^* = \sqrt{\frac{2S_{тр}^*}{0,94\pi z_d(1 - \lambda_n^2)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1265}{0,94\pi \cdot 1 \cdot (1 - 0,55^2)}} = 35,0 \text{ см.}$$

12. Принимаем $D_n = \max(D_{н1}, D_n^*) = D_{н1} = 35,8 \text{ см}$ и находим $d_n = \lambda_n D_n = 19,7 \text{ см}$.

13. Для выбранных значений D_n и d_n вычисления будут отличаться от режима трогания с прицепом только для k_4 . Для варианта А

$$k_4 = \frac{A_6}{S_{тр}} = \frac{442813}{1247,4} = 355 \frac{\text{Дж}}{\text{см}^2},$$

для варианта Б

$$k_4 = \frac{A_6}{S_{тр}} = \frac{442813}{1541,6} = 287 \frac{\text{Дж}}{\text{см}^2}.$$

14. Сравнивая полученные значения k_4 с допустимым, видим, что для варианта А превышение (хотя и незначительное) допустимых значений имеет место как для k_1 , так и для k_4 . Поэтому также принимаем размеры $D_n = 380 \text{ мм}$ и $d_n = 200 \text{ мм}$.

Пункт 15 остается без изменения.

1.4. Расчет параметров нажимных пружин

Расчет параметров нажимных пружин рассмотрим на примере тарельчатой (диафрагменной) пружины.

Основные ее размеры приведены на рис. 1.6, где P и $P_{\text{подш}}$ – силы, действующие соответственно на нажимной диск и подшипник выключения сцепления.

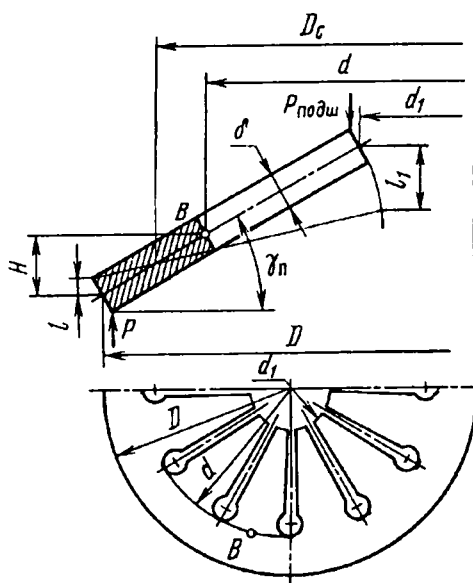


Рис. 1.6. К расчету параметров тарельчатой пружины

Исходные данные для расчета.

1. Сила, создаваемая пружиной при включенном положении сцепления,

$$P_1 = P_{\text{ном}} + P_o,$$

где P_o – суммарная сила отжимных пружин сцепления; можно принять $P_o = (0,05 \dots 0,08) P_{\text{ном}}$.

2. Рабочий ход h_p пружины

$$h_p = (2\Delta_n + w) z_d,$$

где Δ_n – зазор для новых накладок между поверхностями трения при полностью выключенном сцеплении, $\Delta_n = 0,75 \dots 1,0$ мм; w – осевая деформация ведомого диска, равная $0,15 \dots 0,25$ мм для жесткого

ведомого диска и 1,0...1,5 мм для ведомого диска с осевой податливостью.

3. Ход пружины h_0 , соответствующий допустимому суммарному линейному износу фрикционных пар. Обычно принимают $h_0 = 3...4$ мм – для легковых и 4...8 мм – для грузовых КМ.

4. Материал пружины и допускаемое напряжение на изгиб $[\sigma_{\text{и}}] \cong \sigma_{\text{т}}$. В существующих конструкциях тарельчатых пружин имеют место следующие соотношения: $D \geq 2,5d_1$; $D = (1,15...1,5)d$; $H = (1,6...2,2)\delta$, $D = (75...100)\delta$; $\gamma_{\text{п}} = 10...15^\circ$; число лепестков от 8 до 20.

Выбрав размеры пружины в указанных пределах, рассчитывают и строят характеристику пружины, т.е. зависимость силы P , действующей на нажимной диск, от перемещения l этого диска:

$$P = \frac{2}{3} \frac{\pi E}{1 - \mu^2} \frac{\delta l}{D^2} \frac{\ln(1/k_{\text{т1}})}{(1 - k_{\text{т2}})^2} \times \left[\delta^2 + \left(H - l \frac{1 - k_{\text{т1}}}{1 - k_{\text{т2}}} \right) \left(H - 0,5l \frac{1 - k_{\text{т1}}}{1 - k_{\text{т2}}} \right) \right], \quad (1.1)$$

где $E = 2 \cdot 10^5$ МПа; $\mu = 0,26$; $k_{\text{т1}} = d/D$; $k_{\text{т2}} = D_{\text{с}}/D$; $D_{\text{с}}$ – геометрическое место точек, относительно которых происходит поворот поперечного сечения пружины, $D_{\text{с}} \approx d + (D - d)/5$ для вдавливаемой пружины.

Выбирая параметры пружины, необходимо учитывать, что при суммарном износе накладок на величину h_0 сила, создаваемая пружиной, должна быть не меньше, чем P_1 , а при рабочем ходе $h_{\text{р}}$ – увеличивается незначительно.

Далее проверяют напряжение изгиба в наиболее нагруженном месте – в середине основания лепестка (точка B на рис. 1.6) при достижении максимальной силы P_{max} , действующей на нажимной диск,

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{2P_{\text{max}}(D - D_{\text{с}})d}{(D_{\text{с}} - d_1)\delta^2(d_1 + d)} + \frac{0,5E}{1 - \mu^2} \frac{0,5(b - d)a^2 + \delta a}{d}, \quad (1.2)$$

$$\text{где } b = \frac{D - d}{\ln(D/d)}; a = \frac{2H}{D - d}.$$

Должно быть $\sigma_{\text{и}} \leq [\sigma_{\text{и}}]$.

Пример 1.2. Выбрать параметры диафрагменной пружины вдавливаемого типа для однодискового сцепления полноприводной машины КамАЗ-4310 с колесной формулой 6 × 6. Исходные данные: $P_{\text{ном}} = 12605$ Н; $z_{\text{д}} = 1$; $D_{\text{н}} = 380$ мм; $d_{\text{н}} = 200$ мм;

$$\Delta_n = (0,75 + 1,0)/2 = 0,875 \text{ мм}; w = (1,0 + 1,5) : 2 = 1,25 \text{ мм};$$

$$P_o = [(0,05 + 0,08) : 2] P_{\text{ном}} = 0,065 P_{\text{ном}}.$$

Решение.

1. Определяем

$$P_1 = P_{\text{ном}} + P_o = 1,065 P_{\text{ном}} = 1,065 \cdot 12605 = 13424 \text{ Н}.$$

2. Вычисляем рабочий ход пружины

$$h_p = z_d(2\Delta_n + w) = 1 \cdot (2 \cdot 0,875 + 1,25) = 3,00 \text{ мм}.$$

3. Находим допустимый суммарный износ фрикционных накладок

$$h_0 = (4 + 8) : 2 = 6 \text{ мм}.$$

4. В качестве материала пружины выбираем сталь марки 60С2, у которой $[\sigma_n] = \sigma_T = 1175 \text{ МПа}$.

5. Рассчитываем параметры пружины. Для этого принимаем $D = D_n = 380 \text{ мм}$, тогда

$$\delta = D/(75 \dots 100) = 380/(75 \dots 100) = 5,07 \dots 3,8 = 4,5 \text{ мм};$$

$$H = (1,6 \dots 2,2)\delta = (1,6 \dots 2,2) 4,5 = 7,2 \dots 9,9 = 8,5 \text{ мм};$$

$$\gamma_n = 10 \dots 15 = 12^\circ;$$

$$d = D/(1,15 \dots 1,5) = 380/(1,15 \dots 1,5) = 330 \dots 253 = 290 \text{ мм};$$

$$d_1 \leq D/2,5 = 380 : 2,5 = 152 \text{ мм}; \quad d_1 = 150 \text{ мм};$$

$$\mu = 0,26; \quad E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}.$$

6. Вычисляем

$$k_{T1} = d/D = 290/380 = 0,763;$$

$$D_c = d + (D - d)/5 = 290 + (380 - 290) : 5 = 308 \text{ мм};$$

$$k_{T2} = D_c/D = 308 : 380 = 0,811.$$

Подставляя полученные значения в выражение (1.1), находим

$$P = \frac{2\pi \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 10^6}{3} \frac{0,0045 l \ln(1/0,763)}{1 - 0,26^2} \frac{0,38^2}{(1 - 0,811)^2} \left[0,0045^2 + \right. \\ \left. + \left(0,0085 - l \frac{1 - 0,763}{1 - 0,811} \right) \left(0,0085 - 0,5 l \frac{1 - 0,763}{1 - 0,811} \right) \right] = \\ = 0,981 \cdot 10^7 l - 0,1695 \cdot 10^{10} l^2 + 0,834 \cdot 10^{11} l^3.$$

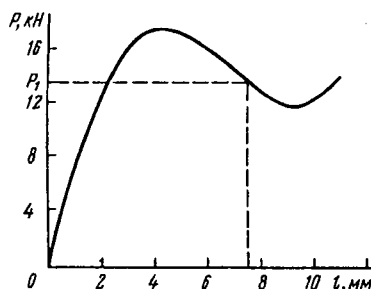


Рис. 1.7. Характеристика выбранной пружины

7. Задавая различные значения перемещению l , определяем P и строим характеристику пружины (рис. 1.7). Ниже приведены значения P при различных l :

$l, \text{ м}$	0,001	0,002	0,003	0,004	0,005	0,006	0,007	0,008	0,009	0,010	0,011
$P, \text{ Н}$	8198	13507	16427	17458	17100	15854	14221	12701	11794	12000	13820

Как видим, данная пружина в первом приближении обеспечивает требуемые характеристики: 1) при сжатии на 7,5 мм $P \approx P_1 = 13424 \text{ Н}$; 2) при износе накладок на 5,5 мм ($l = 0,002 \dots 0,0075 \text{ м}$) $P \geq P_1 = 13424 \text{ Н}$; 3) при рабочем ходе $h_p = 3 \text{ мм}$ $P < P_1$ ($l = 0,0075 \dots 0,0105 \text{ м}$).

8. Вычислив вспомогательные величины

$$b = \frac{D - d}{\ln(D/d)} = \frac{0,380 - 0,290}{\ln \frac{380}{290}} = 0,333,$$

$$a = \frac{2H}{D - d} = \frac{2 \cdot 8,5}{380 - 290} = 0,189$$

и подставив их в выражение (1.2), получим, с учетом того, что $P_{\max} = 17458 \text{ Н}$,

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{н}} &= \frac{2 \cdot 17458 \cdot (0,380 - 0,308) \cdot 0,29}{(0,308 - 0,150) \cdot 0,0045^2 \cdot (0,150 + 0,290)} + \\ &+ \frac{0,5 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 10^6}{1 - 0,26^2} \frac{0,5(0,333 - 0,29) \cdot 0,189^2 + 0,0045 \cdot 0,189}{0,290} = \\ &= 5,179 \cdot 10^8 + 5,986 \cdot 10^8 = 1,1165 \cdot 10^9 \text{ Па} = 1116 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Так как полученное значение меньше, чем $[\sigma_{\text{н}}] = 1175 \text{ МПа}$, то пружина работоспособна.

1.5. Оценка износостойкости пар трения сцепления

Срок службы сцепления L в километрах пробега КМ по износу фрикционных поверхностей накладок ведомых дисков можно установить по формуле

$$L = \frac{h_0}{\frac{\Delta h}{A_6} A_{6.ср}},$$

где Δh – линейный износ накладок за программу испытаний на специальном стенде; A_6 – суммарная работа буксования за программу испытаний на этом стенде; $A_{6.ср}$ – средняя работа буксования сцепления, приходящаяся на 1 км пробега КМ.

Отношение $\Delta h/A_6$ определяет линейный износ накладок, приходящийся на единицу суммарной работы буксования сцепления.

Для вычисления $A_{6.ср}$ необходимо знать среднее число троганий КМ с места (и переключений передач) за определенный пробег, что зависит от условий эксплуатации конкретной машины. Определив работу буксования при каждом трогании по одной из формул, приведенных в § 1.2, умножив ее на число троганий и разделив на пробег, получим $A_{6.ср}$.

1.6. Демпферы ведомых дисков сцепления

Демпферы предназначены для снижения уровня крутильных колебаний, вызванных неравномерной работой ДВС, уменьшения динамических нагрузок в трансмиссии при включении сцепления и компенсации несоосности валов (особенно угловой).

Основными частями демпфера являются упругий и диссипативный элементы. В качестве упругого элемента используют пружины (цилиндрические и тарельчатые) и резину, в качестве диссипативного – фрикционные пары и также резину.

Демпферы, в которых в качестве и упругого, и демпфирующего элементов применяется резина, встречаются редко из-за нестабильности характеристик резины и ее ограниченной долговечности, что, в свою очередь, связано с неблагоприятными условиями работы демпфера (высокая температура и попадание масла). В последнее

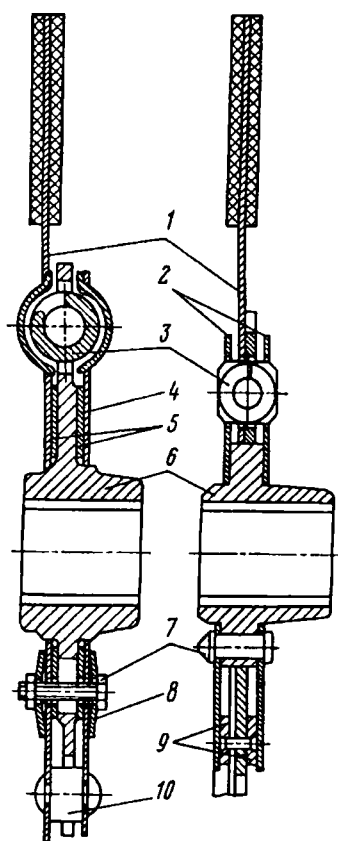


Рис. 1.8. Варианты конструкций демпферов крутильных колебаний в ведомых дисках сцепления:

1 – диск с фрикционными накладками; 2 – диски, связанные со ступицей; 3 – пружины; 4 – диск, связанный с диском 1; 5 – фрикционные накладки, связанные со ступицей; 6 – ступица; 7 – болты (заклепки); 8 – тарельчатые пружины; 9 – фрикционные накладки, связанные с диском 1; 10 – упоры

время в связи с разработкой новых сортов синтетических резин применение резиновых демпферов расширяется.

Наибольшее распространение на КМ нашли упругофрикционные демпферы с цилиндрическими пружинами, некоторые конструкции которых представлены на рис. 1.8. В качестве пар трения здесь используется либо “сталь по стали”, либо “сталь по фрикционному материалу”. Характеристика упругофрикционного демпфера приведена на рис. 1.9.

Основные параметры демпфера: момент трения $T_{тр}$; коэффициент жесткости $c_r = \operatorname{tg} \alpha_{2r}$; момент предварительного поджатия пружин $T_{п}$; угол замыкания $\varphi_r = (T_{зам} - T_{п})/c_r$, где $T_{зам}$ – момент замыкания подвижных частей демпфера на упоры. Момент трения в гасителе обеспечивается в результате установки тарельчатых 8 (см. рис. 1.8) или цилиндрических пружин либо вследствие выполнения дисков гасителя пружинными.

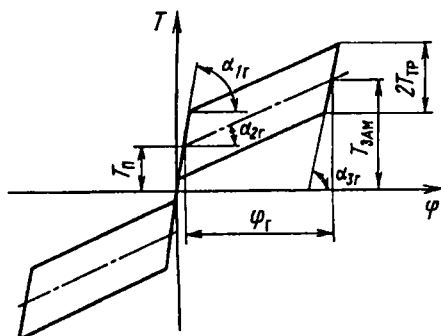


Рис. 1.9. Характеристика упругофрикционного демпфера

Изменяя момент трения $T_{тр}$, можно варьировать рассеяние энергии в демпфере, а корректируя коэффициент жесткости пружин гасителя c_r , — смещать резонансные режимы колебаний в трансмиссии. Предварительное поджатие пружины при их установке в окна ведомого диска гарантирует отсутствие зазоров в демпфере. Угол замыкания φ_r выбирают с таким расчетом, чтобы исключить посадку витков пружин один на другой.

Углы $\alpha_{1г}$, $\alpha_{3г}$ характеризуют жесткость деталей демпфера в пределах предварительного смещения и после его выключения (близки к 90°).

В существующих конструкциях число пружин равно $6 \dots 10$; $T_n = (0,08 \dots 0,15) T_{me}$; $\varphi_r \leq 10^\circ$; $T_{тр} = (0,06 \dots 0,17) T_{me}$; индекс пружин $c = D/d = 4,5 \dots 5,0$.

В настоящее время широкое распространение получили демпферы различной конструкции, имеющие нелинейную характеристику. Например, в одних и тех же окнах установлены пружины разной длины с разными коэффициентами жесткости при $T_n \cong 0$. Сначала включается в работу более мягкая пружина (предназначенная для устранения шума шестерен в КП на холостом ходу), а затем к ней подключается другая пружина. Нелинейные демпферы показали бóльшую эффективность по сравнению с линейными.

1.7. Приводы сцеплений

Приводы сцеплений предназначены для осуществления связи между ногой водителя и муфтой выключения сцепления.

Предъявляемые к ним требования следующие: удобство и легкость управления, высокий КПД (минимальные потери на трение),

наличие следящего действия, надежность и долговечность, простота в обслуживании.

Для удобства и легкости управления ГОСТ 21398 – 75* устанавливает допускаемое усилие на педаль $[P_n] = 147 \text{ Н}$ – для легковых КМ и грузовых КМ с усилителем и $[P_n] = 245 \text{ Н}$ – для грузовых КМ без усилителя, а также допускаемый ход педали при выключении сцепления $[S_n] = 150 \text{ мм}$ – для легковых и $[S_n] = 180 \text{ мм}$ – для грузовых КМ.

Приводы бывают *механические* и *гидравлические*, а также *автоматические* и *неавтоматические*.

Механический привод наиболее простой и дешевый, однако он имеет низкий КПД, плохо приспособлен к дистанционному управлению, передает вибрации от двигателя на ногу водителя; при нем затруднена герметизация кузова, труднее обеспечить плавность включения сцепления. В настоящее время механический привод используют редко, за исключением его разновидности – тросового привода. Последний обеспечивает близкую к характеристикам гидравлического привода плавность включения сцепления, имеет минимальную массу, приспособлен к дистанционному управлению, позволяет герметизировать кузов, прост в эксплуатации. Новая технология изготовления оболочки троса, покрытой изнутри и снаружи полимерными материалами, обеспечивает малый коэффициент трения и высокий КПД.

Основной привод всех сцеплений – гидравлический. Он имеет высокий КПД, приспособлен к дистанционному управлению, позволяет герметизировать кузов, обладает повышенной плавностью включения даже при резком отпускании педали и тем самым снижает динамические нагрузки в трансмиссии. Последнее качество усиливается при использовании усилителя (гидравлического, пневматического), вводимого для уменьшения усилия на педаль сцепления.

Для облегчения управления КМ иногда используют автоматический привод сцепления и полностью отказываются от педали сцепления. При этом управление сцеплением происходит вследствие связи привода с педалью подачи топлива, рычагом переключения передач и другими органами управления, что особенно актуально в автомобилях для инвалидов.

При проектном расчете привода фрикционного сцепления необходимо выбрать такие его параметры, которые бы обеспечивали возможность полного выключения сцепления при непревышении значений $[P_n]$ и $[S_n]$.

Порядок расчета следующий.

1. Определяют ход нажимного диска при выключении сцепления по формуле

$$h_p = (2\Delta_n + w) z_d.$$

2. Задают величину зазора Δ_y между концами рычагов сцепления и подшипником выключения сцепления (рис. 1.10):

$$\Delta_y = 2 \dots 4 \text{ мм.}$$

(По мере износа накладок этот зазор уменьшается, поэтому в процессе эксплуатации его необходимо поддерживать для обеспечения полного включения сцепления.)

3. Определяют передаточное число привода $u_{пр}$ и ход педали $S_{п.м}$. Для механического привода (см. рис. 1.10, а)

$$u_{пр.м} = \frac{c_2 b_2 a_2}{c_1 b_1 a_1}$$

(обычно $u_{пр.м} = 30 \dots 45$, $a_2/a_1 = 3,8 \dots 5,5$);

$$S_{п.м} = h_p u_{пр.м} + \Delta_y \frac{c_2 b_2}{c_1 b_1}$$

(первое слагаемое последнего равенства обеспечивает рабочий отход нажимного диска, второе – выборку зазора Δ_y).

Для гидравлического привода (см. рис. 1.10, б)

$$u_{пр.г} = \frac{c_2 b_2 a_2}{c_1 b_1 a_1} \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^2;$$

$$S_{п.г} = h_p u_{пр.г} + \Delta_y \frac{c_2 b_2}{c_1 b_1} \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^2$$

(обычно $d_2/d_1 \approx 1,0$).

Если полученный ход педали $S_{п.м}$ или $S_{п.г}$ не превышает $[S_{п}]$, то переходят к следующему пункту расчета, иначе – изменяют передаточное число.

4. Определяют максимальное усилие на педаль

$$P_{п \max} = \frac{P_{\max}}{u_{пр} \eta_{пр}},$$

где $P_{\max}$ – максимальная сила, действующая на нажимной диск (определяют из расчета накладок и нажимных пружин); $\eta_{пр}$ – КПД

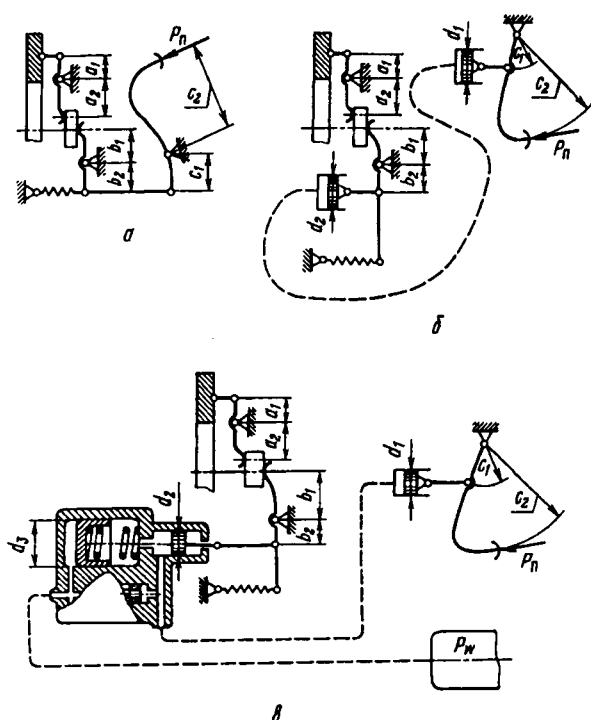


Рис. 1.10. Схемы привода сцепления:
а – механического; б – гидравлического; в – гидравлического
с пневмоусилителем

привода. Для механического привода можно принимать $\eta_{\text{пр.м}} = 0,5 \dots 0,8$, для гидравлического – $\eta_{\text{пр.г}} = 0,8 \dots 0,9$.

Если $P_{\text{п max}} > [P_{\text{п}}]$, необходимо ставить усилитель.

5. Определяют параметры усилителя.

Рассмотрим, например, пневмоусилитель (рис. 1.10, в). Так как водитель должен быть способен выключить сцепление и при неработающей пневмосистеме, то схема привода такая же, как и без пневмоусилителя. Будем также исходить из максимальной силы P_{max} , действующей на нажимной диск. В этом случае последовательность расчета должна быть такой:

а) вычисляют необходимую силу на штоке пневмоусилителя

$$P_{\text{ш}} = \frac{P_{\text{max}}}{\frac{b_2}{b_1} \frac{a_2}{a_1} \eta_{\text{с}}},$$

где $\eta_{\text{с}}$ – КПД механизма сцепления, $\eta_{\text{с}} = 0,9 \dots 0,95$;

б) определяют максимальную допустимую силу, передаваемую на шток через гидросистему,

$$[P_r] = [P_n] \frac{c_2}{c_1} \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^2$$

(в данном случае $[P_n] = 147 \text{ Н}$);

в) рассчитывают максимальную необходимую силу, развиваемую в цилиндре пневмоусилителя и передаваемую на шток,

$$P_{ц \max} = P_{ш} - [P_r] + P_{воз},$$

где $P_{воз}$ – максимальная сила, развиваемая пружиной возврата пневмоусилителя;

г) вычисляют диаметр цилиндра пневмоусилителя

$$d_3 = 2 \sqrt{\frac{P_{ц \max}}{\pi p_w}},$$

где p_w – давление в ресивере (обычно $p_w = 0,65 \dots 0,75 \text{ МПа}$).

Следует отметить, что существенное значение для работы привода сцепления имеет время опорожнения цилиндра пневмоусилителя, которое напрямую связано с временем сжатия фрикционных накладок. Оптимальное время истечения воздуха из пневмоусилителя составляет $0,4 \dots 0,5 \text{ с}$. При этом коэффициент динамичности

$$k_d = P_{ном.д} / P_{ном} \approx 1,0,$$

где $P_{ном.д}$ – фактическая сила сжатия фрикционных накладок.

При отсутствии пневмоусилителя время сжатия накладок может сокращаться до $0,03 \text{ с}$, что вызывает увеличение k_d до $1,5$, т.е. приводит к возрастанию динамических нагрузок в трансмиссии.

Г л а в а 2

ВАЛЬНЫЕ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

2.1. Общие сведения

КП является агрегатом трансмиссии, преобразующим крутящий момент двигателя по величине и направлению и позволяющим водителю выбирать рациональные режимы разгона и установившегося движения КМ в различных дорожных условиях.

Требования, предъявляемые к КП: обеспечение оптимальных тягово-скоростных и топливно-экономических свойств КМ при заданных характеристиках двигателя; легкость и удобство управления; бесшумность при работе и переключении передач; высокий КПД; плавность и полнота включения и выключения передач; надежность и долговечность конструкции; минимальные масса, габаритные размеры и стоимость.

Некоторые из этих требований являются противоречивыми, например первое и второе. Так, если для удовлетворения первого требования необходимо увеличивать число передач, то это затрудняет выполнение второго. Приоритет тому или иному решению отдается в зависимости от назначения КМ: для транспортных, грузовых КМ важнее первое требование, для легковых – второе.

Большинство КП, применяемых в КМ, являются ступенчатыми и имеют большое число зубчатых колес. Различают КП с неподвижными осями валов – вальные, и с подвижными – планетарные (ПКП). В данной главе мы будем касаться в основном вальных КП.

Ступенчатые вальные КП механических трансмиссий подразделяют следующим образом:

- по числу ступеней (передач прямого хода) – 3...20-ступенчатые;
- по взаимному расположению ведущего и ведомого валов – соосные и несоосные;
- по числу ветвей в передаваемом силовом потоке – с одной, двумя и тремя ветвями;

по числу элементов управления (ЭУ), которые должны быть включены для получения определенной передачи – с одним, двумя и тремя ЭУ.

Число ЭУ, задействованных при включении одной передачи, на единицу меньше числа степеней свободы КП. В связи с чем КП различают по числу степеней свободы – с двумя, тремя и четырьмя степенями свободы.

2.2. Особенности различных схем коробок передач

2.2.1. Коробки передач с двумя степенями свободы

Эти КП наиболее часто встречаются и имеют число ступеней от трех до шести. Их выполняют по трехвальной соосной схеме или двухвальной несоосной.

Трехвальная соосная схема имеет наибольшее применение в полноприводных КМ и в машинах с колесной формулой 4×2 при классической компоновке (двигатель спереди, ведущий мост сзади).

Отличительная особенность этой схемы (рис. 2.1 – 2.3) – наличие прямой передачи. Обычно это высшая наиболее часто используемая передача. При этом зубчатые колеса и подшипники КП разгружены от крутящего момента, поперечных и продольных сил: в результате такая коробка имеет меньший износ, шум и большой КПД. На других передачах мощность передается через две пары зубчатых колес, поэтому общие передаточные числа могут быть большими (до $u_{кп1} = 7 \dots 9$).

Наибольшее распространение получили следующие компоновочные решения трехвальной соосной схемы:

1) все зубчатые колеса находятся в постоянном зацеплении (см. рис. 2.1, а, б; 2.3);

2) не имеют постоянного зацепления только зубчатые колеса заднего хода (см. рис. 2.1, в; 2.2, б – г);

3) не имеют постоянного зацепления зубчатые колеса первой передачи и заднего хода (см. рис. 2.1, г; 2.2, а); в этом случае на ведомом валу нет специального зубчатого колеса заднего хода (его роль выполняет передвижная шестерня первой передачи).

Первое решение применяют при относительно большой продолжительности работы на первой передаче и заднем ходу (например, для самосвала) и вообще во всех случаях, когда необходимо облегчить включение этих передач. При этом повышается долговечность

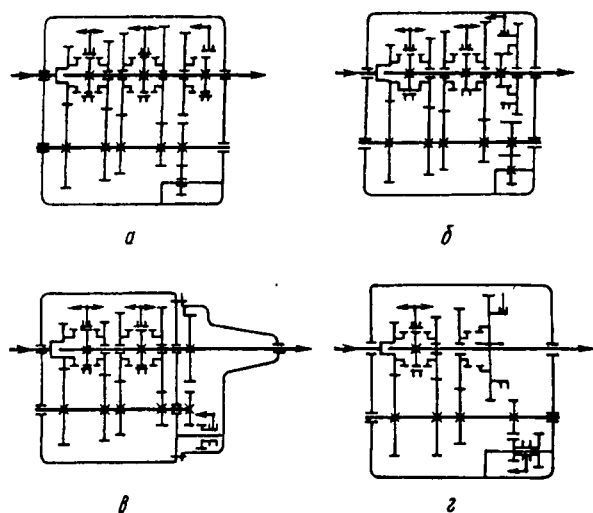


Рис. 2.1. Схемы 4-ступенчатых соосных КП с двумя степенями свободы с постоянным зацеплением зубчатых колес всех передач (а, б), всех передач, кроме заднего хода (в), всех передач, кроме первой и заднего хода (г)

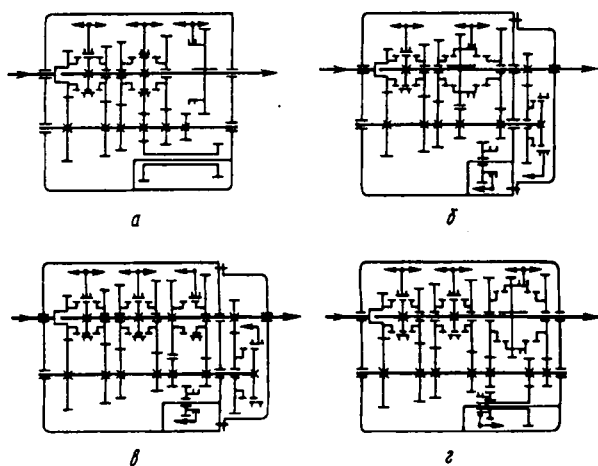


Рис. 2.2. Схемы 5-ступенчатых (а, б) и 6-ступенчатых (в, г) соосных КП с двумя степенями свободы с передвигным зубчатым колесом первой передачи и заднего хода (а), заднего хода (б - г)

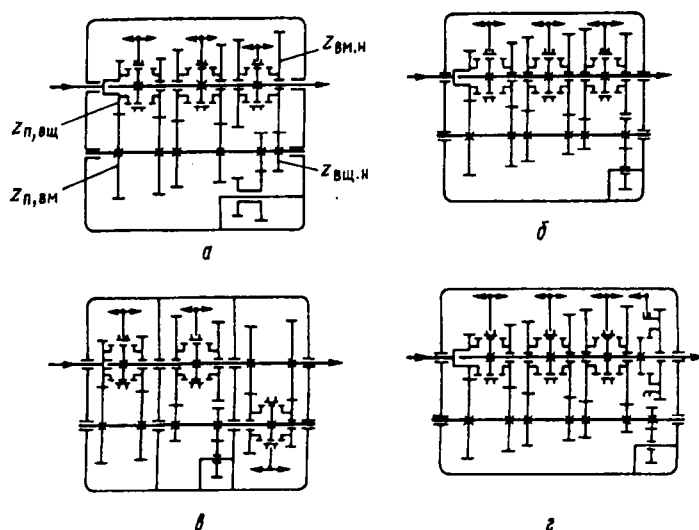


Рис. 2.3. Схемы 5-ступенчатых (а – в) и 6-ступенчатых (г) соосных КП с двумя степенями свободы с постоянным зацеплением зубчатых колес

КП, но из-за установки на ведомом валу большого зубчатого колеса заднего хода несколько увеличиваются момент инерции вращающихся деталей коробки и нагрузка на синхронизаторы.

Иногда в качестве высшей передачи в трехвалных соосных КП применяется ускоряющая передача, используемая при частичной загрузке КМ и позволяющая экономить топливо и увеличивать ресурс двигателя. Специальные заводы выпускают КП в двух модификациях: с высшей прямой и ускоряющей передачами.

Двухвалльные несоосные схемы применяют главным образом на легковых автомобилях, у которых двигатель расположен рядом с единственным ведущим мостом, а также когда соосное расположение ведущего и ведомого валов вызывает усложнение трансмиссии. Используют их и на полноприводных КМ, являющихся модификацией соответствующих переднеприводных.

Отличительной особенностью этой схемы (рис. 2.4) является невозможность (в пределах разумного) обеспечить передаточное число первой передачи $u_{кп1} > 4$ из-за использования для этой цели только одной пары зубчатых колес.

Ведомый вал таких КП выполняют заодно с ведущей шестерней главной передачи: конической или гипоидной при продольном расположении двигателя (см. рис. 2.4, а – в) и цилиндрической при поперечном (см. рис. 2.4, г).

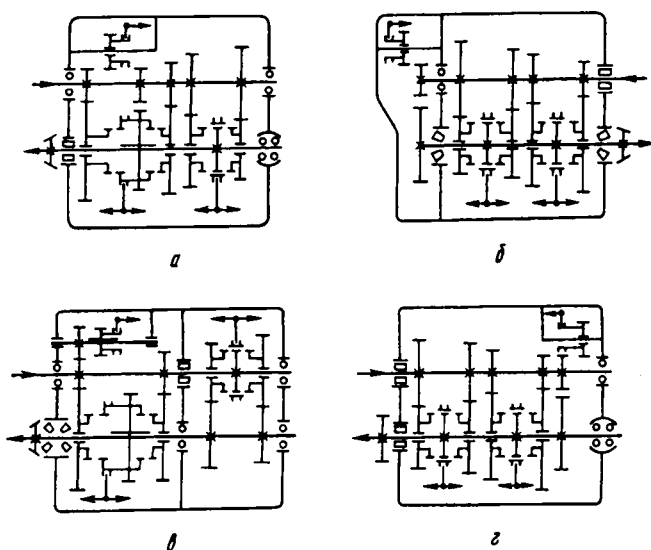


Рис. 2.4. Схемы 4-ступенчатых несоосных КП с двумя степенями свободы с постоянным зацеплением зубчатых колес всех передач, кроме заднего хода

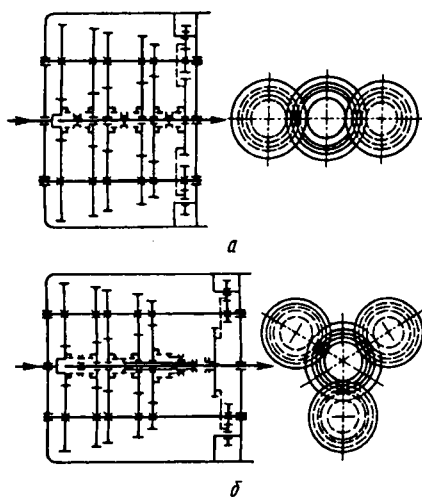


Рис. 2.5. Схемы 5-ступенчатых соосных КП с двумя степенями свободы с разветвленным силовым потоком

Соосные схемы КП с разветвленным силовым потоком (рис. 2.5) применяют на мощных транспортных тягачах.

Снижение нагрузки на зубья шестерен КП с двумя (см. рис. 2.5, а) или тремя промежуточными валами (см. рис. 2.5, б) соответственно в два или три раза позволяет уменьшить ширину венцов всех зубчатых колес также в два или три раза при тех же напряжениях. Это, в свою очередь, дает возможность уменьшить продольные размеры КП (при увеличении поперечных), а в некоторых случаях и ее массу; сократить прогибы валов (из-за уменьшения длин валов и поперечных сил); разгрузить подшипники вторичного вала от радиальных сил. Все это в конечном итоге позволяет увеличить жесткость конструкции и долговечность деталей.

2.2.2. Многоступенчатые коробки передач с тремя степенями свободы

Число передач в таких КП больше или равно восьми, поэтому они называются многоступенчатыми. Как правило, их создают на базе основной (базовой) КП (4-, 5- или 6-ступенчатой), имеющей соосную трехвальную схему, путем присоединения дополнительной КП спереди или сзади. Число передач в результате удваивается или утраивается в зависимости от числа передач в дополнительной коробке.

Для получения определенной передачи в такой многоступенчатой КП необходимо включить два ЭУ – один в базовой, а другой в дополнительной коробке. На рис. 2.6 показаны три варианта многоступенчатых КП с тремя степенями свободы.

Одна пара зубчатых колес (с ЭУ), установленная впереди базовой КП, удваивает общее число передач и обычно уплотняет ряд передаточных чисел трансмиссии, незначительно увеличивая диапазон КП (не более, чем на 20...25 %).

В то же время две пары зубчатых колес, расположенных в задней дополнительной вальной КП (см. рис. 2.6, б), и еще большее их число в планетарном варианте (см. рис. 2.6, в), увеличивают в два раза число передач и существенно расширяют диапазон многоступенчатой КП, так как одна из передач в задней коробке имеет большое передаточное число. Такую дополнительную КП ставить впереди базовой нецелесообразно, так как это приведет к повышению нагрузки на базовую коробку и необходимости увеличивать ее размеры и массу.

Обычно КП с тремя степенями свободы имеют четыре или пять валов (см. рис. 2.6). На рис. 2.7 показана 8-ступенчатая КП в трехвальном варианте с передней дополнительной КП. Зубчатые колеса на ведущем и ведомом валах сидят свободно.

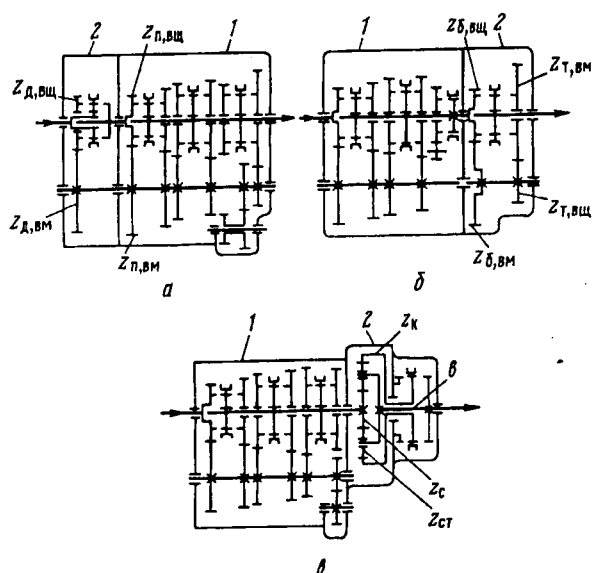


Рис. 2.6. Схемы многоступенчатых КП с тремя степенями свободы:

а - 10-ступенчатая с передним делителем; б - 8-ступенчатая с задней дополнительной вальной КП; в - 10-ступенчатая с задней дополнительной ПКП; 1 - базовая КП; 2 - дополнительная КП

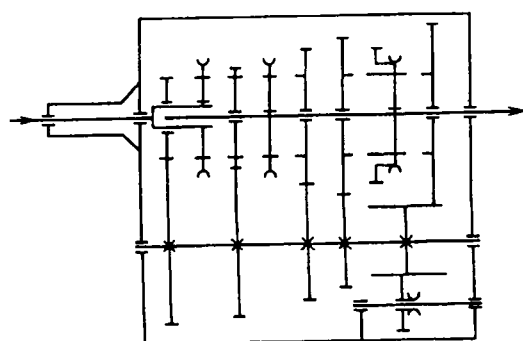


Рис. 2.7. Схема 8-ступенчатой трехвальной КП с тремя степенями свободы

Упрощение конструкции достигнуто за счет ухудшения универсальности: такую КП можно использовать только целиком, в то время как для вариантов, представленных на рис. 2.6, возможно отдельное использование базовых КП.

2.2.3. Многоступенчатые коробки передач с четырьмя степенями свободы

Такие КП образуются в результате присоединения к основной (базовой) соосной КП спереди и сзади дополнительных КП (рис. 2.8). Общее число передач увеличивается таким образом до 14...20.

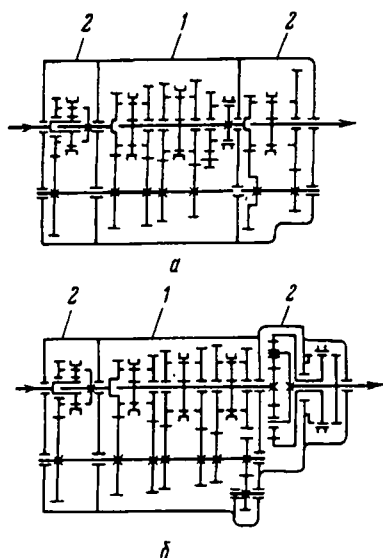


Рис. 2.8. Схемы многоступенчатых КП с четырьмя степенями свободы:
а — 16-ступенчатая; б — 20-ступенчатая; 1 — базовая КП; 2 — дополнительная КП

Многоступенчатые КП с тремя и четырьмя степенями свободы находят широкое применение на грузовых КМ и автопоездах общего назначения. При этом двигатель работает в узком диапазоне частот вращения, дающем наилучшие сочетания используемой мощности и экономичности на дорогах любого профиля. Рекомендуется на КМ с полной массой до 16 т и на автопоездах с полной массой до 24 т применять 10-ступенчатые, а при большей массе — 12-ступенчатые КП и более.

На полноприводных КМ роль дополнительной КП выполняет раздаточная коробка, поэтому необходимости и целесообразности применения многоступенчатых КП нет.

2.2.4. Особенности применения дополнительных коробок передач

Чтобы использовать все преимущества применения многоступенчатой КП, необходимо согласовать передаточные числа в дополнительных КП с передаточными числами в базовой КП. На рис. 2.9 показаны два варианта согласования передаточных чисел в базовой и передней КП с использованием так называемых лучевых диаграмм, где по оси абсцисс отложены десятичные логарифмы передаточных чисел.

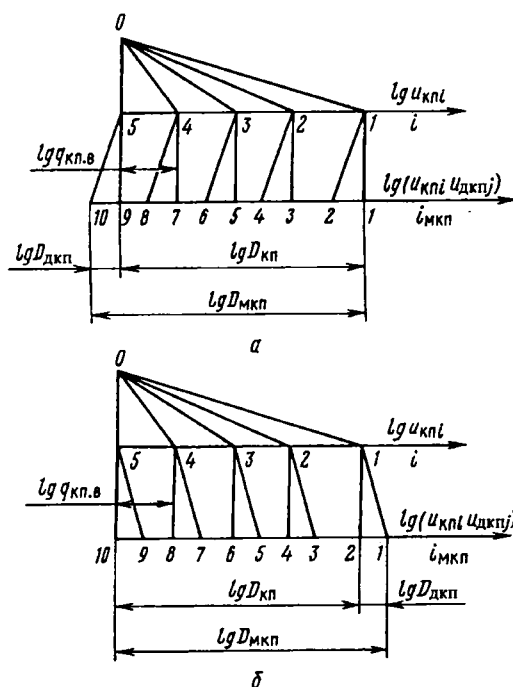


Рис. 2.9. Диаграмма согласования передаточных чисел в базовой КП и передней дополнительной КП в повышающем (а) и понижающем (б) делителях

Если диапазон дополнительной 2-ступенчатой КП $D_{\text{д.кп}} = u_{\text{д.кп.н}}/u_{\text{д.кп.в}} = \sqrt{q_{\text{кп.в}}}$, то такая коробка называется *делителем*. Здесь $u_{\text{д.кп.н}}$, $u_{\text{д.кп.в}}$ — соответственно низшее и высшее передаточные числа дополнительной КП, $q_{\text{кп.в}}$ — отношение передаточных чисел двух соседних высших передач базовой КП ($q_{\text{кп.в}} > 1$). В этом

случае получают плотный геометрический ряд передаточных чисел в области высших передач многоступенчатой КП со знаменателем $q_{\text{мкп}} = 1, 2 \dots 1, 3$.

Обычно одно из передаточных чисел делителя равно единице (прямая передач). Если $u_{\text{д кп.н}} = 1, 0$, а $u_{\text{д кп.в}} < 1, 0$, то такой делитель называют *повышающим*, а если $u_{\text{д кп.н}} > 1, 0$, а $u_{\text{д кп.в}} = 1, 0$, – то *понижающим*.

При установке делителя базовую КП выполняют с достаточно большим диапазоном $D_{\text{кп}} = u_{\text{кп.н}}/u_{\text{кп.в}} = 7 \dots 9$, где $u_{\text{кп.н}}$ и $u_{\text{кп.в}}$ – соответственно низшее и высшее передаточные числа базовой КП, и она может быть использована отдельно.

Делитель, установленный спереди, имеет наиболее простую конструкцию – всего два зубчатых колеса. Однако встречаются конструкции с задним расположением делителя; в этом случае обычно наряду с прямой передачей и передачей делителя в такой дополнительной КП присутствует и понижающая передача с большим передаточным числом – передача демультипликатора.

КПД коробки с передним делителем равен КПД базовой коробки, так как сохраняется число зубчатых зацеплений, передающих силовой поток.

Уплотнение ряда передаточных чисел при установке делителя приводит к улучшению динамических и экономических характеристик КМ; благоприятно сказывается на работе синхронизаторов, увеличивая их долговечность за счет уменьшения работы трения при переключении передач.

Делитель с повышающей передачей обеспечивает работу двигателя с меньшей частотой вращения, увеличивая его ресурс. Повышающая передача в делителе вместе с высшей передачей в базовой КП должна использоваться на хороших дорогах и при неполной загрузке КМ.

Недостатком КП с понижающим передним делителем является увеличение крутящего момента на ведомом валу базовой коробки.

В наиболее часто используемом сочетании базовой КП с задней дополнительной 2-ступенчатой коробкой, имеющей прямую передачу, согласование передаточных чисел может быть выполнено по трем вариантам (рис. 2.10). Такие дополнительные КП называют *демультипликаторами*. Каждый из вариантов имеет свои преимущества и недостатки.

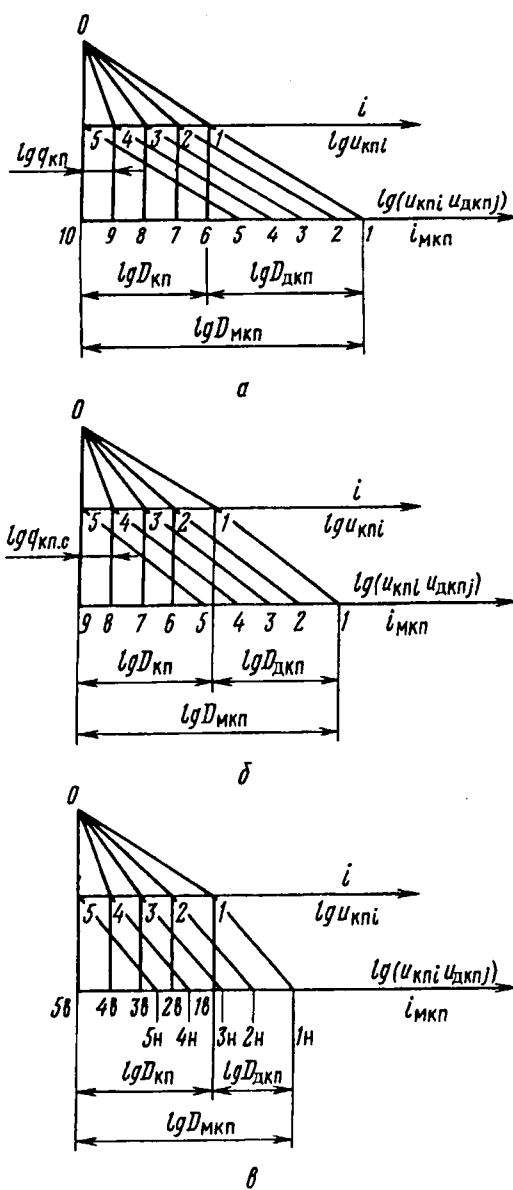


Рис. 2.10. Диаграмма согласования передаточных чисел в базовой КП и задней дополнительной 2-ступенчатой КП:
a – при максимальном диапазоне многоступенчатой КП;
б – при неполном использовании всех передач; *в* – при двухдиапазонной КП

Общим преимуществом использования задней дополнительной КП является увеличение диапазона многоступенчатой КП $D_{\text{мкп}} = u_{\text{мкп.н}}/u_{\text{мкп.в}}$ без увеличения нагрузок в базовой КП. Здесь $u_{\text{мкп.н}}$ и $u_{\text{мкп.в}}$ соответственно низшее и высшее передаточные числа многоступенчатой КП.

Существенным недостатком такого решения является уменьшение КПД многоступенчатой КП на 3...4 % при включении низшей передачи в задней КП: в силовой поток включаются дополнительно две пары зубчатых зацеплений в вальном варианте (см. рис. 2.6, б) и некоторое их число в планетарном (см. рис. 2.6, в).

Для варианта, представленного на рис. 2.10, а, диапазон дополнительной КП $D_{\text{дкп}} = q_{\text{кп}}^{n_{\text{кп}}}$, где $q_{\text{кп}}$ – знаменатель геометрического ряда передаточных чисел; $n_{\text{кп}}$ – число передач базовой КП.

Однако $D_{\text{дкп}}$ должен быть меньше 4, иначе усложняется переключение передач в дополнительной КП и нужны мощные синхронизаторы для гашения большой разницы в угловых скоростях деталей этой КП.

Из-за достаточно большого диапазона $D_{\text{дкп}}$ в дополнительной КП можно в этом случае уменьшить диапазон $D_{\text{кп}}$ в базовой КП. Однако это приведет к уменьшению степени унификации, так как такую базовую КП уже трудно использовать отдельно. Тем не менее базовая КП получается более компактной и легкой, а уплотнение ее ряда передаточных чисел приводит к уменьшению нагрузки на синхронизаторы. Знаменатель уплотненного геометрического ряда передаточных чисел базовой КП может быть уменьшен до $q_{\text{кп}} = 1,35...1,40$ – для 4-ступенчатой и до $1,25...1,35$ – для 5-ступенчатой коробки. В этом случае мы получаем многоступенчатую коробку со знаменателем, равным знаменателю КП. При этом иногда отказываются от синхронизаторов в базовой КП и оставляют их только в дополнительной коробке. Это позволяет сократить осевой размер базовой КП, уменьшить ее массу и увеличить жесткость.

Обычно отношение передаточных чисел первой и второй передач базовой КП больше, чем других смежных передач, поэтому часто используют вариант, представленный на рис. 2.10, б. В этом случае $D_{\text{дкп}} = q_{\text{кп.с}}^{n_{\text{кп}}-1}$, где $q_{\text{кп.с}}$ – знаменатель геометрического ряда передаточных чисел базовой КП в сокращенном диапазоне (без учета передаточного числа первой передачи).

Блокировкой исключается включение первой передачи в базовой КП при включении прямой передачи в дополнительной. В результате при 5-ступенчатой базовой КП получаем всего девять передач.

Так как первая передача в базовой КП при таком варианте согласования на ходу не включается, то она может быть выполнена без синхронизатора.

По сравнению с вариантом, показанным на рис. 2.10, а, из-за сужения диапазона дополнительной КП уменьшаются нагрузки на ее синхронизаторы.

В некоторых случаях для облегчения управления многоступенчатой КП применяется вариант, представленный на рис. 2.10, в. На высшем диапазоне (передачи 1в, 2в, ..., 5в) при включении прямой передачи в демультипликаторе обеспечивается работа КМ в легких и средних условиях (по загрузке и дорожному профилю), а на низшем диапазоне (передачи 1н, ..., 5н) – в средних и тяжелых. К недостаткам такого варианта следует отнести наличие близких передаточных чисел в общем ряду передач и невозможность существенного уплотнения ряда передаточных чисел в области высших передач из-за отдельного использования каждого диапазона.

Встречаются также сочетания базовой КП с задней дополнительной 3- и даже 4-ступенчатой коробкой. Однако при этом имеется либо большое число близких передаточных чисел в общем ряду передач, либо базовая КП не может быть использована самостоятельно из-за большого знаменателя геометрического ряда передаточных чисел.

Иногда все передачи в задней дополнительной КП выполняют роль делителя (рис. 2.11), но чаще одна из передач является демультипликатором (с большим передаточным числом).

При установке двух дополнительных КП вопросы согласования передаточных чисел в трех КП приобретают еще бóльшую актуальность и их следует решать исходя из изложенных выше принципов.

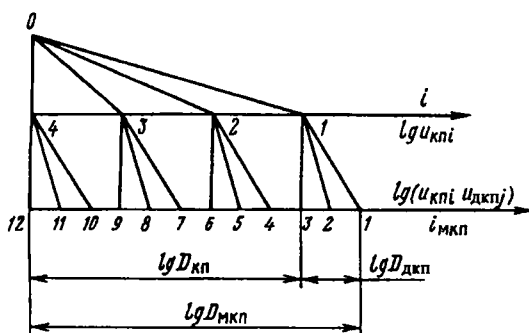


Рис. 2.11. Диаграмма согласования передаточных чисел в базовой 4-ступенчатой и дополнительной 3-ступенчатой КП

Наиболее часто встречающиеся сочетания – 2-ступенчатые-делитель, (спереди) и демультипликатор (сзади) при 4- или 5-ступенчатых КП. За счет блокировки первой передачи в базовой КП при включении прямой передачи в демультипликаторе общее число передач может быть уменьшено в этих случаях с 16 до 14 и с 20 до 18 соответственно.

При включении прямой передачи в демультипликаторе КПД такой многоступенчатой КП равен КПД базовой коробки.

2.2.5. Признаки типовой компоновки соосных трехвальных коробок передач

Наиболее распространены (особенно на грузовых КМ) соосные трехвальные КП, имеющие следующие типовые конструктивные признаки:

- картер – цельный литой;

- валы – двухопорные;

- передняя опора ведущего вала расположена в расточке маховика;

- ведущий вал выполнен заодно с консольно расположенной шестерней привода промежуточного вала;

- передний подшипник ведомого вала установлен в расточке консольной части ведущего вала;

- зубчатые колеса жестко крепятся на промежуточном валу либо выполнены заодно с ним;

- зубчатые муфты и синхронизаторы установлены на ведомом валу;

- зубчатые колеса высших передач расположены ближе к передней недостаточно жесткой опоре ведомого вала, а низших – ближе к задней;

- картер КП крепится к картеру сцепления, образуя вместе со сцеплением и двигателем общий силовой агрегат;

- требуемая общая жесткость конструкции обеспечивается главным образом жесткостью картера и валов;

- КП легковых КМ классической компоновки как правило выполняют с удлинителем и трехопорным ведомым валом, чтобы сократить длину карданной передачи и увеличить ее критическую скорость вращения;

- в некоторых КП часть передач (заднего хода или ускоряющая) вынесены за заднюю стенку картера, что позволяет выполнить более компактной и жесткой основную часть КП.

2.3. Выбор основных размеров коробки передач*

2.3.1. Основные соотношения

Для соосных трехвальных КП с двумя степенями свободы и неразветвленным силовым потоком межосевое расстояние

$$a_w = k_a \sqrt[3]{T_{me} u_{кп1}},$$

где a_w в мм; $k_a = 8,6 \dots 9,6$; T_{me} в Н · м.

Межосевое расстояние многоступенчатой КП определяется как межосевое расстояние входящей в ее состав базовой КП.

Ширина венцов зубчатых колес $b_w = (0,19 \dots 0,23) a_w$; для выходной пары зубчатых колес задней дополнительной КП $b_w = (0,3 \dots 0,4) a_w$.

Осевой размер двухсторонней зубчатой муфты с синхронизаторами $H_m = (0,68 \dots 0,78) a_w$ – для легковых и $(0,40 \dots 0,55) a_w$ – для грузовых КМ.

Осевой размер КП по картеру $l_{кп}$ для 4-, 5- и 6-ступенчатых КП грузовых КМ соответственно равен $(2,2 \dots 2,7) a_w$, $(2,7 \dots 3,0) a_w$ и $(3,2 \dots 3,5) a_w$. Для 4-ступенчатой КП легковой КМ $l_{кп} = (3,0 \dots 3,4) a_w$.

Максимальные диаметры ведомого и промежуточного валов (в средней их части) выбирают из условия $d_{max} = 0,45 a_w$.

Диаметр ведущего вала в шлицевой части

$$d_{вщ} = k_d \sqrt[3]{T_{me}},$$

где $d_{вщ}$ в мм; $k_d = 4,0 \dots 4,6$.

Диаметр передней шейки ведомого вала составляет $0,23 a_w$.

Размеры (внутренний диаметр × наружный диаметр × ширина) применяемых однорядных радиальных шариковых и роликовых подшипников легкой и средней серии приведены далее:

* Приведенные здесь рекомендации разработаны по результатам статистической обработки данных существующих КП КМ отечественного и зарубежного производства. Выбранные согласно этим рекомендациям размеры следует уточнять по результатам проверочных расчетов.

Передний промежуточного вала	$(0,30 \times 0,61 \times 0,20)a_{\omega}$
Задний ведущего вала	$(0,45 \times 0,90 \times 0,22)a_{\omega}$
Задний ведомого вала	$(0,40 \times 0,90 \times 0,22)a_{\omega}$
Задний промежуточного вала	$(0,30 \times 0,72 \times 0,20)a_{\omega}$

Используются также радиально-упорные шариковые и конические роликовые подшипники.

Нормальный модуль зубчатых колес $m_n = 2,25 \dots 2,75$ – для легковых КМ особо малого и малого класса; $2,75 \dots 3,0$ – для легковых КМ среднего класса; $3,5 \dots 4,25$ – для грузовых КМ малой и средней грузоподъемности; $4,25 \dots 5,0$ – для грузовых КМ большой грузоподъемности и $5,0 \dots 6,0$ – для выходной пары задней дополнительной вальной КП.

Угол β наклона линии зуба, используемый для повышения прочности зуба и уменьшения шума, равен для грузовых КМ $18 \dots 26^\circ$, для легковых КМ $22 \dots 34^\circ$ – в трехвальных и $20 \dots 25^\circ$ – в двухвальных КП.

Часто угол β выбирают из условия равновесия осевых сил на промежуточном валу: $\operatorname{tg} \beta_n / d_n = \operatorname{tg} \beta_i / d_i$, где d_n и d_i – делительные диаметры соответственного ведомого зубчатого колеса привода промежуточного вала и ведущего колеса i -ой передачи; β_n и β_i – соответствующие углы наклона зубьев. Допускается небольшая избыточная суммарная осевая сила, действующая в одном направлении на всех передачах. Осевые силы не уравновешены на первой передаче и заднем ходу, если зубчатые колеса этих передач прямозубые.

Коэффициент смещения x исходного контура, используемый для повышения прочности зубьев, выбирают следующим образом. Если число зубьев шестерни (колеса с меньшим числом зубьев в зубчатой паре) $z_1 \geq 23$ и передаточное число $u = z_2 / z_1 \geq 1,5$ (где z_2 – число зубьев колеса), то передачу делают несмещенной, т.е. $x_1 = x_2 = 0$. Если $z_1 < 23$ и $u \geq 2$, то передачу делают либо равносмещенной: $x_1 > 0$; $x_2 = -x_1$; $x_\Sigma = x_1 + x_2 = 0$, либо смещенной: $x_1 > 0$; $x_1 > x_2$; $x_\Sigma > 0$. В первом случае прочность зубьев шестерни и колеса получается приблизительно одинаковой в результате некоторого повышения прочности зубьев шестерни и снижения прочности зубьев колеса. Во втором случае удается повысить прочность зубьев шестерни, практически не снижая, а иногда и повышая прочность зубьев колеса. Если же $z_1 < 23$ и $u < 2$, то передачу делают смещенной: $x_1 > 0$; $x_1 > x_2$; $x_\Sigma > 0$.

При определении смещений x_1 и x_2 необходимо руководствоваться ГОСТ 16532 – 87. На выбор смещений могут повлиять геометрические условия: коррекция x_Σ должна быть согласована с углом наклона β зубьев при установке нескольких зубчатых пар на одном и том же межцентровом расстоянии.

После того как выбраны межосевое расстояние a_w КП, нормальный модуль m_n и ширина венцов b_w , необходимо определить суммарное число зубьев z_Σ зубчатой пары. При этом дальнейшие вычисления зависят от угла наклона линии зуба β и суммарного смещения x_Σ .

2.3.2. Определение суммарного числа зубьев зубчатой пары

Для косозубой передачи алгоритм вычисления z_Σ следующий.

1. Определяют предварительный угол наклона линии зуба

$$\beta_{\text{пр}} = \arcsin \frac{\pi m_n}{b_w}.$$

2. Находят предварительное суммарное число зубьев

$$z_{\Sigma\text{пр}} = 2a_w \cos \beta_{\text{пр}} / m_n.$$

3. Округляют полученное значение $z_{\Sigma\text{пр}}$ до целого числа z_Σ .

4. Определяют уточненное значение угла наклона линии зуба

$$\beta = \arccos \frac{m_n z_\Sigma}{2a_w}.$$

Если проектируют несмещенную или равносмещенную передачу с $x_\Sigma = 0$, то далее переходят к нахождению чисел зубьев шестерни z_1 и колеса z_2 , и если при этом изменяют суммарное число зубьев (при сохранении $x_\Sigma = 0$), то необходимо скорректировать значение угла β согласно последнему выражению.

Если же проектируют смещенную передачу с $x_\Sigma > 0$, то в зависимости от причины смещения x_Σ (по условиям прочности или по геометрическим соображениям) возможны два пути.

Если смещение x_Σ определяют по условиям прочности, последовательность расчета будет такой:

5. Выбирают значение y , несколько меньшее, чем x_Σ .

6. Находят межосевое расстояние условной несмещенной передачи

$$a = a_w - y m_n.$$

7. Определяют уточненное значение угла β :

$$\beta = \arccos \frac{m_n z_\Sigma}{2a}.$$

8. Находят угол профиля в торцевом сечении

$$\alpha_t = \operatorname{arctg} \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta},$$

где α – угол профиля исходного контура.

9. Определяют угол зацепления в торцевом сечении

$$\alpha_{tw} = \arccos \left(\frac{a}{a_w} \cos \alpha_t \right).$$

10. Находят уточненное значение смещения

$$x_\Sigma = z_\Sigma \frac{\operatorname{inv} \alpha_{tw} - \operatorname{inv} \alpha_t}{2 \operatorname{tg} \alpha}$$

и определяют числа зубьев z_1 и z_2 .

Если же смещение x_Σ определяют по геометрическим соображениям (вписывание в заданное межцентровое расстояние a_w , изменение угла β с целью уменьшения осевой силы, изменение суммарного числа зубьев z_Σ в процессе подбора чисел зубьев z_1 и z_2), то п. 5 алгоритма будет таким:

5. Находят межосевое расстояние условной несмещенной передачи

$$a = \frac{m_n z_\Sigma}{2 \cos \beta},$$

где z_Σ и β – скорректированные величины. Далее по пунктам 8, 9 и 10 определяют x_Σ и переходят к определению z_1 и z_2 .

Для прямозубой передачи предлагается следующий алгоритм вычисления z_Σ .

1. Находят предварительное суммарное число зубьев

$$z_{\Sigma \text{пр}} = 2a_w / m,$$

где $m = m_n$. Если $z_{\Sigma \text{пр}}$ – целое число, то при проектировании несмещенной или равносмещенной передачи с $x_\Sigma = 0$ принимают $z_\Sigma = z_{\Sigma \text{пр}}$ и переходят к определению z_1 и z_2 . Если же $z_{\Sigma \text{пр}}$ – нецелое число, то передача при заданных значениях a_w и m может быть выполнена только смещенной. В этом случае дальнейший ход вычислений такой:

2. Округляют значение $z_{\Sigma \text{пр}}$ до целого (меньшего) числа z_Σ .

3. Находят межосевое расстояние условной несмещенной передачи

$$a = m z_\Sigma / 2.$$

4. Определяют угол зацепления

$$\alpha_w = \arccos\left(\frac{a}{a_w} \cos \alpha\right).$$

5. Находят смещение

$$x_\Sigma = z_\Sigma \frac{\text{inv } \alpha_w - \text{inv } \alpha}{2 \text{tg } \alpha}$$

и определяют z_1 и z_2 .

В случае необходимости увеличения прочности зубьев уменьшают z_Σ на 1–2 зуба, после чего по пунктам 3 – 5 определяют x_Σ и переходят к вычислению z_1 и z_2 .

Для прямозубых передач заднего хода может быть вычислено межосевое расстояние a_w при выбранных значениях z_Σ , m , x_1 , x_2 :

$$\text{inv } \alpha_w = 2x_\Sigma \frac{\text{tg } \alpha}{z_\Sigma} + \text{inv } \alpha;$$

$$a_w = \frac{m z_\Sigma}{2} \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}.$$

2.3.3. Выбор чисел зубьев колес зубчатой пары

Для определения чисел зубьев ведущего $z_{\text{вщ}}$ и ведомого $z_{\text{вм}}$ колес зубчатой пары используют систему двух алгебраических уравнений

$$\begin{cases} z_{\text{вщ}} + z_{\text{вм}} = z_\Sigma; \\ z_{\text{вм}}/z_{\text{вщ}} = u, \end{cases} \quad (2.1)$$

где u – передаточное число данной зубчатой пары. При $u > 1$ $z_1 = z_{\text{вщ}}$, а $z_2 = z_{\text{вм}}$; при $u < 1$ $z_1 = z_{\text{вм}}$, а $z_2 = z_{\text{вщ}}$.

Для двухвальной КП соответствующие передаточные числа обеспечиваются одной парой зубчатых колес, поэтому для i -й передачи в коробке $u = u_{\text{кп}i}$.

Для трехвальной КП передаточное число на i -й передаче обеспечивается двумя парами зубчатых колес: $u_{\text{кп}i} = u_{\text{п}} u_{\text{в}i}$, где $u_{\text{п}}$ – передаточное число зубчатой пары привода промежуточного вала; $u_{\text{в}i}$ – передаточное число зубчатой пары привода ведомого вала КП на i -й передаче.

Передаточное число u_n определяют, исходя из заданного передаточного числа низшей передачи в КП $u_{кп.н}$. При этом принимают во внимание следующие обстоятельства.

1. Для уменьшения нагрузок на промежуточный вал бóльшая часть общего передаточного числа низшей передачи $u_{кп.н}$ должна приходиться на зубчатую пару привода ведомого вала.

2. Шестерня низшей передачи на промежуточном валу должна иметь размеры, позволяющие выполнить этот вал достаточно жестким.

3. Число зубьев этой шестерни по условию качества зацепления должно быть больше или равно 12.

4. Шестерня ведущего вала должна иметь размеры, позволяющие выполнить гнезда под передний подшипник ведомого вала.

5. Для обеспечения сборки желательно, чтобы внешний диаметр этой шестерни не превышал размер отверстия в картере под подшипник ведущего вала.

С учетом этих обстоятельств распределение передаточных чисел трехвальной КП между двумя парами зубчатых колес оказывается рациональным, если число зубьев ведущей шестерни пары привода ведомого вала КП на низшей передаче $z_{вщ.н}$ (см. рис. 2.3, а) равно 15...17 – для легковых и 12...16 – для грузовых КМ (меньшие значения относятся к коробкам передач с большими значениями передаточных чисел на низшей передаче).

Приняв $z_{вщ.н}$, можно вычислить передаточное число пары привода ведомого вала КП на низшей передаче по формуле

$$u_{в.н} = \frac{z_{вм.н}}{z_{вщ.н}} = \frac{z_{\Sigma н} - z_{вщ.н}}{z_{вщ.н}},$$

где $z_{\Sigma н}$ – суммарное число зубьев пары привода ведомого вала КП на низшей передаче.

После этого определяют передаточное число пары привода промежуточного вала $u_n = u_{кп.н}/u_{в.н}$ и затем передаточные числа пар привода ведомого вала на других передачах $u_{вi} = u_{кпi}/u_n$.

Аналогичным образом выбирают передаточные числа отдельных зубчатых пар для базовой КП в составе многоступенчатой коробки с тремя или четырьмя степенями свободы.

Далее для каждой зубчатой пары составляют уравнения, подобные (2.1), и определяют числа зубьев ведущего и ведомого колес.

2.3.4. Выбор основных параметров передней дополнительной коробки передач

Как было отмечено выше, передняя дополнительная КП в большинстве случаев имеет две передачи и является делителем, уплотняющим ряд передаточных чисел базовой КП. Диапазон делителя

$$D_{\text{дкп}} = u_{\text{дкп.н}}/u_{\text{дкп.в}} = \sqrt{q_{\text{кп.в}}}.$$

Межосевое расстояние делителя равно межосевому расстоянию базовой КП. Остальные параметры делителя выбирают в той же последовательности, что и для базовой КП.

Чтобы использовать уравнение (2.1) для определения чисел зубьев $z_{\text{двщ}}$, $z_{\text{двм}}$ ведущего и ведомого колес зубчатой пары делителя (см. рис. 2.6, а), необходимо знать передаточное число этой зубчатой пары $u_{\text{д}} = z_{\text{двм}}/z_{\text{двщ}}$.

Передаточным числом соответствующей передачи делителя ($u_{\text{дкп.в}}$, $u_{\text{дкп.н}}$) является отношение частот вращения ведущего вала делителя и ведущего вала базовой КП.

Одна из двух передач делителя является прямой. Для повышающего делителя прямой будет низшая передача $u_{\text{дкп.н}} = 1,0$. В этом случае передаточное число высшей передачи делителя (см. рис. 2.6, а)

$$u_{\text{дкп.в}} = \frac{z_{\text{двм}} z_{\text{п,вщ}}}{z_{\text{двщ}} z_{\text{п,вм}}} = u_{\text{д}} \frac{1}{u_{\text{п}}}.$$

Откуда

$$u_{\text{д}} = u_{\text{дкп.в}} u_{\text{п}} = \frac{u_{\text{дкп.н}}}{D_{\text{дкп}}} u_{\text{п}} = \frac{u_{\text{п}}}{D_{\text{дкп}}}.$$

Для понижающего делителя $u_{\text{дкп.в}} = 1$,

$$u_{\text{дкп.н}} = \frac{z_{\text{двм}} z_{\text{п,вщ}}}{z_{\text{двщ}} z_{\text{п,вм}}} = u_{\text{д}} \frac{1}{u_{\text{п}}}.$$

Откуда

$$u_{\text{д}} = u_{\text{дкп.н}} u_{\text{п}} = D_{\text{дкп}} u_{\text{дкп.в}} u_{\text{п}} = D_{\text{дкп}} u_{\text{п}}.$$

2.3.5. Выбор основных параметров задней дополнительной коробки передач с неподвижными осями валов

Межосевое расстояние дополнительной КП принимают равным межосевому расстоянию базовой КП. Остальные параметры выбирают в той же последовательности, что и для базовой КП. Модуль зубчатых колес второй (тихоходной) пары задней коробки $m = 5 \dots 6$ мм.

После выбора суммарных чисел зубьев для тихоходной $z_{т\Sigma}$ и быстроходной $z_{б\Sigma}$ зубчатых пар разбивку передаточных чисел между этими парами производят как для базовой КП, ориентируясь на тихоходную пару. Для этого задают число зубьев ведущего колеса тихоходной пары $z_{т,вщ} \geq 12$ и определяют передаточное число этой пары (см. рис. 2.6, б)

$$u_T = \frac{z_{т,вм}}{z_{т,вщ}} = \frac{z_{т\Sigma} - z_{т,вщ}}{z_{т,вщ}}.$$

Для 2-ступенчатых задних КП обычно высшая передача является прямой, т.е. $u_{дкп.в} = 1,0$. Тогда передаточное число низшей передачи этой коробки

$$u_{дкп.н} = D_{дкп} u_{дкп.в} = D_{дкп}.$$

Однако

$$u_{дкп.н} = \frac{z_{б,вм}}{z_{б,вщ}} \frac{z_{т,вм}}{z_{т,вщ}} = u_б u_T,$$

где $u_б$ – передаточное число быстроходной пары (см. рис. 2.6, б). Откуда

$$u_б = D_{дкп} / u_T.$$

Зная передаточные числа u_T и $u_б$ тихоходной и быстроходной пар, с помощью систем уравнений, подобных (2.1), находят числа зубьев соответствующих колес.

2.3.6. Выбор основных параметров задней дополнительной планетарной коробки передач

Обычно такая ПКП имеет две передачи, причем высшая передача является прямой, т.е. $u_{дкп.в} = 1,0$. Передаточное число низшей передачи

$$u_{дкп.н} = 1 + z_k / z_c,$$

где z_k и z_c – числа зубьев коронной (эпицикла) и солнечной шестерен (см. рис. 2.6, в); число сателлитов $n_{ст} = 3 \dots 5$; межосевое расстояние $a_{шпл}$ составляет $(0,5 \dots 0,55)$ от межосевого расстояния базовой КП; модуль $m = 2,75 \dots 3,5$; угол наклона зуба, как правило, $\beta = 0$.

Число зубьев отдельных звеньев планетарного ряда и количество сателлитов выбирают так, чтобы выполнялись следующие три условия:

1) сборки – возможность сборки механизма с данными числами зубьев звеньев:

$$(z_c + z_k)/n_{ст} = \text{целое число};$$

2) соосности – равенство межосевых расстояний в зацеплениях сателлита с солнечной и коронной шестернями:

$$a_{шс,ст} = a_{шк,ст} \text{ или } z_c + z_{ст} = z_k - z_{ст}, \text{ или } 2z_{ст} = z_k - z_c,$$

т.е. число зубьев коронной и солнечной шестерен одновременно должно быть либо четным, либо нечетным;

3) размещения – сумма радиусов окружностей выступов двух сателлитов должна быть меньше расстояния между их осями:

$$\frac{z_{ст}}{z_c + z_{ст}} < \sin \frac{\pi}{n_{ст}}.$$

Иногда условие сборки точно выдержать не удастся, поэтому допускается отклонение $(z_c + z_k)/n_{ст}$ от целого числа на $1 \dots 2\%$ ввиду наличия зазоров в зацеплении.

Если удовлетворяются все три условия, то при введении (по условиям прочности или другим причинам) коэффициентов смещения x зубчатых колес должно выполняться равенство

$$x_c + x_{ст} = x_k - x_{ст}.$$

Если же не удовлетворяется условие соосности, то необходимо вводить компенсирующие смещения. Для этого сначала определяют межосевые расстояния условных несмещенных передач

$$a_{с,ст} = \frac{m(z_c + z_{ст})}{2}; \quad a_{к,ст} = \frac{m(z_k - z_{ст})}{2}.$$

Затем вычисляют углы зацепления

$$\alpha_{w_{с,ст}} = \arccos\left(\frac{a_{с,ст}}{a_{wпл}} \cos \alpha\right),$$

$$\alpha_{w_{к,ст}} = \arccos\left(\frac{a_{к,ст}}{a_{wпл}} \cos \alpha\right).$$

И, наконец, находят нужные смещения

$$x_c + x_{ст} = (z_c + z_{ст}) \frac{\operatorname{inv} \alpha_{w_{с,ст}} - \operatorname{inv} \alpha}{2 \operatorname{tg} \alpha},$$

$$x_k - x_{ст} = (z_k - z_{ст}) \frac{\operatorname{inv} \alpha_{w_{к,ст}} - \operatorname{inv} \alpha}{2 \operatorname{tg} \alpha}.$$

В выполненных конструкциях, чтобы избежать неблагоприятных значений коэффициентов смещений, должно выполняться условие $(z_c + z_{ст}) - (z_k - z_{ст}) \leq 3$.

2.4. Модульный принцип проектирования коробок передач

Модульный принцип проектирования КП – это создание набора отдельных деталей либо совокупности деталей (узлов) с возможностью их различного сочетания в конечном изделии. Составные части этого набора называют *модулями*. В качестве модулей КП могут выступать отдельные корпусные детали либо наборы шестерен.

Совокупность всех модулей одной размерности называется *рядом*. Параметрами ряда являются: межцентровое расстояние, расстояние от оси вторичного ряда до оси управляющих стержней вилок переключения передач, размеры посадочных мест под подшипники, осевые и монтажные размеры базовой детали – картера КП; типоразмеры синхронизатора.

Присоединение спереди к базовой (основной) КП делителя, состоящего всего из одной пары зубчатых колес, позволяет вдвое увеличить число передач и уплотнить диапазон передаточных чисел. Чтобы не увеличивать входной крутящий момент базовой КП, делитель наряду с прямой должен иметь повышающую передачу. Добавление сзади к базовой КП одной пары зубчатых колес приводит к увеличению числа передач только на единицу. Если же сзади к базовой КП добавить дополнительную коробку, состоящую из двух пар зубчатых колес, то число передач можно удвоить. Обычно эта дополнительная КП является *демультипликатором*, так как она имеет

одну прямую, а вторую понижающую передачи. Выпускают также задние дополнительные КП с тремя-четырьмя передачами. Вместо демультипликатора с неподвижными осями можно применять более компактные планетарные демультипликаторы.

В полноприводной КМ вместо демультипликатора можно использовать раздаточную коробку из того же ряда, включающую в себя как демультипликатор, так и симметричный или несимметричный дифференциал.

Комбинация в одном агрегате делителя, 6-ступенчатой базовой КП и демультипликатора позволяет получить до двадцати четырех передач переднего хода.

При использовании двигателей с различными крутящими моментами можно устанавливать КП с минимальными изменениями. При этом, чтобы сохранялись максимальные нагрузки на элементы базовой КП и всей трансмиссии, следующей за ней, необходимо лишь заменить пару шестерен привода промежуточного вала базовой КП. Передаточное число этой пары выбирают таким, чтобы максимальный крутящий момент на выходе из базовой КП оставался неизменным:

$$T_{\text{вых кп}} = T_{\text{вх кп}} u_{\text{кп1}} = \text{const},$$

где $T_{\text{вх кп}}$ – новый максимальный крутящий момент на входе в КП (момент двигателя); $u_{\text{кп1}}$ – новое передаточное число первой передачи базовой КП. При этом автоматически изменяются передаточные числа всех передач базовой коробки, кроме прямой.

Заменяя наборы всех шестерен базовой КП, можно изменить ее диапазон и плотность ряда передаточных чисел. Следует только иметь в виду, что базовые КП с малым диапазоном ($D_{\text{кп}} \leq 3,5$) можно использовать только в паре с демультипликатором, так как по отдельности они не могут удовлетворить сложным условиям эксплуатации КМ.

Таким образом, принцип модульности позволяет в одном размерном ряду в результате различных комбинаций модулей получить 5-, 6-, 8-, 10-, 12-, 14-, 16- и 24-ступенчатые агрегаты. Общее число комбинаций для одного размерного ряда может достигать: 3 (число наборов шестерен базовой КП) $\times$ 2 (наличие или отсутствие делителя) $\times$ 2 (наличие или отсутствие демультипликатора) $\times$ 3 (число изменяемых пар привода промежуточного вала). Таким образом, можно получить 36 вариантов и более.

Ведущие западные автомобильные фирмы выпускают КП не одного, а нескольких размерных рядов, что позволяет выполнить заказы различных автомобильных заводов по выбору практически любой КП для грузовой КМ и автопоезда.

Используя модульный принцип проектирования КП, можно в короткие сроки при минимальных затратах наладить выпуск набора КП, способных удовлетворить требованиям заказчика. Благодаря модульному принципу проектирования КП существенно уменьшается номенклатура запасных частей из-за высокой степени их взаимозаменяемости для различных вариантов моделей. Это упрощает поставку запасных частей и уменьшает время простоя КМ в ремонте.

2.5. Приводы управления коробками передач

2.5.1. Общие сведения

Приводы управления – это устройства, обеспечивающие переключение передач в зависимости от желания водителя или автоматически. Приводы управления состоят из механизма переключения, расположенного непосредственно в КП, рычага управления (или заменяющего его устройства – кнопочного коллектора, автомата), расположенного в кабине водителя, и связывающих их деталей (тяг, рычагов) – собственно привода. В механизм переключения входят рычаги, ползуны, валики, вилки, фиксаторы, замки, синхронизаторы, зубчатые муфты. Кроме того, в нем могут быть различные гидро-, пневмо- или электроустройства, облегчающие процесс переключения передач.

К приводу управления относятся также различные преселекторные устройства, которые уменьшают время, необходимо на переключение передачи. Для этого процесс переключения разделяют на две стадии: предварительную и исполнительную. Во время предварительной операции заранее выбирается передача, на которую предполагается перейти. Процесс же перехода осуществляется какой-нибудь простой и кратковременной операцией (например, нажатием и отпусканием педали сцепления). Это сокращает время собственно переключения передач, облегчает процесс переключения и тем самым делает КМ более динамичной.

Привод управления может быть автоматизирован. Особенно актуально это при большом количестве передач. В автоматизированном приводе главными элементами являются датчики, измеряющие скорость движения КМ и сопротивление ее движению. Датчиком скорости движения может являться центробежный регулятор, связанный с ведомым валом КП (или раздаточной коробки при ее

наличии). Датчиком сопротивления (крутящего момента) может служить педаль управления подачей топлива. Обычно автоматизированный привод дублируют приводом непосредственного действия или командным (кнопочным) приводом. Этим приводом приходится, например, пользоваться при движении по скользким дорогам, когда вследствие большого буксования колес возможно нежелательное автоматическое включение высшей передачи.

Приводы управления КП должны отвечать определенным требованиям: обеспечивать легкое и простое управление КП; быть надежными в эксплуатации; иметь малое время на переключение передач и минимальное количество регулировок. Кроме того, они должны обеспечивать фиксацию нейтрального положения или нужной передачи, предотвращение одновременного включения двух передач (с помощью замка) и непроизвольного включения передачи заднего хода, а иногда и первой передачи (с помощью предохранителя).

Для КП с двумя степенями свободы наибольшее распространение имеет механический привод переключения передач без введения дополнительных гидро-, пневмо- или электроустройств. При этом рычаг управления КП устанавливают либо непосредственно в крышке коробки или в картере ее удлинителя при расположении КП рядом с водителем, либо в кузове (кабине) рядом с водителем; при удаленном расположении КП от водителя рычаг управления связывается с КП с помощью рычагов, тяг и шарниров.

Для многоступенчатых КП с тремя или четырьмя степенями свободы применяют комбинированную систему управления: для базовой КП – механический привод, для дополнительных – пневматический или электропневматический привод. На рис. 2.12 показана принципиальная схема преселекторного управления делителем многоступенчатой КП. В этой схеме используется пневматический привод. Выбор ступени делителя производится водителем с помощью переключателя 1, установленного на рычаге переключения передач базовой КП. Чтобы после установки переключателя 1 в положение включения требуемой ступени делителя произошло выключение предшествующей ступени и включение требуемой, необходимо выключить сцепление. При этом упор 6, перемещаясь вместе со штоком привода сцепления, воздействует на клапан 5 включения ступеней делителя.

Перемещение зубчатых муфт, синхронизаторов или передвижных зубчатых колес, непосредственно включающих ту или иную передачу, производится с помощью вилок вследствие поступательного

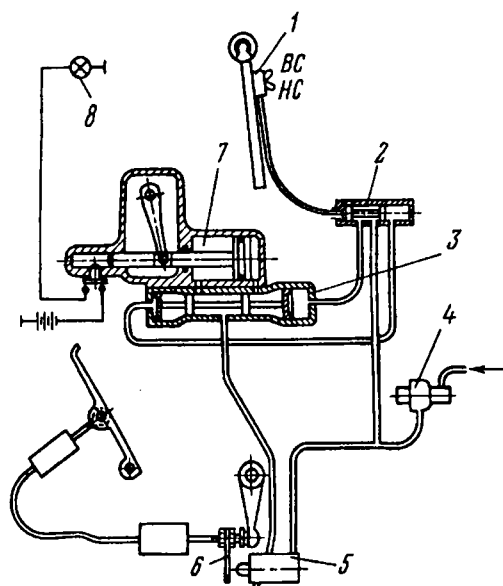


Рис. 2.12. Схема управления делителем многоступенчатой КП:

1 - переключатель крана управления делителем; 2 - кран управления делителем; 3 - воздухораспределитель; 4, 5 - клапаны соответственно редукционный и включения ступеней делителя; 6 - упор; 7 - пневмоцилиндр; 8 - сигнальная лампа; ВС и НС - соответственно высшая и низшая ступени в делителе

или качательного движения последних. Наибольшее распространение получили конструкции с поступательным движением вилок, однако они требуют большего усилия, чем при качательном.

2.5.2. Зубчатые муфты

Зубчатые муфты в КП выполняют с прямыми зубьями, имеющими наиболее технологичный эвольвентный профиль. При проектировании таких муфт модуль m задают равным 2,0...2,5 мм - для легковых и 2,5...5,0 - для грузовых КМ. Затем из компоновочных соображений выбирают диаметр делительной окружности d зубчатого венца муфты и находят число зубьев $z = d/m$, которое затем округляют до целого числа. Далее задают активную высоту зуба h_a и вычисляют необходимую его длину

$$l_3 = \frac{2T_M}{dz h_a \sigma_{cm}},$$

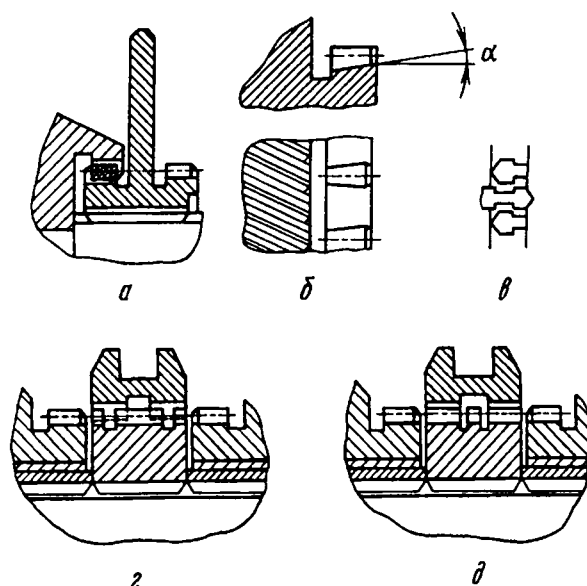


Рис. 2.13. Схемы конструктивных элементов зубчатых муфт, предотвращающих самовыключение передач:

a – с перекрытием зубьев; *б* – с конусностью; *в* – со ступенькой по длине зуба; *г, д* – соответственно с утончением и утолщением зубьев в среднем ряду

где T_M – момент, передаваемый муфтой на режиме максимального крутящего момента двигателя; $\sigma_{см}$ – номинальное напряжение смятия.

В существующих конструкциях $\sigma_{см} = 10 \dots 45$ МПа – для легковых и $20 \dots 100$ МПа – для грузовых КМ; для низшей ступени задней дополнительной КП грузовых КМ $\sigma_{см} = 80 \dots 200$ МПа; рабочая длина зуба $l_z = 3 \dots 13,5$ мм. Необходимо стремиться к уменьшению длины зуба l_z , что позволяет сократить общую длину КП и увеличить жесткость конструкции.

Одним из дефектов КП, наблюдающихся в процессе эксплуатации, является самовыключение передач. При износе зубьев, повышенных посадочных зазорах, а иногда и при недостаточной жесткости валов КП появляются осевые силы, которые выводят зубья зубчатых пар или зубчатые муфты из зацепления и передача выключается, несмотря на наличие фиксаторов, удерживающих вилки переключения передач в положении включенной передачи. Поэтому требуются дополнительные мероприятия, направленные на предотвращение самовыключения передач. Простейшим из них является выполнение зубчатых муфт с перекрытием (заштрихованная зона на рис. 2.13, *a*); после некоторого периода эксплуатации площадка

контакта деформируется, образуя уступ, препятствующий самовыключению.

Для уменьшения вероятности самовыключения зубья муфт также выполняют или с небольшой конусностью по длине $\alpha = 1^\circ 30'$ (рис. 2.13, б), или с выступом по длине (рис. 2.13, в). Широко распространены варианты, представленные на рис. 2.13, г и д. В конструкции, изображенной на рис. 2.13, г, ширина зуба в средней шлицевой части вала, по которой перемещается зубчатая муфта, на $(0,12 \dots 0,15)t$ меньше ширины зуба в крайних ее участках. В более технологичной конструкции, приведенной на рис. 2.13, д, наоборот, ширина зуба в средней части больше, чем в крайних на $0,4 \dots 0,6$ мм. В обоих случаях под нагрузкой во включенной муфте создается замок, препятствующий самовыключению.

2.5.3. Синхронизаторы

Назначение и конструктивные схемы

В большинстве КП с неподвижными валами для уменьшения динамических нагрузок при включении нужной передачи и устранения поломок зубчатых муфт используют синхронизаторы.

Работа, выполняемая синхронизаторами, и их размеры зависят от соотношения передаточных чисел соседних передач $u_{кп i}$ и $u_{кп (i+1)}$. Если отношение $q_{кп} = u_{кп i} / u_{кп (i+1)} = 1,6 \dots 1,7$, то синхронизатор разгоняет или тормозит свободно вращающиеся элементы КП в диапазоне между частотами вращения, соответствующими максимальному крутящему моменту и максимальной мощности двигателя.

Увеличивая число передач в КП и уплотняя их за счет, например, переднего делителя и заднего демультипликатора, можно добиться значений $q_{кп} = 1,15 \dots 1,25$. Тогда при переходе с одной передачи на другую разница частот вращения двух соединяемых элементов КП будет значительно меньше, чем при $q_{кп} = 1,6 \dots 1,7$, и можно обойтись без синхронизатора, используя простую зубчатую муфту. При этом, чтобы осуществить безударное включение муфты, желательно провести двойной выжим сцепления (при переходе с низшей передачи на высшую) или “перегазовку” (при обратном переходе), что требует более высокой квалификации водителя, чем при управлении машиной, на которой установлена КП с синхронизаторами. Однако отсутствие синхронизаторов позволяет уменьшить размеры КП в осевом направлении и ее массу, повысить жесткость валов, снизить расход топлива.

Ведущие западные фирмы выпускают механические КП в двух вариантах: когда все передачи синхронизированы и когда синхронизированы лишь передачи в переднем делителе и заднем демультипликаторе. КП без синхронизаторов целесообразно применять на магистральных автопоездах, движение которых характеризуется большой долей стационарных режимов.

Облегчить включение нужной передачи при отсутствии синхронизатора может так называемая зубчатая муфта легкого включения (рис. 2.14), у которой зубья укорочены через один. Она во много раз увеличивает в процессе включения вероятность попадания удлиненных зубьев в промежутки между удлиненными зубьями включаемого колеса.

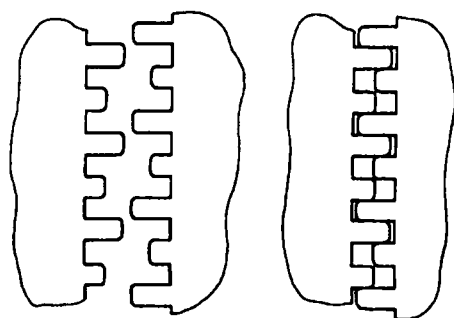


Рис. 2.14. Схема муфты легкого включения

Конструкции современных синхронизаторов отличаются большим разнообразием, но каждый из них содержит два обязательных элемента: элемент трения и элемент блокировки. Первый обеспечивает выравнивание угловых скоростей соединяемых деталей и в подавляющем числе случаев имеет коническую поверхность, второй не допускает включения передачи до полного выравнивания угловых скоростей соединяемых деталей.

На рис. 2.15 представлены конструктивные схемы некоторых видов конусных синхронизаторов. Элементами трения в них являются конусные кольца 2 и конусные выступы на зубчатых колесах 3. На рис. 2.15, а в качестве элементов блокировки используются фаска в отверстиях диска муфты переключения и пальцы 4, входящие в эти отверстия. Пальцы 4 и 6 жестко связаны с кольцом 2. С помощью пружиненных шариков 5 и пальцев 6 муфта 1 упруго связана с кольцом 2. В схеме, приведенной на рис. 2.15, б, элементами блокировки являются цилиндр 7 с фигурными продольными вырезами и

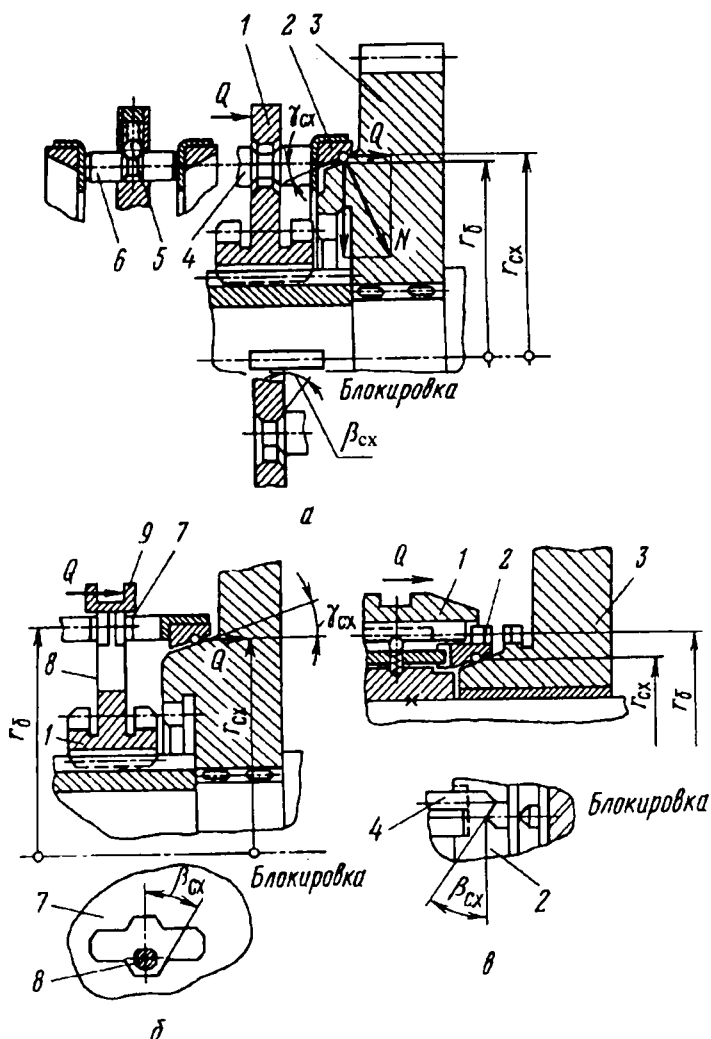


Рис. 2.15. Конусные синхронизаторы с блокирующим элементом в виде пальца (а), цилиндра (б) и кольца (в)

входящие в них штифты 8. Кольцо 9, в которое входит вилка переключения передач и штифты 8 образуют единое целое с муфтой 1. В представленной на рис. 2.15, в схеме элементами блокировки служат торцевые участки зубьев, нарезанных на муфте переключения 1 и кольце 2. Таким образом, в данном случае кольцо 2 выполняет сразу две функции: трения и блокировки. Такая конструкция является наиболее компактной.

Большинство синхронизаторов – двухстороннего действия, т.е. предназначены для включения двух передач.

Расчет синхронизатора при проектировании

Цель расчета – определение размеров и момента трения синхронизатора.

При проектном расчете принимают следующие допущения: трение в подшипниках и зубчатых зацеплениях не влияет на снижение частоты вращения зубчатых колес; скорость КМ за время синхронизации не меняется; статический момент трения в синхронизаторе $T_{сxi}$ постоянный (i – номер включаемой передачи); деформация элементов трансмиссии равна нулю.

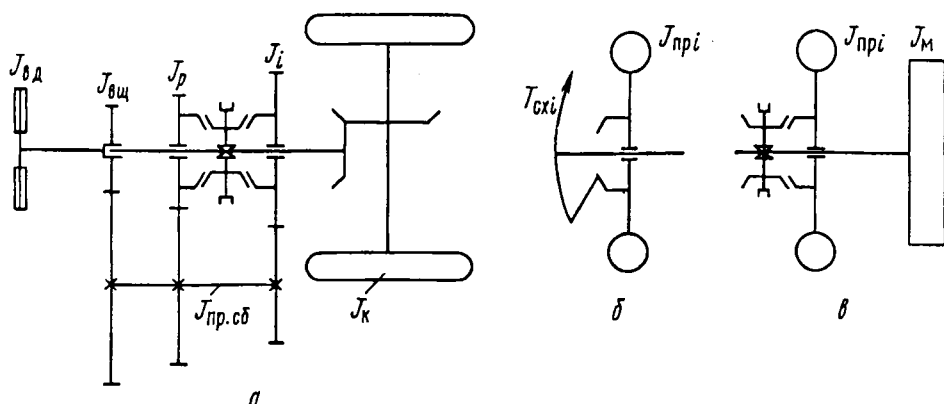


Рис. 2.16. Динамические системы для расчета синхронизатора:
а – исходная; б, в – для проектного и проверочного расчетов соответственно

Для расчета синхронизатора, установленного на ведомом валу трехвальной соосной КП, можно использовать динамические системы, представленные на рис. 2.16. Так как скорость КМ за время синхронизации принята постоянной, дифференциальное уравнение движения КМ для системы, изображенной на рис. 2.16, б, имеет вид

$$J_{пр i} \frac{d\omega_i}{dt} = \mp T_{сxi}, \quad (2.2)$$

где $J_{пр i}$ – приведенный к ведомому валу КП момент инерции всех вращающихся деталей, кинематически связанных с соединяемым с ведомым валом зубчатым колесом i -й передачи; ω_i – угловая скорость шестерни i -й передачи, расположенной на ведомом валу; знак “–” соответствует переходу с низшей передачи на высшую (когда момент инерции $J_{пр i}$ при синхронизации должен замедляться), а знак “+” – переходу с высшей передачи на низшую.

Момент инерции

$$J_{\text{пр}i} = (J_{\text{вд}} + J_{\text{вщ}}) u_{\text{кп}i}^2 + J_{\text{пр.сб}} u_{\text{кп}i}^2 / u_{\text{п}}^2 + \sum_p (J_p u_{\text{кп}i}^2 / u_{\text{кп}p}^2), \quad (2.3)$$

где $J_{\text{вд}}$ – момент инерции ведомого диска сцепления; $J_{\text{вщ}}$ – момент инерции ведущего вала КП; $J_{\text{пр.сб}}$ – момент инерции промежуточного вала в сборе с зубчатыми колесами, жестко связанными с этим валом; J_p – момент инерции зубчатого колеса p -й передачи в КП, свободно сидящего на ведомом валу и находящегося в постоянном зацеплении с соответствующим зубчатым колесом, жестко связанным с промежуточным валом; $u_{\text{кп}p}$ – передаточное число p -й передачи в КП. Суммирование здесь выполняется по всем зубчатым колесам на ведомом валу, находящимся в постоянном зацеплении с соответствующими зубчатыми колесами, жестко связанными с промежуточным валом.

После деления переменных и интегрирования дифференциального уравнения (2.2) имеем

$$J_{\text{пр}i} \int_{\omega_{\text{н.сх}i}}^{\omega_{\text{м}}} d\omega_i = \mp \int_0^{t_{\text{сх}i}} T_{\text{сх}i} dt,$$

или

$$J_{\text{пр}i}(\omega_{\text{м}} - \omega_{\text{н.сх}i}) = \mp T_{\text{сх}i} t_{\text{сх}i},$$

где $\omega_{\text{м}}$ – начальная угловая скорость ведомого вала КП (согласно принятому допущению имеет постоянное значение); $\omega_{\text{м}} = \omega_e / u_{\text{кп}(i \mp 1)}$, $\omega_{\text{н.сх}i}$ – начальная угловая скорость (перед началом синхронизации) зубчатого колеса i -й передачи ведомого вала КП, $\omega_{\text{н.сх}i} = \omega_e / u_{\text{кп}i}$; $t_{\text{сх}i}$ – время синхронизации (до момента выравнивания угловых скоростей ω_i и $\omega_{\text{м}}$); ω_e – угловая скорость коленчатого вала двигателя, соответствующая моменту переключения передач (табл. 2.1); $u_{\text{кп}(i \mp 1)}$ – передаточное число в КП до момента переключения (знак “–” для переключения с низшей передачи на высшую, знак “+” – с высшей на низшую).

С учетом приведенных соотношений

$$T_{\text{сх}i} = J_{\text{пр}i} \frac{|\omega_{\text{м}} - \omega_{\text{н.сх}i}|}{t_{\text{сх}i}} = J_{\text{пр}i} \frac{\omega_e}{t_{\text{сх}i}} \left| \frac{1}{u_{\text{кп}(i \mp 1)}} - \frac{1}{u_{\text{кп}i}} \right|. \quad (2.4)$$

Таблица 2.1. Ориентировочные соотношения для вычисления угловой скорости ω_e коленчатого вала двигателя, соответствующей началу переключения передач

Переключение передачи	Карбюраторный двигатель		Дизель
	легковая КМ	грузовая КМ	грузовая КМ
С низшей на высшую	$(0,6 \dots 0,7)\omega_{дв,N}$	$(0,7 \dots 0,8)\omega_{дв,N}$	$(0,75 \dots 0,85)\omega_{дв,N}$
С высшей на низшую	$(0,4 \dots 0,5)\omega_{дв,N}$, но не менее $\omega_{дв,T}$	$(0,5 \dots 0,6)\omega_{дв,N}$, но не менее $\omega_{дв,T}$	$(0,9 \dots 1,0)\omega_{дв,T}$

Эффективность синхронизатора оценивается временем синхронизации $t_{сxi}$ при условии, что соблюдаются ограничения по усилию на рычаге переключения передач и по давлению на поверхности трения.

Чтобы обеспечить близкие размеры и моменты трения синхронизаторов различных передач, необходимо для низших передач задавать бóльшие, чем для высших, значения времени синхронизации, так как для этих передач будут больше $J_{при}$ (пропорционально $u_{кпи}^2$). Поэтому при предварительном выборе основных размеров синхронизатора $t_{сxi}$ принимают в пределах $0,15 \dots 0,3$ с – для высших и $0,5 \dots 0,8$ с – для низших передач у легковых и $0,3 \dots 0,8$ – для высших и $1 \dots 1,5$ с – для низших передач у грузовых КМ (до 2 с в задней дополнительной КП).

По выбранным значениям ω_e и $t_{сxi}$, согласно выражению (2.4), определяют $T_{сxi}$. Однако (см. рис. 2.15, а)

$$\begin{aligned} T_{сxi} &= N\mu r_{сxi}; \\ N &= Q/\sin \gamma_{сх}, \end{aligned} \quad (2.5)$$

где μ – коэффициент трения; $r_{сxi}$ – расчетный средний радиус трения синхронизатора i -й передачи; Q – осевая сила на муфте переключения.

Отсюда

$$r_{сxi} = \frac{T_{сxi} \sin \gamma_{сх}}{\mu Q}. \quad (2.6)$$

Для пары трения сталь–бронза (со смазкой) $\gamma_{сх} = 6 \dots 7^\circ$, $\mu \cong 0,06$. Для разрушения масляной пленки и увеличения коэффициента трения на трущихся поверхностях колец выполняют канавки.

В свою очередь,

$$Q = P_p u_{p-m} \eta_{p-m}, \quad (2.7)$$

где P_p – нормативное усилие на рукоятке рычага переключения; u_{p-m} – передаточное число от рукоятки рычага к муфте (отношение хода рукоятки к ходу муфты); η_{p-m} – КПД привода переключения. Для легковых КМ $P_p = 60$ Н, для грузовых КМ $P_p = 100$ Н.

Полученное значение r_{cxi} корректируют для достижения соответствия размерам зубчатых муфт и колес.

Далее находят ширину b_{cxi} кольца 2 (см. рис. 2.15) синхронизатора по образующей конуса. Так как, с одной стороны,

$$N = [p] 2\pi r_{cxi} b_{cxi},$$

где $[p]$ – допускаемое давление, отнесенное ко всей поверхности конуса трения, в предположении отсутствия на ней канавок, а с другой стороны, согласно (2.5), $N = T_{cxi}/(r_{cxi}\mu)$, то

$$b_{cxi} = \frac{T_{cxi}}{2\pi\mu[p]r_{cxi}^2}. \quad (2.8)$$

Для пары сталь – бронза $[p] = 1,0 \dots 1,5$ МПа.

Иногда в целях унификации все синхронизаторы в КП выполняют с одинаковыми размерами. В этих случаях, чтобы не было чрезмерной недогрузки синхронизаторов высших передач, допускают повышенную нагруженность синхронизаторов низших передач. Как правило, $r_{cxi} = 23 \dots 37$ мм; $b_{cxi} = 7 \dots 10$ мм – для легковых КМ; $r_{cxi} = 30 \dots 46$ мм; $b_{cxi} = 10 \dots 11$ мм – для грузовых КМ с карбюраторным двигателем и $r_{cxi} = 57 \dots 92$ мм; $b_{cxi} = 11 \dots 17$ мм – для грузовых КМ с дизелем.

Поверхности блокирующих элементов располагают под углом β_{cx} (см. рис. 2.15), удовлетворяющим условию

$$\operatorname{tg} \beta_{cx} \leq \frac{\mu r_{cxi}}{r_{bi} \sin \gamma_{cx}} + \mu_b, \quad (2.9)$$

где r_{bi} – средний радиус, на котором расположены блокирующие поверхности; μ_b – коэффициент трения на блокирующих поверхностях, $\mu_b \approx \mu \approx 0,06$.

Чтобы не затруднять разблокировку, угол β должен быть лишь на $2 \dots 3^\circ$ меньше максимального значения, удовлетворяющего условию (2.9). Обычно $\beta_{cx} = 30 \dots 42^\circ$.

Выше был рассмотрен расчет размеров синхронизатора при установке его на ведомом валу. Такое расположение является общепринятым для трехвальных соосных КП.

При установке синхронизатора в таких коробках на промежуточном валу приведенный к промежуточному валу суммарный момент инерции $J_{\text{при}}^*$ ведомого диска сцепления, ведущего вала коробки передач, промежуточного вала и связанных с ним зубчатых колес равен

$$J_{\text{при}}^* = (J_{\text{вд}} + J_{\text{вщ}})u_{\text{п}}^2 + J_{\text{пр.сб}}^* + \sum_p \left(J_p u_{\text{п}}^2 / u_{\text{кп}p}^2 \right). \quad (2.10)$$

Если условно принять, что моменты инерции в двух последних слагаемых этой формулы равны аналогичным величинам в выражении (2.3), то можно считать, что

$$J_{\text{при}}^* = J_{\text{при}} u_{\text{п}}^2 / u_{\text{кп}i}^2. \quad (2.11)$$

На самом деле $J_{\text{пр.сб}}^*$ будет меньше $J_{\text{пр.сб}}$ из-за того, что часть (или все) зубчатых колес, жестко связанных с промежуточным валом, теперь установлены на нем свободно. По этой же причине (отсутствие жесткой связи с промежуточным валом) часть или все слагаемые с моментами инерции J_p будут отсутствовать в выражении (2.10).

Интегрирование соответствующего дифференциального уравнения позволяет подсчитать момент трения $T_{\text{сх}i}^*$ в синхронизаторе при установке его на промежуточном валу:

$$T_{\text{сх}i}^* = J_{\text{при}}^* \frac{\omega_e}{t_{\text{сх}i}} \frac{u_{\text{кп}i}}{u_{\text{п}}} \left| \frac{1}{u_{\text{кп}(i \mp 1)}} - \frac{1}{u_{\text{кп}i}} \right|. \quad (2.12)$$

Сопоставляя выражения (2.12) и (2.4) с учетом (2.11), находим

$$T_{\text{сх}i}^* = T_{\text{сх}i} \frac{u_{\text{п}}}{u_{\text{кп}i}}.$$

Таким образом, при $u_{\text{п}}/u_{\text{кп}i} < 1$ (низшие передачи в КП) синхронизаторы выгодно устанавливать на промежуточном валу, но этому мешают малые диаметры соответствующих зубчатых колес, а при $u_{\text{п}}/u_{\text{кп}i} > 1$ (обычно прямая и ближайшая высшая передачи в КП) – на ведомом валу, что, как правило, и делают, так как для прямой передачи это единственно возможное решение.

При установке синхронизаторов на промежуточном валу могут возникнуть трудности управления ими, так как у трехвальной соосной КП промежуточный вал расположен ниже ведомого. При установке плоскости осей валов КП горизонтально это затруднение снимается, что благоприятно сказывается на условиях смазки деталей КП, однако может быть неприемлемо по компоновочным соображениям и приведет к увеличению углов установки карданных валов.

Приведенная методика может быть использована и для расчета синхронизаторов в двухвальных несоосных КП, если принять $u_{\pi} = 1$, а под промежуточным валом подразумевать ведущий.

Синхронизаторы в таких КП лучше устанавливать на ведомом валу КП при $u_{\kappa\pi i} < 1$ и на ведущем валу при $u_{\kappa\pi i} > 1$, хотя последнее по причине малых диаметров соответствующих зубчатых колес часто невозможно.

Проверочный расчет синхронизатора

Цель расчета – определить время и работу трения за период синхронизации и сравнить полученные значения с допустимыми.

При проверочном расчете остаются в силе допущения, принятые при проектном расчете, кроме одного: считается, что скорость КМ за время синхронизации изменяется. Динамическая система, используемая для решения поставленной задачи, представлена на рис. 2.16, в. Соответствующие дифференциальные уравнения имеют вид

$$\begin{cases} J_{\pi i} \frac{d\omega_i}{dt} = \mp T_{\text{сх}i}; \\ J_{\text{м}} \frac{d\omega}{dt} = \pm T_{\text{сх}i} - T_{\psi}, \end{cases} \quad (2.13)$$

где $J_{\text{м}}$ – приведенный к ведомому валу КП момент инерции поступательно движущейся массы КМ и вращающихся масс колес (ввиду малости пренебрегаем моментами инерции вращающихся деталей трансмиссии от КП до колес); ω – угловая скорость ведомого вала КП; T_{ψ} – момент сопротивления движению КМ, приведенный к ведомому валу КП; верхние знаки у $T_{\text{сх}i}$ соответствуют переходу с нижней передачи на высшую, нижние – с высшей на низшую.

Для рассматриваемого случая

$$\begin{aligned} J_{\text{м}} &= (m_{\text{м}} r_{\text{к}}^2 + J_{\Sigma \text{к}}) / u_{\text{вм,к}}^2; \\ T_{\psi} &= m_{\text{м}} g \psi r_{\text{к}} / u_{\text{вм,к}}, \end{aligned}$$

где J_{Σ_k} – суммарный момент инерции всех колес; $u_{\text{вм},k}$ – передаточное число от ведомого вала КП до колес.

После разделения переменных и интегрирования системы дифференциальных уравнений (2.13) имеем

$$\begin{cases} J_{\text{при}} \int_{\omega_{\text{н.сх}}}^{\omega_{\text{к.сх}i}} d\omega_i = \mp \int_0^{t_{\text{сх}i}} T_{\text{сх}i} dt; \\ J_{\text{м}} \int_{\omega_{\text{м}}}^{\omega_{\text{к.сх}i}} d\omega = \int_0^{t_{\text{сх}i}} (\pm T_{\text{сх}i} - T_{\psi}) dt, \end{cases}$$

или

$$\begin{cases} J_{\text{при}}(\omega_{\text{к.сх}i} - \omega_{\text{н.сх}i}) = \mp T_{\text{сх}i} t_{\text{сх}i}; \\ J_{\text{м}}(\omega_{\text{к.сх}i} - \omega_{\text{м}}) = (\pm T_{\text{сх}i} - T_{\psi}) t_{\text{сх}i}, \end{cases} \quad (2.14)$$

где $\omega_{\text{к.сх}i}$ – угловая скорость ведомого вала КП после окончания синхронизации.

Выразим из последнего уравнения системы (2.14) скорость $\omega_{\text{к.сх}i}$:

$$\omega_{\text{к.сх}i} = \omega_{\text{м}} - \frac{T_{\psi} \mp T_{\text{сх}i}}{J_{\text{м}}} t_{\text{сх}i} = \omega_{\text{м}} - \varepsilon_{\text{м}} t_{\text{сх}i}, \quad (2.15)$$

где $\varepsilon_{\text{м}}$ – угловое замедление ведомого вала КП под действием сопротивления качению и силы трения в синхронизаторе при движении КМ по инерции,

$$\varepsilon_{\text{м}} = (T_{\psi} \mp T_{\text{сх}i}) / J_{\text{м}}.$$

Подставив выражение (2.15) в первое уравнение системы (2.14), получим

$$t_{\text{сх}i} = \frac{J_{\text{при}}(\omega_{\text{м}} - \omega_{\text{н.сх}i})}{J_{\text{при}}\varepsilon_{\text{м}} \mp T_{\text{сх}i}} = \frac{J_{\text{при}}\omega_{\text{е}} \left[\frac{1}{u_{\text{кп}}(i \mp 1)} - \frac{1}{u_{\text{кп}i}} \right]}{J_{\text{при}}\varepsilon_{\text{м}} \mp T_{\text{сх}i}}. \quad (2.16)$$

Момент трения $T_{\text{сх}i}$, входящий в выражение (2.16), вычисляют либо по формуле $T_{\text{сх}i} = 2\pi\mu[p]r_{\text{сх}i}^2 b_{\text{сх}i}$ (см. уравнение (2.8)), либо по формуле $T_{\text{сх}i} = \mu Q r_{\text{сх}i} / \sin \gamma_{\text{сх}}$ (см. уравнение (2.6)), где Q вычисляют для выбранных размеров синхронизатора с помощью выражения (2.7).

При определении момента сопротивления T_ψ принимают $\psi = 0,02$ – для высших передач и $\psi = 0,05$ – для низших передач в КП.

По аналогии с вычислением работы буксования сцепления работа трения за время синхронизации

$$W_{cxi} = \int_0^{t_{cxi}} T_{cxi}(\omega - \omega_i) dt = T_{cxi} \int_0^{t_{cxi}} (\omega - \omega_i) dt = T_{cxi} \frac{\omega_m - \omega_{н.сxi}}{2} t_{cxi}.$$

Разделив эту величину на площадь конуса синхронизатора $F_{сх} = 2\pi r_{сxi} b_{сxi}$, получим удельную работу трения $w_{сxi} = W_{сxi}/F_{сх}$. В выполненных конструкциях $w_{сxi} = 3 \dots 11$ Дж/см² – для легко-вых и $w_{сxi} = 5 \dots 40$ Дж/см² – для грузовых КМ (меньшие значения – для высших, а бóльшие – для низших передач в КП).

Работа синхронизатора сопровождается выделением теплоты. За одно включение температура синхронизатора повышается на

$$\Delta t = \gamma \frac{W_{сxi}}{m_{сх} c_{дет}},$$

где $\gamma = 0,5$; $m_{сх}$ – масса синхронизатора; $c_{дет}$ – удельная теплоемкость материала детали (для стали $c_{дет} = 481,5$ Дж/(кг · °С)).

За одно включение передачи синхронизатор может нагреться на $15 \dots 30$ °С.

Г л а в а 3

ПЛАНЕТАРНЫЕ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

3.1. Общие сведения

ПКП состоят из простейших планетарных передач, являющихся элементарными трехзвенными механизмами.

Планетарным называется механизм, состоящий из зубчатых колес, в котором геометрическая ось хотя бы одного колеса подвижна. По сравнению с непланетарными передачами, в которых оси всех зубчатых колес неподвижны, планетарные передачи благодаря применению нескольких промежуточных звеньев-сателлитов обеспечивают меньшую нагруженность зубьев, разгруженность центральных валов и подшипниковых опор от радиальных усилий; при правильном выборе кинематической схемы обладают более высоким КПД при меньших размерах и больших передаточных числах. Кроме того, применение ПКП на КМ позволяет сократить время, затрачиваемое на переключение передач, существенно упрощает задачу автоматизации процесса управления ПКП.

К числу недостатков планетарных передач следует отнести сложности их изготовления и сборки, особенно при создании многорядных компактных КП, которые для обеспечения надежной работы требуют также повышенной точности изготовления основных элементов. Кроме того, в результате плотной компоновки планетарных передач увеличиваются барботажные потери, значительно возрастающие при использовании работающих в масле фрикционных.

Планетарные передачи классифицируют по числу степеней свободы. Практически могут быть выполнены передачи с любым числом степеней свободы. В настоящее время наиболее широко применяются передачи с двумя и тремя степенями свободы, значительно реже – с четырьмя. Под числом степеней свободы любого планетарного механизма понимается число связей, которые необходимо наложить на данный механизм для получения его кинематической определенности. Характер связей и способы их наложения зависят от

кинематической схемы передачи и используемых ЭУ (как правило, фрикционных). Одной из указанных связей всегда является условие постоянства угловой скорости ведущего звена механизма, соединенного с двигателем. Остальные связи накладываются включением соответствующего количества фрикционных ЭУ.

Таким образом, в планетарной передаче в зависимости от числа степеней свободы механизма одновременно включается различное количество ЭУ: при двух степенях свободы – один, при трех – два и т.д. Это оказывает существенное влияние на возможное число передач $k_{п\max}$ при заданном количестве ЭУ m . Так, для механизма с двумя степенями свободы можно получить столько различных передач сколько имеется ЭУ, т.е. число передач определяется числом сочетаний C из m по 1:

$$k_{п\max} = C_m^1 = m.$$

Для механизма с тремя степенями свободы максимальное количество передач определяется числом сочетаний C из m по 2:

$$k_{п\max} = C_m^2 = \frac{m(m-1)}{2}.$$

Ниже приведено минимальное число фрикционных ЭУ, необходимое для ПКП с различным числом передач и степеней свободы:

Число передач	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Минимальное количество ЭУ при числе степеней свободы, равном:											
2	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
3	3	3	4	4	4	5	5	5	5	6	6

Видно, что ПКП с тремя степенями свободы в большинстве случаев являются предпочтительными, так как позволяют использовать минимальное количество ЭУ при допустимом усложнении системы управления. Названные передачи дают существенный выигрыш и в количестве используемых планетарных рядов, которое можно определить по формуле П.Л. Чебышева

$$k_m = n_o - w, \tag{3.1}$$

где n_o – число основных звеньев; w – число степеней свободы механизма.

Сложные зубчатые механизмы состоят из элементарных, которые не могут быть расчленены на зубчатые механизмы с меньшим числом звеньев. Планетарные механизмы обозначают в соответствии с их основными звеньями. Основными называют звенья, оси вращения которых неподвижны в пространстве. Планетарные механизмы, в которых основными звеньями являются два центральных зубчатых колеса (солнечная и коронная шестерни) и водило, обозначают $2k - h$ (по классификации В.Н. Кудрявцева) и называют трехзвенными, или ТПМ.

Наиболее рациональные типы ТПМ, нашедшие применение в трансмиссиях полноприводных КМ, представлены в табл. 3.1.

ТПМ, имеющий схему 1 (см. табл. 3.1), обладает высоким КПД, наиболее простой конструкцией, наименьшим осевым размером и оптимальными условиями работы зубчатых колес, чем и объясняется его широкое распространение в планетарных передачах.

Также высокий КПД у ТПМ, имеющего схему 2, однако он конструктивно сложнее, чем первый, но кинематические возможности его выше. Присоединив дополнительно коронную шестерню к звену g можно получить дополнительную передачу.

В схеме 3 ТПМ планетарный ряд с парными сателлитами применяется в ПКП в основном для получения передачи заднего хода, а также в тех случаях, когда из-за кинематических ограничений либо по компоновочным соображениям невозможно применить первый ТПМ.

Схемы 3 и 4 ТПМ целесообразно применять для относительно небольших мощностей (до 20 кВт). При более высоком уровне передаваемой мощности возможен перекося зубчатых колес.

Довольно широкое применение схемы 5 ТПМ в трансмиссиях легковых автомобилей объясняется возможностью получения компактной конструкции на три-четыре передачи путем присоединения дополнительных коронных шестерен к сателлитам g и f .

При разработке сложного планетарного механизма конструктор часто использует уже известные схемы или создает новую, не будучи, однако, уверенным, что выбранная схема является наиболее совершенной. Между тем, для каждого конкретного кинематического задания может быть предложено большое число построенных по различным схемам механизмов, различающихся конструктивной сложностью, КПД, максимальными значениями угловых скоростей звеньев и другими показателями. Выбрать из этого множества схем наилучшую путем их сравнения невозможно, прежде всего потому, что, не имея определенной системы, нельзя отыскать и построить все

Таблица 3.1. Характеристика основных типов ТПМ

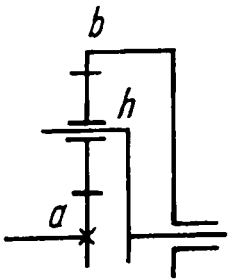
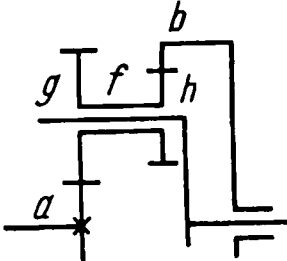
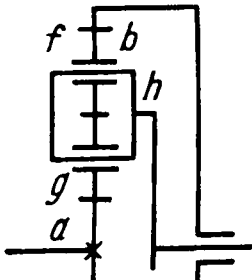
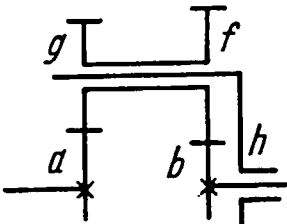
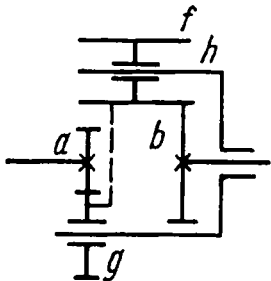
Схема ТПМ	Формулы для расчета u_{ab}^h	Диапазон значений u_{ab}^h	η_{ab}^h
1 	$-\frac{z_b}{z_a}$	$-1,5 \dots -5,0$	0,97
2 	$-\frac{z_b}{z_f} \frac{z_g}{z_a}$	$-1,0 \dots -10,0$	0,97
3 	$\frac{z_b}{z_a}$	$1,6 \dots 4,0$	0,96
4 	$\frac{z_b}{z_f} \frac{z_g}{z_a}$	$1,0 \dots 2,0$	0,96

Схема ТПМ	Формулы для расчета u_{ab}^h	Диапазон значений u_{ab}^h	η_{ab}^h
5 	$-\frac{z_b}{z_a}$	$-1,0 \dots -2,0$	0,94

Примечания: 1. Здесь и в табл. 3.2 в индексах для обозначения звеньев шестерен (солнца, водила, короны) и сателлитов используются индексы, принятые на схемах ТПМ. 2. η_{ab}^h – КПД механизма

схемы, удовлетворяющие исходному кинематическому заданию. При неудачном выборе схемы, построенной в результате случайных поисков, конструктор не только не может реализовать преимущества планетарных передач по размерам и массе, но и рискует создать механизм, уступающий непланетарному по КПД и нагруженности отдельных элементов. Таким образом, выбор рациональной схемы является важнейшим и наиболее ответственным этапом проектирования нового планетарного механизма вообще и ПКП в частности.

Для анализа кинематических схем планетарных передач обычно используют аналитический, графоаналитический и силовой методы. Наибольшее распространение получил аналитический метод.

Для вывода основного уравнения кинематики ТПМ звеньям солнечной и коронной шестерен мысленно сообщают угловую скорость, равную и противоположную по направлению угловой скорости водила. В результате относительные угловые скорости в механизме не изменятся, однако водило остановится, и ТПМ обратится в зубчатый механизм с неподвижными осями, который и называется приведенным. Звенья солнечной и коронной шестерен в приведенном механизме будут иметь угловые скорости, равные соответственно $\omega_c - \omega_b$ и $\omega_k - \omega_b$ (где ω_c , ω_k , ω_b – угловые скорости соответственно солнечной, коронной шестерен и водила). Представленные разности являются угловыми скоростями звеньев солнечной и коронной шестерен относительно водила.

В ТПМ связь угловых скоростей трех его основных звеньев заключается в том, что отношение относительных угловых скоростей этих звеньев в простом ряду, т.е. при неподвижном водиле, такое же, как и отношение их угловых скоростей в планетарном редукторе, т.е. при вращающемся водиле:

$$\frac{\omega_c - \omega_B}{\omega_K - \omega_B} = u_{CK}^B = \text{const.} \quad (3.2)$$

Для любого ТПМ существует вполне определенное внутреннее передаточное число $\pm u_{CK}^B$ от солнечной шестерни к коронной при остановленном водиле, которое называется параметром K данного планетарного ряда. С его помощью оцениваются свойства ТПМ, он же служит и конструктивным параметром, определяющим относительные размеры всего механизма, его сателлитов и т.д. Знак параметра K положительный, если оба элементарных зубчатых механизма, образующие данный планетарный ряд, имеют одноименные зацепления (внутреннее или внешнее). При разноименных зацеплениях параметр K отрицательный.

Записав уравнение (3.2) через параметр K и преобразовав его, получим основное уравнение кинематики ТПМ

$$\omega_c = K\omega_K + (1 - K)\omega_B. \quad (3.3)$$

Зависимость (3.3) позволяет анализировать любую сложную многорядную схему ПКП. Для этого необходимо написать уравнение кинематической связи всех нагруженных планетарных рядов, обозначив каждый из них соответствующим порядковым номером i (где $i = 1 \dots K_M$),

$$\omega_{ci} = K_i\omega_{Ki} + (1 - K_i)\omega_{Bi}, \quad (3.4)$$

добавить необходимые уравнения связи с учетом включенного элемента управления r и решить полученную систему, определив $u_{Ox}^r = \omega_O/\omega_x = f(K_i)$. Здесь и далее индексами O и x обозначены соответственно ведущее и ведомое звенья (звенья входа и выхода) механизма.

С помощью уравнения (3.4) определяются угловые скорости основных звеньев любого ряда на любом режиме работы механизма. Зная их, можно вычислить относительные угловые скорости сателлитов $\omega_{ст}$. Из отношения радиусов начальных окружностей зубчатых зацеплений или чисел зубьев шестерен при одинаковом модуле можно получить

$$\omega_{\text{СТ}} = \pm \frac{z_{\text{с}}}{z_{\text{СТ}}} (\omega_{\text{с}} - \omega_{\text{в}}) = \pm \frac{z_{\text{к}}}{z_{\text{СТ}}} (\omega_{\text{к}} - \omega_{\text{в}}),$$

где $z_{\text{СТ}}$ – число зубьев сателлита; знак плюс соответствует внутреннему зацеплению сопряженной зубчатой пары, минус – наружному.

Для простейшего ТПМ (схема 1 табл. 3.1) имеем

$$z_{\text{СТ}} = (z_{\text{к}} - z_{\text{с}})/2; \quad K = z_{\text{к}}/z_{\text{с}},$$

откуда

$$\omega_{\text{СТ}} = \frac{2}{1+K} (\omega_{\text{с}} - \omega_{\text{в}}) = \frac{2K}{1+K} (\omega_{\text{к}} - \omega_{\text{в}}). \quad (3.5)$$

Легко заметить, что суммы постоянных коэффициентов в левой и правой частях уравнения (3.3) равны между собой, поэтому его можно представить как систему двух уравнений

$$\begin{aligned} a_{\text{с}}\omega_{\text{с}} + a_{\text{к}}\omega_{\text{к}} + a_{\text{в}}\omega_{\text{в}} &= 0; \\ a_{\text{с}} + a_{\text{к}} + a_{\text{в}} &= 0. \end{aligned} \quad (3.6)$$

Второе выражение системы (3.6) является математическим выражением известного свойства планетарного механизма, не имеющего постоянной опоры момента, блокироваться, т.е. вращаться как одно целое.

При синтезе ПКП широко применяется графоаналитический метод, в котором одним из основных этапов является построение плана угловых скоростей звеньев ПКП.

3.2. Построение плана угловых скоростей планетарной коробки передач с двумя степенями свободы

Обозначим ведущее звено ПКП через O , ведомое через x , а тормозные звенья через $1, 2, \dots, p, \dots, m$ (рис. 3.1, а). На основании уравнения (3.4) кинематическая связь между ведущим, ведомым и произвольным тормозным звеном p может быть представлена в виде

$$(1 - u_{Ox}^p) \omega_p = \omega_O - u_{Ox}^p \omega_x,$$

или

$$(1 - u_p) \omega_p = \omega_O - u_p \omega_x,$$

где $u_p = u_{Ox}^p$ – передаточное число ПКП при заторможенном звене p .

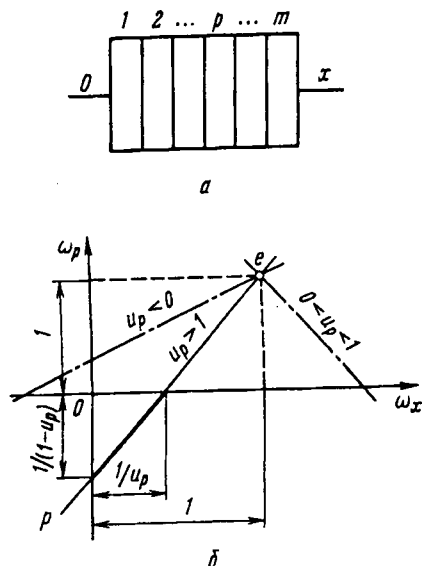


Рис. 3.1. Структурная схема ПКП (а) и план угловых скоростей планетарного механизма с двумя степенями свободы при включении тормозного звена p (б)

Для графического изображения уравнений кинематических связей между звеньями удобно принять $\omega_0 = 1$. Тогда последнее уравнение примет вид

$$(1 - u_p)\omega_p = 1 - u_p\omega_x,$$

или

$$\frac{\omega_x}{1/u_p} + \frac{\omega_p}{1/(1 - u_p)} = 1.$$

В координатах $\omega_x - \omega_p$ это уравнение отобразится прямой p (рис. 3.1, б), отсекающей на оси абсцисс отрезок $\omega_x = 1/u_p$, а на оси ординат отрезок $\omega_p = 1/(1 - u_p)$. Эта прямая обязательно пройдет через точку e с координатами $(1; 1)$, называемую масштабной, в которой угловые скорости всех звеньев одинаковы. Так графически отображается свойство планетарного механизма блокироваться.

Отрезок, отсекаемый прямой на оси абсцисс, определяет в выбранном для этой оси масштабе угловую скорость ведомого вала x при заторможенном звене p . Отрезок прямой между точками пересечения ее с осями координат принято называть рабочим участком. На этом участке ординаты точек прямой характеризуют угловую скорость звена p , изменяющуюся в процессе торможения от

$\omega_p = 1/(1 - u_p)$ до $\omega_p = 0$, а абсциссы – угловую скорость ведомого вала x в процессе его разгона на данной передаче от $\omega_x = 0$ до $\omega_x = 1/u_p$. Ординаты точек прямой, не принадлежащих рабочему участку, определяют угловую скорость тормозного звена p при вращении вхолостую на других передачах.

Поскольку каждая прямая, геометрически выражающая связь угловых скоростей ведущего и ведомого валов и какого-либо тормозного звена, должна проходить через масштабную точку e , то очевидно, что для сложной многоступенчатой ПКП с двумя степенями свободы уравнения кинематических связей графически изображаются пучком прямых 1, 2, 3, ... (рис. 3.2). При этом прямая O , параллельная оси абсцисс, характеризует постоянную угловую скорость ведущего звена, а ординаты точек пунктирной прямой x , проходящей через начало координат, – угловую скорость звена, жестко связанного с ведомым валом.

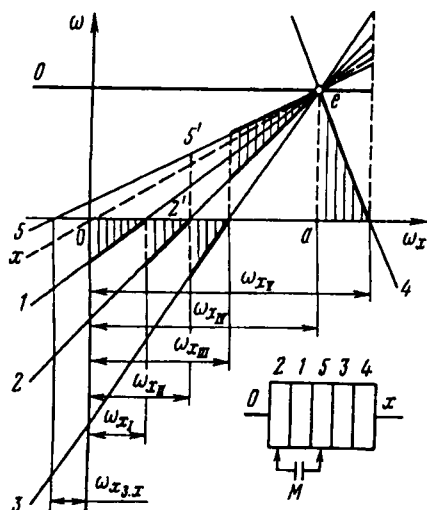


Рис. 3.2. Общий вид плана угловых скоростей планетарного механизма с двумя степенями свободы

Как следует из уравнения (3.4), если какие-либо два звена вращаются с одинаковой угловой скоростью (блокируются), то с той же угловой скоростью будет вращаться и третье основное звено. Поскольку уравнение (3.4) применимо к любым трем звеньям ПКП, то для осуществления прямой передачи достаточно соединить блокировочной муфтой любую пару основных звеньев (на рис. 3.2 муфта M

соединяет звенья 2 и 5). Таким образом, на плане угловых скоростей наличие в ПКП прямой передачи не отображается, но возможность ее осуществления предопределяется общей точкой пересечения всех прямых, соответствующих основным звеньям, названной выше масштабной. Рабочие участки этих прямых при разгоне машины с места до максимальной скорости на высшей (пятой) передаче выделены на рис. 3.2 линиями большей толщины (в предположении мгновенного перехода с одной передачи на другую). Отрезки вертикальных линий в зонах рабочих участков определяют в выбранном масштабе текущие значения абсолютных угловых скоростей звеньев в процессе их последовательного торможения и относительной угловой скорости звеньев 2 и 5, соединяемых блокировочной муфтой.

План угловых скоростей дает возможность просто и наглядно определить угловые скорости основных звеньев ПКП при включении той или другой передачи: для этого достаточно параллельно оси ординат провести вспомогательную линию через точку, соответствующую угловой скорости ведомого вала на заданной передаче. Ординаты точек пересечения этой линии с наклонными прямыми будут определять угловые скорости основных звеньев.

По плану угловых скоростей можно сделать следующие общие замечания.

1. Наибольшие угловые скорости основных звеньев ПКП с двумя степенями свободы не зависят от ее схемы, а определяются только заданными передаточными отношениями, и изменение их возможно лишь при изменении кинематического задания.

2. Наибольшие угловые скорости имеют тормозные звенья, предназначенные для включения высших передач, на низшей передаче и особенно при включении передачи заднего хода.

3. Угловые скорости тормозных звеньев ускоряющих передач при включении любой замедляющей передачи превышают угловую скорость ведущего вала, а при включении ускоряющей передачи тормозные звенья замедляющих передач вращаются с большей угловой скоростью, чем ведущий вал. Поэтому не следует применять ПКП с двумя степенями свободы, если кинематическим заданием предусматриваются и замедляющие, и ускоряющие передачи; это особенно нецелесообразно тогда, когда заданы передаточные числа, близкие к единице.

При выборе ТПМ одним из основных ограничений является предельная относительная угловая скорость сателлитов, которая должна удовлетворять условию нормальной работы подшипниковых узлов в течение заданного срока службы проектируемой ПКП.

Таблица 3.2. Характеристики однорядных передач для различных типов ТПМ

Передача	Обозначение звена		Диапазон значений u_{Ox}^h , соответствующий схеме (см. табл. 3.1)					
	O	x	A	1	2	3	4	5
I	a	h	b	2,5...6,0	2,0...11,0	-0,6...-3,0	-0,5...-1,0	2,0...3,0
II	h	a	b	0,16...0,4	0,1...0,5	-0,33...-1,66	-1,0...-2,0	0,33...0,5
III	a	b	h	-1,5...-5,0	-1,0...-11,0	1,6...4,0	1,0...2,0	-1,0...-2,0
IV	b	a	h	-0,2...-0,66	-0,1...-1,0	0,25...0,62	0,5...1,0	-0,5...-1,0
V	b	h	a	1,2...1,67	1,1...2,0	0,37...0,75	0,25...0,5	1,5...2,0
VI	h	b	a	0,59...0,83	0,5...0,90	1,33...2,70	2,05...5,0	0,5...0,67

Используя формулу (3.1), можно определить, сколько ТПМ требуется для построения кинематической схемы проектируемой ПКП, имеющей известное число n_0 основных звеньев и обладающей заданным числом степеней свободы w .

Из этой формулы следует, что при $w=2$ $k_m = k_n$, т.е. в ПКП с двумя степенями свободы должно быть столько ТПМ, сколько передаточных чисел, не равных единице, предусмотрено заданием.

Итак, двухстепенная ПКП, рассчитанная на число передач $k_n \neq 1$, содержит k_m ТПМ и $(k_n + 2)$ звена. Пусть ПКП включает ведущее звено O , ведомое x и тормозные звенья $A_1, A_2, \dots, A_m$.

На первом этапе синтеза определяют угловые скорости всех звеньев, которые зависят от передаточных чисел:

$$\omega_{A_i}^{A_j} = \frac{u_{Ox}^{A_j} - u_{Ox}^{A_i}}{u_{Ox}^{A_j}(1 - u_{Ox}^{A_i})},$$

где $u_{Ox}^{A_i}, u_{Ox}^{A_j}$ – передаточные числа ПКП при включенных элементах управления A_i и A_j ; $\omega_{A_i}^{A_j}$ – угловая скорость звена A_i при заторможенном звене A_j .

Угловую скорость ведущего звена принимают $\omega_O = 1$, а угловую скорость ведомого звена определяют из выражения

$$\omega_x = 1/u_{Ox}^{A_j}.$$

На втором этапе из $(k_n + 2)$ звеньев формируют путем перебора все возможные варианты ТПМ: $(Ox A_1); (Ox A_2); \dots; (A_i A_j A_h); \dots; (A_{m-2} A_{m-1} A_m)$. Число вариантов определяется, согласно формуле (3.7), числом сочетаний из $(k_n + 2)$ по 3.

Возможные варианты ТПМ отбраковывают, исходя из ограничений на внутренние передаточные числа планетарных рядов. Внутреннее передаточное число, реализуемое планетарным механизмом $(A_i A_j A_B)$, определяется как отношение угловых скоростей звеньев A_i и A_j при заторможенном звене A_B :

$$u_n = \omega_{A_i}^{A_B} / \omega_{A_j}^{A_B}.$$

Полученное значение внутреннего передаточного числа u_n сопоставляют с предельными значениями передаточных чисел для шести вариантов передач выбранного ТПМ в соответствии с табл. 3.1:

$$u_{n \min} \leq u_n \leq u_{n \max}, \quad (3.8)$$

где $u_{n \min}$, $u_{n \max}$ – предельные значения передаточного числа варианта планетарной передачи для данного типа элементарного ТПМ.

Если условие (3.8) выполняется, то в соответствии с данными, представленными в табл. 3.1 и 3.2, звеньям A_i , A_j , A_v присваивают наименование соответственно солнечной шестерни, коронной шестерни и водила и определяют внутреннее передаточное число ТПМ

$$u_{ck}^B = \omega_c^B / \omega_k^B.$$

На следующем этапе рассчитывают скорости спутников и проводят отбраковку ТПМ, имеющих скорости спутников выше допускаемых (если это предусмотрено заданием):

$$\omega_{ст} = \frac{2(\omega_c - \omega_v)}{1 - |u_{ck}^B|} k_c,$$

где $|u_{ck}^B|$ – абсолютная величина внутреннего передаточного числа ТПМ; k_c – коэффициент, учитывающий тип планетарного механизма ($k_c = 1,0$ для схемы 1 и $k_c \approx 1,2$ для схемы 3 (см. табл. 3.1)).

Предположим, что после всех отбраковок осталось N ТПМ, удовлетворяющих всем ограничениям. Построение двухступенной ПКП возможно при условии $N \geq k_m$. Поскольку для построения одной кинематической схемы достаточно k_m ТПМ, то общее число вариантов двухступенной ПКП, которое можно составить из N ТПМ, равно числу сочетаний из N по k_m . Каждая кинематическая схема должна включать ведущее, ведомое и все тормозные звенья. Схемы, не содержащие хотя бы одно из звеньев, отбраковывают. Проверяют также уровень связности полученных схем, согласно которому каждый ТПМ должен быть связан двумя звеньями с другими ТПМ, так как в противном случае будет нарушено число степеней свободы проектируемой ПКП.

Последним этапом являются силовой и кинематический расчеты, по результатам которых определяют мощности и нагрузки на звеньях, а также КПД при включении каждой передачи по методике

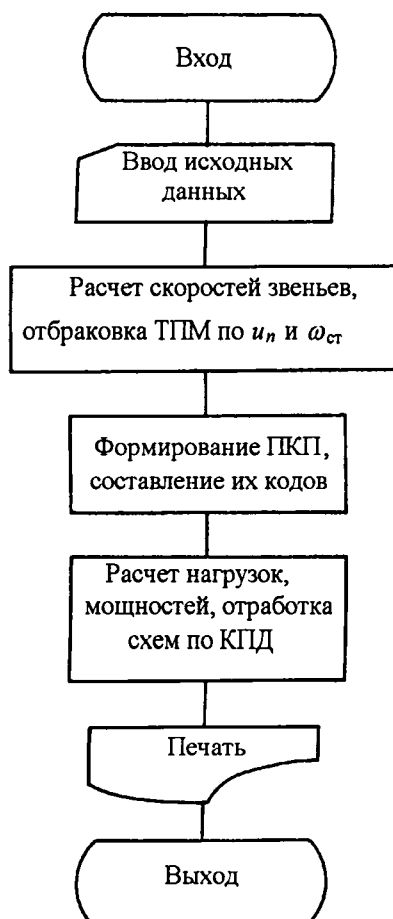


Рис. 3.4. Алгоритм синтеза ПКП с двумя степенями свободы на ЭВМ

Крейнеса или по любой другой. Часть из синтезированных схем отбраковывают по ограничениям на КПД. Схема алгоритма синтеза двухступенных ПКП на ЭВМ показана на рис. 3.4.

Приведенный алгоритм является универсальным, поскольку для синтеза может быть использован любой тип ТПМ. Методика легко реализуется на ЭВМ. На печать выводится условное изображение кинематических схем, внутренние передаточные числа планетарных рядов, а также результаты силового и кинематического расчетов.

3.4. Синтез планетарных коробок передач с тремя степенями свободы

ПКП с тремя степенями свободы представляет собой сложный дифференциальный механизм, в котором для обеспечения жесткой кинематической связи между ведущим и ведомым валами на каждой передаче необходимо включить два ЭУ: либо тормоза, либо тормоз и блокировочную муфту, либо две блокировочные муфты (прямая передача). В тех случаях, когда для переключения смежных передач требуется смена обоих ЭУ (выключение одной и включение другой пары), процесс управления по сравнению с ПКП, имеющей две степени свободы, усложняется. Однако это усложнение, которое во многих случаях удается избежать удачным выбором комбинаций попарного включения ЭУ, компенсируется упрощением конструкции, прежде всего благодаря уменьшению числа ЭУ, во многом определяющих конструктивную сложность, размеры и надежность ПКП.

В некоторых случаях применяют ПКП с тремя степенями свободы с неполным использованием ЭУ, что может дать и определенные преимущества: уменьшение общего количества ТПМ, используемых при построении кинематической схемы ПКП; применение муфты свободного хода в качестве одного из используемых ЭУ; отсутствие необходимости в специальном трансмиссионном тормозе; наличие рациональной последовательности попарного включения ЭУ, при которой для перехода с любой предыдущей передачи на последующую и наоборот необходимо переключить только один ЭУ, так как другой при этом остается включенным. В таких случаях одновременное включение двух ЭУ потребуется лишь при трогании машины с места.

Для создания малогабаритных ПКП с тремя степенями свободы широко используется метод выбора их оптимальных схем, основанный на графоаналитическом исследовании связей между угловыми скоростями основных звеньев механизма.

Уравнение кинематической связи между звеньями ПКП с тремя степенями свободы имеет вид $\omega_x = f(\omega_O, \omega_p, \omega_q)$, где ω_x , ω_O – угловые скорости ведомого и ведущего звеньев; ω_p и ω_q – угловые скорости тормозных звеньев.

Так как в любом ТПМ связь между угловыми скоростями основных звеньев характеризуется линейным уравнением с постоянными коэффициентами, для ПКП с тремя степенями свободы уравнение кинематической связи звеньев записывается так:

$$a\omega_O + b\omega_x + c\omega_p + d\omega_q = 0, \quad (3.9)$$

где a, b, c, d – постоянные коэффициенты (функции от параметров ТПМ, составляющих ПКП).

Как всякий планетарный механизм, не имеющий постоянной внешней опоры момента, ПКП с тремя степенями свободы обладает свойством блокировки, когда все ее звенья вращаются с одной и той же угловой скоростью, равной угловой скорости ведущего звена, т.е. $\omega_x = \omega_p = \omega_q = \omega_O$. Очевидно, это условие выполняется, если сумма постоянных коэффициентов в уравнении (3.9) равна 0:

$$a + b + c + d = 0. \quad (3.10)$$

Система уравнений (3.9) и (3.10) является основной характеристикой ПКП с тремя степенями свободы.

Графическое изображение связи угловых скоростей звеньев можно получить из уравнения (3.9), принимая $\omega_O = 1$. Тогда уравнение связи между ведущим, ведомым и тормозными звеньями p и q можно записать в виде

$$\omega_q = a_q + b_q \omega_x + c_q \omega_p.$$

Если включено звено q ($\omega_q = 0$), то между угловыми скоростями ведущего и ведомого валов ПКП и тормозным звеном p устанавливается зависимость

$$\frac{\omega_p}{-a_g/c_g} + \frac{\omega_x}{-a_g/b_g} = 1.$$

В координатах $\omega_p - \omega_x$ это уравнение прямой, отсекающей на оси абсцисс отрезок $-a_q/c_q$, а на оси ординат – отрезок $-a_q/b_q$ (рис. 3.5).

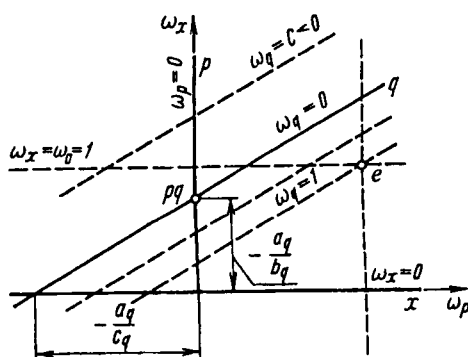


Рис. 3.5. План угловых скоростей ПКП с тремя степенями свободы при включении тормозных звеньев p и q

Тогда по аналогии прямые $\omega_x = 0$ и $\omega_p = 0$, выбранные за оси координат, следует обозначить x и p .

Прямая, изображающая связь угловых скоростей звеньев p и x при $\omega_q = \omega_0 = 1$, пройдет через масштабную точку e , в которой все звенья имеют одинаковую угловую скорость, равную угловой скорости ведущего звена. Все прямые, изображающие кинематическую связь между ведомым звеном x и тормозным звеном p при $\omega_q = C$, где C – произвольная постоянная, будут параллельны прямой q , причем расстояния от этих прямых до масштабной точки e и расположение их относительно прямых $\omega_q = 0$ и $\omega_q = 1$ зависят от значения и знака постоянной C .

При неподвижной машине ($\omega_x = 0$) и невключенных тормозах состояние ПКП неопределенное. Если включить тормозное звено q , то ведомый вал x останется неподвижным, но состояние ПКП станет вполне определенным, и звено p будет вращаться с угловой скоростью $\omega_p = -a_q/c_q$.

При включении тормозного звена p начнется движение машины, и в момент $\omega_p = 0$ угловая скорость ведомого вала коробки будет иметь значение $\omega_x = -a_q/b_q$, определяемое точкой пересечения прямых q ($\omega_q = 0$) и p ($\omega_p = 0$). Эту точку, соответствующую заданной передаче, называют рабочей точкой и обозначают pq .

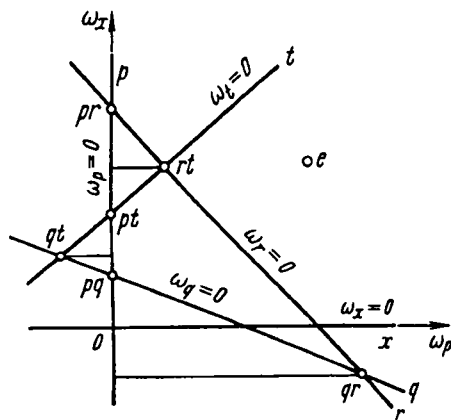


Рис. 3.6. План угловых скоростей ПКП при получении нескольких рабочих точек

Если на плане угловых скоростей (рис. 3.6.) провести прямую t , отвечающую условию

$$\omega_t = a_t + b_t \omega_x + c_t \omega_p = 0$$

и изображающую связь между угловыми скоростями звеньев x и p при включении тормозного звена t , то получим еще две рабочие точки pt и qt , которым будут соответствовать другие значения угловой скорости ведомого вала ПКП. Нанесение на план еще одной прямой r по условию

$$\omega_r = a_r + b_r \omega_x + c_r \omega_p = 0$$

позволяет получить три новые рабочие точки pr , qr и tr . Каждой из шести рабочих точек соответствует своя определенная угловая скорость ведомого звена ПКП.

Можно осуществить и обратный процесс: отложить на оси ординат в масштабе, определяемом положением произвольно выбранной масштабной точки e , отрезки, обратные значениям заданных передаточных чисел, и провести прямые таким образом, чтобы ординаты точек их пересечения были равны заданным угловым скоростям ведомого вала проектируемой ПКП. При этом для одного и того же кинематического задания может быть предложено множество вариантов нанесения прямых, и каждому из них будет соответствовать своя, отличная от других схема ПКП.

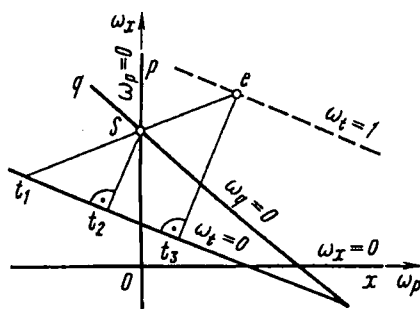


Рис. 3.7. Определение абсолютных угловых скоростей основных звеньев по плану

По плану угловых скоростей основных звеньев можно определить абсолютные угловые скорости звеньев. При включении тормозных звеньев p и q (рис. 3.7) на плане получаем рабочую точку S . Определим угловую скорость звена t при включении этой передачи. Так как между угловыми скоростями любых звеньев планетарной передачи существует линейная зависимость и во всех точках на прямой, проходящей через масштабную точку параллельно прямой $\omega_t = 0$, угловая скорость рассматриваемого звена равна угловой

скорости ведущего вала, можно записать

$$\frac{\omega_t^{(S)}}{\omega_O} = \frac{\omega_t^{(S)}}{\omega_t^{(e)}} = \frac{\overrightarrow{t_1 S}}{\overrightarrow{t_1 e}} = \frac{\overrightarrow{t_2 S}}{\overrightarrow{t_3 e}}$$

или $\omega_t^{(S)} = \overrightarrow{t_2 S}$ в масштабе $\overrightarrow{t_3 e} = \omega_O = 1$.

Таким образом, угловая скорость каждого звена ПКП с тремя степенями свободы на плане характеризуется своей нулевой осью и своим масштабом, равным расстоянию от этой оси до масштабной точки.

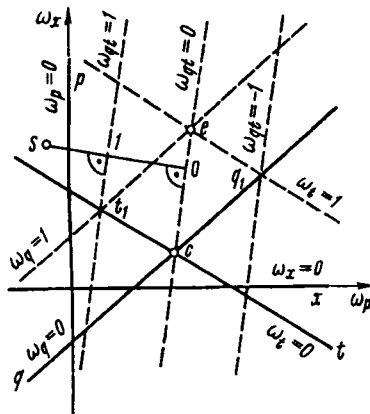


Рис. 3.8. Определение относительных угловых скоростей по плану

Для определения внутренних передаточных чисел ТПМ и отбраковки при синтезе ПКП с тремя степенями свободы непригодных нужно установить относительные угловые скорости основных звеньев непосредственно по плану. Определим относительную угловую скорость звеньев q и t при включении передачи, соответствующей на плане рабочей точке S (рис. 3.8):

$$\omega_{qt}^{(S)} = \omega_q^{(S)} - \omega_t^{(S)}.$$

В масштабной точке e все звенья вращаются с одинаковой угловой скоростью, равной скорости ведущего звена. Следовательно, $\omega_{qt}^{(e)} = 0$. В точке c пересечения прямых $\omega_q = 0$ и $\omega_t = 0$ также $\omega_{qt}^{(c)} = 0$. Так как зависимость между угловыми скоростями всех

звеньев линейная, то во всех точках на прямой, проходящей через точки e и c , относительная угловая скорость звеньев q и t равна нулю.

Для определения масштаба относительной угловой скорости отметим, что в точке пересечения прямых $\omega_q = 1$ и $\omega_t = 0$ $\omega_{qt} = 1$. Тогда в соответствии с приведенным выше способом определения абсолютных угловых скоростей звеньев относительная угловая скорость $\omega_{qt}^{(S)} = \frac{\vec{0S}}{\vec{01}} \omega_O$ или $\omega_{qt}^{(S)} = \vec{0S}$ в масштабе $\vec{01} = \omega_O = 1$.

Для построения кинематической схемы ПКП нужно иметь связь ее звеньев с ведущим валом O , т.е. на плане угловых скоростей должна быть прямая $\omega_O = 0$. Но во всех точках плана $\omega_O = 1$. Принимается, что нулевая прямая $\omega_O = 0$ параллельна нулевым прямым всех других звеньев ПКП и пересекается с любой из них в бесконечности.

Общее уравнение связи угловых скоростей (3.3) показывает, что если угловые скорости двух звеньев равны нулю ($\omega_1 = \omega_2 = 0$), то угловая скорость третьего звена также равна нулю ($\omega_3 = 0$). Это означает, что на плане угловых скоростей ТПМ изображается тремя нулевыми прямыми линиями, пересекающимися в одной точке (рис. 3.9).

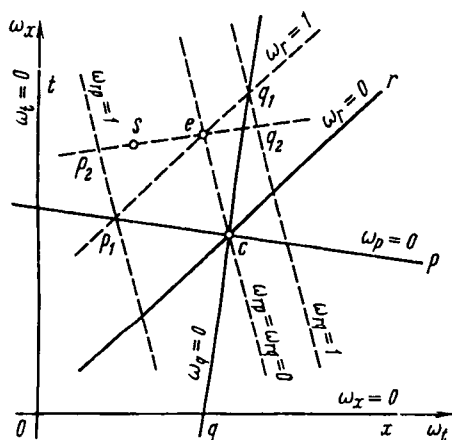


Рис. 3.9. Определение внутренних передаточных чисел ТПМ, составляющих ПКП с тремя степенями свободы

Передаточное число ТПМ

$$u_{pq}^r = \frac{\omega_{pr}}{\omega_{qr}} = \frac{\omega_p - \omega_r}{\omega_q - \omega_r}$$

можно определить по плану следующим образом. Вначале нужно найти масштабы относительных угловых скоростей звеньев. Если соединить масштабную точку e с точкой пересечения трех нулевых прямых s , то в любой точке полученной прямой $\omega_{rp} = \omega_{rq} = 0$. В точке p_1 пересечения прямых $\omega_r = 1$ и $\omega_p = 0$ относительная угловая скорость $\omega_{rp} = 1$. Следовательно, прямая, определяющая масштаб относительной угловой скорости звеньев r и p , пройдет через точку p параллельно прямой se .

Аналогично можно найти масштабную прямую $\omega_{rq} = 1$. Она также параллельна прямой se и проходит через точку q_1 , в которой $\omega_r = 1$, $\omega_q = 0$ и, следовательно, $\omega_{rq} = 1$.

В любой точке S , характеризующей состояние ПКП, относительные угловые скорости звеньев в рассматриваемом ТПМ составляют

$$\omega_{rp}^{(S)} = \frac{\overrightarrow{Se}}{\overrightarrow{p_2e}}; \quad \omega_{rq}^{(S)} = \frac{\overrightarrow{Se}}{\overrightarrow{q_2e}}$$

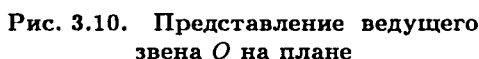
и

$$u_{pq}^r = \frac{\omega_{rp}^{(S)}}{\omega_{rq}^{(S)}} = \frac{\overrightarrow{q_2e}}{\overrightarrow{p_2e}} = \frac{\overrightarrow{q_1e}}{\overrightarrow{p_1e}}.$$

Таким образом, чтобы определить по плану угловых скоростей передаточное число между двумя звеньями ТПМ, нужно провести через масштабную точку прямую, параллельную нулевой прямой третьего звена, и вычислить обратное отношение отрезков этой прямой от точек ее пересечения с нулевыми прямыми двух первых звеньев до масштабной точки. Нетрудно увидеть, что ТПМ имеет отрицательное внутреннее передаточное число только в том случае, если прямая, параллельная нулевой прямой водила, пересекает нулевые прямые двух других звеньев по разные стороны от масштабной точки e .

По плану скоростей можно определить нулевые прямые солнечной и коронной шестерен. При остановленном водиле солнечная шестерня вращается с большей угловой скоростью, чем коронная. Так как на рис. 3.9 $\overrightarrow{q_1e} < \overrightarrow{p_1e}$ по абсолютной величине, то $|u_{pq}| < 1$ и, следовательно, $|\omega_p| < |\omega_q|$. Значит в механизме, изображенном на рис. 3.9, звено q является солнечной шестерней, а p – коронной.

1



Если масштабная точка расположена между параллельными линиями, то для определения передаточного числа между звеньями ТПМ целесообразно вначале предположить, что изображающие их условные нулевые прямые p' , q' и O' пересекаются в некоторой точке e' не в бесконечности, а в пределах плана. Согласно предыдущему, чтобы механизм оказался с отрицательным внутренним передаточным числом, за водило следует принять звено O' , так как изображающая его прямая отделена от масштабной точки e двумя другими нулевыми прямыми p' и q' , причем первая из них изображает коронную, а вторая – солнечную шестерни.

Как известно, внутреннее передаточное число механизма определяется обратным отношением отрезков прямой, проходящей через масштабную точку e параллельно нулевой линии водила:

$$u_{q'p'} = \frac{\overrightarrow{p_1 e}}{\overrightarrow{q_1 e}}.$$

При удалении условной линии O' и точки пересечения c' в бесконечность ни схема механизма, ни его внутреннее передаточное число не изменятся. Удаленная в бесконечность прямая O' станет фактически нулевой линией ведущего звена O , которое по-прежнему выполняет функцию водила, а условные прямые p' и q' совпадут с заданными параллельными нулевыми линиями p и q , изображающими соответственно коронную и солнечную шестерни.

Если два звена p и q ПКП соединяются блокировочной муфтой, то при ее включении $\omega_p = \omega_q$, а их относительная угловая скорость $\omega_{pq} = 0$.

Как было показано выше, прямая $\omega_{pq} = 0$ на плане проходит через точку пересечения отображающих эти звенья нулевых прямых с масштабной точкой. Следовательно, если какая-либо из трех нулевых прямых, пересекающихся в одной точке, проходит в то же время через масштабную точку e (рис. 3.11), то она отображает муфту, блокирующую два других звена.

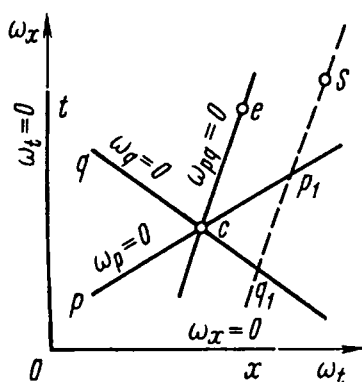


Рис. 3.11. Изображение на плане блокировочной муфты

Для всех рабочих точек, расположенных на прямой, параллельной линии se , скольжение в блокирующей муфте характеризуется отрезком между нулевыми прямыми соединяемых звеньев:

$$\omega_{pq} = \frac{\overrightarrow{p_1q_1}}{\overrightarrow{ce}}.$$

Относительная угловая скорость сателлитов определяется выражением (3.5). В масштабной точке e (рис. 3.12) и в точке c пересечения трех нулевых прямых s , b , k , отображающих ТПМ, относительная угловая скорость сателлитов равна нулю, потому что в одном случае угловые скорости звеньев одинаковы и равны угловой скорости ведущего звена, а в другом все звенья механизма неподвижны. Так как зависимость между угловыми скоростями линейная, то можно утверждать, что в любой точке на линии se относительная угловая скорость сателлитов равна нулю.

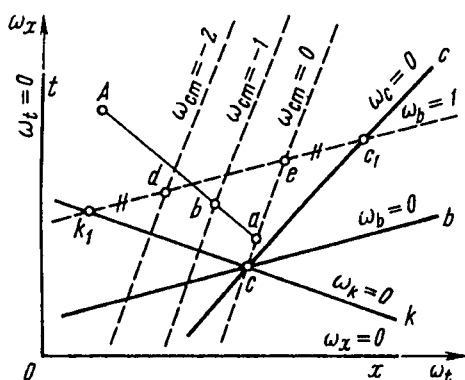


Рис. 3.12. Определение относительной угловой скорости сателлитов на плане

Для определения масштаба проведем через масштабную точку e линию, параллельную нулевой линии водила и пересекающую нулевые линии солнечной и коронной шестерен в точках c_1 и k_1 .

Пусть в некоторой точке d на этой линии относительная угловая скорость сателлитов $\omega_{ст}^{(d)} = -2$ в масштабе $\omega_0 = 1$. Из приведенных выше формул следует, что для выполнения этого условия необходимо соблюдение одного из следующих равенств:

$$1 + u_{ck} = \omega_b^{(d)} - \omega_c^{(d)}; \quad 1 + u_{ck} = \omega_b^{(d)} - \omega_k^{(d)}. \quad (3.11)$$

Воспользуемся последним равенством. Величина, обратная внутреннему передаточному числу ТПМ, определяется по формуле

$$u_{kc} = \frac{\overrightarrow{c_1 e}}{\overrightarrow{\kappa_1 e}}.$$

Так как точка d расположена на линии $\kappa_1 c_1$, во всех точках которой угловая скорость водила равна угловой скорости ведущего звена, то $\omega_B^{(d)} = 1$. Угловая скорость коронной шестерни в точке d

$$\omega_K^{(d)} = \frac{\overrightarrow{\kappa_1 d}}{\overrightarrow{\kappa_1 e}}, \text{ или } \omega_K^{(d)} = -\frac{\overrightarrow{d\kappa_1}}{\overrightarrow{\kappa_1 e}}.$$

Подставив полученные выражения в исходное равенство (3.11), имеем

$$1 + \frac{\overrightarrow{c_1 e}}{\overrightarrow{\kappa_1 e}} = \frac{\overrightarrow{d\kappa_1}}{\overrightarrow{\kappa_1 e}},$$

откуда $\overrightarrow{d\kappa_1} = \overrightarrow{c_1 e}$.

Прямая, проведенная через точку d параллельно прямой ce , во всех точках которой относительная угловая скорость сателлитов равна нулю, является масштабной ($\omega_{ст} = -2$). Из приведенных соотношений следует, что масштабная прямая $\omega_{ст} = -1$ проходит параллельно прямой ce через середину отрезка $\kappa_1 c_1$.

В случае параллельных нулевых линий c и κ (рис. 3.13), когда ведущее звено O является водилом однорядного ТПМ и масштабная точка e расположена между параллельными нулевыми линиями звеньев c и κ , способ определения масштаба относительной угловой скорости сателлитов остается таким же, как и при пересекающихся нулевых прямых.

Так как точка пересечения параллельных линий c и κ с нулевой линией ведущего звена бесконечно удалена, то прямая $\omega_{ст} = 0$ должна проходить через масштабную точку e параллельно прямым c и κ . Выводы по определению положения масштабных линий останутся прежними, если фактические нулевые линии заменить условными, пересекающимися в некоторой точке в пределах плана.

На плане угловых скоростей, изображенном на рис. 3.6 и определяющем шесть различных передач, нет ни одной точки, в которой пересекались бы три нулевые линии. Следовательно, в этом случае

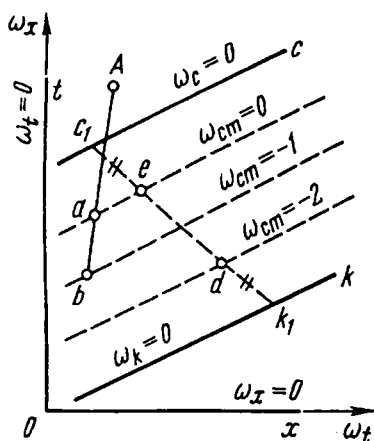


Рис. 3.13. Определение ω_{ct} на плане при параллельном расположении нулевых лучей

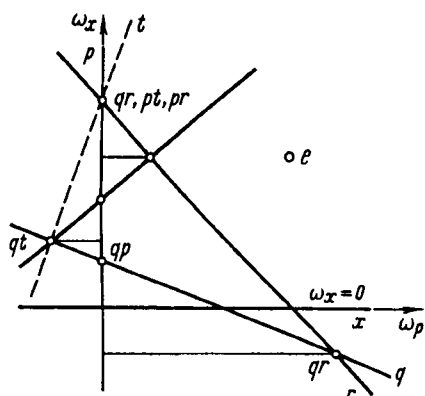


Рис. 3.14. План угловых скоростей при изображении ТПМ из основных звеньев

нельзя образовать ни одного ТПМ. Если создавать такую точку, например изменением положения нулевой линии (рис. 3.14), то вместо шести передач получатся только четыре, так как три рабочие точки pq , pr , qr совпадут и поэтому отобразят одно и то же передаточное число.

Отсюда следует, что три нулевые прямые, отображающие управляемые (рабочие) звенья, не должны пересекаться в одной точке. Одна из трех пересекающихся в одной точке прямых должна отображать неуправляемое звено. Однако, если это звено включить только в один ТПМ, то оно всегда будет вращаться вхолостую, и передачи не получится. Чтобы этого не случилось, неуправляемое звено должно быть включено по крайней мере в два ТПМ, т.е. должно соединять хотя бы два механизма. Такие звенья и отображающие их прямые в дальнейшем будем называть соединительными. В отличие от рабочих соединительные прямые обозначаются буквами греческого алфавита.

Если предположить, что каждое соединительное звено связывает попарно ТПМ, т.е. каждая отображающая прямая соединяет только две точки, в любой из которых пересекаются две нулевые прямые (такие точки называются двойными), то общее число соединительных звеньев (или соединительных линий) $k_c = k_m/2$.

В ПКП с тремя степенями свободы число ТПМ равно сумме всех звеньев, включая ведущее и ведомое, за вычетом трех:

$$k_m = 2k_c = 2 + m + k_c - 3.$$

Отсюда

$$k_c = m - 1; \quad k_m = 2(m - 1).$$

В том случае, когда соединительная прямая проходит через три точки, в каждой из которых пересекаются две рабочие прямые, требуемое количество соединительных звеньев и ТПМ уменьшается на единицу, что позволяет создать более простую схему проектируемой ПКП. Поэтому целесообразно изменять заданные передаточные числа и проводить хотя бы одну соединительную линию через три двойные точки. Нужно также учитывать, что каждая линия в бесконечности пересекается с нулевой линией ведущего звена, образуя двойную точку. Следовательно, соединительная линия, проведенная через две двойные точки в пределах плана и параллельная какой-либо рабочей прямой, позволяет образовать три ТПМ.

Выше указывалось, что если одна из трех пересекающихся прямых проходит через масштабную точку, то отображает муфту, при включении которой угловые скорости выравниваются. Следовательно, муфта, являясь управляемым звеном, позволяет упростить схему проектируемой ПКП на один ТПМ и один тормоз. При этом через масштабную точку не должна проходить соединительная линия, так как в этом случае муфта окажется неуправляемой.

Ранее отмечалось, что в схеме ПКП с тремя степенями свободы могут быть использованы две блокировочные муфты, при одновременном включении которых обеспечивается жесткое кинематическое передаточное число, равное единице. Но нужно иметь в виду, что если ведущее и ведомое звенья являются составными элементами только в муфтах и не входят ни в один ТПМ, то при включении тормозных звеньев передача осуществляться не будет.

Таким образом процесс создания кинематической схемы ПКП с тремя степенями свободы можно разбить на следующие этапы:

- 1) по кинематическому заданию определяют структурный состав коробки передач (число необходимых основных звеньев, ТПМ, ЭУ, соединительных звеньев и т.д.);

- 2) проводят построение планов угловых скоростей звеньев, выбор ТПМ по значениям внутренних передаточных чисел;

- 3) проводят построение кинематических схем ПКП, аналитически уточняют кинематическое задание;

- 4) проводят кинематический и силовой расчеты ПКП на каждой передаче;

- 5) проводят оценку кинематической схемы ПКП по значениям угловых скоростей всех звеньев, КПД при включении каждой передачи и т.д.

В качестве примера ниже показано построение кинематической схемы ПКП с тремя степенями свободы без проведения ее оценки, которая будет подробно рассмотрена далее.

Пример 3.1. Построить кинематическую схему ПКП с тремя степенями свободы по кинематическому заданию: $u_{Ox_i} = 6,00; 3,83; 2,45; 1,565; 1,00; -3,00$.

Решение. При шести передачах ($n = 6$) число ЭУ в случае их полного использования $m = 4$. Следовательно, наибольшее число соединительных звеньев $k_{с\max} = m - 1 = 3$, а наибольшее число ТПМ $k_{м\max} = 2(m - 1) = 6$. Предусмотренная кинематическим заданием прямая передача осуществляется включением двух муфт. Поэтому наибольшее число ТПМ

$$k_m = k_{м\max} - 2 = 4.$$

Для построения основы плана угловых скоростей необходимо, выбрав осью абсцисс нулевую прямую ведомого вала x ($\omega_x = 0$), нанести на чертеж параллельно этой прямой линии $\omega_x; = 1; 1/1,565; 1/2,45; 1/3,833; 1/6$ в масштабе $\omega_O = 1$ и провести четыре нулевые прямые звеньев, оснащаемых ЭУ, так, чтобы точки их пересечения оказались на упомянутых линиях. Так как при четырех ЭУ одна рабочая точка получается произвольно, при построении основы плана следует стремиться к тому, чтобы, не нарушая выбранной разбивки пяти передач переднего хода, получить ординату шестой рабочей точки, соответствующей передаче заднего хода, возможно ближе к заданному значению $\omega_{x_{3,x}} \approx -1/3$. Один из возможных вариантов основы плана угловых скоростей показан на рис. 3.15, *а* сплошными линиями.

Рассматривая основу плана угловых скоростей, можно заметить, что если провести нулевую прямую одного из вспомогательных звеньев через точки пересечения нулевых прямых 2, x и 1, 3, то она окажется параллельной нулевой прямой 4 и, следовательно, образует три узловые точки. В таком случае требуется еще одно вспомогательно звено, нулевую прямую которого можно провести через любые две двойные точки (на плане она проведена через точку пересечения нулевых прямых 1 и 3 параллельно нулевой прямой ведомого звена x). Проектируемая ПКП будет теперь состоять из трех ТПМ и двух блокировочных муфт.

Построенный на рис. 3.15, *а* план угловых скоростей позволяет образовать следующие трехзвенные механизмы: $Ox\alpha; 3\alpha 1; \beta\alpha 3; \beta 1\alpha; 31\beta$ и блокировочные муфты $(O4\beta)^*, (\beta 2x)^*$. Из пяти ТПМ

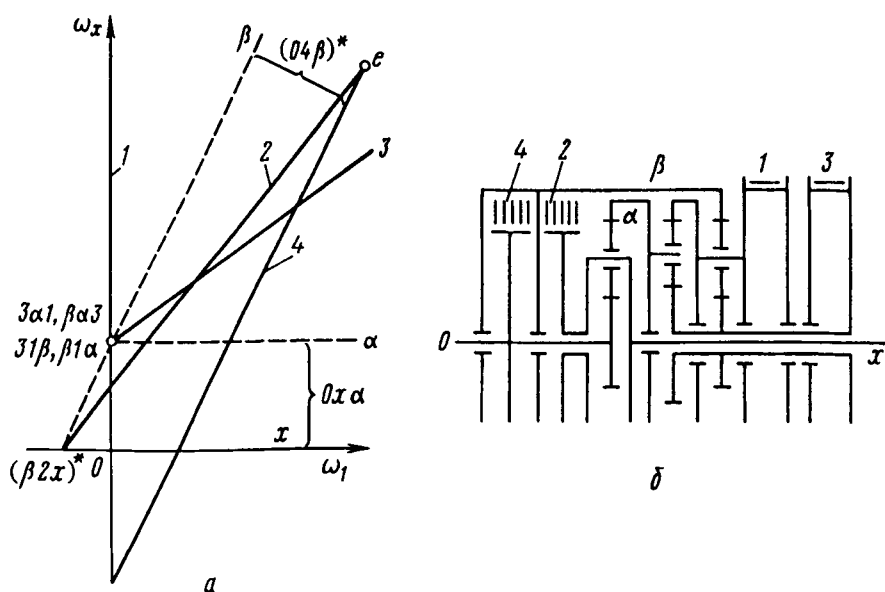


Рис. 3.15. План угловых скоростей (а) и кинематическая схема ПКП с тремя степенями свободы (б)

два механизма ($\beta\alpha 3$ и $\beta 1\alpha$) оказываются непригодными, так как их внутренние передаточные числа находятся за пределами допустимых значений ($u_{\beta 3} \approx -1,1$; $u_{\beta\alpha} \approx -1,2$). Внутренние передаточные числа остальных ТПМ (с точностью до второго знака) таковы: $u_{O\alpha} = -2,8$; $u_{31} = -2,3$; $u_{3\beta} = -2,7$. Кинематическая схема проектируемой ПКП представлена на рис. 3.15, б.

Действительные передаточные числа ПКП, полученные в результате решения системы уравнений кинематических связей между звеньями, при указанных внутренних передаточных числах u_{Ox} ; ТПМ следующие: 6,1; 3,8; 2,4; 1,55; 1; -2,95. Как видно, эти значения близки к заданным.

3.5. Общие соотношения для расчета составного планетарного механизма

При синтезе приходится анализировать большое число кинематических схем. Силовой и кинематический расчеты ПКП с w степенями свободы являются наиболее трудоемким этапом данного анализа, поэтому актуальным является вопрос автоматизации этих расчетов с помощью ЭВМ.

3.5.1. Кинематический расчет ТПМ

Согласно уравнению Виллиса, линейная зависимость между угловыми скоростями звеньев ТПМ произвольной коробки передач описывается системой линейных уравнений

$$\omega_{ci} - u_{cki}^B \omega_{ki} - (1 - u_{cki}^B) \omega_{vi} = 0, \quad i = 1, 2, \dots, k_m. \quad (3.12)$$

Для зубчатых передач с неподвижной осью вращения $\omega_v = 0$. В кинематической схеме некоторые звенья составляющих ТПМ жестко соединены между собой и вращаются с одинаковыми угловыми скоростями. Число связей в схеме определяется числом степеней свободы ПКП и числом входящих в ее состав составляющих ТПМ. Для ПКП число связей вычисляют по формуле $N = 2k_m - w$. Связи между звеньями составляющих ТПМ описываются системой линейных уравнений

$$(\omega_{ci} - \omega_{kk})_q = 0, \quad q = 1, \dots, N.$$

Это уравнение указывает, что i -е звено солнечной шестерни связано с k -м звеном коронной шестерни. Аналогично устанавливают связи между остальными звеньями. При расчетах угловую скорость ведущего звена принимают равной единице, кроме того, дополнительные ограничения на вращения звеньев накладываются включаемыми ЭУ.

Системы уравнений, применяемые для анализа коробок передач с произвольным числом степеней свободы, позволяют определить угловые скорости всех звеньев. Системы уравнений могут быть представлены в матричном виде:

$$A\omega = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & \dots & a_{1n} \\ a_{21} & a_{22} & \dots & a_{2n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ a_{m1} & a_{m2} & \dots & a_{mn} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \omega_1 \\ \omega_2 \\ \vdots \\ \omega_n \end{bmatrix} = 0,$$

где A – кинематическая матрица коэффициентов a_{ij} ($i = 1, \dots, k_m$, $k_m = m$; $j = 1, \dots, n$, n – число основных звеньев ПКП).

Для вычисления угловых скоростей основных звеньев с использованием выражения (3.12) разработаны стандартные программы для ЭВМ.

3.5.2. Силовой расчет ТПМ

Для определения нагрузок и мощности на звеньях исследуемого механизма записывают уравнения равновесия звеньев, составляющих ТПМ:

$$\begin{aligned} T_{ci}u_{cki}^B + T_{ki} &= 0; \\ T_{ci}(1 - u_{cki}^B) + T_{vi} &= 0, \quad i = 1, 2, \dots, k_m, \end{aligned} \quad (3.13)$$

и уравнение равновесия звеньев зубчатого механизма в целом:

$$\sum_{i=1}^{n_S} T_{xi} + \sum_{i=1}^{n_S} T_{yi} = 0, \quad (3.14)$$

где $\sum_{i=1}^{n_S} T_{xi}$ – сумма внутренних моментов, действующих на i -е звено зубчатого механизма со стороны основных звеньев, составляющих ТПМ, жестко связанных с данным звеном; $\sum_{i=1}^{n_S} T_{yi}$ – сумма внешних моментов, действующих на i -е звено ТПМ; n_S – число звеньев в зубчатом механизме.

За внешние моменты приняты моменты на ведомом и ведущем валах и реактивные моменты, действующие на звенья ТПМ со стороны включенных тормозов и муфт.

После расчета скоростей и моментов на каждом из звеньев, составляющих ТПМ, определяют мощности $N_i = T_i\omega_i$. Для расчета КПД зубчатого механизма уравнения равновесия составляют с учетом потерь в относительном движении зубчатых колес:

$$\begin{aligned} T_{ci}u_{cki}^B(\eta_{cki}^B)^x + T_{ki} &= 0; \\ T_{ci}\left[1 - u_{cki}^B(\eta_{cki}^B)^x\right] + T_{vi} &= 0. \end{aligned} \quad (3.15)$$

Показатель степени x принимают в зависимости от направления потоков относительной мощности. Если относительная мощность на солнечной шестерне $N_{ci} = (\omega_{ci} - \omega_{vi})T_{ci}$ отрицательна, то $x = +1$, в противном случае $x = -1$. Перед расчетом КПД предварительно вычисляют скорости и моменты без учета потерь. После расчета моментов с учетом потерь КПД определяют из выражения

$$\eta_{Ox} = \frac{T_x}{T_0 u_{Ox}}, \quad (3.16)$$

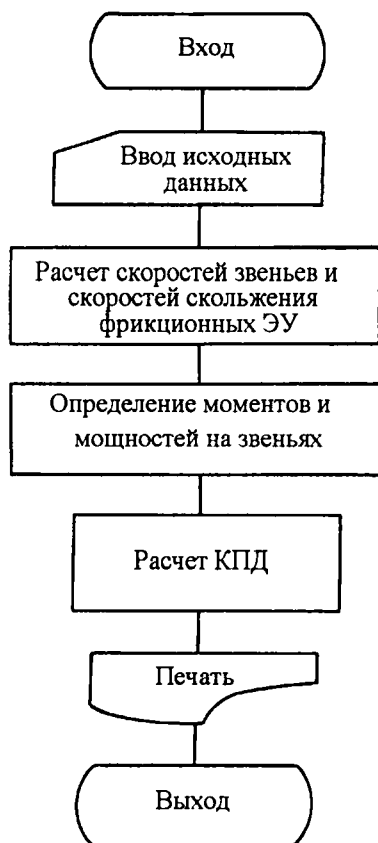


Рис. 3.16. Схема алгоритма силового и кинематического расчетов ПКП

где T_x – момент на ведомом звене с учетом потерь; T_0 – момент на ведущем звене; u_{Ox} – кинематическое передаточное число.

Универсальная схема алгоритма расчета угловых скоростей и моментов на звеньях вальных, вально-планетарных и ПКП с w степенями свободы показана на рис. 3.16.

Кинематические схемы ПКП выбирают, исходя из кинематического задания. Вместе с тем, кроме обеспечения необходимой кинематики к ПКП предъявляют ряд требований (по ресурсу, габаритным размерам и массе, внутренним потерям, конструктивной простоте и др.), которые в комплексе определяют технический уровень конструкции. Оценку свойств ПКП проводят на всех уровнях разработки конструкции. Наиболее важными являются решения, принимаемые при выборе схемы.

Комплекс критериев оценки можно условно разделить на две группы:

1) критерии оценки схем по результатам кинематического и силового расчетов;

2) критерии оценки конструктивных свойств, непосредственно не связанные с результатами кинематического и силового расчетов, несмотря на то, что эти результаты в ряде случаев используют в качестве первичной информации.

3.5.3. Выбор показателей, характеризующих режимы работы ПКП

При силовом и кинематическом расчетах определяют показатели, характеризующие нагрузочные и скоростные режимы работы зубчатых колес, подшипников, фрикционных ЭУ: моменты, угловые скорости и мощности на звеньях ПКП, а также КПД.

Мощность комплексно характеризует нагруженность зубчатых колес и подшипников сателлитов. При наличии в схеме замкнутых контуров возможна циркуляция мощности. В этом случае мощность на некоторых звеньях превышает входную мощность, что ведет к увеличению нагрузок и снижению КПД зубчатого механизма. У ПКП на передачах переднего хода, как правило, нет циркуляции мощности. На передачах заднего хода она допускается, так как эти передачи используют сравнительно редко. ПКП, выполненные по дифференциальным схемам, обеспечивают разветвление мощности на несколько потоков, что разгружает зубчатые колеса и подшипники, поскольку мощность в каждой ветви меньше входной мощности.

Предварительные размеры фрикционных ЭУ выбирают, исходя из передаваемых ими моментов. В дальнейшем возможно уточнение этих размеров по результатам динамического расчета удельной работы и максимальной удельной мощности буксования при включении фрикционного ЭУ в наиболее неблагоприятных режимах. Во всех случаях нагрузки на фрикционных элементах во многом определяют надежность и габаритные размеры КП.

Если на i -й передаче среди включенных ЭУ имеется один тормоз, то его нагрузка не зависит от расположения тормоза в КП и равна $T_O(u_i - 1)$. Для передачи заднего хода u_i берут со знаком “-”. Если на передаче включены два или более тормоза, то тормозной момент распределяется между ними. При этом возможны случаи как разгрузки, так и перегрузки тормозов. Для оценки нагруженности

тормоза можно использовать коэффициент

$$S_T = \left| T_{Ti} / [T_O(u_i - 1)] \right|,$$

где T_{Ti} – момент, передаваемый тормозом на i -й передаче.

Наибольшие тормозные моменты отмечены на передачах с большим u_1 , т.е. на первой передаче и заднем ходу, поэтому S_T целесообразно применять для оценки нагруженности тормозов, работающих на этих передачах.

Нагрузка на фрикционные муфты зависит от расположения муфты ПКП. Конструкция фрикционных муфт сложнее, чем фрикционных тормозов. Необходимо обеспечить подвод рабочей жидкости к вращающимся элементам при включении муфты, а также меры по преодолению действия центробежных сил, обусловленных вращением рабочей жидкости в бустерах фрикционных ЭУ при их отключении. В этой связи допускаются нагрузки в муфтах ПКП $T_m = 2,5T_O$.

Допускаемые частоты вращения сателлитов зависят от ряда факторов: передаваемой нагрузки, размеров подшипников, радиального зазора, типа сепаратора, обеспеченности смазкой и др. С увеличением угловых скоростей вращения сателлита относительно водила нарастают вибрации и динамические нагрузки, связанные с дисбалансом и наличием зазоров. Растет интенсивность изнашивания поверхностей в контакте торцев роликов с упорными шайбами. Все это сказывается на надежности работы ПКП. При критических скоростях возможен перегрев и заедание подшипников.

Опыт эксплуатации современных ПКП показывает, что предельно допустимые частоты вращения сателлитов составляют при работе под нагрузкой $|n_{ст}|_{пред} = 6000 \text{ мин}^{-1}$, или $|n_{ст}|_{пред} = (2,0 \dots 2,5)n_O$, а при работе вхолостую $|n_{ст}|_{пред} = 10000 \text{ мин}^{-1}$, или $|n_{ст}|_{пред} = (2,5 \dots 3,2)n_O$.

Оценка предельных частот вращения подшипника сателлита проводится по критерию $d_O n$, где d_O – диаметр по центрам тел качения, мм; n – частота вращения подшипника, мин^{-1} . Например, для роликового подшипника с короткими цилиндрическими роликами при жидкой смазке значение критерия находится в пределах $(4,0 \dots 4,5) \cdot 10^5 \text{ мм} \cdot \text{мин}^{-1}$. При использовании данного критерия на стадии оценки схемы необходимо определить размеры сателлита.

С увеличением мощности и нагрузок возрастают размеры фрикционных ЭУ и соответственно скорости скольжения их дисков. При критических скоростях резко увеличивается момент трения холостого фрикционного элемента, что связано с потерей устойчивости его

дисков и рядом других факторов, а это может привести к перегреву и спеканию дисков. В большей степени неблагоприятны для фрикционных муфт режимы, когда ведущие и ведомые диски вращаются в противоположные стороны с примерно одинаковыми скоростями. В этом случае суммарный гироскопический момент системы, состоящей из дисков и находящейся между ними масляной прослойки, равен нулю, т.е. система не имеет запаса устойчивости.

Статистическая обработка экспериментальных данных по работе конструкций ПКП позволяет рекомендовать следующие допустимые скорости скольжения фрикционных ЭУ: 60...75 м/с – для режимов попутного вращения и 40...50 м/с – для режимов противовращения. Чтобы от указанных значений перейти к угловым скоростям, нужно определить средний радиус фрикционных дисков из условия передачи ими необходимого крутящего момента. Если ЭУ унифицированы по размеру дисков, то для всех или для их части принимают средний радиус наиболее нагруженного фрикционного ЭУ. В первом приближении можно считать, что угловые скорости скольжения фрикционных муфт на режимах противовращения $\omega_{ск} \leq (1,2 \dots 1,8)\omega_0$.

Различают четыре группы критериев, непосредственно не связанных с результатами кинематического и силового расчетов и позволяющих охарактеризовать следующие основные свойства проектируемой конструкции, зависящие от ее кинематической схемы:

нагруженность фрикционных ЭУ при включении, которая характеризует надежность ПКП в целом и нагруженность подшипников сателлитов (определяют из силового расчета);

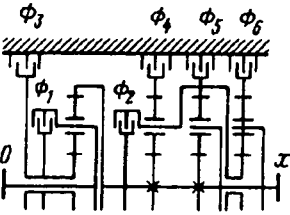
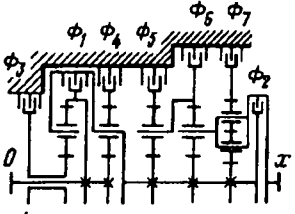
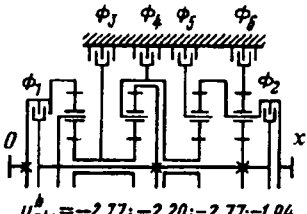
сложность конструкции, зависящую от числа и состава элементов редукторной части и системы управления, числа опор и особенности их расстановки, компоновочных особенностей (конфигурация звеньев, наличие обводов и вложенных валов);

массу и габариты, характеризующиеся диаметральной и осевым размерами;

потери в КП, определяемые процессами передачи крутящего момента, уровнем скорости вращения зубчатых колес и скольжения холостых фрикционов.

В качестве примера в табл. 3.3 приведены схемы ПКП, применяемые в трансмиссиях КМ большой мощности. Ведущая роль в производстве ПКП принадлежит фирме “Аллисон”. Ее ПКП отличаются простотой конструкции и высокой степенью унификации между моделями семейств. ПКП “Аллисон 9680” состоит из четырех ТПМ, шести ЭУ и реализует шесть передач вперед и одну назад. В ней

Таблица 3.3. Схемы ПКП КМ большой мощности

Модель	Схема	Передача	u_{0x_i}	Включенные муфты
“Аллисон 9680”	 $u_{ab_i}^h = -2,56; -2,91; -3,24; -2,08$	I	4,24	$\Phi_1 \Phi_5$
		II	3,05	$\Phi_3 \Phi_5$
		III	2,32	$\Phi_1 \Phi_4$
		IV	1,67	$\Phi_3 \Phi_4$
		V	1,0	$\Phi_1 \Phi_2$
		VI	0,72	$\Phi_2 \Phi_3$
		3X	-4,13	$\Phi_3 \Phi_6$
ПКП фирмы “Комацу”	 $u_{ab_i}^h = -2,87; -2,05; -2,05; -2,18; -2,57$	I	9,69	$\Phi_4 \Phi_6$
		II	5,65	$\Phi_4 \Phi_5$
		III	4,29	$\Phi_3 \Phi_6$
		IV	3,18	$\Phi_1 \Phi_6$
		V	2,50	$\Phi_3 \Phi_5$
		VI	1,85	$\Phi_1 \Phi_5$
		VII	1,35	$\Phi_2 \Phi_3$
		VIII	1,0	$\Phi_1 \Phi_2$
		3X	-4,8	$\Phi_4 \Phi_7$
ПКП-7	 $u_{ab_i}^h = -2,77; -2,20; -2,77; -1,94$	I	9,54	$\Phi_5 \Phi_6$
		II	6,34	$\Phi_4 \Phi_6$
		III	4,0	$\Phi_3 \Phi_6$
		IV	2,94	$\Phi_1 \Phi_6$
		V	2,16	$\Phi_2 \Phi_4$
		VI	1,35	$\Phi_2 \Phi_3$
		VII	1,0	$\Phi_1 \Phi_2$
		3X	-5,48	$\Phi_3 \Phi_5$

сближены передаточные числа на низших передачах для более эффективного использования мощности двигателя при движении под уклон. Это ПКП с неполным использованием ЭУ.

ПКП фирмы “Комацу” имеет пять планетарных рядов, семь ЭУ, при этом реализуется восемь передач переднего хода и одна заднего. Эта ПКП также с неполным использованием ЭУ. Для получения передачи заднего хода применяется ТПМ с парными сателлитами.

В табл. 3.3 также приведена схема ПКП-7, разработанная для белорусских КМ большой грузоподъемности. Она состоит из четырех планетарных рядов, шести ЭУ, осуществляет семь передач переднего хода и одну заднего. В основу этой схемы положен двухрядный планетарный механизм “Симпсон”, который позволяет уменьшить максимальные нагрузки на шестернях за счет двухпоточной передачи мощности на низших передачах.

Г л а в а 4

КАРДАННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

4.1. Общие сведения

Карданная передача – это механизм трансмиссии, предназначенный для передачи крутящего момента между агрегатами трансмиссии, оси валов которых несоосны либо расположены под углом, причем взаимное положение их может меняться в процессе движения.

Основные требования, предъявляемые к карданным передачам: передача крутящего момента без создания дополнительных нагрузок в трансмиссии (изгибающих, скручивающих, осевых, вибрационных); обеспечение равенства угловых скоростей ведущего и ведомого валов независимо от угла между соединяемыми валами; бесшумность при работе; высокий КПД; надежность и долговечность конструкции; минимальная масса и стоимость.

Основными элементами карданных передач являются шарниры и валы.

Карданные шарниры бывают *полными*, имеющими фиксированные оси качения, и *полукарданными*, не имеющими фиксированных осей качения (рис. 4.1). Кроме того, шарнир, конструкция которого обеспечивает компенсацию изменения длины карданного вала, называется *универсальным* в отличие от *простого шарнира*, не обеспечивающего такую компенсацию.

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

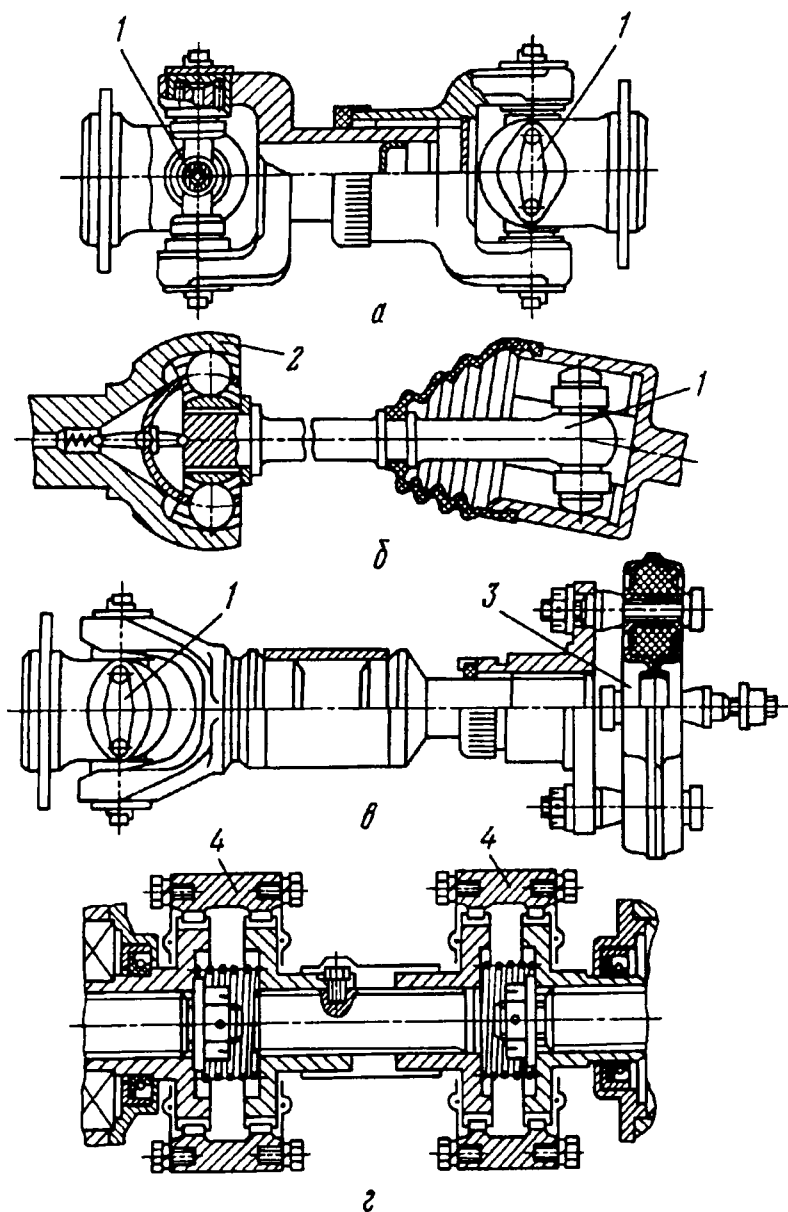


Рис. 4.1. Карданные передачи:

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

При передаче момента к агрегатам, установленным на раме или корпусе и имеющим малые относительные перемещения (двигатель, КП, раздаточная коробка, редукторы ведущих мостов при независимой подвеске колес), угол перекоса осей валов обычно не превышает 5° . При передаче момента к вспомогательным, редко используемым механизмам (например, к лебедке) этот угол не превышает 20° .

При передаче момента от КП или раздаточной коробки к поддрессоренным агрегатам (ведущим мостам, ведущим колесам при независимой подвеске) угол перекоса осей валов равен $15 \dots 20^\circ$ и может достигать до $45 \dots 50^\circ$ при передаче момента к ведущим управляемым колесам. В соответствии с условиями работы используются те или иные типы шарниров.

В основе всех шарниров равных угловых скоростей лежит единый принцип: точки контакта, через которые передаются окружные силы, находятся в биссекторной плоскости валов. Это достигается автоматически с помощью перемещения сепаратора в шариковых шарнирах различной конструкции (рис. 4.2), с помощью симметрично расположенных делительных канавок в шариковом шарнире типа "Вейс", с помощью дополнительного сферического шарнира в сдвоенном карданном шарнире (рис. 4.3), а также с помощью специальных конструкций в трехшиповых и кулачковых (рис. 4.4) шарнирах.

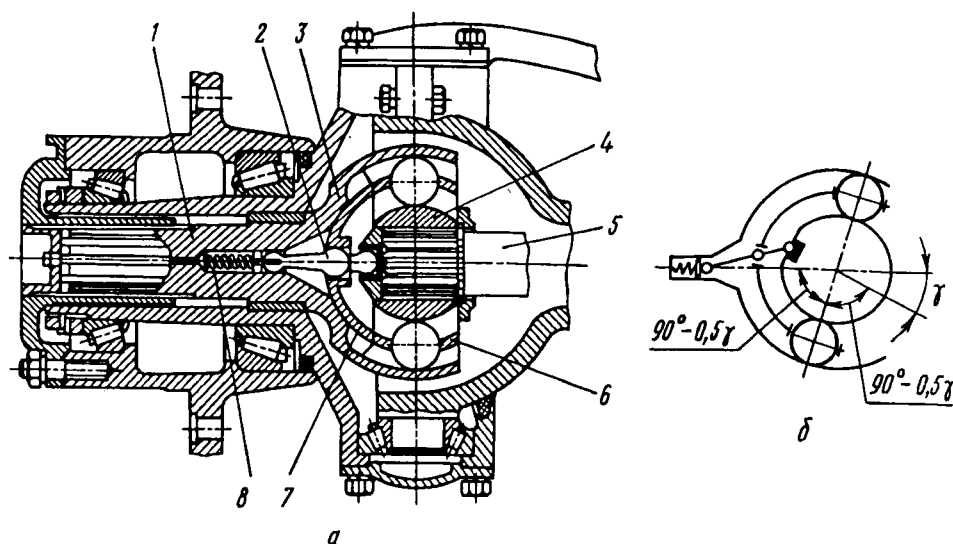


Рис. 4.2. Шестишариковый шарнир с делительным рычажком (типа "Рцепп"):

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

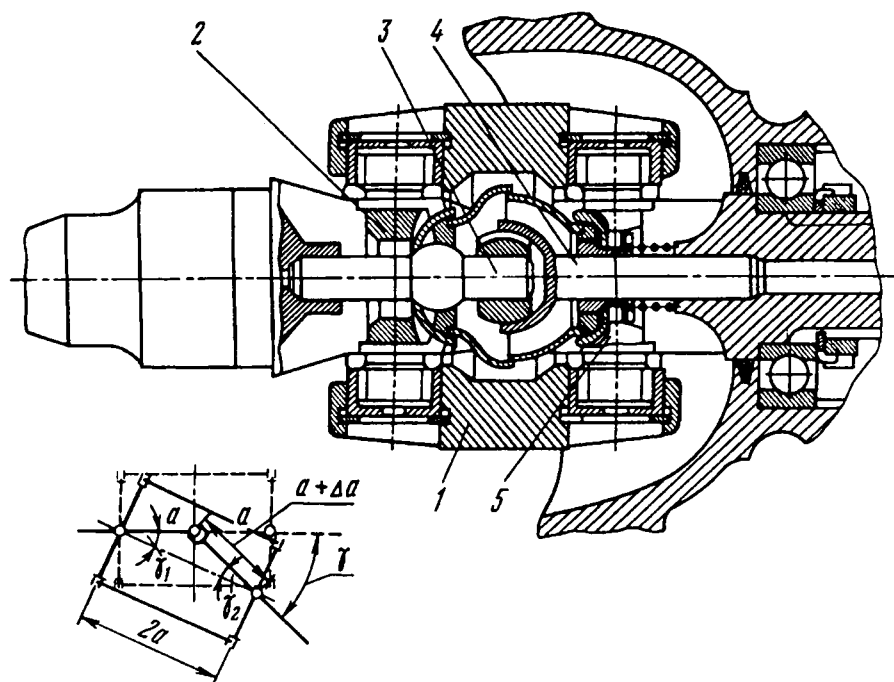


Рис. 4.3. Сдвоенный карданный шарнир:

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

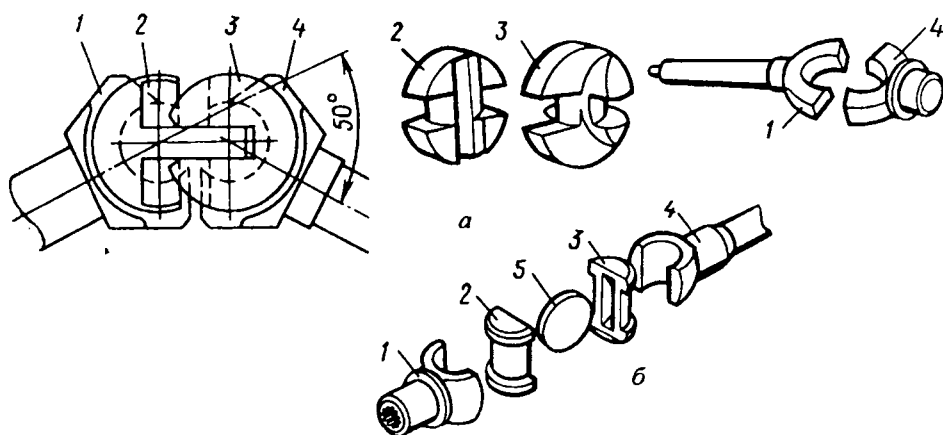


Рис. 4.4. Кулачковые шарниры:

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

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

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

4.2. Кинематические связи в карданных передачах с шарнирами неравных угловых скоростей

На рис. 4.5 представлены конструктивные схемы карданных передач с шарнирами, имеющими крестовины.

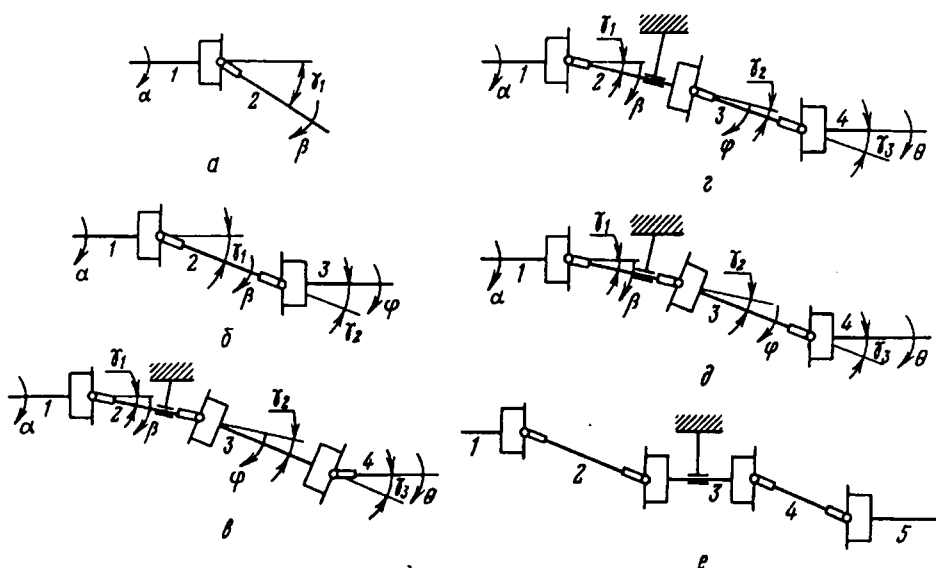


Рис. 4.5. Конструктивные схемы карданных передач с шарнирами, имеющими одну (а), две (б), три (в - д) и четыре (е) крестовины (1 - 5 - номера валов)

Из теории механизмов и машин известно, что для шарнира, изображенного на рис. 4.5, а, можно записать

$$\operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} \beta \cos \gamma_1. \quad (4.1)$$

Дифференцируя это тождество по времени, получаем

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

Обозначив $d\alpha/dt = \omega_1$, $d\beta/dt = \omega_2$, из последнего равенства находим

$$\begin{aligned} \frac{\omega_2}{\omega_1} &= \frac{\cos^2 \beta}{\cos^2 \alpha \cos \gamma_1} = \frac{1}{\cos^2 \alpha \cos \gamma_1 (1 + \operatorname{tg}^2 \beta)} = \\ &= \frac{1}{\cos^2 \alpha \cos \gamma_1 (1 + \operatorname{tg}^2 \alpha / \cos^2 \gamma_1)} = \\ &= \frac{\cos \gamma_1}{\cos^2 \alpha \cos^2 \gamma_1 + \sin^2 \alpha} = \frac{\cos \gamma_1}{1 - \cos^2 \alpha \sin^2 \gamma_1}. \quad (4.2) \end{aligned}$$

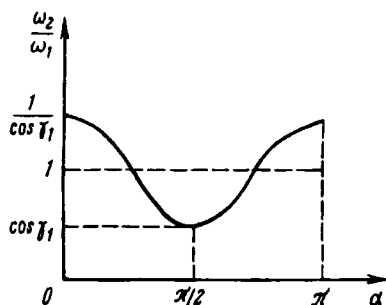


Рис. 4.6. Зависимость отношения угловых скоростей ведомого и ведущего звеньев карданного шарнира с крестовиной от угла поворота α ведущего звена при постоянном угле γ_1 между валами

На рис. 4.6 представлена зависимость ω_2/ω_1 от угла α при постоянном угле γ_1 . Наибольшее значение $\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{1}{\cos \gamma_1}$ достигается при $\alpha = 0, \pi, 2\pi, \dots$, а наименьшее $\frac{\omega_2}{\omega_1} = \cos \gamma_1$ — при $\alpha = \frac{\pi}{2}, \frac{3}{2}\pi, \dots$. Степень неравномерности вращения карданного вала

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

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

Для карданной передачи с двумя шарнирами и валами, расположенными в одной плоскости, принято вилки промежуточного вала 2 располагать в одной плоскости (см. рис. 4.5, б). В этом случае для

второго шарнира, с учетом того, что плоскость его ведущей вилки повернута на 90° относительно плоскости ведущей вилки первого шарнира, можно записать

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

Последнее равенство можно переписать в виде

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

или

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

Согласно (4.1), для первого шарнира

$$\operatorname{tg} \beta = \operatorname{tg} \alpha / \cos \gamma_1.$$

Приравнивая правые части двух последних соотношений, получаем

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

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

При увеличении расстояния между агрегатами трансмиссии, чтобы избежать вибраций карданного вала в поперечных направлениях из-за увеличения длины вала, в качестве одного из возможных конструктивных решений разрезают карданный вал, вводя третий карданный шарнир, и ставят около него промежуточную опору. Чаще всего эту опору выполняют на одном шариковом подшипнике, который устанавливают на раме (кузове) КМ с помощью резиновой втулки. Возможные при этом рациональные комбинации расположений плоскостей вилок карданных шарниров показаны на рис. 4.5, в – д.

Для первого шарнира во всех трех представленных схемах остается в силе соотношение (4.1). Для схемы, приведенной на рис. 4.5, в, по аналогии с предыдущей схемой можно записать для второго и третьего шарниров

$$\operatorname{tg} \beta = \operatorname{tg} \varphi / \cos \gamma_2; \quad \operatorname{tg} \varphi = \operatorname{tg} \theta \cos \gamma_3.$$

В результате $\operatorname{tg} \theta / \operatorname{tg} \alpha = \cos \gamma_2 / (\cos \gamma_1 \cos \gamma_3)$, т.е. синхронность вращения валов 1 и 4 будет обеспечена, если $\cos \gamma_2 = \cos \gamma_1 \cos \gamma_3$. Аналогично для схемы, показанной на рис. 4.5, з, имеем

$$\operatorname{tg} \beta = \operatorname{tg} \varphi \cos \gamma_2;$$

$$\operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{2} + \varphi \right) = \operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{2} + \theta \right) \cos \gamma_3, \quad \text{или} \quad \operatorname{tg} \varphi = \frac{\operatorname{tg} \theta}{\cos \gamma_3}.$$

Откуда $\operatorname{tg} \theta / \operatorname{tg} \alpha = \cos \gamma_3 / (\cos \gamma_1 \cos \gamma_2)$, т.е. синхронность вращения валов 1 и 4 обеспечивается, если $\cos \gamma_3 = \cos \gamma_1 \cos \gamma_2$.

Наконец, для схемы, представленной на рис. 4.5, д,

$$\operatorname{tg} \beta = \operatorname{tg} \varphi / \cos \gamma_2; \quad \operatorname{tg} \varphi = \operatorname{tg} \theta / \cos \gamma_3.$$

В результате имеем $\operatorname{tg} \theta / \operatorname{tg} \alpha = \cos \gamma_2 \cos \gamma_3 / \cos \gamma_1$, и, следовательно, синхронность вращения валов 1 и 4 обеспечивается при $\cos \gamma_1 = \cos \gamma_2 \cos \gamma_3$.

Так как во время движения КМ углы γ_2 и γ_3 могут изменяться при практически постоянном угле γ_1 , то полной синхронности вращения валов 1 и 4 достичь нельзя. Однако в схемах, приведенных на рис. 4.5, в, з, синхронизация тем ближе к полной, чем меньше угол γ_1 , поэтому рекомендуется угол γ_1 выбирать в пределах $1 - 2^\circ$. В схеме, представленной на рис. 4.5, д, угол γ_1 не может быть сделан малым для обеспечения синхронности вращения валов 1 и 4. Малым должен быть либо угол γ_2 , либо γ_3 , однако они в процессе движения КМ могут существенно изменяться, поэтому эту схему лучше не использовать.

Для обеспечения требований, предъявляемых к карданным передачам, углы γ не могут быть меньше 1° из-за бринеллирования (разрушения контактных поверхностей ввиду отсутствия перемещения точек контакта и высоких контактных давлений). При номинальной нагрузке в кузове в статическом положении КМ на горизонтальной плоскости углы γ не должны быть больше 3° – для легковых, 4° – для грузовых и 8° – для полноприводных КМ.

При значительном увеличении расстояния между соединяемыми агрегатами (например, для привода заднего моста трехосной КМ) используют четырехшарнирную карданную передачу (см. рис. 4.5, е). В этом случае синхронное вращение валов 1 и 5, а также вала 3 промежуточной опоры может быть достигнуто при соблюдении указанных выше условий для каждой двухшарнирной передачи, составляющей четырехшарнирную.

Если через валы 1 – 3 двухшарнирной карданной передачи (см. рис. 4.5, б) нельзя провести одну плоскость, то условие синхронности вращения валов 1 и 3 можно обеспечить при соблюдении следующих двух условий: 1) когда вилка вала 1 лежит в плоскости А, проходящей через валы 1 и 2, вилка вала 3 должна лежать в плоскости В, проходящей через валы 2 и 3; 2) угол γ_1 в плоскости А должен быть равен углу γ_2 в плоскости В.

4.3. Силовые связи в карданных передачах с шарнирами неравных угловых скоростей

Если пренебречь потерями энергии, то для шарнира, изображенного на рис. 4.5, а, баланс мощности можно записать так:

$$T_1\omega_1 = T_2\omega_2$$

или, с учетом выражения (4.2),

$$T_2 = T_1 \frac{\omega_1}{\omega_2} = T_1 \frac{1 - \cos^2 \alpha \sin^2 \gamma_1}{\cos \gamma_1},$$

где T_1, T_2 – соответственно подводимый и отводимый от шарнира крутящие моменты. Наибольшего значения $T_{2\max} = T_1 / \cos \gamma_1$ крутящий момент, отводимый от шарнира, достигает при $\alpha = \pi/2, 3\pi/2, 5\pi/2, \dots$, наименьшего $T_{2\min} = T_1 \cos \gamma_1$ – при $\alpha = 0, \pi, 2\pi, \dots$

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

$$u_{\text{кш}} = \frac{T_2}{T_1} = \frac{1 - \cos^2 \alpha \sin^2 \gamma_1}{\cos \gamma_1},$$

достигающим дважды максимума и дважды минимума за один оборот вала.

4.4. Карданный вал

Валы, соединяющие два карданных шарнира, имеют различные конструкции. При малом расстоянии между шарнирами они могут быть либо сплошными (см. рис. 4.1, б), либо трубчатыми (см. рис. 4.1, а); при большом расстоянии, как правило, – трубчатыми в средней наиболее протяженной части. Последнее обстоятельство

вызвано стремлением уменьшить массу вала при обеспечении достаточной прочности и увеличить критическое число оборотов вала при установке последнего в непосредственной близости от двигателя (на участках трансмиссии, где возможно вращение с частотой, равной или превышающей частоту вращения коленчатого вала двигателя).

Вследствие возможной технологической неравномерности распределения массы в поперечном сечении вала, а также статического прогиба от собственного веса при вращении карданного вала возникает центробежная сила, вызывающая увеличение прогиба и приводящая к значительным поперечным колебаниям (вибрациям) вала при приближении частоты его вращения к собственной частоте поперечных колебаний вала. Для рассмотрения этой проблемы обратимся к динамической системе вала, изображенной на рис. 4.7, где штриховой линией показано исходное положение вала, а сплошной – положение при вращении с угловой скоростью $\omega_{\text{кв}}$. Будем считать, что вся масса вала $m_{\text{кв}}$ сосредоточена в середине вала, причем центр масс расположен на расстоянии e от оси вала.

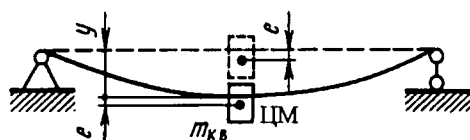


Рис. 4.7. Динамическая система, характеризующая поперечные колебания вала (ЦМ – центр масс вала)

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

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

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

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

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

$$y = \frac{m_{\text{кв}} \omega_{\text{кв}}^2 e}{c_{\text{кв}} - m_{\text{кв}} \omega_{\text{кв}}^2}, \quad (4.3)$$

т.е. прогиб вала пропорционален начальному эксцентриситету.

Когда знаменатель последнего выражения стремится к нулю, прогиб y вала резко возрастает. Критическая угловая скорость карданного вала $\omega_{кр} = \sqrt{c_{кв}/m_{кв}}$, обращающая знаменатель в ноль, совпадает с собственной частотой $\omega_{соб} = \sqrt{c_{кв}/m_{кв}}$ поперечных колебаний вала.

Выражение (4.3) можно переписать в виде

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

Графическая интерпретация полученной зависимости представлена на рис. 4.8. При медленном вращении прогибы y малы, при приближении к критической скорости они возрастают. При этом $y/e > 0$, т.е. имея одинаковые знаки, прогиб y и эксцентриситет e суммируются так, что центр масс вала расположен дальше от оси вращения, чем центр сечения (см. рис. 4.7). В закритической области при $\omega_{кв} > \omega_{кр}$ $y/e < 0$ и центр масс вала оказывается ближе к оси вращения (на расстоянии $y-e$). При $\omega_{кр} \rightarrow \infty$ центр масс неограниченно приближается к оси вращения, т.е. происходит самоцентрирование вала.

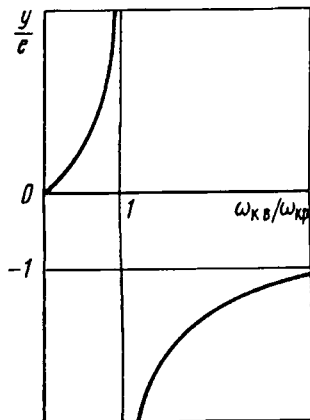


Рис. 4.8. Зависимость относительного прогиба вала y/e от угловой скорости карданного вала $\omega_{кв}$

Однако реализовать работу карданного вала трансмиссии КМ в закритической сбалансированной зоне не представляется возможным, так как частота его вращения не является стабильной и может

изменяться от нуля до некоторого значения, соответствующего максимальной скорости движения КМ. Это приведет к неоднократным переходам через критическую область и недопустимым поперечным вибрациям вала.

В связи с этим необходимо обеспечить работу карданного вала в докритической области на значительном удалении от точки $\omega_{кв}/\omega_{кр} = 1$. Это может быть достигнуто за счет увеличения критической угловой скорости вала.

Для вала, свободно лежащего на шарнирных опорах $c_{кв} = \frac{384}{5} \cdot \frac{EI}{L_{кв}^3}$, где $E = 2,15 \cdot 10^5$ МПа; $I = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{64}$; $L_{кв}$ – длина вала; D и d – наружный и внутренний диаметры трубчатого сечения вала. Масса вала $m_{кв} = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} L_{кв} \rho$, где ρ – плотность материала вала (для стали $\rho = 7,8 \cdot 10^3$ кг/м³). Подставив выражения для $c_{кв}$ и $m_{кв}$ в формулу для критической угловой скорости вала, получим

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

где D , d и $L_{кв}$ в м, а $\omega_{кв}$ в рад/с.

Критическая частота вращения карданного вала

$$n_{кр} = \frac{30}{\pi} \omega_{кр} \cong 11 \cdot 10^4 \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{L_{кв}^2} \quad (4.4)$$

прямо пропорциональна диаметру вала и обратно пропорциональна квадрату его длины (здесь $n_{кр}$ в мин⁻¹). Для сплошного вала такого же наружного диаметра $n_{кр} = 11 \cdot 10^4 D/L_{кв}^2$, что меньше, чем $n_{кр}$ для трубчатого вала.

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

Если вал по длине имеет разные сечения, то для определения критической частоты вращения его надо привести к одному расчетному сечению. В основе приведения лежит принцип равенства критической частоты вращения реального и приведенного валов. Так, для вала, состоящего из двух участков со сплошным и трубчатым

сечениями (см. рис. 4.9), для приведения участка L_1 со сплошным сечением к трубчатому можно, согласно выражению (4.4), записать

$$\frac{11 \cdot 10^4 D_1}{L_1^2} = \frac{11 \cdot 10^4 \sqrt{D^2 + d^2}}{L_{\text{прив}}^2},$$

откуда

$$L_{\text{прив}} = L_1 \sqrt{\frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{D_1}}.$$

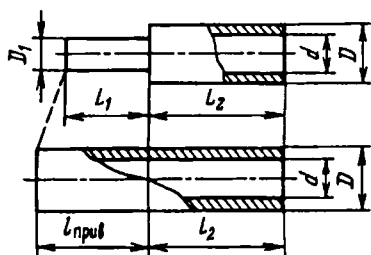


Рис. 4.9. Схема к расчету критической частоты вращения ступенчатого вала

В результате эквивалентная длина всего вала, используемая для подстановки в выражение (4.4),

$$L_{\text{кв}} = L_2 + L_{\text{прив}}.$$

Для уменьшения вибраций и увеличения долговечности шарниров карданной передачи необходимо выполнение следующего соотношения:

$$k = \frac{n_{\text{кр}}}{n_{\text{max}}} = 1,5 \dots 2,0,$$

где n_{max} – максимальная частота вращения карданного вала.

Чтобы увеличить критическую частоту вращения, необходимо, согласно выражению (4.4), увеличивать диаметры D и d вала и уменьшать его длину L . Последнее достигается постановкой промежуточной опоры с введением одного или двух дополнительных карданных шарниров (рис. 4.10) либо установкой удлинителя агрегата трансмиссии (КП).

При наличии упругого удлинителя схема для расчета поперечных колебаний карданного вала будет иметь вид, показанный на рис. 4.11, а, где m_1 – масса удлинителя и карданного шарнира; m_2 – масса карданной трубы; c_1 , c_2 – коэффициенты поперечной жесткости удлинителя и вала соответственно; y_1 , y_2 – поперечные перемещения масс m_1 и m_2 .

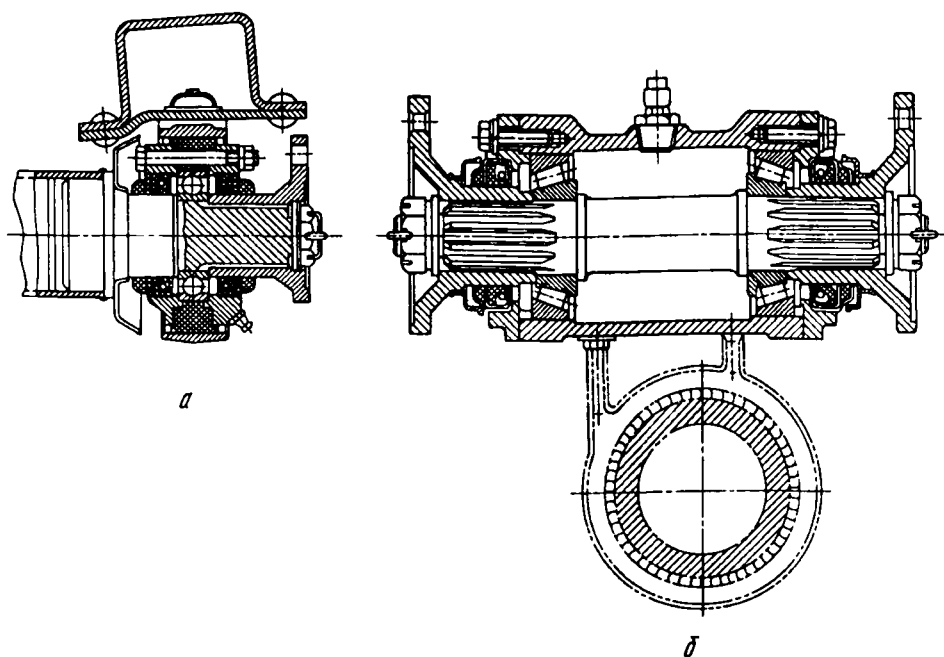


Рис. 4.10. Варианты промежуточных опор карданных валов с упругим элементом, работающим на растяжение (а), и жесткой с двумя подшипниками (б)

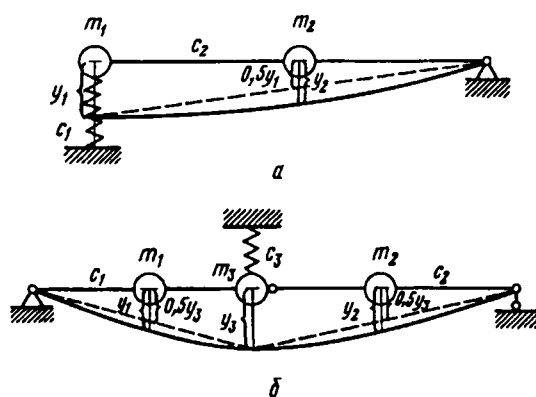


Рис. 4.11. Схемы для расчета критической частоты вращения карданного вала при наличии упругого удлинителя (а) и упругой промежуточной опоры (б)

Записав выражения для кинетической T и потенциальной Π энергий представленной двухмассовой системы:

$$T = \frac{1}{2}(m_1 \dot{y}_1^2 + m_2 \dot{y}_2^2); \quad \Pi = \frac{1}{2} \left[c_1 y_1^2 + c_2 \left(y_2 - \frac{y_1}{2} \right)^2 \right],$$

и подставив их в уравнения Лагранжа 2-го рода

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{y}_i} \right) + \frac{\partial \Pi}{\partial y_i} = 0, \quad i = 1, 2,$$

получим

$$\begin{cases} m_1 \ddot{y}_1 + c_1 y_1 - \frac{1}{2} c_2 \left(y_2 - \frac{y_1}{2} \right) = 0; \\ m_2 \ddot{y}_2 + c_2 \left(y_2 - \frac{y_1}{2} \right) = 0. \end{cases} \quad (4.5)$$

Зададим решения в форме $y_i = A_i \sin \omega t$ и подставим их в систему дифференциальных уравнений (4.5). После сокращения на общий множитель $\sin \omega t$ имеем

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

или после проведения тождественных преобразований

$$\begin{cases} \left(c_1 + \frac{1}{4} c_2 - m_1 \omega^2 \right) A_1 - \frac{1}{2} c_2 A_2 = 0; \\ -\frac{1}{2} c_2 A_1 + (c_2 - m_2 \omega^2) A_2 = 0. \end{cases} \quad (4.6)$$

Чтобы амплитуды A_1 и A_2 не были тождественно равны нулю, необходимо равенство нулю определителя системы алгебраических уравнений (4.6), т.е.

$$\left(c_1 + \frac{1}{4} c_2 - m_1 \omega^2 \right) (c_2 - m_2 \omega^2) - \frac{1}{4} c_2^2 = 0.$$

После раскрытия скобок и приведения подобных членов получаем следующее биквадратное уравнение:

$$\omega^4 - \left(\frac{c_1}{m_1} + \frac{c_2}{m_2} + \frac{c_2}{4m_1} \right) \omega^2 + \frac{c_1 c_2}{m_1 m_2} = 0,$$

имеющее корни

$$\omega_{1,2}^2 = \frac{1}{2} \left(\frac{c_1}{m_1} + \frac{c_2}{m_2} + \frac{c_2}{4m_1} \right) \pm \sqrt{\frac{1}{4} \left(\frac{c_1}{m_1} + \frac{c_2}{m_2} + \frac{c_2}{4m_1} \right)^2 - \frac{c_1 c_2}{m_1 m_2}}.$$

Величины ω_1 и ω_2 будут являться критическими угловыми скоростями данного вала, причем существенное значение имеет наименьшая из них скорость ω_1 или ω_2 , которая должна быть в 1,5...2 раза больше, чем максимальная угловая скорость карданного вала.

В случае установки упругой промежуточной опоры и дополнительного карданного шарнира (см. рис. 4.10, а) схема для расчета собственных частот поперечных колебаний карданного вала будет иметь вид, представленный на рис. 4.11, б, где m_1, c_1 – масса и коэффициент поперечной жесткости первого карданного вала; m_2, c_2 – те же величины для второго карданного вала; m_3 – масса промежуточной опоры и карданного шарнира; c_3 – коэффициент жесткости промежуточной опоры; y_i – поперечные перемещения масс m_i .

Записав выражения для кинетической и потенциальной энергий

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

$$\Pi = \frac{1}{2} \left[c_1 \left(y_1 - \frac{y_3}{2} \right)^2 + c_2 \left(y_2 - \frac{y_3}{2} \right)^2 + c_3 y_3^2 \right]$$

и подставив их в уравнение Лагранжа 2-го рода, находим систему уравнений, описывающих свободные поперечные колебания масс m_1, m_2 и m_3 :

$$\begin{cases} m_1 \ddot{y}_1 + c_1 \left(y_1 - \frac{y_3}{2} \right) = 0; \\ m_2 \ddot{y}_2 + c_2 \left(y_2 - \frac{y_3}{2} \right) = 0; \\ m_3 \ddot{y}_3 - \frac{1}{2} c_1 \left(y_1 - \frac{y_3}{2} \right) - \frac{1}{2} c_2 \left(y_2 - \frac{y_3}{2} \right) + c_3 y_3 = 0. \end{cases} \quad (4.7)$$

Представляя решения в виде $y_i = A_i \sin \omega t$ и подставляя их в систему дифференциальных уравнений (4.7), получаем систему из трех алгебраических уравнений. Приравнявая определитель этой системы нулю, имеем

$$\omega^6 + H\omega^4 + E\omega^2 + F = 0,$$

где H , E , F – постоянные величины, зависящие от параметров динамической системы s_i и m_i . Это уравнение имеет три корня ω_1^2 , ω_2^2 , ω_3^2 , являющихся квадратами собственных частот поперечных колебаний системы карданных валов. Наименьшая из них (пусть это будет ω_1) является критической угловой скоростью карданного вала, которая по-прежнему должна быть в 1,5...2 раза больше максимально возможной в эксплуатации угловой скорости этого вала.

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

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

$$T_{кв} = T_{те} u_{дв,з \max};$$

$$T_{кв} = G_{сц} \varphi r_k / u_{з,к \min},$$

где $u_{дв,з \max}$ – максимально возможное передаточное число от двигателя до заданного вала; $G_{сц}$ – вес, приходящийся на ведущие колеса; φ – коэффициент сцепления колес с дорогой, $\varphi = 0,7 \dots 0,8$; $u_{з,к \min}$ – минимально возможное передаточное число от заданного вала до колеса.

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

В выполненных конструкциях для валов, изготовленных из низкоуглеродистых сталей 15, 20, напряжение кручения $\tau = \frac{T_{кв} D}{0,2(D^4 - d^4)}$ составляет 100...120 МПа – для грузовых и 25...55 МПа – для легковых КМ; толщина стенки трубчатого вала обычно не превышает 3,5 мм.

Для сплошного вала, применяемого главным образом в приводе к ведущим управляемым колесам и изготавливаемого из сталей марок 30, 35Х, 40, напряжение кручения $\tau = \frac{T_{кв}}{0,2D^3}$ в выполненных конструкциях находится в пределах 300...400 МПа.

В последнее время получают некоторое распространение трубчатые карданные валы, изготовленные из полимерных композиционных материалов: стеклопластиков, углепластиков, боропластиков. Плотность этих материалов почти в 4 раза меньше плотности

стали, а по прочности они ей не уступают. Широкому применению этих материалов мешает их высокая стоимость и сложность конструктивных решений.

В случае использования простых карданных шарниров, не позволяющих компенсировать изменение длины карданного вала при относительных перемещениях соединяемых агрегатов трансмиссии, часто приходится вводить в конструкцию карданного вала шлицевое соединение. При этом напряжение смятия шлиц $\sigma_{см} = \frac{8T_{кв}}{(D_{шл}^2 - d_{шл}^2) l_{шл} n_{шл}}$ составляет 15...20 МПа, а напряжение среза шлиц $\tau_{ср} = \frac{T_{кв}}{d_{шл} l_{шл} b_{шл} n_{шл}}$ – 25...35 МПа. Здесь $D_{шл}$, $d_{шл}$ – наружный и внутренний диаметры шлицев; $l_{шл}$, $b_{шл}$, $n_{шл}$ – рабочая длина, ширина (в окружном направлении) и количество шлицев соответственно.

Исследования показали, что даже при обилии смазочного материала в шлицевом соединении карданного вала смазка не удерживается на поверхностях шлицев, в результате чего перемещения в шлицевом соединении происходят в условиях граничного трения. При этом коэффициент трения μ составляет 0,2 и даже 0,4 (при задирах).

В результате осевая сила

$$P_x = \frac{4T_{кв}\mu}{D_{шл} + d_{шл}} \quad (4.8)$$

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

Как следует из выражения (4.8), для уменьшения осевой силы нужно увеличивать диаметры $D_{шл}$ и $d_{шл}$ шлицевого соединения и уменьшать коэффициент трения. Последнего можно добиться, если покрывать шлицы специальными полимерными материалами (μ уменьшается в 3 раза) либо заменять трение скольжения на трение качения, вводя в контакт шарики или ролики (μ уменьшается в 20 раз). Те же результаты можно получить, применяя универсальные шарниры (например, правый шарнир на рис. 4.1, б). Уменьшить

вероятность появления значительных осевых сил можно при правильном кинематическом согласовании подвески и карданной передачи, т.е. когда перемещения в шлицевом соединении минимальны.

4.5. Выбор основных размеров шарниров неравных угловых скоростей

Основные размеры крестовин (рис. 4.12, а) и вилок (рис. 4.12, б) карданного шарнира стандартизованы (табл. 4.1). В качестве определяющего принимают размер H , который должен быть равным или большим, чем $H = 7,29 \sqrt[3]{T_{кв}}$ — для КМ с карбюраторными двигателями и $H = 7,73 \sqrt[3]{T_{кв}}$ — для КМ с дизелями (здесь H в мм, $T_{кв}$ в Н·м). Зная размер H , по табл. 4.1 выбирают соответствующий типоразмер карданного шарнира. После определения размеров деталей карданной передачи выполняют проверочные расчеты.

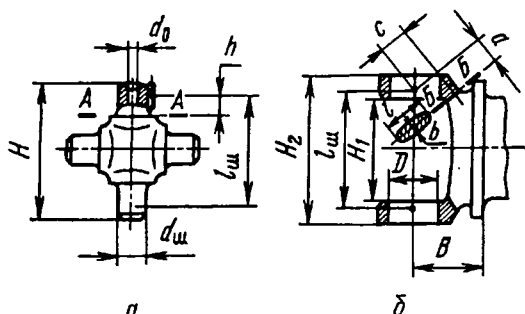


Рис. 4.12. Основные размеры карданного шарнира

Напряжение изгиба шипа крестовины в сечении А — А (см. рис. 4.12, а)

$$\sigma_{и} = \frac{T_{кв} h}{l_{ш} \cdot 0,1 d_{ш}^3 \left[1 - \left(\frac{d_0}{d_{ш}} \right)^4 \right] \cos \gamma},$$

где γ — угол между осями валов, соединяемых карданным шарниром. В существующих конструкциях $\sigma_{и} = 200 \dots 300$ МПа.

Напряжение среза шипа крестовины в сечении А — А

$$\tau_{ср} = \frac{4 T_{кв}}{l_{ш} \pi d_{ш}^2 \left[1 - \left(\frac{d_0}{d_{ш}} \right)^2 \right] \cos \gamma}.$$

Таблица 4.1. Основные размеры и показатели шарниров неравных угловых скоростей
(см. рис. 4.12)

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

* В скобках указаны значения для подшипника высшей категории качества.

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

В существующих конструкциях $\tau_{\text{ср}} = 60 \dots 100$ МПа.

В вилке шарнира (см. рис. 4.12, б) под действием условной сосредоточенной силы, приложенной в середине шипа, на плече a возникает напряжение изгиба $\sigma_{\text{и}}$, а на плече c – напряжение кручения τ :

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

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

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

При l/b , равном 1; 1,5; 1,75; 2; 2,5; 3; 4; 10, значения коэффициента k_c составляют соответственно 0,208; 0,231; 0,239; 0,246; 0,258; 0,267; 0,282; 0,312. В существующих конструкциях $\sigma_{\text{и}} = 50 \dots 80$ МПа, $\tau = 80 \dots 160$ МПа. Вилки шарниров выполняют из стали 35, 40, 45, крестовины – из 18ХГТ, 20Х.

Порядок расчета долговечности игольчатого подшипника карданного шарнира следующий.

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

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

где $P_{\text{кв.экв}} \Sigma$ – суммарная эквивалентная сила тяги на всех ведущих колесах, вычисляемая в зависимости от полного веса $G_{\text{м}}$ КМ (автопоезда) (рис. 4.13); λ – доля той части крутящего момента двигателя, которая передается данным валом,

$$\lambda = \frac{G_{\varphi}}{G_{\text{сц}}}.$$

2. Находят эквивалентный крутящий момент на карданном валу

$$T_{\text{кв.экв}} = P_{\text{кв.экв}} \frac{\tau_{\text{к}}}{u_{3,\text{к min}}}.$$

3. Вычисляют эквивалентную радиальную силу, действующую на подшипник,

$$F_{r_{\text{экв}}} = \frac{T_{\text{кв.экв}}}{l_{\text{ш}} \cos \gamma}.$$

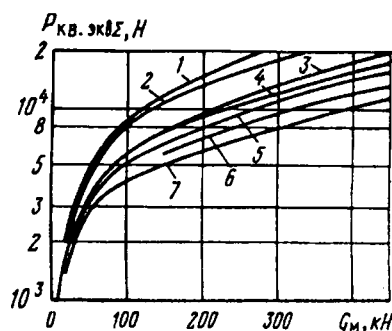


Рис. 4.13. Зависимость суммарной эквивалентной силы тяги от полного веса КМ:

1 – для полноприводных КМ; 2 – 7 – для неполноприводных КМ, эксплуатируемых по грунтовым дорогам неудовлетворительного состояния (2), в городских условиях (3), на всех видах дорог в условиях равнинной и пересеченной местности (4), то же в условиях равнинной местности (5), только на асфальтированных дорогах равнинной местности (7), а также для автопоездов общим весом свыше 160 кН (6)

4. Определяют фактор качательного движения в подшипнике

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

где $\alpha_{\text{игл}}$ – центральный угол между иглами, $\alpha_{\text{игл}} = 360/z_{\text{игл}}$; $z_{\text{игл}}$ – число игл в подшипнике (см. табл. 4.1). Если $f_{\text{кач}} > 1$ и является дробным числом, то его значение округляют до меньшего целого числа. Если $0,9 < f_{\text{кач}} < 1$, то принимают $f_{\text{кач}} = 1$.

5. Находят поправочный коэффициент k_{α} . При $f_{\text{кач}} = 0,2 \dots 0,9$ $k_{\alpha} = 0,83(f_{\text{кач}} + 1)$, при $f_{\text{кач}} \geq 1$ $k_{\alpha} = 1 + \sum_{j=1}^{f_{\text{кач}}} \cos^{3,7} j\alpha$, где $j =$

1, 2, ..., $f_{\text{кач}}$; при $f_{\text{кач}} < 0,2$ проводят проверку подшипника только по статической грузоподъемности.

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

$$k_{\text{кач}} = 0,1 \frac{z_{\text{игл}}}{k_{\alpha}}.$$

7. Рассчитывают приведенную нагрузку на подшипник

$$P_{\text{пр}} = F_{\text{тэкв}} k_{\text{т}} k_{\text{б}},$$

где k_T – температурный коэффициент, равный 1 при рабочей температуре детали $\leq 100^\circ\text{C}$; 1,05 при 125°C и 1,10 при 150°C ; k_6 – коэффициент безопасности, $k_6 = 1,1 \dots 1,2$.

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

$$n_1 = \frac{1000 u_{3, \kappa \min}}{2\pi r_\kappa}.$$

9. Находят срок службы игольчатого подшипника в километрах пробега КМ

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

где C – динамическая грузоподъемность подшипника, Н.

При отсутствии данных C можно определить по формуле

$$C = Az_{\text{игл}}^{2/3} d_{\text{игл}} l_{\text{игл.ф}},$$

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

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

Игольчатый подшипник проверяют по статической грузоподъемности. Для этого определяют максимальную радиальную нагрузку на подшипник

$$F_{r \max} = \frac{k_d T_{\kappa \text{в}}}{l_{\text{ш}} \cos \gamma},$$

где k_d – коэффициент динамичности, равный 2,5...3,0 для полноприводных КМ; 2,0...2,5 – для неполноприводных грузовых и 1,5...2,0 – для таких же легковых КМ.

Должно соблюдаться следующее условие: $F_{r \max} < C_0$.

При отсутствии данных статическую грузоподъемность C_0 можно определить по формуле

$$C_0 = 22z_{\text{игл}} d_{\text{игл}} l_{\text{игл.ф}},$$

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

4.6. Шарниры равных угловых скоростей

Сдвоенный карданный шарнир (см. рис. 4.3) представляет собой карданную передачу с двумя шарнирами неравных угловых скоростей, у которой отсутствует карданный вал, внутренние вилки соединены и расположены в одной плоскости, а углы $\gamma_1 \cong \gamma_2$. Для обеспечения последнего служит центрирующее устройство (делительный рычажок), состоящее из сферического сухаря 3 и сферической обоймы 4 (см. рис. 4.3). В данной конструкции равенство $\gamma_1 = \gamma_2$ не соблюдается точно, так как при наклоне вала плечо, связанное с левым валом, остается постоянным a , а плечо, связанное с правым валом, увеличивается на Δa . Поэтому в сдвоенном шарнире с делительным рычажком синхронное вращение соединяемых валов может быть обеспечено только с некоторым приближением. Коэффициент неравномерности вращения k сдвоенного шарнира зависит от угла между валами и от конструктивных размеров делительного устройства. Например, при $\gamma = 30^\circ$ $k = 1\%$, что почти в 29 раз меньше коэффициента неравномерности вращения шарнира неравных угловых скоростей при том же значении угла наклона γ .

Расчет сдвоенных карданных шарниров с крестовинами аналогичен расчету карданных шарниров неравных угловых скоростей.

В шариковых шарнирах окружная сила P от ведущего к ведомому звену передается через шарики (рис. 4.14) и определяется по формуле

$$P = \frac{T_{кв}}{n_T R},$$

где n_T — число шариков, через которые передается крутящий момент. Чтобы не было перекосов, обычно n_T — четное число (2, 4, 6 или 8).

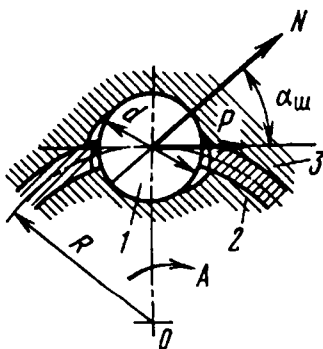


Рис. 4.14. Схема расчета шарикового шарнира:

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

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

$$N = \frac{P}{\cos \alpha_{\text{ш}}},$$

где $\alpha_{\text{ш}} = 40 \dots 45^\circ$.

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

$$[N] = 26,6 \cdot 10^6 d^2,$$

где $[N]$ в Н; d в м.

При этом

$$[N] = N k_d = \frac{P k_d}{\cos \alpha_{\text{ш}}} = \frac{T_{\text{кв}} k_d}{n_T R \cos \alpha_{\text{ш}}}.$$

Приравнивая правые части выражений для $[N]$, получаем

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

Откуда

$$R d^2 = \frac{T_{\text{кв}} k_d}{26,6 \cdot 10^6 n_T \cos \alpha_{\text{ш}}}. \quad (4.9)$$

Зная $T_{\text{кв}}$, k_d и задаваясь из конструктивных соображений числом шариков n_T и углом $\alpha_{\text{ш}}$, можно найти численное значение выражения в правой части равенства (4.9). После чего для заданного R можно определить диаметр шарика d . Желательно иметь меньшее значение R , но при этом необходимо учесть возможность размещения общего числа n шариков на окружности радиуса R , что можно выразить неравенством $\frac{2\pi R}{n} > d$, или $\frac{R}{d} > \frac{n}{2\pi}$. При этом $n \geq n_T$.

При передаче крутящего момента в обоймах и шариках возникают значительные контактные напряжения. Поэтому к качеству материалов, из которых их изготавливают, предъявляют повышенные требования. Обоймы делают из стали 15НМ с последующей цементацией и закалкой, шарики – из стали ШХ15.

В шестишариковом шарнире типа "Рцепп" (см. рис. 4.2), как и в других шариковых шарнирах, нагрузку передают все шесть шариков, что позволяет уменьшить габаритные размеры. При наклоне валов 1 и 5 относительно друг друга на угол γ делительный рычажок 2 перемещает сепаратор 6, а вместе с ним и шарики, которые

таким образом всегда будут располагаться в биссекторной плоскости валов (см. рис. 4.2, б). Передача крутящего момента от сферического кулака 4 к сферической чашке 3 осуществляется с помощью шести шариков, которые располагаются в меридианальных канавках полукруглого сечения, выполненных в обеих деталях. Такой шарнир допускает максимальный угол $\gamma = 37^\circ$, обладает большим КПД, однако технологически сложен и дорог.

При необходимости передавать большие крутящие моменты используют кулачковые шарниры (см. рис. 4.4), допускающие углы $\gamma = 45 \dots 50^\circ$. Каждый из показанных на рисунке шарниров представляет собой совокупность двух шарниров неравных угловых скоростей. КПД кулачковых шарниров ниже, чем у других шарниров равных угловых скоростей, из-за наличия трения скольжения. В эксплуатации наблюдается значительный нагрев, а иногда и задиры поверхностей трения шарнира из-за неудовлетворительного подвода смазки.

Основные размеры и передаваемые расчетные крутящие моменты для шарниров равных угловых скоростей, применяемых на отечественных полноприводных КМ, приведены в табл. 4.2.

Таблица 4.2. Основные размеры и показатели шарниров равных угловых скоростей

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

Упругие муфты (см. рис. 4.1, в), используемые при малых углах между валами, изготавливают из морозостойких (до -40°C), теплоустойчивых (до $+60^{\circ}\text{C}$) и маслостойких резиновых смесей с относительным удлинением $\delta > 35\%$, $\sigma_{\text{в}} \geq 15 \text{ МПа}$ и твердостью по Шору 65...75.

Напряжение в муфте

$$\sigma = \frac{T_{\text{кв}} k_{\text{д}}}{i R S},$$

где i – число болтов одной вилки; R – радиус расположения болтов; S – площадь разрыва в сечении по отверстию, $S = (R_{\text{н}} - R_{\text{в}} - d_0) b$; $R_{\text{н}}$, $R_{\text{в}}$ – наружный и внутренний радиусы упругого диска муфты; d_0 – диаметр отверстия под болт; b – толщина упругого диска, должно быть меньше или равно $\sigma_{\text{в}}$. Напряжение смятия

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{T_{\text{кв}}}{i R b d_0}$$

должно быть меньше или равно 8 МПа.

Г л а в а 5

РАЗДАТОЧНЫЕ КОРОБКИ

5.1. Общие сведения

Раздаточная коробка – это агрегат трансмиссии КМ, предназначенный для разделения силового потока и распределения его между ведущими мостами, бортами, тележками, а иногда и колесами машины. В связи с этим раздаточные коробки принято называть межосевыми, межбортowymi, межтележечными и межколесными.

К раздаточным коробкам предъявляются те же основные требования, что и к КП (см. гл 2.). Кроме того, раздаточная коробка должна обеспечивать: распределение крутящего момента таким образом, чтобы проходимость КМ была наилучшей и не возникала циркуляция паразитной мощности в трансмиссии; увеличение силы тяги на ведущих колесах при движении КМ в тяжелых условиях эксплуатации, в частности по бездорожью, если это не удастся сделать с помощью КП; заданные направления вращения ведомых валов; требуемое по условиям компоновки расположение ведомых валов.

Раздаточные коробки могут быть следующих видов:

по числу ведомых валов – с двумя и тремя ведомыми валами. Последний вариант используется при раздельном приводе ведущих мостов у КМ с колесной формулой 6×6 ;

по взаимному расположению ведомых валов – соосные и несоосные. В последнем случае один из ведомых валов будет соосен ведущему, что дает возможность иметь прямую передачу в раздаточной коробке; в первом случае прямую передачу обеспечить нельзя;

по числу ступеней передаточных чисел – одноступенчатые и двухступенчатые. Двухступенчатые раздаточные коробки применяются для увеличения диапазона передаточных чисел трансмиссии, когда диапазон передаточных чисел КП недостаточен для полноприводной КМ;

по периодичности включения переднего моста – с постоянно включенным и с периодически включаемым передним мостом;

по числу геометрических осей, на которых расположены основные валы, – двухосные и трехосные;

по характеру деления силового потока – с дифференциальным, блокированным и смешанным приводом. Последний вариант возможен только при наличии трех ведомых валов.

При дифференциальном приводе ведомые валы раздаточной коробки могут вращаться с разными угловыми скоростями, а распределение крутящих моментов между этими валами определяется лишь свойствами дифференциала. В раздаточной коробке с блокированным приводом все ведомые валы имеют одинаковую угловую скорость. Соотношение между крутящими моментами, передаваемыми этими валами, в данном случае зависит от ряда факторов: распределения массы по колесам, профиля дороги, коэффициентов сцепления колес с дорогой и др. Использование раздаточных коробок с блокированным приводом приводит при определенных условиях к появлению циркуляции паразитной мощности в трансмиссии, вызывающей повышенное изнашивание ее механизмов и шин, а также увеличение расхода топлива. Наличие в раздаточной коробке дифференциала исключает возможность возникновения этого явления.

5.2. Выбор схемы раздаточной коробки

Можно выделить три основные группы схем раздаточных коробок: для первой группы (рис. 5.1) характерны два соосных ведомых вала с дифференциальным приводом, постоянно включенный передний мост и отсутствие прямой передачи; для второй группы (рис. 5.2) – два несоосных ведомых вала (один из которых соосен ведущему валу) с блокированным приводом, наличие прямой передачи и периодически включаемый передний мост; для третьей группы (рис. 5.3) – два соосных ведомых вала с блокированным приводом, отсутствие прямой передачи и периодически включаемый передний мост.

Раздаточные коробки первой группы – двухступенчатые и одноступенчатые, второй и третьей групп – обычно двухступенчатые. Внутри каждой группы много вариантов конструкции раздаточной коробки: с разным числом валов, различным расположением элементов переключения, с переключением передач с помощью зубчатой муфты при постоянном зацеплении зубчатых колес или с помощью скользящего зубчатого колеса и т.д.

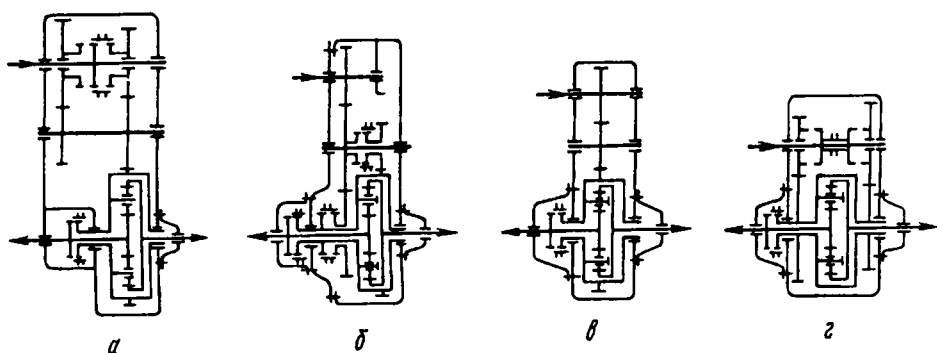


Рис. 5.1. Схемы раздаточных коробок с дифференциальным приводом:
а, б – трехосных двухступенчатых; в – трехосной одноступенчатой; г – двухосной двухступенчатой

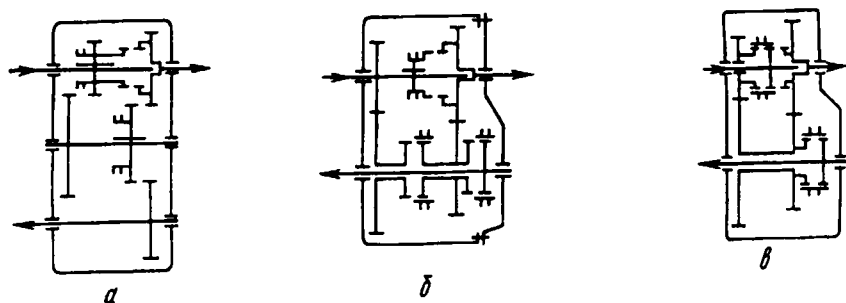


Рис. 5.2. Схемы двухступенчатых раздаточных коробок с блокированным приводом и несоосными ведомыми валами:
а – трехосной; б, в – двухосных

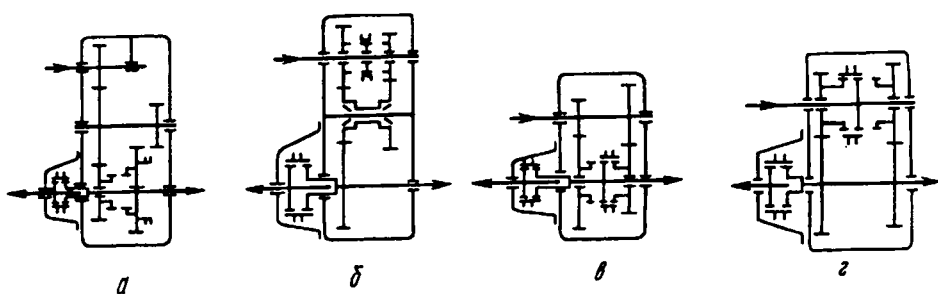


Рис. 5.3. Схемы двухступенчатых раздаточных коробок с блокированным приводом и соосными ведомыми валами:
а, б – трехосных; в, г – двухосных

Положительными качествами схем первой группы являются: отсутствие циркуляций паразитной мощности в трансмиссии, более равномерная загрузка трансмиссии при постоянном включенном приводе всех ведущих мостов, возможность принудительной блокировки дифференциала в сложных дорожных условиях. Недостаток таких схем – отсутствие прямой передачи.

Преимуществом схем второй группы является наличие прямой передачи с ведущего вала на соосный с ним ведомый. При этом передний мост отключается, КМ работает как неполноприводная и КПД трансмиссии максимальный. Передний мост принудительно включается при переходе на понижающую передачу в раздаточной коробке. Недостаток таких схем – возможность циркуляции паразитной мощности через зубчатые передачи раздаточной коробки при включении понижающей передачи.

Отрицательные качества схем третьей группы – отсутствие прямой передачи и возможность циркуляции паразитной мощности в приводе ведущих мостов. Однако, так как зубчатые колеса раздаточной коробки не входят в контур циркуляции из-за соосности ведомых валов, то они не нагружаются дополнительными крутящими моментами.

Применяются и другие схемы, отличные от рассмотренных выше. Так, на рис. 5.4, *а, б* представлены схемы двухступенчатых раздаточных коробок со смешанным приводом: с заблокированным приводом переднего моста и дифференциальным приводом двух задних (*а*), а также с заблокированным приводом заднего моста и дифференциальным приводом бортовых передач передних колес (*б*). Причем в последнем случае при включении высшей прямой передачи вся мощность передается на задний мост (на один ведомый вал), а при включении низшей передачи – на все три ведомых вала. На рис. 5.4, *в* показана схема раздаточной коробки с заблокированным приводом, обеспечивающим раздельную передачу мощности на три ведущих моста при включении как низшей, так и высшей передач. На рис. 5.4, *г* представлена схема раздаточной коробки с параллельной передачей мощности с ведущего вала через две одинаковые зубчатые пары на водило несимметричного дифференциала. Такое решение позволяет уменьшить в два раза нагрузку на зубчатую пару, но требует повышенной точности при изготовлении. Показанная на рис. 5.4, *д* схема предназначена для раздачи мощности по двум бортам КМ с бортовой схемой трансмиссии и одним двигателем. В схеме, показанной на рис. 5.4, *е*, планетарный механизм используется как редуктор высшей передачи раздаточной коробки (при этом вся

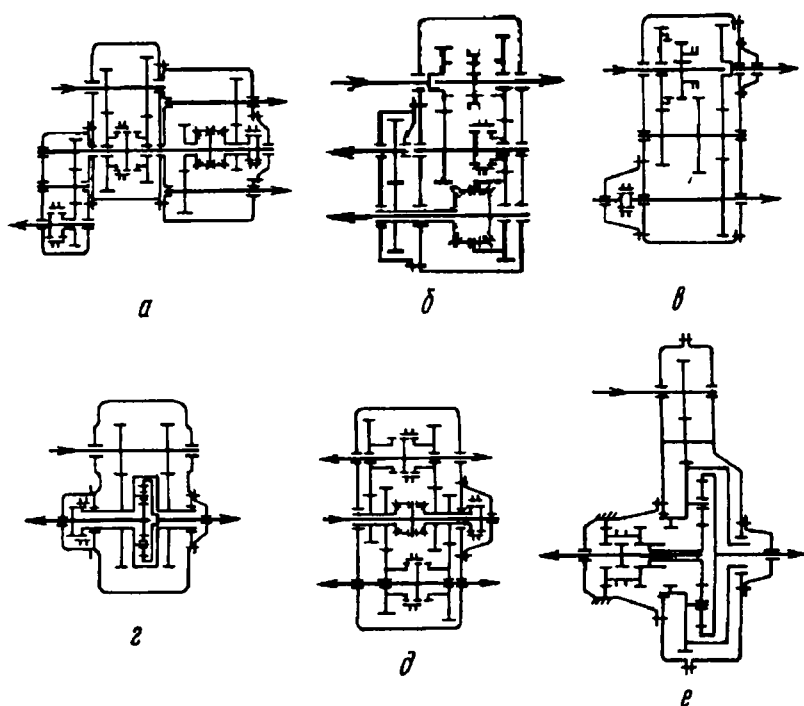


Рис. 5.4. Различные схемы раздаточных коробок

мощность передается на задний мост) и в качестве межосевого несимметричного дифференциала на низшей передаче, когда включены оба моста. Механизм управления позволяет на низшей передаче обеспечить как дифференциальный, так и заблокированный привод.

К числу основных факторов, определяющих выбор схемы раздаточной коробки, нужно отнести следующие: необходимое число ведомых валов, заданный тип привода (блокированный или дифференциальный), условия размещения карданных валов, экономическую целесообразность, унификацию, технологичность конструкции, удобство обслуживания и ремонта, патентную чистоту, заданные условия отбора мощности, ограничения по передаточным числам.

Схемы с тремя ведомыми валами применяют для некоторых машин с колесной формулой 6×6 . В настоящее время для машин с колесной формулой 6×6 все чаще стали использовать привод заднего моста тележки от промежуточного моста; при такой схеме привода раздаточная коробка должна иметь только два ведомых вала. Таким образом, схема с двумя ведомыми валами оказывается принципиально пригодной для полноприводных КМ с колесной формулой 4×4 , 6×6 , 8×8 .

Выбор типа привода определяется назначением машины. Схемы с прямой передачей и блокированным приводом (см. рис. 5.2) целесообразно использовать для КМ малой и средней грузоподъемности в тех случаях, когда привод к переднему мосту применен только для повышения проходимости на участках с пониженным сцеплением ведущих колес и включается кратковременно. Схемы с блокированным приводом без прямой передачи (см. рис. 5.3) целесообразны для КМ, у которых привод к переднему мосту тоже включается кратковременно для повышения проходимости, а по условиям компоновки ведомый вал привода заднего моста не может быть соосным с ведущим или передаточное число высшей передачи не должно равняться единице. Схемы с дифференциальным приводом (см. рис. 5.1) следует применять для КМ, у которых привод к переднему мосту предназначен не только для повышения проходимости, но и для постоянного использования сцепного веса, приходящегося на переднюю ось, для разгрузки заднего моста и увеличения удельной силы тяги на ведущих колесах.

Принципиально функции раздаточной коробки могут быть обеспечены при наиболее простой двухосной схеме. Однако в ряде случаев трехосная схема, несмотря на некоторые усложнения, оказывается более рациональной. Так, если по условиям размещения карданных валов расстояние между осями валов раздаточной коробки должно быть относительно велико, то трехосная схема при прочих равных условиях может дать более компактную конструкцию. Трехосная схема целесообразна, если требуется обеспечить одинаковое направление вращения ведущего и ведомых валов.

Очень важным фактором, который необходимо учитывать при выборе как схемы раздаточной коробки, так и конструкции отдельных элементов, является экономическая целесообразность. Всякая новая конструкция, естественно, должна иметь более совершенные показатели по сравнению с предшествующей. Однако при этом должна быть тщательно проанализирована возможность унификации как по конструкции раздаточной коробки (внутренней унификации), так и по возможности применения одинаковых КП и главных передач (внешней унификации).

Выбирая схему раздаточной коробки, необходимо учитывать ее передаточные числа. При наличии прямой передачи следует выбирать схемы, аналогичные изображенным на рис. 5.2.

Кроме перечисленных основных факторов при выборе схемы раздаточной коробки учитывают и другие, например такие, как условия смазывания, удобство управления, уменьшение шума при работе. В схемах, в которых передачи переключаются с помощью

скользящих зубчатых колес, требуется применять прямозубые передачи; последние создают больше шума, чем косозубые. Переход на косозубые передачи возможен при постоянном зацеплении зубчатых колес, при этом переключение передач производится с помощью зубчатых муфт. В схемах с постоянным зацеплением зубчатых колес, во-первых, создается малый шум, во-вторых, можно применять синхронизаторы для переключения передач. Особенностью таких схем является установка двух зубчатых колес на валу с использованием подшипников скольжения или игольчатых. Если зубчатые колеса ведущего вала, который, как правило, является верхним валом коробки, установлены свободно, то необходимо конструктивными мероприятиями обеспечить доступ масла к подшипникам. С этой целью, например, применяют приливы (ловушки) для масла, из которых оно самотеком может направляться к местам смазывания, или устанавливают насос. По условию смазывания в некоторых схемах с постоянным зацеплением зубчатые колеса свободно устанавливают не на ведущем, а на промежуточном или нижнем валу (рис. 5.5).

Во многих раздаточных коробках предусмотрена установка механизма отбора мощности. При этом возникают трудности по обеспечению смазывания подшипников вала отбора мощности, особенно, если при работе механизма отбора мощности шестерни, расположенные на нижнем валу, не вращаются. В этом случае длительная работа механизма отбора мощности возможна лишь при установке масляного насоса.

Несимметричные дифференциалы, используемые в раздаточных коробках, в основном цилиндрические, а симметричные – конические.

Если за раздаточной коробкой отсутствуют агрегаты трансмиссии с переменным передаточным числом, то на одном из ее валов, имеющем постоянное передаточное число к ведущим колесам, располагают привод спидометра.

КП, устанавливаемые на полноприводных КМ и на неполноприводных аналогах, обычно унифицированы. Поэтому раздаточные коробки чаще выполняют в виде отдельного агрегата, самостоятельно устанавливаемого на раме.

Схема раздаточной коробки, значения передаточных чисел пар зубчатых колес и относительное время работы отдельных зубчатых колес под нагрузкой влияют на относительную напряженность основных деталей раздаточной коробки.

Наименьшее относительное время работы зубчатых колес под нагрузкой характерно для раздаточных коробок с прямой передачей

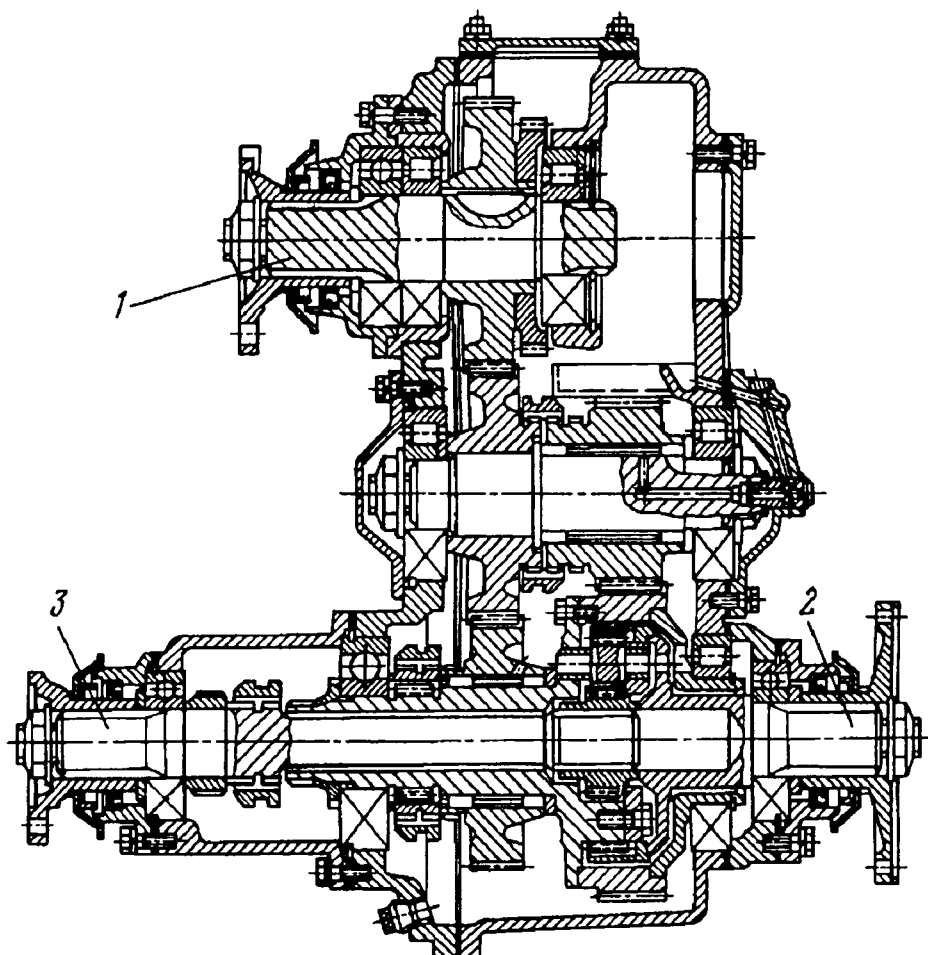


Рис. 5.5. Раздаточная коробка автомобиля КамАЗ-4310:
1 – ведущий вал; 2, 3 – ведомые валы

и периодически включаемым передним мостом (см. рис. 5.2). Более 90 % общего пробега КМ с такой раздаточной коробкой совершается на режиме прямой передачи в ней, на этой передаче зубчатые колеса и подшипники раздаточной коробки не нагружаются. Относительно небольшое число циклов напряжений для зубчатых колес таких раздаточных коробок позволяет при работе их под нагрузкой иметь повышенный уровень циклических напряжений без ущерба для общего срока службы агрегата.

Рассматривая раздаточные коробки без прямой передачи, следует выделить три группы зубчатых колес: колеса, работающие под нагрузкой только на высшей ступени раздаточной коробки; колеса, работающие только на низшей ступени; колеса, работающие на обеих ступенях.

Дополнительные нагрузки в деталях раздаточной коробки, связанные с циркуляцией паразитной мощности, имеют место при заблокированном приводе. Количество и номенклатура деталей раздаточной коробки, испытывающих действия дополнительных нагрузок, зависят от схемы раздаточной коробки. Так, в схемах с двумя соосными ведомыми валами (см. рис. 5.3) в замкнутый контур циркуляции паразитной мощности входят лишь ведомые валы и их соединительные муфты. В схемах с несоосными ведомыми валами в контур циркуляции паразитной мощности входят также и зубчатые колеса, соединяющие эти валы. На рис. 5.4, *а* это касается деталей, соединяющих вал привода переднего моста и крестовину межосевого дифференциала двух задних мостов, на рис. 5.4, *б* – деталей, соединяющих вал привода заднего моста и крестовину межколесного дифференциала двух передних колес, а на рис. 5.4, *в* – шестерен, соединяющих верхний и нижний ведомые валы. Это касается также деталей, расположенных между ведомыми валами, связанными дифференциалом при его блокировке (см. рис. 5.4, *а, д*).

В расчетах дополнительные нагрузки, вызванные циркуляцией паразитной мощности, учитываются путем некоторого увеличения расчетных нагрузок относительно их номинальных значений: введением коэффициентов $\theta = 1,1$ при движении на низших и средних передачах и $\theta = 1,2$ при движении на высших передачах в КП (см. т. 1 настоящего учебника, § 4.1).

Значения передаточных чисел в отдельных парах зубчатых колес зависят главным образом от схемы формирования передаточного числа низшей ступени раздаточной коробки. Если последнее формируется одной парой зубчатых колес, то в этой паре передаточное число может иметь значение, близкое к двум. В остальных случаях передаточное число пары зубчатых колес раздаточной коробки, как правило, меньше двух.

Теоретически доказано и опыт эксплуатации это подтвердил, что при постоянно включенном дифференциальном приводе передних колес (см. рис. 5.1; 5.4, *г*; 5.5) износ шин и расход топлива меньше, чем при отключении переднего моста в раздаточной коробке с заблокированным приводом (см. рис. 5.2, 5.3). Частично это обуславливается возникновением циркуляции паразитной мощности в заблокированном приводе и отсутствием таковой в дифференциальном. Но главным образом это объясняется тем, что потери в шине пропорциональны квадрату передаваемого крутящего момента, поэтому распределение крутящего момента по всем осям (колесам) снижает потери в шинах, уменьшает их износ и расход топлива КМ.

5.3. Выбор размеров основных деталей раздаточной коробки

Размеры основных деталей раздаточной коробки, которыми являются картер, зубчатые колеса, валы и подшипники, выбирают в два этапа: 1) предварительный выбор параметров и размеров; 2) уточнение выбранных значений на основе результатов проверочных расчетов. Проверочные расчеты лучше выполнять по итогам эскизного проектирования. В большинстве случаев размеры деталей раздаточной коробки предварительно выбирают на основе статистических данных.

5.3.1. Картер

В зависимости от конструкции картера (рис. 5.6) можно выделить четыре характерные группы раздаточных коробок:

- 1) с общим картером без разъема (см. рис. 5.6, *а, б*);
- 2) с общим картером с разъемом, плоскость которого перпендикулярна осям валов (см. рис. 5.6, *в, г*);
- 3) с общим картером с разъемом, плоскость которого совпадает с плоскостью осей валов (см. рис. 5.6, *д*);
- 4) с обособленными картерами для редукторов и дифференциала, собираемых в один блок (см. рис. 5.6, *е*).

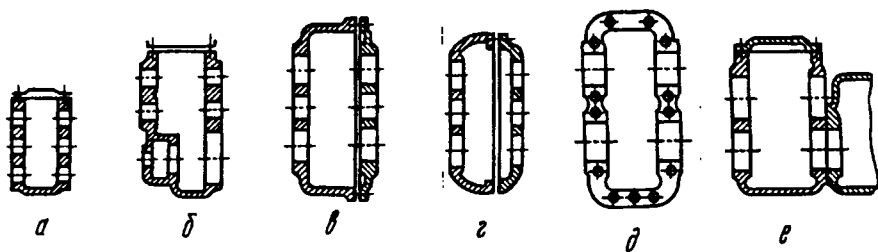


Рис. 5.6. Конструктивные схемы картеров раздаточных коробок

Общий картер без разъема имеет меньшее число обрабатываемых поверхностей, винтовых соединений и при относительно коротких валах позволяет получить достаточно жесткую конструкцию. Недостаток такой конструкции связан с усложнением сборки. Общий картер с разъемом, плоскость которого перпендикулярна осям валов, уступает неразъемному в отношении числа обрабатываемых поверхностей и винтовых соединений, его сложнее герметизировать, однако проще собирать. При таком картере несколько снижается

жесткость конструкции в осевом направлении, что имеет особое значение при наличии осевых сил. Располагая плоскость разъема ближе к средней части картера, можно увеличить жесткость конструкции в осевом направлении (см. рис. 5.6, в, г).

Общий картер с продольным разъемом, плоскость которого совпадает с плоскостью осей валов, в еще большей степени упрощает сборку и принципиально позволяет получить более жесткую конструкцию. Однако выполнить такую конструкцию можно только при расположении всех осей в одной плоскости. Конструкция с обособленными картерами для редуктора и дифференциала имеет наибольшее число обрабатываемых и винтовых соединений, но при этом упрощается сборка и возможна унификация элементов. Наибольший выигрыш в массе получается при применении общего картера без разъема.

Размеры картера зависят от межосевых расстояний размещенных в нем зубчатых пар. На рис. 5.7 представлены зависимости между межосевым расстоянием a_w наиболее нагруженной пары зубчатых колес раздаточной коробки и расчетным крутящим моментом T на валу ведомого колеса этой пары.

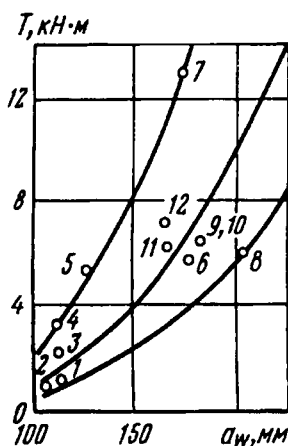


Рис. 5.7. Зависимость между межосевым расстоянием и расчетным крутящим моментом на валу ведомого зубчатого колеса для раздаточных коробок КМ:

1 — УАЗ-450; 2 — УАЗ-452; 3 — ГАЗ-63; 4 — ГАЗ-66; 5 — ЗИЛ-157КД; 6 — ЗИЛ-131; 7 — «Татра-138»; 8 — «Урал-375Д»; 9 — МАЗ-502; 10 — МАЗ-509А; 11 — КрАЗ-257Б1; 12 — КрАЗ-255Б1

По аналогии с определенным в § 4.4 крутящим моментом карданного вала можно записать

$$T = \min \left\{ \begin{array}{l} T_{me} u_{дв.з, \max} \lambda; \\ G_{\varphi} \varphi \frac{r_k}{u_{з,к, \min}}. \end{array} \right. \quad (5.1)$$

Из приведенного на рис. 5.7 поля значений межосевых расстояний a_w для различных крутящих моментов большие межосевые расстояния следует выбирать в тех случаях, когда предусматривается относительно длительное использование низшей ступени раздаточной коробки (до 12 % общего пробега при блокированном приводе и до 18 % при дифференциальном). Кроме того, некоторое влияние на корректировку межосевых расстояний могут оказывать ограничения на углы установки карданных валов, принятая схема раздаточной коробки и возможность размещения дифференциала в случае необходимости.

5.3.2. Зубчатые колеса

Методика выбора основных параметров зубчатых колес раздаточной коробки такая же, как и для КП (см. гл. 2).

Зависимость для предварительного выбора окружного модуля зубчатых колес приведена на рис. 5.8.

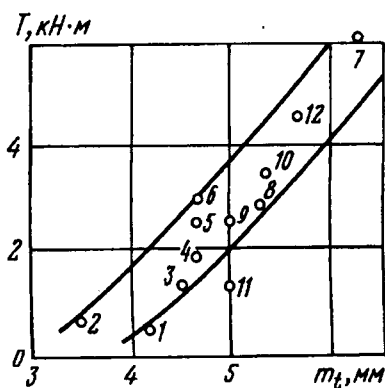


Рис. 5.8. Зависимость между окружным модулем зубчатых колес и расчетным крутящим моментом на ведущем валу для раздаточных коробок КМ (1 – 12 – см. на рис. 5.7)

Для зубчатых колес рекомендуется применять стандартный исходный контур по ГОСТ 13755 – 81. Значения окружного модуля для зубчатых колес в раздаточной коробке в среднем на 15... 20 % выше, чем в КП той же КМ.

Суммарное число зубьев в паре $z_{\Sigma} = 45 \dots 77$; в большинстве случаев $z_{\Sigma} = 52 \dots 62$. Угол наклона зубьев в косозубых колесах $\beta = 14 \dots 29^\circ$. Как правило, выбирают $\beta = 19 \dots 27^\circ$.

Коэффициент рабочей ширины зубчатых венцов, равный отношению их ширины к межосевому расстоянию, $\psi = b/a_w = 0,18 \dots 0,22$ – для КМ малой грузоподъемности и $\psi = 0,22 \dots 0,38$ – для остальных КМ. Направление линии зуба выбирают из условия наиболее рационального нагружения подшипниковых узлов.

5.3.3. Валы

При предварительном выборе диаметров валов раздаточной коробки можно использовать рис. 5.9. При этом необходимо учитывать условия унификации подшипников и приводных фланцев. Кроме того, нужно соблюдать пропорции валов раздаточных коробок, которые выражаются отношением диаметра вала в середине пролета к расстоянию между опорами $\frac{d_{сп}}{l}$ и межосевому расстоянию $\frac{d_{сп}}{a_w}$. Значения этих показателей для различных валов приведены ниже:

	$d_{сп}/l$	$d_{сп}/a_w$
Ведущий вал раздаточной коробки:		
с прямой передачей	0,31...0,47	–
без прямой передачи	0,25...0,29	0,34...0,47
Соосный с ведущим вал	0,50...0,67	0,28...0,35
Промежуточный вал	0,24...0,31	0,32...0,42
Ведомый вал	0,24...0,35	0,28...0,42

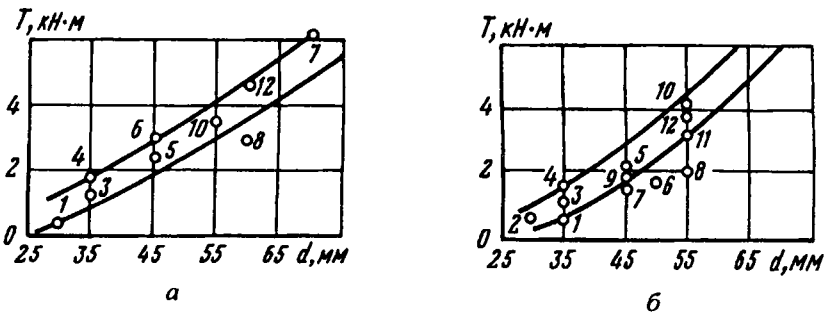


Рис. 5.9. Зависимость между диаметром вала в середине пролета и расчетным крутящим моментом на ведущем (а) и ведомом (б) валах для раздаточных коробок КМ (1 – 12 – см. на рис. 5.7)

5.3.4. Подшипники

Широко распространение в раздаточных коробках получили шариковые радиальные подшипники как наиболее простые и дешевые. В случае применения прямозубых передач обе опоры каждого вала выполняют с шариковыми радиальными подшипниками; при косозубых передачах с относительно небольшой осевой нагрузкой также можно использовать шариковые радиальные подшипники или на опоре с меньшей радиальной нагрузкой устанавливать шариковый подшипник, воспринимающий всю осевую нагрузку, а на другой опоре – роликовый радиальный.

При значительной осевой нагрузке необходимо применять роликовые конические подшипники и предусматривать возможность их регулировки. Такой вариант обеспечивает более жесткую установку зубчатых пар, способствует увеличению их долговечности и уменьшает шум.

5.4. Элементы управления раздаточными коробками

Системы управления переключением передач в раздаточных коробках аналогичны применяемым в КП. Требования к этим системам также аналогичны. Единственным отличием является то, что в раздаточных коробках с заблокированным приводом и периодическим включением переднего моста (см. рис. 5.2, 5.3, 5.4, а, в) система управления должна обеспечивать обязательное включение переднего моста при переключении на нижнюю передачу в раздаточной коробке. Это достигается либо выбором схемы раздаточной коробки (см. рис. 5.2, а), либо блокировкой в приводе переключений соответствующих штоков, либо применением автоматической системы, включающей передний мост при получении сигнала о переключении на нижнюю передачу в раздаточной коробке.

Непосредственное переключение передач производится с помощью зубчатых муфт и значительно реже перемещением зубчатых колес (для этого последние должны быть прямозубыми). Переключение передач в раздаточных коробках за редким исключением выполняют при остановленной КМ, поэтому синхронизаторы, как правило, в раздаточных коробках не устанавливают.

Чаще всего привод к штокам вилок выполняют механическим, электропневматическим или пневматическим. Все зависит от расстояния от раздаточной коробки до места водителя, типа кабины,

требований к комфортабельности, наличия постоянно действующего источника сжатого воздуха. Распространены смешанные приводы, когда переключение передач осуществляется механически, а включение переднего моста или блокировки дифференциала – с помощью пневматического или электропневматического привода.

Встречаются также конструкции, обеспечивающие автоматическое включение переднего моста с помощью муфт свободного хода. Однако применяются такие конструкции редко, так как сами муфты недостаточно долговечны. Причем автоматическое включение происходит только после того, как начнет буксовать задний мост, и из-за образовавшегося срыва грунта под задними колесами включение переднего моста не позволит преодолеть трудный участок маршрута.

Г л а в а 6

ВЕДУЩИЕ МОСТЫ

6.1. Общие сведения

Ведущий мост представляет собой несущую конструкцию, упруго соединяющую несущий кузов (раму) КМ с ведущими колесами, в которой расположены механизмы трансмиссии, передающие крутящий момент от карданного вала, а иногда и от КП (в случае отсутствия карданного вала) к ведущим колесам.

При зависимой подвеске ведущий мост обычно жесткий, т.е. состоит из цельного или составного картера, в котором размещены главная передача, дифференциал и полуоси. Концы картера ведущего моста снабжают цапфами для крепления ведущих колес и тормозных механизмов.

В отличие от зависимой подвески, когда картер ведущего моста одновременно является также картером главной передачи и дифференциала, при независимой подвеске картера ведущего моста нет, а имеется только жестко или упруго закрепленный на раме картер главной передачи и дифференциала. В этом случае ведущий мост шарнирный.

При бортовом приводе ведущий мост распадется на два отдельных механизма: приводы левого и правого колес.

В зависимости от расположения на КМ различают передние, задние и промежуточные ведущие мосты.

К ведущему мосту предъявляют следующие требования: обеспечение оптимальных тягово-скоростных и топливно-экономических свойств КМ; высокий КПД при передаче крутящего момента от карданного вала к ведущим колесам КМ; обеспечение передачи тяговых, тормозных, вертикальных и боковых сил от колес на кузов КМ или раму; бесшумность при работе; минимальные габаритные размеры (особенно по высоте) и минимальная масса; высокая надежность и долговечность; минимальная стоимость.

Вопросы проектирования и расчета картера ведущего моста были затронуты в т. 1 § 4.6 настоящего учебника.

Рассмотрим другие составные части ведущего моста: главную передачу, дифференциал, полуоси.

6.2. Главные передачи

6.2.1. Общие сведения

Согласно ГОСТ 18667 – 73, *главная передача* – это механизм трансмиссии, преобразующий крутящий момент и расположенный перед ведущими колесами КМ.

Основные требования, предъявляемые к главным передачам: обеспечение заданных передаточных чисел при минимальных габаритных размерах и массе с сохранением необходимых дорожных просветов; высокий КПД и минимальный уровень шума; простота обслуживания, технологичность, ремонтпригодность; высокая жесткость корпуса, опор и валов; высокая точность изготовления и сборки.

Различают главные передачи *одинарные*, имеющие в своем составе одну зубчатую пару, и *двойные*, имеющие более одной зубчатой пары в каждой ветви силового потока. Очень редко встречаются *тройные* главные передачи.

В свою очередь, одинарные главные передачи бывают: *конические с прямыми и криволинейными зубьями; цилиндрические прямозубые, косозубые и шевронные; гипоидные с верхним и нижним смещением; червячные с верхним и нижним расположением червяка.*

Двойные главные передачи подразделяются на *центральные одно- и двухступенчатые* (по числу переключаемых ступеней передаточных чисел) и на *разнесенные с колесным редуктором, с бортовым редуктором и с обоими редукторами.*

Схема и конструкция главной передачи обусловлены прежде всего передаточным числом $u_{гп}$, которое выбирают, исходя из достижения заданной максимальной скорости v_{max} движения КМ:

$$u_{гп} = \frac{2\pi \cdot 3,6}{60} \frac{n_{дв} N r_k}{v_{max} u_{кп.в} u_{рк.в}}, \quad (6.1)$$

где $n_{дв} N$ в мин^{-1} , v_{max} в км/ч , r_k в м.

При увеличении нагрузки, приходящейся на одну ось, возрастают размеры колеса и его радиус качения r_k . Это приводит к необходимости повышения передаточного числа главной передачи $u_{гп}$ при неизменных значениях остальных параметров: $n_{дв}N$, v_{max} , $u_{кп.в.}$, $u_{рк.в.}$.

При $u_{гп} \leq 8$ используют одинарную главную передачу, при $6 \leq u_{гп} \leq 12$ – двойную центральную и при $u_{гп} \geq 11$ – двойную разнесенную.

Схема главной передачи зависит также от требуемого дорожного просвета и типа подвески колеса.

6.2.2. Одинарные главные передачи

Одинарные главные передачи применяют в легковых и грузовых КМ малой и средней грузоподъемности. Их преимущества: компактность, минимальные габаритные размеры, масса и стоимость, недостаток – ограниченное значение передаточного числа.

Одинарная коническая главная передача

В настоящее время прямозубую коническую передачу не применяют, а из передач с криволинейным зубом используют лишь передачи с круговым зубом, выполненным по дуге окружности, диаметр которой определяется диаметром резцовой головки. Широкое применение конических передач с круговым зубом обусловлено возможностью шлифования зубьев на высокопроизводительных станках и свободой выбора угла наклона зуба в отличие от передач, имеющих линию зуба в виде дуг эвольвенты, логарифмической спирали и т.д. Передаточное число конической передачи

$$u_{кон} = z_2/z_1;$$

$$z_2 = d_{\omega m2} \frac{\cos \beta_{m2}}{m_{nm}}; \quad z_1 = d_{\omega m1} \frac{\cos \beta_{m1}}{m_{nm}},$$

где $d_{\omega m2}$, $d_{\omega m1}$ – средний начальный диаметр колеса и шестерни соответственно (рис. 6.1, а); β_{m2} , β_{m1} – средний угол наклона зуба колеса и шестерни соответственно; m_{nm} – средний нормальный модуль.

Так как $\beta_{m1} = \beta_{m2}$, то $u_{кон} = d_{\omega m2}/d_{\omega m1}$. У одинарных конических главных передач $u_{кон} \leq 7,2$.

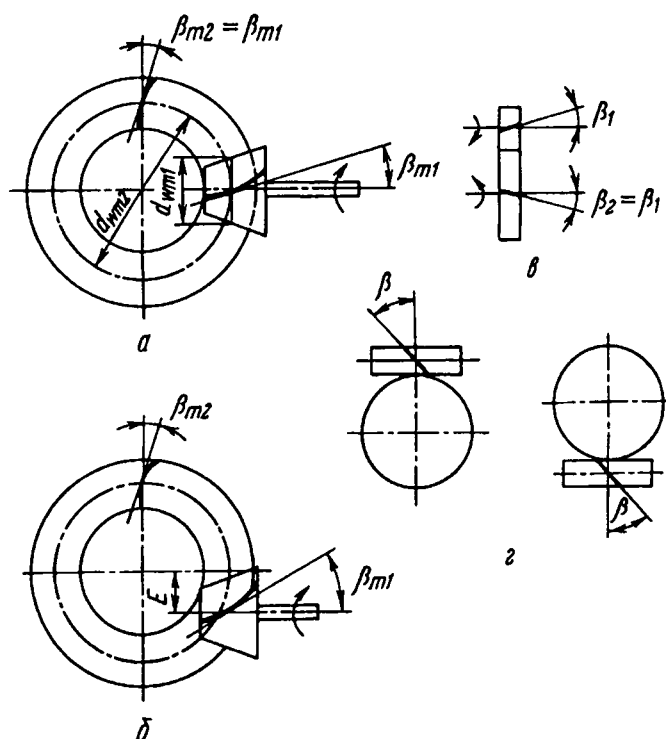


Рис. 6.1. Схемы одинарных главных передач:
а – конической; б – гипоидной; в – цилиндрической; г – червячной

Для улучшения приработки зубьев число зубьев колеса и шестерни не кратно, т.е. $u_{\text{кон}}$ не является целым числом. Это справедливо для всех зубчатых пар, передающих крутящий момент в трансмиссии.

Для того чтобы не было ввинчивания (втягивания) шестерни в колесо на передачах переднего хода, что может быть причиной заклинивания передачи и поломки зубьев, зубья шестерни всегда имеют направление винтовой линии, противоположное направлению вращения шестерни, если смотреть со стороны основания конуса на его вершину. Чтобы не было заклинивания при заднем ходе, необходимо следить за затяжкой подшипников, на которые опирается вал шестерни.

Кроме того, следует отметить, что движение задним ходом обычно составляет небольшую долю общего пробега КМ и крутящий момент при этом в большинстве случаев невелик.

Передача чувствительна к точности установки и регулировки – возможна концентрация напряжений у краев зубьев, что может привести к увеличению шума, износа и даже к поломке зубьев. Чтобы

избежать этого, радиусы кривизны зубьев шестерни и колеса делают неодинаковыми, обеспечивая локальный контакт.

Коническая передача с круговыми зубьями по сравнению с такой же передачей с прямыми зубьями имеет следующие преимущества:

1) благодаря углу $\beta = 30 \dots 40^\circ$ в зацеплении одновременно находится большее число зубьев, что обеспечивает снижение давления и динамических нагрузок на зуб, повышение запаса прочности и износостойкости;

2) за счет уменьшения числа зубьев шестерни z_1 до 5–6 можно уменьшить размеры главной передачи (у прямозубой передачи $z_{\min} = 12$).

КПД конической главной передачи с круговыми зубьями $\eta_{\text{кон}} = 0,97 \dots 0,98$.

Обычно используют конические главные передачи с углом между осями 90° , однако применяют и конические передачи с углом между осями, не равным 90° (например, на автобусах с задним расположением двигателя).

Одинарная гипоидная главная передача

Это наиболее распространенный тип одинарных главных передач. Также как и коническая с криволинейными зубьями, гипоидная передача может быть выполнена с помощью шестерен, имеющих линии зубьев в виде дуг окружности (типа “Глисон”), эвольвенты (типа “Клингельнберг”), логарифмической спирали (типа “ФИАТ-мамmano”). Наибольшее применение находит гипоидная передача с круговыми зубьями.

Ось гипоидной шестерни смещена относительно оси колеса на величину E (см. рис. 6.1, б). Это смещение называют гипоидным. При определении направления гипоидного смещения принимают, что при взгляде со стороны вершины конуса колеса шестерня находится справа от оси колеса. Поэтому условно считается, что на рис. 6.2, а и б гипоидные шестерни имеют нижнее смещение, а на рис. 6.2, в и г – верхнее. При этом в первом случае шестерни имеют левое направление винтовой линии зуба, а во втором – правое.

Наличие смещения E приводит к тому, что $\beta_{m1} \neq \beta_{m2}$. Основные преимущества гипоидной передачи имеют место, если $\beta_{m1} > \beta_{m2}$. Это происходит при обычно применяемом *положительном* смещении E , когда направление винтовой линии зубьев шестерни и ее смещение соответствуют изображенным на рис. 6.2. При *отрицательном* смещении, когда шестерня с левым направлением винтовой

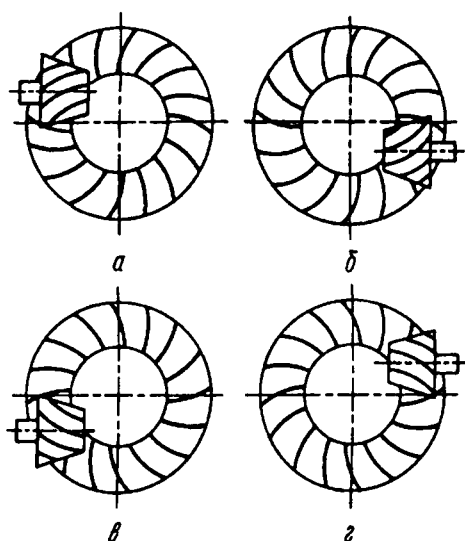


Рис. 6.2. Варианты направлений углов наклона зубьев и взаимных положений гипоидной шестерни и колеса при положительном смещении

линии зубьев расположена выше, а шестерня с правым направлением – ниже центра колеса, утрачиваются все преимущества гипоидной передачи.

По аналогии с конической передачей

$$u_{\Gamma} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_{\omega m2} \cdot \cos \beta_{m2} \cdot m_{nm}}{d_{\omega m1} \cdot \cos \beta_{m1} \cdot m_{nm}} = \frac{d_{\omega m2}}{d_{\omega m1}} K_{\Gamma}, \quad (6.2)$$

где K_{Γ} – коэффициент гипоидности; $K_{\Gamma} = \cos \beta_{m2} / \cos \beta_{m1}$.

При положительном смещении (см. рис. 6.1, б и 6.2) $\beta_{m1} > \beta_{m2}$ и $K_{\Gamma} > 1$. Как правило, $\beta_{m1} = 45 \dots 50^\circ$, $\beta_{m2} = 20 \dots 30^\circ$, поэтому $K_{\Gamma} = 1,2 \dots 1,5$. Большие значения K_{Γ} встречаются у легковых, меньшие – у грузовых КМ. У одинарной гипоидной главной передачи $u_{\Gamma} \leq 8,2$.

Фирма “Глисон” рекомендует следующие выражения для нахождения средних углов наклона зубьев шестерни и колеса:

$$\beta_{m1} = 25^\circ + 5^\circ \sqrt{\frac{z_2}{z_1}} + 90^\circ \frac{E}{d_{\omega m2}}; \quad (6.3)$$

$$\beta_{m2} = \beta_{m1} - \arctg \frac{E}{0,5(d_{\omega m2} - b_2)}, \quad (6.4)$$

где b_2 – ширина зубчатого колеса вдоль образующей начального конуса.

При положительном смещении величину E надо подставлять в выражения (6.3), (6.4) со знаком плюс, при отрицательном – со знаком минус.

Эти же формулы справедливы и для конических колес с круговыми зубьями при $E = 0$. При этом $\beta_{m1} = \beta_{m2}$. Из выражения (6.2) следует, что

$$d_{\omega m1} = \frac{d_{\omega m2}}{u_{\Gamma}} K_{\Gamma}. \quad (6.5)$$

Преимущества гипоидной передачи (с положительным смещением) перед конической с круговыми зубьями следующие:

1) при одинаковом передаточном числе $u_{\Gamma} = u_{\text{кон}}$ и начальном диаметре колеса $d_{\omega m2}$ начальный диаметр шестерни $d_{\omega m1}$ у гипоидной передачи в K_{Γ} раз больше, чем у конической (согласно выражению (6.5)), следовательно, толще (на 10...15 %) и прочнее зубья и больше срок службы передачи. Кроме того, при неизменных u_{Γ} и $d_{\omega m1}$ можно уменьшить в K_{Γ} раз начальный диаметр $d_{\omega m2}$, а следовательно, и размеры главной передачи, так как они определяются размером колеса, и увеличить клиренс;

2) так как у гипоидной шестерни угол $\beta_{\omega m1}$ больше, чем у конической с круговыми зубьями, то у нее длиннее зубья и большее их число находится одновременно в зацеплении (приблизительно в 1,5 раза), это снижает действующую на зубья силу и обеспечивает высокую плавность зацепления;

3) благодаря перекрещивающимся осям в гипоидной передаче имеет место продольное скольжение (вдоль линии зуба), способствующее лучшей приработке, плавности хода и бесшумности работы. Отсутствие зон чистого качения приводит к уменьшению усталостного выкрашивания зубьев, т.е. обуславливает более высокое сопротивление рабочих поверхностей зубьев усталостному разрушению;

4) гипоидное смещение E дает возможность сделать главную передачу проходной; кроме того, позволяет понизить уровень пола в кузове и центр тяжести КМ при расположении оси шестерни ниже оси колеса, а при ее расположении выше оси колеса – уменьшить углы наклона карданной передачи.

К недостаткам гипоидной передачи можно отнести:

1) меньшее, чем у конической передачи, значение КПД (в среднем $\eta_{\Gamma} = 0,96 \dots 0,97$) из-за наличия скольжения (для уменьшения влияния этого недостатка в гипоидной передаче повышают твердость рабочих поверхностей зубьев; применяют специальное, гипоидное масло, включающее вещества, содержащие серу, хлор и фосфор,

и обеспечивающее высокую прочность масляной пленки; стремятся, чтобы смещение осей E было не более $0,2d_{\omega m2}$ у легковых и не более $0,125d_{\omega m2}$ у грузовых КМ);

2) осевые силы в гипойдной передаче больше, чем в конической с круговым зубьями из-за увеличения угла β_{m1} до $45 \dots 50^\circ$ (поэтому стремятся повысить жесткость опор в осевом направлении).

Одинарная цилиндрическая главная передача

Такую передачу (см. рис. 6.1, в) применяют при поперечном относительно продольной оси КМ положении двигателя рядом с ведущим мостом. При этом используют как прямозубые, так и косозубые и шевронные зубчатые пары. Обычно $u_{\text{ц}} = z_2/z_1 = 3,5 \dots 4,2$. Так как число зубьев шестерни для обеспечения плавности зацепления должно быть $z_1 \geq 10$, то при большем, чем $u_{\text{ц}} = 4,2$, передаточном числе размеры зубчатого колеса сильно возрастают, что приводит к увеличению габаритных размеров картера передачи, снижению дорожного просвета и повышению уровня шума. КПД такой передачи $\eta_{\text{ц}} \geq 0,98$.

Шестерню цилиндрической главной передачи закрепляют на ведомом валу двухвальной КП и часто выполняют за одно целое с этим валом.

Одинарная червячная главная передача

В КМ применяют червячную передачу (см. рис. 6.1, г) с верхним и нижним расположением червяка.

Преимущества червячной передачи:

1) при верхнем расположении червяка легко создать проходной мост и обеспечить благоприятные условия для работы карданной передачи (уменьшить углы наклона валов);

2) при нижнем расположении червяка можно снизить уровень пола в кузове на $100 \dots 120$ мм, что значительно больше, чем при гипойдной передаче. Одновременно создаются благоприятные условия смазки червячной пары, так как червяк целиком находится в масляной ванне, однако это требует надежного уплотнения вала червяка и сопровождается увеличением угла наклона карданного вала;

3) более низкий уровень шума по сравнению с другими типами главных передач, большая плавность зацепления, минимальные динамические нагрузки;

4) большие передаточные числа $u_{\text{ч}}$ до $8 \dots 12$ при малых габаритных размерах и массе передачи:

$$u_{\text{ч}} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{D_w}{d_w \operatorname{tg} \beta},$$

где z_2 – число зубьев червячного колеса; z_1 – число заходов червяка (как правило $z_1 = 4 \dots 5$); D_w , d_w – начальные диаметры колеса и червяка соответственно; β – угол подъема винтовой линии червяка.

Угол β определяют из условия обеспечения обратимости червячной пары. Обычно $\beta = 25 \dots 30^\circ$, при этом $\operatorname{tg} \beta = 0,47 \dots 0,58$. В результате при одинаковых передаточных числах $u_{\text{г}}$ и $u_{\text{ч}}$ и начальных диаметрах шестерни d_{wm1} и червяка d_w начальный диаметр червячного колеса $D_w = u_{\text{ч}} d_w \operatorname{tg} \beta$ будет меньше начального диаметра гипоидного колеса $d_{wm2} = d_{wm1} u_{\text{г}} \frac{1}{K_{\text{г}}}$ на $15 \dots 45 \%$.

В настоящее время червячную главную передачу применяют достаточно редко – главным образом на трех- и четырехосных полноприводных КМ зарубежного производства (в основном английских) для создания проходных мостов (с верхним расположением червяка) и на английских автобусах с пониженным уровнем пола для инвалидов (с нижним расположением червяка). Связано это с целым рядом недостатков, присущих такой передаче:

1) низкий КПД – в среднем $\eta_{\text{ч}} = 0,9 \dots 0,92$ из-за большого продольного скольжения зубьев, неблагоприятного для создания масляного клина. КПД зависит от угла β подъема винтовой линии червяка и скорости скольжения, т.е. от скорости движения КМ. КПД максимален при $\beta = 45^\circ$, но при этом увеличиваются размеры передачи, а так как для КМ это нежелательно, то принимают $\beta = 25 \dots 30^\circ$. Чем выше скорость КМ и скорость скольжения, тем выше КПД;

2) высокая стоимость передачи. Современные методы обработки позволяют добиться КПД червячной передачи, близкого к КПД конической передачи. Однако для этого необходимо обеспечить высокую точность зацепления, изготовление зубчатого венца червячного колеса из высококачественной оловянистой бронзы ($11 \dots 14 \%$ Sn), шлифование и полирование поверхности червяка, а также значения угла β , близкие к 45° . Поэтому червячную главную передачу применяют прежде всего в легковых КМ высшего класса.

Из-за больших потерь на трение и сопутствующий нагрев картер червячной главной передачи, как правило, оребряют.

6.2.3. Двойные главные передачи

Двойная центральная одноступенчатая главная передача

Эту передачу применяют на трех- и четырехосных полноприводных КМ для создания проходных мостов, на грузовых КМ средней и большой грузоподъемности, на автобусах. Она представляет собой сочетание конической или гипоидной пары с цилиндрической в одном картере и может обеспечить большие передаточные числа ($u_{гп} \leq 12$), чем коническая и гипоидная одинарные главные передачи.

Возможны различные комбинации одинарных главных передач:

1) сначала стоит коническая или гипоидная передача, а затем цилиндрическая.

2) сначала расположена цилиндрическая, а затем коническая или гипоидная. Вместо цилиндрической иногда используют планетарную передачу.

Передачи первого типа выполняют по трем схемам (рис. 6.3, а – в), отличающимся взаимным расположением осей валов.

Преимущества схемы с расположением всех валов зубчатых колес в одной горизонтальной плоскости (см. рис. 6.3, а) по сравнению со схемами, представленными на рис. 6.3, б, в, следующие:

- 1) укорачивается карданный вал привода моста;
- 2) передача позволяет не повышать уровень пола в кузове;
- 3) обеспечиваются хорошие условия смазки всех зубчатых пар и подшипников;

4) создаются наилучшие условия нагружения опор промежуточного вала благодаря действию радиальных сил от зубчатых колес на вал в одной плоскости и в противоположных направлениях.

К недостаткам этой схемы следует отнести:

- 1) невозможность создания проходного моста;
- 2) увеличение углов наклона карданного вала привода моста из-за увеличения длины агрегата.

Преимущества схемы с вертикальным расположением плоскости осей валов цилиндрической передачи (см. рис. 6.3, б):

- 1) возможность создания проходного моста;
- 2) уменьшение углов наклона карданного вала привода моста.

Недостатки этой схемы:

- 1) необходимость увеличения высоты пола кузова;
- 2) плохие условия смазки для конического зацепления и подшипников, расположенных в верхней части картера главной передачи;

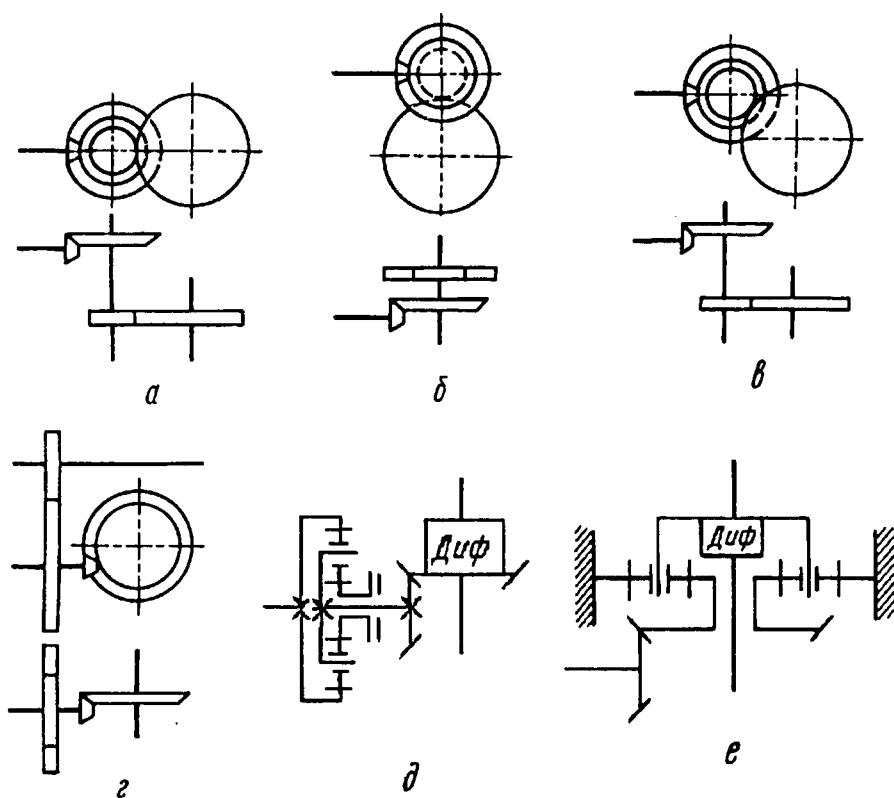


Рис. 6.3. Схемы двойных центральных одноступенчатых главных передач:

а – горизонтального типа; *б* – вертикального типа; *в* – пистолетного типа; *г* – с цилиндрической парой на входе; *д*, *е* – с планетарным редуктором на входе и выходе соответственно

3) снижение жесткости картера (балки) моста на изгиб в вертикальной плоскости из-за того, что картер главной передачи установлен сверху.

Схема, изображенная на рис. 6.3, *в*, по своим достоинствам и недостаткам занимает промежуточное положение между схемами, представленными на рис. 6.3, *а* и *б*.

Чтобы не нагружать цилиндрическую шестерню большим крутящим моментом, передаточное число конической (гипоидной) пары делают небольшим $u = 1,5 \dots 2,7$.

Для облегчения условий работы подшипников промежуточного вала, с закрепленными на нем коническим колесом и цилиндрической шестерней, стремятся согласовать осевые силы, действующие на вал

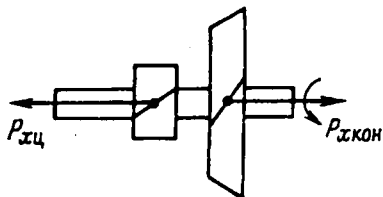


Рис. 6.4. Схема уравнивания осевых сил

от обоих зацеплений (рис. 6.4). Для этого направление и угол наклона зуба цилиндрической шестерни выбирают таким, чтобы осевые силы от обоих зацеплений уравнивались:

$$P_{x\text{кон}} = P_{x\text{ц}}.$$

Если сначала поставить цилиндрическую зубчатую пару, а затем коническую или гипоидную (см. рис. 6.3, з), то при этом легче обеспечить проходной мост и жесткость всей конструкции главной передачи.

Иногда цилиндрическую пару выполняют с $u = 1$ и только для того, чтобы осуществить конструкцию проходного моста. В этом случае главная передача является по сути одинарной конической или гипоидной.

В случае применения планетарной передачи вместо цилиндрической (см. рис. 6.3, д, е) конструкция получается более компактной, однако повышается трудоемкость изготовления такой главной передачи и затрудняется или становится невозможным (см. рис. 6.3, д) осуществить проходной мост.

Общий недостаток центральной двойной главной передачи — большие размеры центральной части ведущего моста, что вызывает затруднения при проектировании КМ с низкой высотой платформы (кузова), а также при компоновке переднего ведущего моста у грузовых КМ при переднем расположении двигателя.

Двойная центральная двухступенчатая главная передача

Применяют такую передачу достаточно редко, как правило в грузовых КМ большой грузоподъемности и на автобусах, предназначенных для эксплуатации на дорогах со сложным (горным) рельефом или в городских условиях при неравномерной загрузке, причем только на КМ с одним ведущим мостом (чтобы сильно не усложнять управление переключением передач в ведущих мостах).

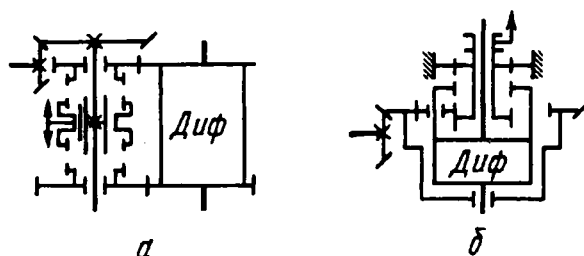


Рис. 6.5. Схемы двойных центральных двухступенчатых главных передач:

а – с двумя парами цилиндрических зубчатых колес;
б – с планетарным механизмом

Примеры схем двухступенчатых главных передач приведены на рис. 6.5.

Высшая передача в мосту используется при движении КМ в легких и средних дорожных условиях с малой нагрузкой, при этом повышается топливная экономичность и ресурс двигателя, работающего при меньшей частоте вращения коленчатого вала; низшая – в средних и тяжелых дорожных условиях и при полной нагрузке.

Преимущества такой конструкции главной передачи:

- 1) увеличение диапазона передаточных чисел трансмиссии на 30...50 %;
- 2) удваивание числа передач;
- 3) карданная передача привода моста не нагружается дополнительным крутящим моментом, что имеет место при введении дополнительной понижающей передачи в КП с демультипликатором.

Недостатки рассматриваемой передачи:

- 1) большая сложность;
- 2) переключение передач возможно лишь при остановленной КМ ввиду отсутствия синхронизаторов в мосту (установка их привела бы к еще большему усложнению конструкции и управления).

Управление механизмом переключения передач – дистанционное, чаще всего пневматическое или электрическое.

Выбор передаточных чисел двухступенчатых главных передач обычно проводят так же, как для делителя КП. Передаточное число высшей передачи $u_{гп.в}$ определяют по формуле (6.1), а низшей принимают равным $u_{гп.н} = u_{гп.в} \sqrt{q_{кп}}$ или близким к нему. В существующих двухступенчатых мостах $u_{гп.н}/u_{гп.в} = 1,25 \dots 1,47$.

Двойная разнесенная главная передача

Передачу такого типа применяют на грузовых КМ большой грузоподъемности, когда $u_{гп} \geq 11$, и на КМ высокой проходимости для реализации большого клиренса.

Преимущества такой передачи следующие:

- 1) большие значения передаточного числа ($u_{гп}$ до 20...30);
- 2) уменьшение размеров и массы межколесного дифференциала, диаметра полуосей, а также размеров карданных механизмов привода управляемых колес за счет незначительного увеличения крутящего момента, подводимого к межколесному дифференциалу;
- 3) максимально компактная центральная часть ведущего моста, что важно для проектирования КМ с низким уровнем пола в кузове и низким центром тяжести, а также для обеспечения большого клиренса.
- 4) возможность корректировки передаточного числа главной передачи $u_{гп}$ без изменения центральной части ведущего моста;
- 5) бортовые и колесные редукторы несут лишь половину нагрузки, приходящейся на ведущий мост.

К ее недостаткам можно отнести:

- 1) увеличение неподрессоренных масс при независимой подвеске колес;
- 2) усложнение и удорожание конструкции по сравнению с двойной центральной передачей из-за большого числа деталей.
- 3) высокая трудоемкость обслуживания.

Чаще всего разнесенная главная передача состоит из центрального редуктора (конической или гипоидной передачи) и расположенных в колесах колесных редукторов. Такая схема находит широкое применение как при жестком картере моста, когда все элементы такой главной передачи размещены в этом картере (при зависимой подвеске колес), так и в случае шарнирного ведущего моста, когда центральный редуктор размещен в корпусе КМ (на раме) и связан с колесными редукторами карданными передачами.

Иногда при ограниченных размерах обода колеса периферийный редуктор располагают не внутри, а рядом с колесом и называют бортовым. Такие конструкции встречаются и при зависимой, и при независимой подвеске колес. Часто в качестве такого редуктора размещают цилиндрическую зубчатую пару внешнего зацепления с неподвижными осями валов. При расположении плоскости осей этих валов вертикально можно опустить уровень пола в кузове (что важно для автобусов), если ведущая шестерня этой пары будет располагаться ниже ведомой, или увеличить дорожный просвет в средней

части моста (что важно для КМ высокой проходимости), если ведущая шестерня будет находиться выше ведомой. Встречаются также конструкции, когда плоскость осей этих валов располагается горизонтально.

При бортовой схеме трансмиссии центральный редуктор распадается на два бортовых конических редуктора, каждый из которых обычно связан шарнирно с соответствующим колесным редуктором. Кроме того, встречаются конструкции с жесткой подвеской колес, когда редуктор располагают не в колесе, а в корпусе КМ и в этом случае его также называют бортовым.

На рис. 6.6 приведены основные схемы колесных редукторов, используемых на КМ. Наибольшее распространение имеют схемы, изображенные на рис. 6.6, а, в, г. Схемы, показанные на рис. 6.6, а – в, ж, являются схемами с неподвижными осями валов, остальные – с планетарными механизмами.

В схемах а и б (см. рис. 6.6) ведущая шестерня может располагаться ниже оси ведомой шестерни, что позволяет снизить уровень пола в кузове.

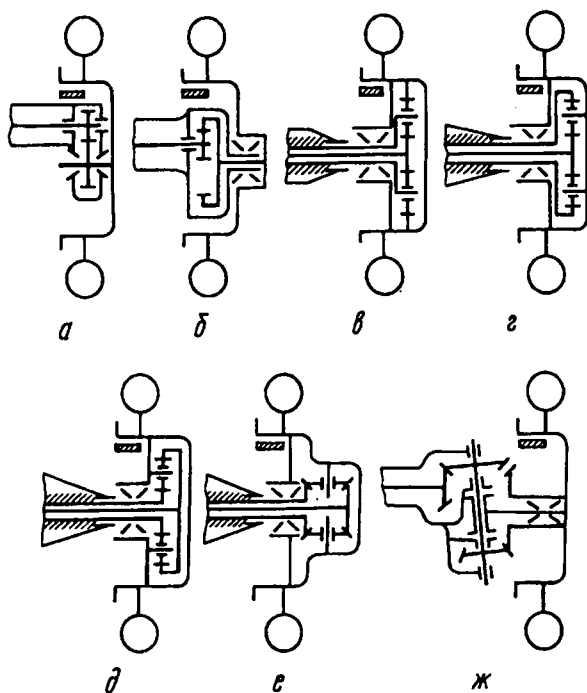


Рис. 6.6. Схемы колесных редукторов

Чтобы оценить компоновочные возможности каждой схемы, т.е. максимальное передаточное число, которое может быть получено в пространстве одинакового объема, ограниченного диаметром начальной окружности коронной шестерни D , примем диаметр начальной окружности ведущей (солнечной) шестерни во всех схемах равным d .

В схеме, приведенной на рис. 6.6, а, под D будем понимать сумму диаметров ведущей и ведомой шестерен, а в схеме, показанной на рис. 6.6, ж, – диаметр ведомой шестерни. Тогда передаточное число u для схем а – ж будет соответственно равно:

$$\begin{aligned} u &= D/d - 1; \quad u = D/d; \quad u = D/d; \\ u &= D/d + 1; \quad u = 1 + d/D; \quad u = 2; \quad u = D/d. \end{aligned}$$

Как видим, наибольшее передаточное число можно получить в схеме г (см. рис. 6.6). Рациональным является соотношение $\frac{4}{3} \leq \frac{D}{d} \leq 5$, иначе сателлиты будут либо очень большими, либо очень маленькими. Таким образом, в схеме г $u_{\max} = 6$. В схеме д $u = 1, 2 \dots 1,75$, а в схеме е при углах между осями зубчатых колес 90° всегда $u = 2$, что часто является недостаточным; поэтому эти схемы применяют редко.

Оригинальная конструкция колесного редуктора с коническими передачами, изображенная на рис. 6.6, ж, позволяет создать жесткий управляемый ведущий мост без введения дополнительных шарниров.

При разработке ведущих мостов с успехом может быть применен модульный принцип проектирования. Так, меняя зубчатые пары в планетарном колесном редукторе, можно изменять общее передаточное число разнесенной главной передачи при постоянном передаточном числе в центральном редукторе, т.е. получать семейство ведущих мостов различного типоразмера, или, меняя корпусные детали, но используя одни и те же зубчатые пары, подшипники и т.д., получать жесткие или шарнирные ведущие мосты.

Возможны также варианты использования средней части жесткого ведущего моста с “чулками” картера и полуосями различной длины, что позволяет изменять колею КМ. Это особенно эффективно при малосерийном производстве и широкой номенклатуре выпускаемых КМ.

6.2.4. Выбор основных параметров зубчатых колес главных передач

Основные параметры цилиндрических зубчатых колес главных передач определяют по зависимостям, приведенным в гл. 5, с использованием методики, описанной в гл. 2. При этом ширина зубчатых колес $b = (10 \dots 17)m_n$; полная высота зуба $h = 2,25m_t$; $\beta = 0 \dots 20^\circ$.

Для конической и гипоидной передач последовательность выбора основных параметров зубчатых колес следующая.

1. Определяют крутящий момент на валу ведущей шестерни по выражению (5.1).

2. Выбирают внешнее конусное расстояние R_e (расстояние вдоль образующей начального конуса от вершины до внешнего края зубчатого венца) и внешний окружной модуль m_{te} с учетом рис. 6.7.

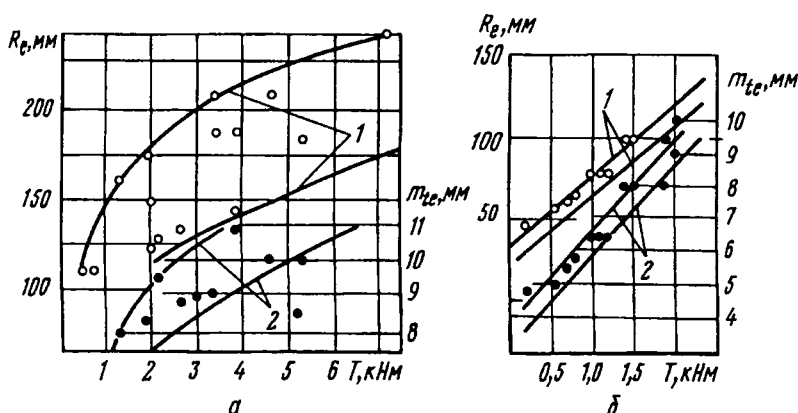


Рис. 6.7. Зависимости R_e (1) и m_{te} (2) от расчетного момента T для зубчатых колес конических главных передач (а) и конического дифференциала (б)

3. Находят ширину зубчатого венца $b = 0,3R_e$.

4. Вычисляют полную высоту зуба $h = 1,9m_{te}$.

5. Задают угол профиля α исходного контура. Для конических колес α принимают равным 20, 22,5 или 25°; для гипоидных, так как углы профиля на рабочей и нерабочей сторонах зуба различны, среднее значение угла профиля α принимают равным 19 или 21,5° – для легковых и 22,5° – для грузовых КМ.

6. Выбирают коэффициенты смещения $x_1 = -x_2$ в зависимости от числа зубьев шестерни z_1 :

Число зубьев	6	7	8	9	10	11
Значение x_1 для зубчатых колес:						
конических	0,535	0,51	0,48	0,445	0,405	0,358
гипоидных	0,682	0,666	0,648	0,626	–	–

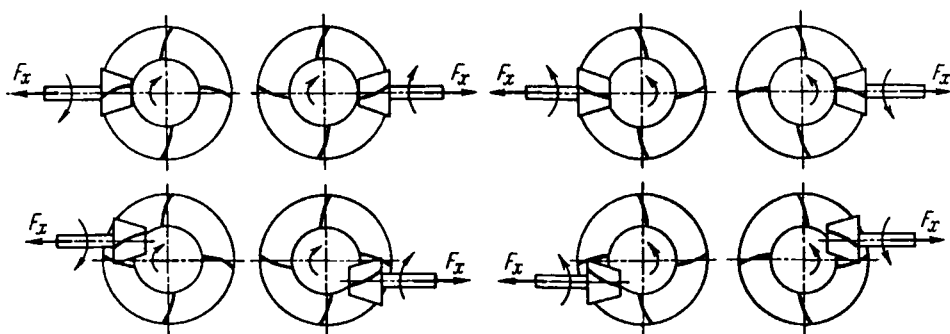


Рис. 6.8. Возможные сочетания направления вращения шестерни и наклона линии ее зуба, обеспечивающие выталкивающую осевую силу F_x , действующую на шестерню:

сверху – для конической пары; снизу – для гипоидной

7. Вычисляют углы наклона зубьев по выражениям (6.3) и (6.4) для заданного смещения E (для конической пары $E = 0$).

Направление винтовой линии зубьев конических зубчатых колес выбирают из следующего условия: при движении КМ вперед осевая сила, действующая на шестерню, должна быть направлена от вершины конуса к основанию и отжимать шестерню от колеса. Это условие выполняется, когда направления вращения шестерни (если смотреть со стороны основания на вершину) и винтовой линии зубьев противоположны (рис. 6.8).

В дальнейшем выбранные параметры уточняют по результатам расчета на прочность и усталость.

6.2.5. Особенности проектирования и расчета конических и гипоидных главных передач

Силы, действующие в зацеплении конических колес

Рассмотрим шестерню, имеющую правое вращение и правое направление винтовой линии зубьев. Схема сил, действующих на такую шестерню со стороны колеса, представлена на рис. 6.9, а.

Окружная сила

$$F_{t1} = F_t = 2 \frac{T_1}{d_{\omega m1}}, \quad (6.6)$$

где T_1 – расчетный крутящий момент, действующий на шестерню.

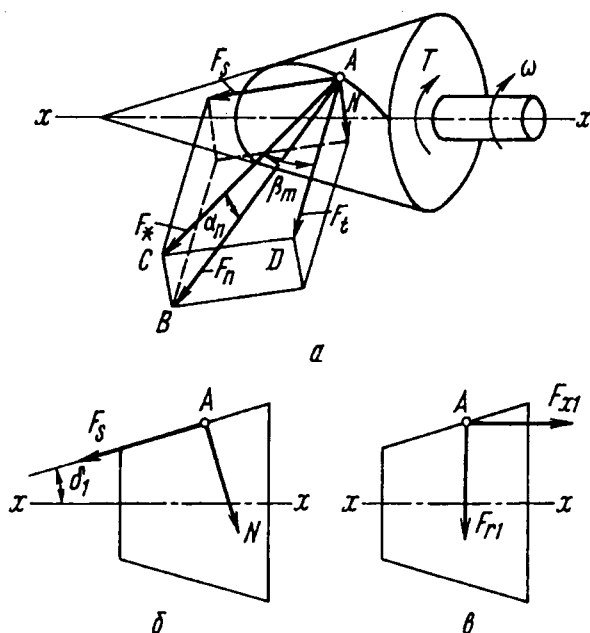


Рис. 6.9. Схема сил, действующих в зацеплении конических колес

Нормальная сила F_n в контакте может быть разложена на три составляющие: силу F_t ; силу F_s , направленную вдоль образующей делительного конуса, проходящей через точку A ; силу N , перпендикулярную силе F_s и направленную к оси шестерни, т.е.

$$\vec{F}_n = \vec{F}_t + \vec{F}_s + \vec{N}.$$

На рис. 6.9, б показано сечение шестерни плоскостью, проходящей через силы F_s и N , а на рис. 6.9, в – положительные направления осевой F_{x1} и радиальной F_{r1} сил, действующих на шестерню в том же сечении.

С учетом сказанного может быть записано и другое векторное равенство

$$\vec{F}_n = \vec{F}_t + \vec{F}_{x1} + \vec{F}_{r1}.$$

Сравнивая схемы, приведенные на рис. 6.9, б и в, можно записать

$$\begin{aligned} F_{x1} &= -F_s \cos \delta_1 + N \sin \delta_1; \\ F_{r1} &= F_s \sin \delta_1 + N \cos \delta_1, \end{aligned}$$

где δ_1 – угол делительного конуса шестерни.

Из треугольника ACD имеем $F_S = F_t \operatorname{tg} \beta_m$. Из треугольников ABC и ACD находим

$$N = F_* \operatorname{tg} \alpha_n = \frac{F_t}{\cos \beta_m} \operatorname{tg} \alpha_n,$$

где α_n – угол профиля зуба в нормальном среднем сечении.

В результате

$$F_{x1} = -F_t \operatorname{tg} \beta_m \cos \delta_1 + F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta_m} \sin \delta_1;$$

$$F_{r1} = F_t \operatorname{tg} \beta_m \sin \delta_1 + F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta_m} \cos \delta_1,$$

или в несколько измененном виде

$$\begin{aligned} F_{x1} &= -\frac{F_t}{\cos \beta_m} (-\operatorname{tg} \alpha_n \sin \delta_1 \pm \sin \beta_m \cos \delta_1); \\ F_{r1} &= \frac{F_t}{\cos \beta_m} (\operatorname{tg} \alpha_n \cos \delta_1 \pm \sin \beta_m \sin \delta_1), \end{aligned} \quad (6.7)$$

где знак “+” перед вторым слагаемым в скобках принимается при совпадении направления вращения шестерни с направлением ее линии зубьев, а знак “-” – при не совпадении этих направлений.

Схемы с одноименным направлением вращения шестерни и винтовой линии зубьев стараются не применять, так как они имеют следующие недостатки:

1) при $\sin \beta_m \cos \delta_1 > \operatorname{tg} \alpha_n \sin \delta_1$ (что обычно имеет место) осевая сила F_{x1} , действующая на шестерню, будет отрицательной, т.е. направленной к вершине конуса, что может привести к заклиниванию передачи при увеличенном боковом зазоре и недостаточно жестком закреплении шестерни;

2) радиальная сила F_{r1} , действующая на шестерню и равная осевой силе на колесе F_{x2} , имеет большую величину (из-за одинаковых знаков перед слагаемыми в скобках), что может привести к прогибам колеса, имеющего большой диаметр.

Схемы с разноименным направлением вращения шестерни и ее винтовой линии зубьев (см. рис. 6.8) наиболее распространены, так как в них сила F_{r1} мала (из-за разных знаков перед слагаемыми в скобках), а сила F_{x1} хоть и велика (из-за одинаковых знаков перед слагаемыми в скобках), но всегда направлена к основанию конуса, что исключает заклинивание передачи.

Из условия равновесия сил, действующих в контакте шестерни и колеса, имеем:

окружная сила, действующая на колесо, $F_{t2} = F_{t1} = F_t$;

осевая сила, действующая на колесо, $F_{x2} = F_{r1}$;

радиальная сила, действующая на колесо, $F_{r2} = F_{x1}$.

Для нахождения сил F_{x2} и F_{r2} можно использовать выражения (6.7), если в них вместо δ_1 подставить угол делительного конуса колеса $\delta_2 = 90^\circ - \delta_1$ и, кроме того, учесть, что сопряженные шестерня и колесо имеют противоположно направленные винтовые линии зубьев (см. рис. 6.8), т.е. знаки перед вторыми слагаемыми в скобках у шестерни и колеса будут различными.

Силы, действующие в зацеплении гипоидных колес

Ввиду различных углов наклона линии зуба шестерни и колеса ($\beta_{m1} \neq \beta_{m2}$) окружные силы, действующие на шестерне и на колесе, не равны между собой. Считая углы α_n профиля зуба в нормальном среднем сечении для шестерни и колеса одинаковыми, с учетом рис. 6.9 и 6.10 можно записать

$$F_{t1} = F_n \cos \alpha_n \cos \beta_{m1}; \quad F_{t2} = F_n \cos \alpha_n \cos \beta_{m2}.$$

Разделив левые и правые части обоих равенств одно на другое, получим $F_{t2} = F_{t1} \frac{\cos \beta_{m2}}{\cos \beta_{m1}} = F_{t1} K_r$, где F_{t1} вычисляется по выражению (6.6).

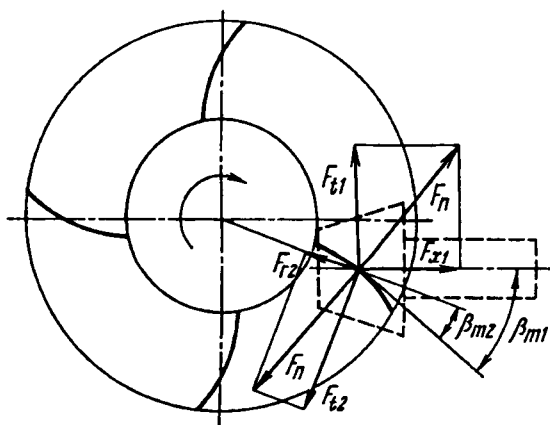


Рис. 6.10. Силы, действующие в зацеплении гипоидных колес

Силу F_{t2} можно также определить по формуле $F_{t2} = 2T_2/d_{wm2}$, где T_2 – расчетный крутящий момент, действующий на колесо, $T_2 = T_1 u_r$.

Осевую F_{x1} и радиальную F_{r1} силы, действующие на шестерню, можно вычислить по формуле (6.7), если подставить F_{t1} вместо F_t и β_{m1} вместо β_m .

Осевую F_{x2} и радиальную F_{r2} силы, действующие на колесо, можно также определить с помощью выражения (6.7), подставив F_{t2} вместо F_t , β_{m2} вместо β_m и δ_2 вместо δ_1 .

При этом остается в силе правило знаков для слагаемого в скобках и замечание, что эти знаки у шестерни и колеса будут различны, так как сопряженные шестерня и колесо имеют противоположно направленные винтовые линии зубьев (см. рис. 6.8).

Предварительный натяг подшипников валов конической и гипоидной главных передач

Ввиду больших осевых сил F_{x1} , действующих на шестерню в конической или гипоидной передачах, и высокой чувствительности таких передач к точности установки и перемещениям зубчатых колес проводят предварительный натяг подшипников ведущего и ведомого валов. Этот натяг позволяет выбрать зазоры в подшипниках и повысить их жесткость в осевом направлении.

При консольной установке конической шестерни обычно используют два конических роликовых подшипника, расположенных вершинами конусов роликов внутрь, на возможно большем расстоянии один от другого (рис. 6.11, а). Такая установка обеспечивает минимальное угловое смещение шестерни.

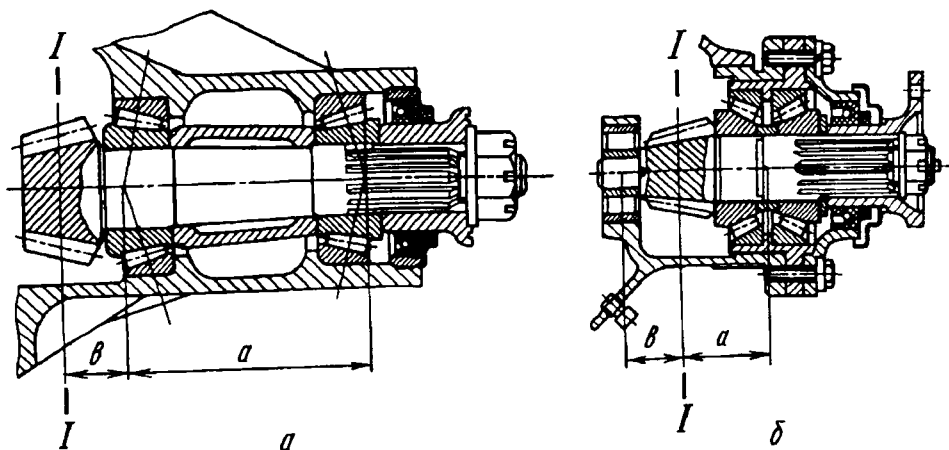


Рис. 6.11. Схемы установки ведущих валов конической (гипоидной) главной передачи

При установке ведущего вала с дополнительной опорой (рис. 6.11, б) для восприятия радиальных сил применяют роликовый цилиндрический подшипник, а для восприятия осевых и частично радиальных сил – два сближенных роликовых конических подшипника с большим углом конуса.

Рассмотрим модель ведущего вала на двух подшипниках, в которой осевая жесткость подшипника имитируется упругостью пружины сжатия (рис. 6.12). Каждая пружина имеет коэффициент жесткости $c_{пр}$. Если нет натяга, то осевое смещение f шестерни под действием силы F_x равно $f = F_x/c_{пр}$ (см. штриховую прямую на рис. 6.12). При этом будет работать только левая пружина (подшипник), а правая будет разгружена от действия осевых сил.

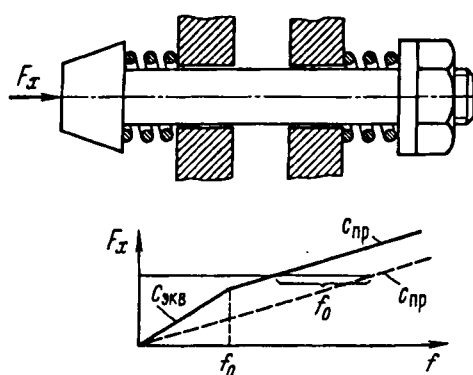


Рис. 6.12. Модель ведущего вала главной передачи с двумя подшипниками

Если предварительно сжать пружины так, чтобы деформация каждой была равна f_0 , то в дальнейшем под действием силы F_x левая пружина получит дополнительную деформацию f , а деформация правой уменьшится на f . Из уравнения равновесия вала

$$F_x - c_{пр}(f_0 + f) + c_{пр}(f_0 - f) = 0$$

находим

$$F_x = 2c_{пр}f, \text{ или } f = F_x/(2c_{пр}) = F_x/c_{экр},$$

где $c_{экр} = 2c_{пр}$.

Следовательно, смещение шестерни под действием той же силы F_x уменьшилось в два раза. Это будет происходить до тех пор, пока $f \leq f_0$. При дальнейшем увеличении силы F_x прогиб будет возрастать, но не в такой мере, как без натяга, т.е. всегда будет меньше на величину f_0 (см. горизонтальную прямую на рис. 6.12).

Чем больше натяг, тем лучше для зацепления, но слишком большой натяг приводит к уменьшению КПД подшипников и их износу. Считается, что предварительный натяг подшипников, не превышающий 30...40 % от максимальной осевой нагрузки, не снижает их долговечности. При затяжке внутренние кольца конических подшипников сближаются между собой до прижатия к калиброванной распорной втулке либо к втулке, длина которой регулируется калиброванными прокладками. Проверяют предварительный натяг по провороту вала после затяжки подшипников. Момент проворота задается на заводе-изготовителе в пределах 0,8...4,0 Н·м при выведенном из зацепления ведомом колесе.

Коническое (гипоидное) колесо болтами или заклепками крепится к картеру дифференциала. Вся эта конструкция устанавливается также на конических роликовых подшипниках, но расположенных уже вершинами конусов роликов наружу (в отличие от ведущего вала) для облегчения регулировки зазора в зубчатом зацеплении. Предварительный натяг этих подшипников измеряют при снятой шестерне; он находится примерно в тех же пределах, что и для подшипников ведущего вала.

Ввиду обычно большого диаметра зубчатого колеса осевая сила, действующая на него со стороны шестерни, способна вызвать деформацию колеса, нарушить точность зацепления и привести к повышению уровня шума и износу зубьев. Для предотвращения этого во многих конструкциях предусматривается упор (рис. 6.13, а), который воспринимает часть осевой силы. В неработающем состоянии между упором и торцом шестерни обеспечивается зазор в пределах 0,15...0,20 мм. Регулировка этого зазора в конструкции, изображенной на рис. 6.13, б, возможна благодаря эксцентричному расположению оси ролика по отношению к оси валика с резьбой.

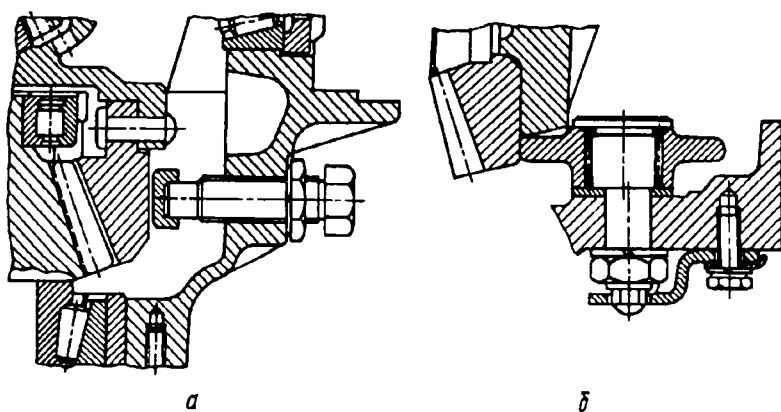


Рис. 6.13. Упоры конического колеса главной передачи

Расчет прогибов конических и гипоидных зубчатых колес

Ввиду жестких требований к точности зацепления конической и гипоидной главных передач были установлены допускаемые перемещения зубчатых колес (рис. 6.14).

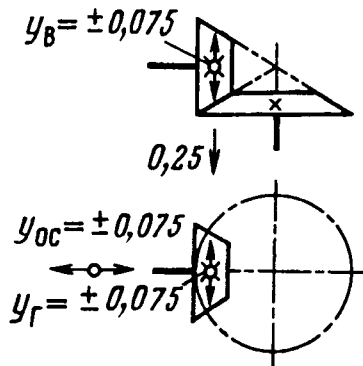


Рис. 6.14. Допускаемые вертикальные, горизонтальные и осевые перемещения зубчатых колес главной передачи

Фактические перемещения вычисляются с учетом схемы установки ведущих валов. Так, для схемы, приведенной на рис. 6.11, а, горизонтальные и вертикальные перемещения определяют соответственно по формулам

$$y_{\Gamma} = F_t \frac{b^2(a+b)}{3EJ};$$

$$y_{\text{в}} = F_r \frac{b^2(a+b)}{3EJ} - F_x \cdot 0,5d_{\text{вм1}} \frac{(2a+3b)b}{6EJ},$$

где J — момент инерции сечения вала, а угол поворота сечения $I-I$

$$\varphi = F_r \frac{b(2a+3b)}{6EJ} - F_x \cdot 0,5d_{\text{вм1}} \frac{a+3b}{3EJ}.$$

Для схемы, изображенной на рис. 6.11, б,

$$y_{\Gamma} = F_t \frac{a^2b^2}{3(a+b)EJ}; \quad y_{\text{в}} = F_r \frac{a^2b^2}{3(a+b)EJ} - F_x \cdot 0,5d_{\text{вм1}} \frac{ab(a-b)}{3(a+b)EJ};$$

$$\varphi = F_x \cdot 0,5d_{\text{вм1}} \frac{a^2 - ab + b^2}{3(a+b)} + F_r \frac{ab(b-a)}{3(a+b)EJ}.$$

Для повышения жесткости главной передачи рекомендуется: 1) увеличивать размер a и уменьшать размер b для схемы на рис. 6.11, a ; 2) уменьшать размер $a + b$ для схемы на рис. 6.11, b ; 3) обеспечивать плотную посадку подшипников на валу и в корпусе; 4) применять преднатяг подшипников; 5) не допускать большого износа подшипников; 6) обеспечивать высокую жесткость опор подшипников и в целом картера главной передачи.

6.3. Дифференциалы

6.3.1. Общие сведения

Согласно ГОСТ 18667 – 73, *дифференциал* – это механизм трансмиссии КМ, распределяющий подводимый к нему крутящий момент между выходными валами и позволяющий им вращаться с неодинаковыми угловыми скоростями.

Кроме общих требований, предъявляемых ко всем механизмам трансмиссии, как-то: высокий КПД и минимальный уровень шума, малые габаритные размеры и масса, надежность, технологичность, простота обслуживания и др., дифференциалы должны распределять крутящие моменты между выходными валами в пропорции, обеспечивающей наилучшие эксплуатационные свойства КМ (максимальную силу тяги, хорошую устойчивость и управляемость). Однако для увеличения силы тяги КМ нужно распределять крутящие моменты по колесам пропорционально их сцепным весам и коэффициентам сцепления, что на дорогах с различными коэффициентами сцепления под колесами левого и правого бортов приведет к разным силам тяги по бортам, появлению момента этих сил относительно вертикальной оси, проходящей через центр масс КМ, возникновению боковых сил, уводу шин, ухудшению устойчивости и управляемости КМ. Для обеспечения же устойчивости необходимо равенство сил тяги на колесах левого и правого бортов, что на дорогах с малой несущей способностью и различными коэффициентами сцепления под колесами левого и правого бортов приводит к недоиспользованию возможностей по сцеплению колес с дорогой из-за ограничения сил тяги на всех колесах силой тяги на колесе, имеющем минимальные сцепные возможности, и, как результат, – к ухудшению проходимости КМ.

Обычно это противоречие разрешается в пользу увеличения максимальной силы тяги и улучшения проходимости КМ.

Свойство дифференциала, позволяющее выходным валам вращаться с разными угловыми скоростями, дает возможность устранить циркуляцию паразитной мощности на этом участке трансмиссии.

В зависимости от места расположения в трансмиссии дифференциалы называются *межколесными*, *межосевыми*, *межтележечными* и *межбортowymi*.

В зависимости от отношения крутящих моментов T_1 и T_2 на ведомых валах дифференциалы разделяют на две большие группы: с постоянным и непостоянным отношением T_1/T_2 . В первой группе различают *симметричные* дифференциалы, обеспечивающие равенство крутящих моментов на ведомых валах, для которых $T_1/T_2 = 1$, и *несимметричные* дифференциалы, обеспечивающие разные крутящие моменты на ведомых валах, для которых $T_1/T_2 \neq 1$ (рис. 6.15). Конструктивно и симметричные, и несимметричные дифференциалы являются шестеренчатыми и могут быть выполнены как с коническими, так и с цилиндрическими зубчатыми колесами.

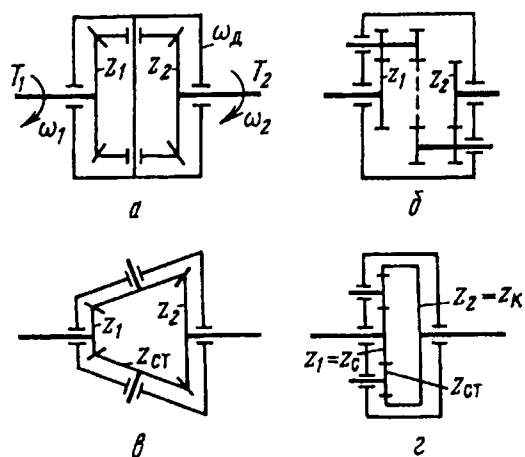


Рис. 6.15. Схемы симметричных (а, б) и несимметричных (в, г) дифференциалов с постоянным отношением крутящих моментов на ведомых валах

Во второй группе различают дифференциалы с *принудительной блокировкой*, выполняемые как с коническими, так и с цилиндрическими зубчатыми колесами, и *самоблокирующиеся* дифференциалы, которые могут быть *пульсирующими*, *свободного хода* и *повышенного трения*.

Из многочисленных известных конструкций пульсирующих дифференциалов нашел применение только шестеренчатый конический дифференциал.

Дифференциалы свободного хода лишь условно можно так называть ввиду того, что они лишь частично выполняют функции дифференциала (например, не передают крутящий момент на оба ведомых вала при различных угловых скоростях их вращения). Правильнее называть их муфтами свободного хода. Они бывают *роликовыми* и *кулачковыми*.

Среди самоблокирующихся дифференциалов повышенного трения различают *кулачковые* (рис. 6.16 и 6.17), *червячные*, с *муфтами (дисками) трения* (рис. 6.18) и *гидравлические* дифференциалы. Последние два типа выполняют как с коническими, так и с цилиндрическими зубчатыми колесами.

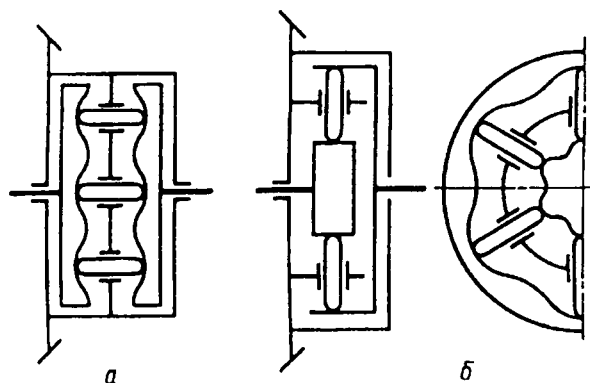


Рис. 6.16. Схемы кулачкового (сухарного) дифференциала с сухарями, расположенными в осевом (а) и радиальном (б) направлениях

Гидравлические дифференциалы бывают с масляным насосом и с муфтой вязкостного трения (патент Фергюсона).

Дифференциалы, применяемые на КМ, в подавляющем большинстве представляют собой ТПМ с двумя степенями свободы. В число основных (имеющих неподвижную ось вращения) трех звеньев входит водило и две полуосевые шестерни (шестерни, связанные с ведомыми валами). Обычно водило жестко соединено с ведомым колесом главной передачи, являясь ведущим звеном (корпусом) дифференциала, а полуосевые шестерни являются ведомыми звеньями.

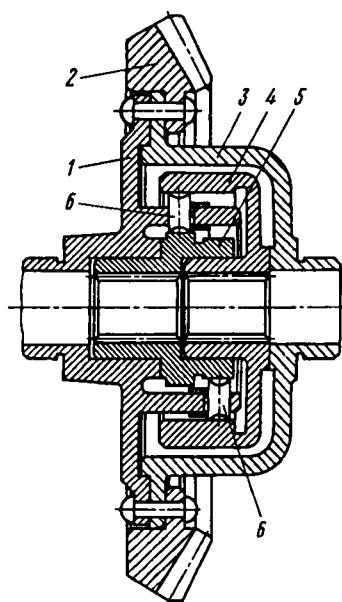


Рис. 6.17. Двухрядный кулачковый дифференциал:

1, 3 – чашки корпуса дифференциала; 2 – ведомое колесо главной передачи; 4, 5 – наружная и внутренняя звездочки; 6 – сухари

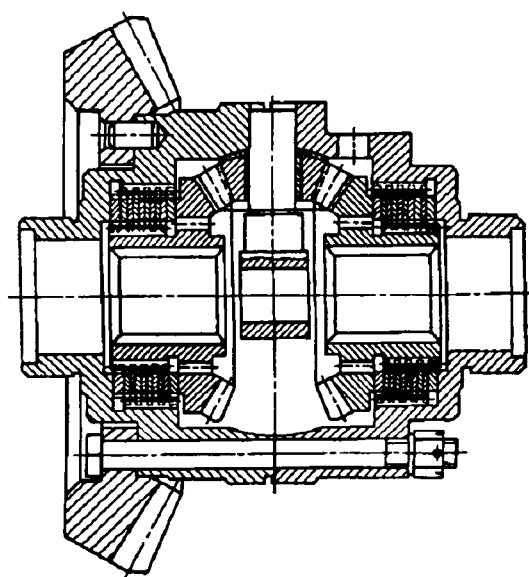


Рис. 6.18. Конический дифференциал с дисками трения

6.3.2. Кинематические и силовые соотношения в дифференциале

Запишем уравнение кинематических связей для дифференциала с постоянным отношением крутящих моментов T_1 и T_2 на ведомых звеньях (см. рис. 6.15). Передаточное число u_d дифференциала можно определить согласно формуле Виллиса, если остановить водило и получить механизм с неподвижными осями зубчатых колес:

$$u_d = \frac{\omega_1 - \omega_d}{\omega_2 - \omega_d},$$

где ω_1 , ω_2 , ω_d – угловые скорости полуосевых шестерен и корпуса дифференциала соответственно.

Отсюда

$$u_d = \frac{\omega_1 - \omega_2 u_d}{1 - u_d}. \quad (6.8)$$

Если при остановленном корпусе дифференциала полуосевые шестерни вращаются в одну сторону, то $u_d > 0$, а если в разные, то $u_d < 0$. Поэтому для всех автомобильных дифференциалов $u_d < 0$.

Если $u_d = -1$, то дифференциал симметричный и $2\omega_d = \omega_1 + \omega_2$, при $u_d \neq -1$ дифференциал несимметричный.

Передаточное число u_d дифференциала есть не что иное, как внутреннее передаточное число планетарного ряда, поэтому

$$u_d = -\frac{z_2}{z_1},$$

где z_1 и z_2 – числа зубьев полуосевых шестерен.

В автомобилестроении принято считать $|u_d| \geq 1$, поэтому всегда принимается $z_2 \geq z_1$.

Рассмотрим теперь силовые соотношения в дифференциалах. Из условия равновесия внешних крутящих моментов, приложенных к дифференциалу, имеем

$$T_1 + T_2 = T_d, \quad (6.9)$$

где T_1 , T_2 , T_d – моменты на полуосевых шестернях и корпусе дифференциала соответственно.

Из условия баланса мощностей можно записать

$$N_1 + N_2 = N_d - N_{тр},$$

где N_1, N_2 – мощности, передаваемые через полуосевые шестерни; N_d – мощность, поступающая на корпус дифференциала; $N_{тр}$ – потери мощности на трение.

Принимая во внимание, что $N_i = T_i \omega_i$, с учетом равенства (6.8) получаем уравнение

$$T_1 \omega_1 + T_2 \omega_2 = T_d \frac{\omega_1 - \omega_2 u_d}{1 - u_d} - N_{тр}. \quad (6.10)$$

Из выражения (6.9) следует, что

$$T_2 = T_d - T_1. \quad (6.11)$$

Тогда с учетом (6.11) равенство (6.10) принимает вид

$$T_1 \omega_1 + (T_d - T_1) \omega_2 = T_d \frac{\omega_1 - \omega_2 u_d}{1 - u_d} - N_{тр},$$

откуда

$$T_1 = \frac{T_d}{1 - u_d} - \frac{N_{тр}}{\omega_1 - \omega_2} = \frac{T_d}{1 - u_d} - 0,5 T_{тр}. \quad (6.12)$$

Здесь

$$T_{тр} = \frac{2N_{тр}}{\omega_1 - \omega_2}. \quad (6.13)$$

С учетом соотношений (6.11) и (6.12) запишем выражение для T_2 :

$$T_2 = T_d - T_1 = T_d - \frac{T_d}{1 - u_d} + 0,5 T_{тр} = \frac{T_d u_d}{u_d - 1} + 0,5 T_{тр}. \quad (6.14)$$

Для симметричного дифференциала ($u_d = -1$) выражения (6.12) и (6.14) имеют вид

$$T_1 = 0,5(T_d - T_{тр}); \quad T_2 = 0,5(T_d + T_{тр}). \quad (6.15)$$

При отсутствии потерь ($T_{тр} = 0$) моменты в симметричном дифференциале распределяются поровну между ведомыми звеньями: $T_1 = T_2 = 0,5 T_d$. Таким образом, на выходных валах (полуосях) симметричного дифференциала при отсутствии трения крутящие моменты всегда равны между собой независимо от условий движения КМ. Это является важнейшим свойством симметричного дифференциала, в значительной степени определяющим эксплуатационные свойства КМ.

При наличии потерь ($T_{\text{тр}} \neq 0$) моменты на ведомых валах симметричного дифференциала, согласно уравнениям (6.15), отличаются на момент трения:

$$T_2 - T_1 = T_{\text{тр}}. \quad (6.16)$$

Чтобы $T_{\text{тр}} > 0$, необходимо принять за первую полуосевую шестерню ту, для которой $\omega_1 > \omega_2$. Тогда, согласно выражениям (6.15) и (6.16), крутящий момент T_1 на этой шестерне (забегающем валу) будет меньше, чем момент T_2 на другой полуосевой шестерне (отстающем валу).

Для несимметричного дифференциала, согласно выражениям (6.12) и (6.14), при отсутствии потерь отношение моментов

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_d u_d}{u_d - 1} \frac{1 - u_d}{T_d} = -u_d,$$

т.е. равно по модулю передаточному числу дифференциала. Таким образом, например, для межосевого несимметричного дифференциала, устанавливаемого в раздаточную коробку полноприводной трехосной КМ (при односкатной ошиновке всех мостов), необходимо обеспечить $u_d = -2$, чтобы крутящий момент, подаваемый на заднюю тележку (средний и задний мосты), всегда был в два раза больше, чем крутящий момент, поступающий на передний мост.

6.3.3. Влияние дифференциала на проходимость КМ

Если условия по сцеплению левого и правого колес одного моста одинаковы, то межколесный симметричный дифференциал с пренебрежимо малыми потерями на трение является лучшим решением кинематической связи ведущих колес с позиции эксплуатационных качеств КМ. При этом каждое колесо может вращаться со своей необходимой по кинематике частотой вращения и возрастание силы тяги будет происходить до полного использования всего сцепного вала; буксование наступит у обоих колес одновременно. То же самое относится и к межосевому, и к другим дифференциалам с малым трением.

Если условия по сцеплению у колес неодинаковы, то при возрастании силы тяги у КМ, оборудованных такими дифференциалами, буксовать начнут те колеса, которые находятся в худших сцепных условиях. Дальнейшее увеличение силы тяги КМ окажется невозможным. Колеса, находящиеся в лучших сцепных условиях, не смогут реализовать всю свою возможную силу тяги. При этом произойдет снижение тяговых качеств и проходимости КМ, оборудованных

дифференциалами с малым трением, при движении по дорогам с нестабильными сцепными характеристиками.

Какой же дифференциал нужен для КМ? Чтобы ответить на этот вопрос еще раз рассмотрим межколесный симметричный дифференциал с малым трением.

Если под обоими колесами коэффициент сцепления $\varphi_{\max} = 0,8$ (что соответствует движению по сухому бетонному покрытию), то максимальная суммарная сила тяги ведущего моста $P_{\text{вм}} = 2G_{\text{к}}\varphi_{\max} = 1,6G_{\text{к}}$, где $G_{\text{к}}$ – вес, приходящийся на одно колесо. Если под обоими колесами коэффициент сцепления $\varphi_{\min} = 0,1$ (что соответствует движению по льду), то $P_{\text{вм}} = 2G_{\text{к}}\varphi_{\min} = 0,2G_{\text{к}}$.

Если под одним колесом коэффициент сцепления $\varphi_{\max}$, а под другим $\varphi_{\min}$, то при дифференциальном приводе $P_{\text{вм}} = 2G_{\text{к}}\varphi_{\min} = 0,2G_{\text{к}}$. Чтобы обеспечить наиболее полное использование сцепного веса моста, необходимо заблокировать дифференциал. Тогда $P_{\text{вм}} = G_{\text{к}}\varphi_{\max} + G_{\text{к}}\varphi_{\min} = 0,9G_{\text{к}}$.

Из сопоставления последних двух выражений следует, что вследствие полного использования сцепного веса в соответствии со сцепными возможностями дороги максимальная сила тяги в 4,5 раза больше. Такого эффекта можно добиться и другим путем, например, если вместо симметричного установить несимметричный дифференциал с передаточным числом (между полуосями) $u_{\text{д}} = -\varphi_{\max}/\varphi_{\min} = -8$. В результате сохранится возможность вращения полуосей с разными угловыми скоростями и будет обеспечена максимально возможная сила тяги.

В действительности же из-за непрерывно меняющихся дорожных условий в худшем положении может оказаться как одно, так и другое колесо. Поэтому необходим такой механизм, который обеспечивал бы выполнение функции дифференциала с автоматически изменяющимся передаточным числом от $u_{\text{д}} = -\varphi_{\max}/\varphi_{\max} = -1$ до $u_{\text{д}} = -\varphi_{\max}/\varphi_{\min} = -8$ в зависимости от дорожных условий. Такой идеальный механизм еще не создан.

Ввиду того, что изменять передаточное число $u_{\text{д}} = -z_2/z_1$ у шестеренчатого дифференциала в процессе работы не представляется возможным из-за его конструкции (за исключением пульсирующего дифференциала), стараются изменить силовое передаточное число дифференциала, равное T_2/T_1 , вводя дополнительные силы трения так, чтобы крутящий момент T_2 на “отстающем” колесе (имеющем больший коэффициент сцепления) увеличивался согласно уравнению (6.14), а на “забегающем” колесе (имеющем меньший коэффициент сцепления) уменьшался согласно формуле (6.12).

6.3.4. Коэффициент блокировки симметричного дифференциала

Отношение крутящего момента T_2 на отстающем валу к крутящему моменту T_1 на забегающем валу называется *коэффициентом блокировки* K_6 . Обычно этот термин используют только для симметричного дифференциала. С учетом выражения (6.15)

$$K_6 = \frac{T_2}{T_1} = \frac{T_d + T_{\text{тр}}}{T_d - T_{\text{тр}}}. \quad (6.17)$$

В зависимости от конструкции дифференциалы повышенного трения обеспечивают различные коэффициенты блокировки.

Симметричный дифференциал ($c_{\text{уд}} = -1$), имеющий коэффициент блокировки K_6 , обеспечивает разные силы тяги у колес ведущего моста. Блокирующие свойства такого дифференциала начинают проявляться немедленно, как только появляется разность сил тяги у колес ведущего моста, причем в первый момент относительное вращение полуосей отсутствует. Оно появляется при достижении некоторой разности сил тяги, определяемой коэффициентом блокировки.

Относительное вращение полуосей возможно вследствие буксования одного колеса при прямолинейном движении или из-за разных путей, проходимых колесами на повороте. При этом в первом случае такой дифференциал будет благоприятно сказываться на движении КМ, обеспечивая увеличение крутящего момента на полуоси небуксующего колеса, а во втором – неблагоприятное, так как в этом случае в перераспределении крутящих моментов нет необходимости. Сила тяги внутреннего по отношению к оси поворота колеса становится больше, а наружного – меньше. В результате в плоскости дороги появляется внешний момент, действующий в направлении, противоположном направлению поворота, что ухудшает управляемость КМ.

Согласно выражению (6.17), теоретически коэффициент блокировки K_6 может изменяться от $K_6 = 1$, когда трение в дифференциале отсутствует ($T_{\text{тр}} = 0$), до бесконечности, когда $T_1 = T_d - T_{\text{тр}} = 0$ (это может быть только на абсолютно гладкой поверхности с $\varphi = 0$ или при отрыве колеса от поверхности дороги).

На практике нет необходимости иметь большое значение коэффициента блокировки K_6 , так как предельные значения коэффициента сцепления под отдельными колесами встречаются крайне редко. По некоторым данным $K_6 = 3$ достаточен для 80 % дорожных условий, $K_6 = 5$ – для 94 %.

Максимальная суммарная сила тяги ведущего моста с само-блокирующимся дифференциалом $P_{\text{вм}} = G_{\text{к}}(\varphi_{\text{к min}} + \varphi_{\text{к min}}K_6) = G_{\text{к}}\varphi_{\text{к min}}(1 + K_6)$ не может быть больше $P_{\text{вм}} = G_{\text{к}}(\varphi_{\text{к min}} + \varphi_{\text{к max}})$, где $\varphi_{\text{к min}}$, $\varphi_{\text{к max}}$ – коэффициенты сцепления под отдельными колесами, причем $\varphi_{\text{к min}} \leq \varphi_{\text{к max}}$.

Если остановить корпус симметричного дифференциала, то получится редуктор с одной степенью свободы и передаточным числом $|u_{\text{д}}| = 1$. Пусть к одному из ведомых валов дифференциала приложен крутящий момент T_2 , а с другого снимается момент T_1 . Так как в дифференциале имеются потери на трение, то $T_2 > T_1$, а из-за того, что он симметричный, следует равенство $\omega_1 = \omega_2$, хотя и направлены скорости в разные стороны. Причем направления момента T_2 и угловой скорости ω_2 , как у ведущего элемента, в данном случае будут совпадать, а направления T_1 и ω_1 будут противоположны. В соответствии с этим направления моментов T_1 и T_2 будут одинаковыми. Тогда КПД такого редуктора (дифференциала)

$$\eta_{\text{д}} = \frac{T_1\omega_1}{T_2\omega_2} = \frac{T_1}{T_2}. \quad (6.18)$$

Выражение (6.18) справедливо и при вращающемся корпусе дифференциала. Причем, как и в рассмотренном редукторе, внешний момент T_2 и угловая скорость ω_2 на отстающей полуоси совпадают по направлению, а на забегающей полуоси противоположны. В результате с учетом формулы (6.18) выражение (6.17) примет вид

$$K_6 = 1/\eta_{\text{д}}. \quad (6.19)$$

Если коэффициент блокировки не зависит от того, какая полуось является отстающей, а какая забегающей, то такой дифференциал называется *дифференциалом с симметричными блокирующими свойствами*.

Низкий КПД дифференциала иногда рассматривают как серьезный недостаток из-за возможных больших потерь мощности. Это не совсем так. Большой момент трения в дифференциале приведет к увеличению потерь мощности только при значительной разнице в частотах вращения полуосей. Так как обычно эта разница невелика, то и теряемая в дифференциале мощность тоже мала. Потери близки к нулю при отсутствии относительного вращения деталей дифференциала и будут возрастать по мере увеличения разницы в частотах вращения полуосей. При буксовании одного из колес ведущего моста или при повороте КМ с минимальным радиусом (при

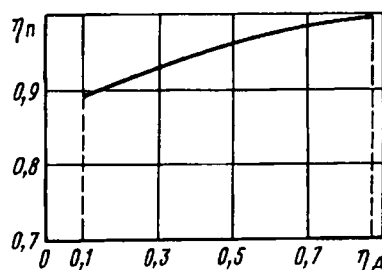


Рис. 6.20. Зависимость КПД передачи η_n от КПД дифференциала η_d

Таким образом, КПД передачи η_n в отличие от КПД дифференциала η_d – величина переменная для данной КМ и зависит от радиуса ее поворота. При прямолинейном движении без проскальзывания ($R = \infty$) $\eta_n = 1$ независимо от КПД дифференциала η_d ; при движении с минимальным радиусом поворота зависимость η_n от η_d показана на рис. 6.20 для отношения $B/(2R_{\min}) = 0,1$, характерного для большинства грузовых КМ. Анализ этой зависимости показывает, что КПД передачи η_n достаточно высок даже при весьма низких значениях КПД дифференциала η_d . Отсюда следует, что низкие значения КПД дифференциала не могут служить препятствием для создания блокирующихся дифференциалов повышенного трения.

Наряду с уравнением (6.17) для коэффициента блокировки дифференциала K_6 используется также выражение

$$K_{61} = \frac{(T_2 - T_1)}{T_d} = \frac{T_{\text{тр}}}{T_d} \quad (6.22)$$

(с учетом равенств (6.15)).

Между этими двумя выражениями существует связь:

$$K_6 = \frac{T_2}{T_1} = \frac{T_d + T_{\text{тр}}}{T_d - T_{\text{тр}}} = \frac{1 + T_{\text{тр}}/T_d}{1 - T_{\text{тр}}/T_d} = \frac{1 + K_{61}}{1 - K_{61}}; \quad (6.23)$$

$$K_{61} = \frac{T_2 - T_1}{T_d} = \frac{T_2 - T_1}{T_2 + T_1} = \frac{T_2/T_1 - 1}{T_2/T_1 + 1} = \frac{K_6 - 1}{K_6 + 1}. \quad (6.24)$$

Согласно выражению (6.22), K_{61} изменяется от $K_{61} = 0$ при $T_{\text{тр}} = 0$ до $K_{61} = 1$ при $T_{\text{тр}} = T_d$ (полная блокировка дифференциала).

6.3.5. Определение коэффициента блокировки дифференциалов различных конструкций

При относительном вращении полуосевых шестерен в обычном симметричном коническом дифференциале имеют место некоторые потери мощности на преодоление сил трения внутри механизма. Если учесть потери в зацеплениях сателлитов и полуосевых шестерен, а также в подшипниках скольжения сателлитов на оси крестовины и полуосевых шестерен в корпусе дифференциала, то КПД дифференциала может быть вычислен как произведение КПД этих механизмов передачи мощности:

$$\eta_d = \eta_{п.с} \eta_{кон.пр} \eta_{п.с} \eta_{кон.пр} \eta_{п.с},$$

где $\eta_{п.с}$ – КПД подшипника скольжения; $\eta_{кон.пр}$ – КПД конической передачи с прямым зубом. Приняв $\eta_{п.с} = 0,99$; $\eta_{кон.пр} = 0,98$, получим

$$\eta_d = \eta_{п.с}^3 \eta_{кон.пр}^2 = 0,99^3 \cdot 0,98^2 = 0,93$$

и далее, согласно формуле (6.19), находим

$$K_6 = 1/\eta_d = 1/0,93 = 1,075.$$

С учетом выражения (6.24) имеем

$$K_{61} = \frac{K_6 - 1}{K_6 + 1} = \frac{1 - \eta_d}{1 + \eta_d} = \frac{1 - 0,93}{1 + 0,93} = 0,036.$$

В результате, согласно формуле (6.22),

$$T_{тр} = K_{61} T_d = \frac{1 - \eta_d}{1 + \eta_d} T_d = 0,036 T_d. \quad (6.25)$$

Таким образом, коэффициент блокировки обычного симметричного конического дифференциала составляет $K_6 = 1,07 \dots 1,10$. С учетом трения сателлитов и полуосевых шестерен о корпус дифференциала его значение возрастает до $K_6 = 1,20 \dots 1,25$.

Чтобы существенно увеличить момент трения в дифференциале, используют специальные диски трения (см. рис. 6.18). Подсчитаем

момент трения в таком самоблокирующемся дифференциале повышенного трения, приняв во внимание, что все шестерни в дифференциале прямоугольные. Тогда, согласно выражениям (6.7), при $\beta_m = 0$ и $\alpha_n = \alpha$ имеем

$$F_{x_{пш}} = F_t \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_{пш};$$

$$F_{x_{ст}} = F_t \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_{ст},$$

где $F_{x_{пш}}$ – суммарная осевая сила, действующая на обе полуосевые шестерни и сжимающая пакеты дисков; F_t – суммарная окружная сила, действующая в зацеплениях сателлитов с полуосевыми шестернями, $F_t = 2T_d/d_{мпш}$; $d_{мпш}$ – средний делительный диаметр полуосевой шестерни; $\delta_{пш}$, $\delta_{ст}$ – углы делительного конуса полуосевой шестерни и сателлита соответственно; $F_{x_{ст}}$ – суммарная осевая сила, действующая на сателлиты и прижимающая их к корпусу дифференциала.

Дополнительный момент трения, развиваемый в дисках трения и в контакте сателлитов с корпусом дифференциала, относительно оси полуосевых шестерен равен

$$T_{тр.доп} = F_{x_{пш}} \mu r_{ср.пш} z_{пш} + F_{x_{ст}} \mu r_{ср.ст} \frac{d_{мпш}}{d_{мст}}$$

или с учетом последних выражений

$$T_{тр.доп} = \frac{2T_d \mu \operatorname{tg} \alpha}{d_{мпш}} \left(z_{пш} r_{ср.пш} \sin \delta_{пш} + r_{ср.ст} \sin \delta_{ст} \frac{d_{мпш}}{d_{мст}} \right), \quad (6.26)$$

где μ – коэффициент трения; $r_{ср.пш}$, $r_{ср.ст}$ – средние радиусы поверхности трения дисков трения полуосевых шестерен и контактной поверхности сателлита с корпусом дифференциала соответственно; $z_{пш}$ – число пар трения на одной полуосевой шестерне; $d_{мст}$ – средний делительный диаметр сателлита. Сомножитель $d_{мпш}/d_{мст}$ появился в выражении (6.26) в связи с приведением момента трения сателлита (относительно его оси) к оси полуосевых шестерен.

По аналогии с выражением для среднего радиуса поверхности трения сцепления (см. гл. 1) можно записать

$$r_{ср.пш} = \frac{1}{3} \frac{D_{пш}^3 - d_{пш}^3}{D_{пш}^2 - d_{пш}^2}; \quad r_{ср.ст} = \frac{1}{3} \frac{D_{ст}^3 - d_{ст}^3}{D_{ст}^2 - d_{ст}^2},$$

где $D_{пш}$, $d_{пш}$ – наружный и внутренний диаметры дисков трения полуосевых шестерен; $D_{ст}$, $d_{ст}$ – наружный и внутренний диаметры площадки контакта сателлита и корпуса дифференциала.

Сложив выражения (6.25) и (6.26), получим суммарный момент трения в дифференциале с дисками трения

$$T_{\text{тр}\Sigma} = T_{\text{тр}} + T_{\text{тр.доп}},$$

а разделив его на момент, передаваемый корпусом дифференциала, найдем, согласно формуле (6.22), коэффициент

$$\begin{aligned} K_{61\Sigma} &= \frac{T_{\text{тр}\Sigma}}{T_{\text{д}}} = \\ &= \frac{1 - \eta_{\text{д}}}{1 + \eta_{\text{д}}} + \frac{2\mu \text{tg } \alpha}{d_{\text{мпш}}} \left(z_{\text{пш}} r_{\text{ср.пш}} \sin \delta_{\text{пш}} + \frac{d_{\text{мпш}}}{d_{\text{мст}}} r_{\text{ср.ст}} \sin \delta_{\text{ст}} \right). \end{aligned}$$

Подставив полученное выражение в уравнение (6.23), получим искомый суммарный коэффициент блокировки дифференциала с дисками трения (см. рис. 6.18)

$$K_{6\Sigma} = \frac{1 + K_{61\Sigma}}{1 - K_{61\Sigma}}.$$

Согласно последним двум выражениям, коэффициент блокировки данного дифференциала не зависит ни от передаваемого момента, ни от относительных скоростей полуосевых шестерен, а зависит только от конструктивных параметров дифференциала и коэффициента трения μ .

К сожалению, ввиду малости угла профиля исходного контура α , значение коэффициента блокировки K_6 в таком дифференциале не может быть большим. Для выполненных конструкций при девяти парах трения ($z_{\text{пш}} = 9$) и $\mu = 0,1$ K_6 равен 2,13; 2,36 и 2,51 при α , равном 20° ; $22^\circ 30'$ и 24° .

Чтобы увеличить силу сжатия дисков трения, а также момент трения и коэффициент блокировки, в конструкцию вводят трапецидальные кулачки, расположенные на внешних (рис. 6.21, а) либо на внутренних (рис. 6.21, б) сторонах полуосевых шестерен и втулок, через которые крутящий момент передается от этих шестерен к втулкам. При этом дополнительный момент трения $T_{\text{тр.доп}}$ может быть определен по формуле, аналогичной (6.26), с заменой угла α на $\varphi_{\text{д}}$, а $d_{\text{мпш}}$ на $d_{\text{мк}}$ (где $d_{\text{мк}}$ – средний диаметр торцевых кулачков).

В этих схемах, изменяя угол $\varphi_{\text{д}}$, можно получить любой коэффициент блокировки в пределах допустимых давлений в элементах механизма и в первую очередь в дисках трения (чтобы не вызвать

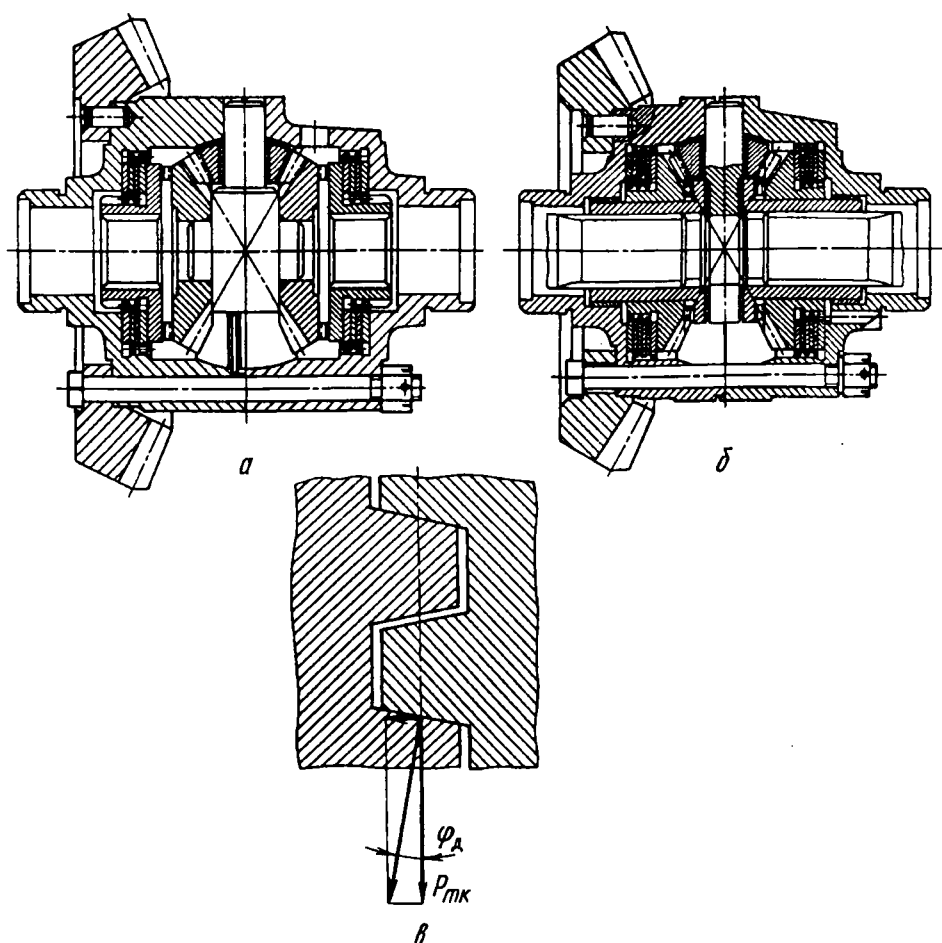


Рис. 6.21. Самоблокирующий дифференциал:

а, б – диски трения и трапециевидные кулачки расположены с внешней (*а*) и внутренней (*б*) сторон полуосевых шестерен и втулок; *в* – сечение трапециевидных кулачков

задиры на поверхностях трения). Серьезным недостатком схемы, приведенной на рис. 6.21, *а*, является то, что равнодействующая осевых сил прижимает полуосевые шестерни к сателлитам, уменьшая зазор в зацеплении зубьев и ухудшая тем самым работоспособность зубчатых пар дифференциала.

Конструкция самоблокирующегося дифференциала с отдельными плавающими пальцами сателлитов представлена на рис. 6.22. От корпуса дифференциала окружные силы передаются на два пальца сателлитов через его наклонные скосы. В результате этого возникают осевые составляющие силы, которые последовательно через паль-

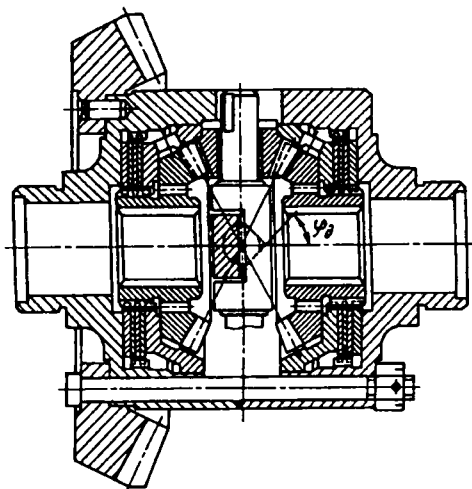


Рис. 6.22. Самоблокирующийся дифференциал с отдельными плавающими пальцами

цы, буртики сателлитов и нажимные чашки сжимают пакеты дисков трения. Один палец сжимает один пакет дисков, другой палец — другой пакет.

Здесь к моменту трения в дисках, обусловленному силами в зацеплениях сателлитов и полуосевых шестерен, добавляются моменты трения в дисках, а также между буртиками сателлитов и торцами нажимных чашек, обусловленные осевыми силами, возникающими на скосах корпуса дифференциала:

$$T_{\text{тр.доп}} = \left(\frac{T_d \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_{\text{пш}}}{d_{\text{мпш}}} + \frac{T_d \operatorname{tg} \varphi_d}{2r_{\text{ср.д}}} \right) \mu z_{\text{пш}} r_{\text{ср.пш}} + \frac{T_d \operatorname{tg} \varphi_d}{2r_{\text{ср.д}}} \mu r_{\text{ср.нч}},$$

где $r_{\text{ср.д}}$, $r_{\text{ср.нч}}$ — средние радиусы приложения осевых сил на скосах корпуса дифференциала и в контакте сателлитов с нажимными чашками соответственно. В этом выражении принято равномерное распределение окружной силы между пальцами сателлитов (коэффициент 2 в знаменателе). Однако это может быть обеспечено только при высокой точности изготовления, обеспечивающей равенство толщин пакетов дисков трения, взаимную перпендикулярность осей пальцев сателлитов и т.д. Иначе блокирующие свойства дифференциала будут различны при отставании одной или другой полуоси.

Некоторого увеличения коэффициента блокировки до $K_6 = 1,35$ можно добиться, если в результате небольшого изменения конструк-

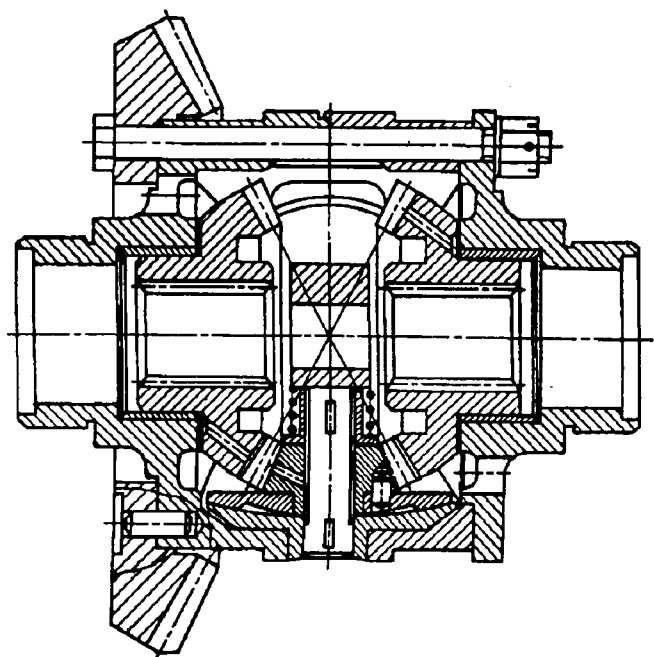


Рис. 6.23. Дифференциал с увеличенными шайбами сателлитов

ции увеличить средний радиус трения $r_{\text{ср.ст}}$ контактных поверхностей сателлита с корпусом дифференциала, как показано на рис. 6.23.

Коэффициент блокировки другого типа самоблокирующегося дифференциала повышенного трения – червячного дифференциала – может быть вычислен через КПД дифференциала $K_6 = 1/\eta_d$. Применение червячных дифференциалов весьма ограничено из-за сложности их конструкций, высоких требований к точности изготовления и необходимости применения дорогостоящих материалов: бронзы для зубчатых колес, высоколегированных сталей для червяков.

Еще один тип самоблокирующегося дифференциала повышенного трения – кулачковый дифференциал – может быть выполнен с сухарями, расположенными как в осевом (см. рис. 6.16, а), так и в радиальном направлении (см. рис. 6.16, б; 6.17). Сухари могут располагаться как в один (см. рис. 6.16), так и в два ряда (см. рис. 6.17) и перемещаться только вдоль своих осей.

При однорядном размещении сухарей число кулачков на полуосевых элементах (звездочках) должно быть разным, при этом хотя бы один сухарь будет передавать нагрузку. Число сухарей должно быть равно любому из делителей суммы числа кулачков на обеих звездочках. Например, если в дифференциале немецкой фирмы ZF число кулачков на звездочках равно 11 и 13, то при общем числе сухарей 8 (из возможных чисел 6, 8, 12, 24) в каждый момент передают нагрузку 3...4 сухаря.

При двухрядном размещении сухарей число кулачков на звездочках одинаково. При этом на внутренней звездочке один ряд кулачков смещен относительно другого на половину шага, а на внешней – кулачки выполнены по всей ширине звездочки. Число сухарей в каждом ряду (обычно 6 или 12) равно числу кулачков или в два раза больше его. Ряды сухарей размещаются в ведущем элементе – обойме корпуса дифференциала со смещением один относительно другого на половину своего шага. Такая конструкция позволяет всегда иметь в зацеплении один ряд сухарей, т.е. передавать нагрузку одновременно всеми сухарями одного ряда, что и объясняет большее распространение двухрядных кулачковых дифференциалов, чем одnorядных.

Кривые, по которым можно профилировать кулачки, должны иметь радиусы, отличающиеся на длину сухаря. Простейшим профилем, удовлетворяющим указанному условию, является спираль Архимеда, однако для упрощения технологии ее заменяют сопряженными дугами окружностей.

Работа дифференциала происходит следующим образом. При увеличении скорости одного из колес при повороте КМ звездочка этой стороны обгоняет обойму с сухарями и, перемещая последние вдоль своих осей, заставляет их воздействовать на профиль кулачков другой звездочки, уменьшая скорость ее вращения и обеспечивая таким образом дифференциальный эффект механизма.

При наличии относительной скорости вращения полуосей в местах контакта сухарей с кулачками и обоймой возникает трение. Силы трения на рабочих поверхностях кулачков и сухарей на отстающей звездочке складываются с действующей силой, а на обгоняющей – вычитаются из нее. В результате этого больший момент прилагается к отстающему колесу.

Силы трения, возникающие в дифференциале, прямо пропорциональны подводимому к нему крутящему моменту. Поэтому при повороте КМ на хорошей дороге, т.е. при относительно небольшом моменте, подводимом к дифференциалу, трение в нем не вызывает пробуксовки ведущих колес. При попадании одного из колес на скользкий участок оно под действием подводимого крутящего момента будет стремиться ускорить свое вращение, т.е. будет подобно наружному колесу на повороте. Тогда благодаря силам трения, как указывалось выше, крутящий момент на этом колесе будет уменьшаться, а на колесе, имеющем хорошее сцепление с грунтом, увеличиваться.

При повороте КМ на скользких дорогах наличие большого трения в дифференциале может вызвать преждевременное частичное буксование внутреннего ведущего колеса, так как через это колесо передается большая часть крутящего момента. При этом возможны колебания крутящего момента на внутреннем колесе, вызывающие вибрацию грунта (снижающие трение между его частицами), и, как результат, получается срыв грунта и погружение в него внутреннего колеса. Все это требует увеличения силы тяги для преодоления сопротивления движению КМ. Это явление особенно опасно для движения КМ по снегу, песку. Одним из недостатков кулачкового дифференциала является то, что при отрыве ведущего колеса от грунта не обеспечивается передача крутящего момента на другое колесо.

При одинаковом количестве кулачков на обоих полуосевых элементах (для двухрядного расположения сухарей) дифференциал является симметричным, т.е. $u_d = -1$; при разном (для однорядного расположения сухарей) – несимметричным ($u_d \neq -1$).

Для определения коэффициента блокировки рассмотрим силы, действующие на сухарь в кулачковом дифференциале с радиальным расположением сухарей (рис. 6.24). Пусть отстающей будет внутренняя звездочка, а забегающей – наружная, т.е. угловая скорость внутренней звездочки будет меньше, чем угловая скорость ведущего элемента – корпуса дифференциала, в котором расположены сухари, а угловая скорость наружной звездочки – больше, чем угловая скорость ведущего элемента. На рис. 6.24 параметры отстающей и забегающей звездочек имеют индексы “2” и “1” соответственно.

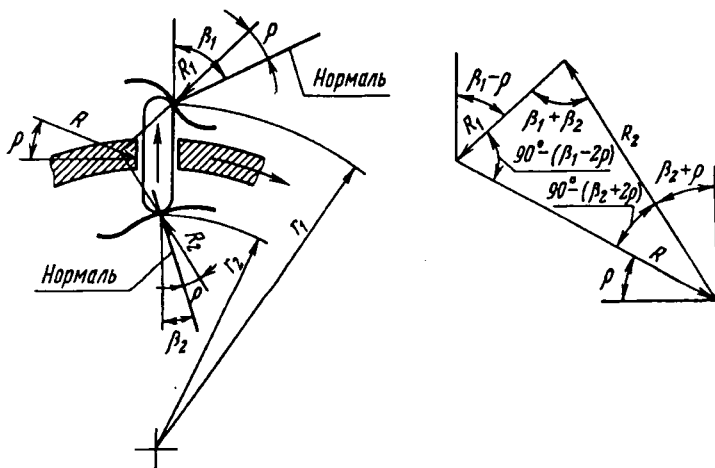


Рис. 6.24. Схема сил, действующих в кулачковом дифференциале с радиальным расположением сухарей

Реакции в точках контакта отклоняются от нормалей на угол трения, так что их тангенциальная (перпендикулярная к нормали) составляющая направлена против скорости скольжения. Моменты на полуосях

$$T_1 = R_1 r_1 \sin(\beta_1 - \rho); \quad T_2 = R_2 r_2 \sin(\beta_2 + \rho).$$

Из силового треугольника (см. рис. 6.24) можно записать

$$\frac{R_1}{R_2} = \frac{\cos(\beta_2 + 2\rho)}{\cos(\beta_1 - 2\rho)}.$$

В результате коэффициент блокировки

$$K'_6 = \frac{T_2}{T_1} = \frac{r_2 \cos(\beta_1 - 2\rho) \sin(\beta_2 + \rho)}{r_1 \cos(\beta_2 + 2\rho) \sin(\beta_1 - \rho)}.$$

Аналогично, если отстающей будет наружная звездочка, а забегающей – внутренняя, то

$$K''_6 = \frac{T_1}{T_2} = \frac{r_1 \cos(\beta_2 - 2\rho) \sin(\beta_1 + \rho)}{r_2 \cos(\beta_1 + 2\rho) \sin(\beta_2 - \rho)}.$$

При отсутствии трения ($\rho = 0$) оба выражения для коэффициента блокировки должны быть равны единице. В этом случае должно иметь место соотношение $\frac{r_1}{r_2} = \frac{\operatorname{tg} \beta_2}{\operatorname{tg} \beta_1}$, которое обеспечивается благодаря тому, что угол β_1 всегда меньше угла β_2 при условии, что r_1 всегда больше r_2 . Последнее равенство поддерживается постоянно, независимо от смещения кулачков между собой.

При наличии трения значения K'_6 и K''_6 будут несколько отличаться, т.е. дифференциал будет иметь несимметричные блокирующие свойства. В результате испытаний, проведенных на фирме “Мак тракс”, были получены значения $K'_6 = 3,2$ и $K''_6 = 2,1$.

Обычно для однорядных дифференциалов с радиальным расположением сухарей коэффициент блокировки $K_6 = 2 \dots 3$, для таких же дифференциалов, но с осевым расположением сухарей $K_6 = 3 \dots 4$.

Кроме рассмотренных выше самоблокирующихся дифференциалов, имеющих фиксированный коэффициент блокировки, момент трения в которых пропорционален передаваемому моменту $T_{\text{тр}} =$

$= K_{61} T_d$, существуют дифференциалы с постоянным моментом трения, обеспечиваемым, например, сжатием дисков трения с помощью винтовой цилиндрической пружины. Однако они не имеют широкого применения, так как при небольшом моменте трения такие дифференциалы малоэффективны (K_{61} резко падает при увеличении T_d), а при большом – они блокируются в широком диапазоне нагрузок, что может вызвать ускорение изнашивания шин.

Среди дифференциалов повышенного трения особое место занимают гидравлические дифференциалы, момент трения в которых зависит не от передаваемого крутящего момента, а от квадрата разности угловых скоростей ведомых валов. Эти дифференциалы имеют наиболее благоприятную зависимость момента трения от условий движения. Так, при небольшой разнице угловых скоростей полуосей момент трения у них близок к нулю и нет затруднений при криволинейном движении КМ; при буксовании же одного из колес момент трения резко возрастает и позволяет передать большую часть мощности на небуксующее колесо.

6.3.6. Выбор основных параметров зубчатых колес дифференциалов

Все зубчатые колеса дифференциалов прямозубые. Для конических зубчатых колес симметричного дифференциала (см. рис. 6.15, а) внешнее конусное расстояние R_e и внешний модуль $m_e = m_{te}$ можно выбирать с учетом данных, представленных на рис. 6.7, б, в зависимости от расчетного крутящего момента T на сателлите:

$$T = \min \left\{ \begin{array}{l} \frac{T_{me} \lambda u_{тр,д.н.}}{2n_{ст} u_{ст,пш}}; \\ \frac{G_{\varphi} \varphi r_k}{2n_{ст} u_{ст,пш} u_{пш,к}}, \end{array} \right.$$

где λ – доля крутящего момента двигателя, которая поступает на корпус данного дифференциала; $u_{тр,д.н.}$ – передаточное число трансмиссии от двигателя до корпуса дифференциала при включении низших передач в КП и раздаточной коробке; $u_{ст,пш}$ – передаточное число от сателлита до полуосевой шестерни, $u_{ст,пш} = z_1/z_{ст} = z_2/z_{ст}$; $u_{пш,к}$ – передаточное число от полуосевой шестерни до ведущего колеса КМ.

Прежде чем определить расчетный момент T , необходимо задаться значением $u_{\text{ст,пш}}$ из условия размещения в полуосевых шестернях шлицевого конца полуоси нужного диаметра и ограничения размеров дифференциала. Обычно принимают $u_{\text{ст,пш}} \cong 2$.

Далее определяют число зубьев сателлита

$$z_{\text{ст}} = \frac{2R_e}{m_e \sqrt{u_{\text{ст,пш}}^2 + 1}}.$$

Если $z_{\text{ст}} < 10$, то принимают $z_{\text{ст}} = 10$; $z_{1 \min} = z_{2 \min} = 14$.

При окончательном выборе чисел зубьев $z_{\text{ст}}$ и $z_1 = z_2$ необходимо обеспечить соблюдение условий сборки и размещения (соседства):

$$2z_1/n_{\text{ст}} = A;$$

$$\frac{\pi}{n_{\text{ст}}} > \delta_{\text{ст}} + \frac{1}{z_1},$$

где A – целое число; $\delta_{\text{ст}} = \arctg \frac{z_{\text{ст}}}{z_1}$, рад.

Ширину зубчатого венца принимают равной $b = (0,25 \dots 0,3)R_e$, значения угла профиля исходного профиля $\alpha = 20^\circ \dots 22^\circ 30'$, коэффициент высоты головки зуба $h_a^* = 0,8$, коэффициент радиального зазора $c^* = 0,25$, коэффициент граничной высоты $h_f^* = 1,6$.

Коэффициенты смещения исходного контура x для пары конических зубчатых колес принимают равными по величине и обратными по знаку (у сателлита со знаком “+”). Рекомендуется выбирать x в зависимости от передаточного числа $u_{\text{ст,пш}}$: $x = 0,46(1 - 1/u_{\text{ст,пш}}^2)$ при $\alpha = 20^\circ$ и $x = 0,37(1 - 1/u_{\text{ст,пш}}^2)$ при $\alpha = 22^\circ 30'$.

Коэффициенты изменения толщины зуба x_τ можно назначать также равными по величине и обратными по знаку (у сателлита со знаком “+”), исходя из следующих рекомендаций при $\alpha = 22^\circ 30'$:

$u_{\text{ст,пш}} \dots \dots$	1,00	1,25	1,50	1,75	2,00	2,25	2,50
$x_\tau \dots \dots \dots$	0,000	0,045	0,058	0,063	0,063	0,060	0,057

При выборе основных размеров зубчатых колес симметричных конических дифференциалов могут быть использованы данные, приведенные в табл. 6.1 и 6.2 для межколесных и межосевых дифференциалов.

**Таблица 6.1. Основные параметры зубчатых колес меж-
колесных конических дифференциалов**

Параметры	ВАЗ-2101	УАЗ-469	Урал-375Н	КамАЗ-5320	КрАЗ-257Б1
Число зубьев:					
сателлита $z_{ст}$	10	10	11	11	11
полуосевых шестерен $z_1 = z_2$	16	16	22	22	22
Внешнее конусное расстояние, R_e , мм	37,77	44,9	78,09	78,09	98,39
Внешний модуль m_e , мм	4	4,75	6,35	6,35	8,0
Угол профиля α	22°30'	22°30'	20°	22°30'	20°
Ширина венца b_w , мм	12	35	27	27	30,2
Число сателлитов	2	4	4	4	4

**Таблица 6.2. Основные параметры зубчатых колес меж-
осевых дифференциалов, установленных
в раздаточных коробках**

Параметры	ВАЗ-2121	МАЗ-509А	Урал-375Д	КамАЗ-4310	КрАЗ-257Б1
Число зубьев:					
солнечной шестерни z_c	18	20	20	20	22
сателлита $z_{ст}$	12	10	10	10	11
коронной шестерни z_k	18	40	40	40	22
Кинематический параметр $ p = u_d = z_k/z_c$	1	2	2	2	1
Внешнее конусное расстояние, R_e , мм	37,5	—	—	—	73,15
Межосевое расстояние a_w , мм	—	63,75	56,54	56,54	—
Расчетный суммарный момент на ведомых валах T , Н·м	820	5700	6000	6000	10000
Модуль m , мм	—	4,25	3,75	3,75	—
Внешний модуль m_e , мм	3,5	—	—	—	5,5
Ширина венца b_w , мм	15	40	40	45	25
Число сателлитов	2	4	4	4	4
Диаметр шипа сателлита $d_{ш}$, мм	16	25	24	24	30

Для цилиндрических зубчатых колес несимметричного дифференциала (см. рис. 6.15, з) межосевое расстояние (в миллиметрах) вычисляют по формуле

$$a_w = (|u_d| + 1) \sqrt[3]{\frac{T}{\sigma_{\text{ном}} \psi_a (|u_d| - 1) n_{\text{ст}} 2 \sin 2\alpha}},$$

где T – расчетный суммарный момент на ведомых валах дифференциала, вычисляемый по формуле (5.1), Н·м; $\sigma_{\text{ном}}$ – номинальное контактное напряжение, МПа; ψ_a – коэффициент ширины венца зубчатого колеса, $\psi_a = b_w/a_w$; $|u_d| = z_k/z_c = z_2/z_1$.

Можно принимать $\sigma_{\text{ном}} = 150 \dots 250$ МПа; $\psi_a = 0,6 \dots 0,8$; $n_{\text{ст}} = 3 \dots 5$.

Значение u_d задают с учетом места установки дифференциала в трансмиссии КМ. Например, при установке в раздаточной коробке трехосной полноприводной КМ $u_d = -2$, если один ведомый вал дифференциала связан с передним мостом, а другой – с двумя задними мостами.

Далее определяют числа зубьев z_c , $z_{\text{ст}}$, z_k . Для этого можно использовать выражение для определения передаточного числа дифференциала, а также условия соосности и сборки:

$$\begin{aligned} z_k &= |u_d| z_c; \\ z_k - z_c &= 2z_{\text{ст}}; \\ (z_k + z_c)/n_{\text{ст}} &= A, \end{aligned}$$

где A – целое число.

Рассматривая три последних выражения как систему трех линейных алгебраических уравнений относительно трех неизвестных z_c , $z_{\text{ст}}$ и z_k , можно найти эти неизвестные:

$$z_k = \frac{An_{\text{ст}}|u_d|}{|u_d| + 1}; \quad z_c = \frac{An_{\text{ст}}}{|u_d| + 1}; \quad z_{\text{ст}} = \frac{An_{\text{ст}}(|u_d| - 1)}{2(|u_d| + 1)}.$$

Зная $n_{\text{ст}}$ и u_d и задаваясь различными значениями целых чисел A , можно получить целый ряд значений чисел зубьев z_c , $z_{\text{ст}}$ и z_k , удовлетворяющих поставленным условиям.

Дополнительно необходимо обеспечить, чтобы любое из этих чисел зубьев было бы больше 10 и чтобы удовлетворялось условие размещения: $\sin \frac{\pi}{n_{\text{ст}}} > \frac{z_{\text{ст}}}{z_c + z_{\text{ст}}}.$

Далее для приемлемых трех значений z_c , $z_{ст}$ и z_k определяют модуль зубчатых колес

$$m = \frac{2a_w}{z_c + z_{ст}}$$

и выбирают ту тройку, которая обеспечивала значение модуля m из рекомендуемого ряда.

При выборе параметров зубчатых колес несимметричных цилиндрических дифференциалов можно использовать данные, приведенные в табл. 6.2.

Зубчатые колеса шестеренчатых дифференциалов на сопротивление усталости не рассчитывают, а рассчитывают только на прочность при воздействии максимального динамического момента T_d на корпус дифференциала по методике, описанной в § 4.2 первого тома. При этом считают, что нагрузка распределяется равномерно между всеми сателлитами и каждый сателлит передает усилие двумя зубьями.

В коническом дифференциале рассчитывают также шип крестовины на смятие и срез:

$$\sigma_{см} = \frac{T_d}{n_{ст} r_{ср.ст,ш} d_{ш} l_{ст}} \leq [\sigma_{см}] = 100 \text{ МПа};$$

$$\tau = \frac{4T_d}{n_{ст} r_{ср.ст,ш} \pi d_{ш}^2} \leq [\tau] = 120 \text{ МПа},$$

где $r_{ср.ст,ш}$ – средний радиус поверхности контакта сателлита и шипа крестовины относительно оси полуосевых шестерен; $d_{ш}$ – диаметр шипа крестовины; $l_{ст}$ – длина цилиндрической поверхности сателлита под шип крестовины.

Вычисляют также напряжение смятия в контакте шипа крестовины с корпусом дифференциала

$$\sigma_{см} = \frac{T_d}{n_{ст} r_{ср.д,ш} d_{ш} l_d} \leq [\sigma_{см}] = 100 \text{ МПа},$$

где $r_{ср.д,ш}$ – средний радиус поверхности контакта корпуса дифференциала и шипа крестовины относительно оси полуосевых шестерен; l_d – длина цилиндрической поверхности корпуса дифференциала под шип крестовины.

Зубчатые колеса, крестовины, звездочки и сухари дифференциалов изготавливают из тех же сталей, что и зубчатые колеса других агрегатов трансмиссии (см. § 4.2 т.1), с цементацией на глубину 1,5...1,9 мм и закалкой до $HRC_3 = 58...63$, с твердостью сердцевины $HRC_3 = 30...40$. Детали кулачковых дифференциалов для предотвращения задиров подвергают фосфатированию на глубину 5...10 мкм. Корпус дифференциала отливают из ковкого чугуна КЧ 35-10 или стали.

6.4. Полуоси

Полуоси служат для передачи крутящего момента от межколесного дифференциала к ведущим колесам КМ и по сути являются ведущими валами.

При зависимой подвеске колес и жестком картере ведущего моста полуоси располагаются внутри картера и, как правило, соединяются с полуосевыми шестернями дифференциала шлицами, а со ступицами ведущих колес – с помощью шлицев (рис. 6.25, а, б) или фланцев, составляющих одно целое с полуосями (рис. 6.25, в, г). При этом полуоси выполняются с одним шарниром в управляемом мосту (см. рис. 6.25, г) и без шарниров в неуправляемых мостах (см. рис. 6.25, а – в).

При независимой подвеске колес последние перемещаются относительно картера главной передачи, установленного на раме или в кузове КМ, в связи с чем в зависимости от конструкции подвески полуоси имеют один (в конструкции с качающимися полуосями) или два шарнира в неуправляемом мосту и два шарнира в управляемом. Только в некоторых конструкциях мостов с качающимися полуосями, когда ось качания совпадает с осью ведущей шестерни конической главной передачи (автомобили “Татра” и “Пинцгауэр”) полуоси выполнены без шарниров (рис. 6.26) в неуправляемом мосту и имеют по одному шарниру в управляемом. В качестве шарниров применяются, как правило, шарниры равных угловых скоростей, особенно в управляемых мостах.

В зависимости от места установки и числа подшипников колеса полуоси подразделяют на *полуразгруженные*, когда подшипник установлен между полуосью и картером ведущего моста (см. рис. 6.25, а); на *три четверти разгруженные*, когда подшипник установлен между ступицей колеса и картером моста (см.

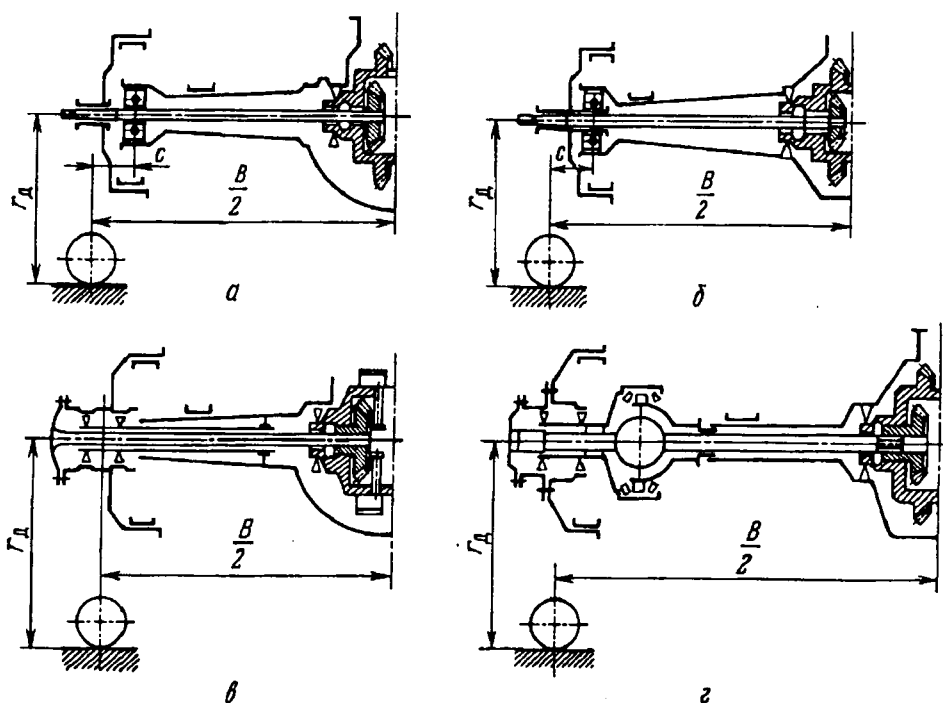


Рис. 6.25. Схемы ведущих мостов с жестким картером и полуосью:
 а – полуразгруженной; б – разгруженной на 3/4; в – разгруженной; г – разгруженной
 с шарниром в управляемом мосту

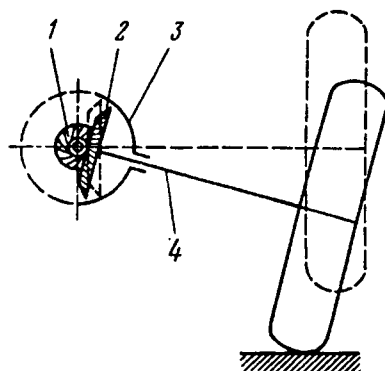


Рис. 6.26. Схема работы качающейся
 полуоси автомобиля “Татра-111”:
 1 – ведущая коническая шестерня главной
 передачи; 2 – ведомое колесо главной пере-
 дачи; 3 – вильчатый держатель кожуха
 полуоси; 4 – полуось

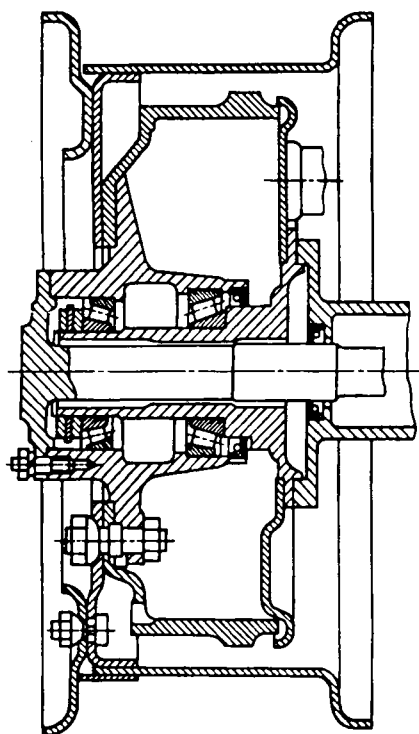


Рис. 6.27. Конструкция наружной опоры разгруженной полуоси

рис. 6.25, б) и на *разгруженные*, когда два отстоящие один от другого подшипника расположены между ступицей колеса и картером моста (см. рис. 6.25, в, г и рис. 6.27). Полуразгруженные полуоси применяют только в легковых КМ. Такое деление характерно для всех типов ведущих мостов с зависимой и независимой подвеской. Причем при наличии у полуоси шарнира вблизи колеса в последнем всегда устанавливают два однорядных подшипника либо один двухрядный. Обычно используют шариковые радиальные и радиально-упорные и роликовые конические подшипники. Для обеспечения высокой жесткости подшипникового узла (что особенно важно при установке дисковых тормозов), уменьшения его осевых размеров, устранения необходимости регулировки зазоров в подшипниках в процессе эксплуатации и уменьшения неподрессоренной массы в последнее время наблюдается тенденция установки на легковых КМ вместо двух однорядных подшипников одного двухрядного радиально-упорного шарикового подшипника с большим углом α и большой опорной базой l (рис. 6.28 и 6.29). При этом зазор в подшипниках первого и второго

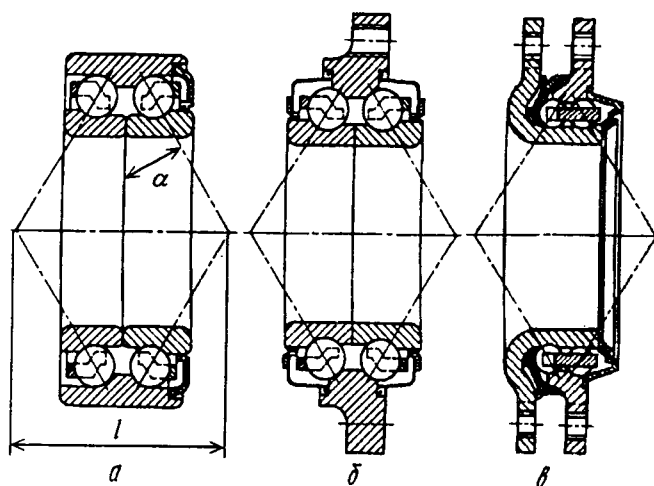


Рис. 6.28. Двухрядный радиально-упорный шариковый подшипник первого (а), второго (б) и третьего (в) поколений

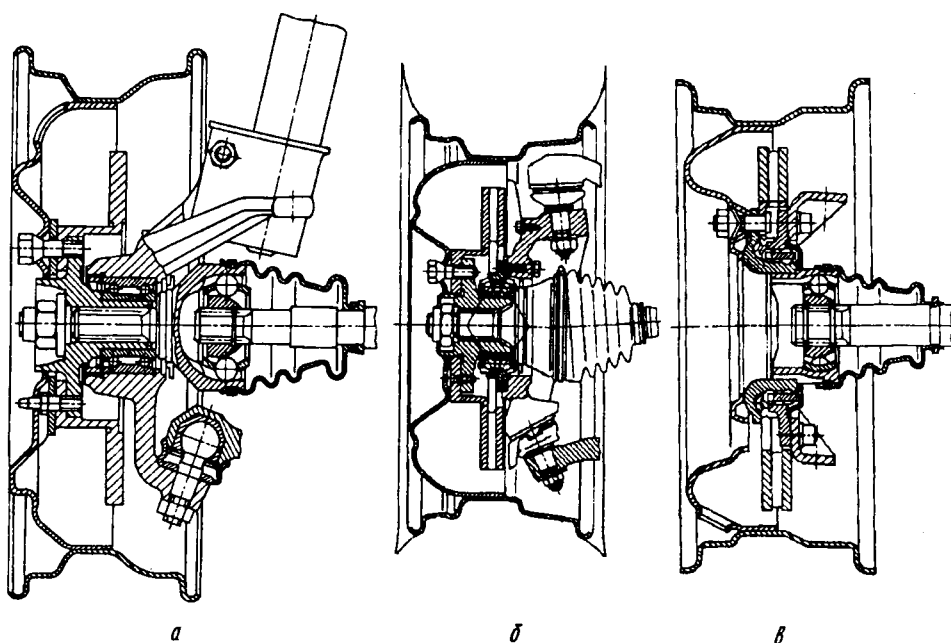


Рис. 6.29. Установка переднего ведущего колеса на двухрядном радиально-упорном шариковом подшипнике первого (а), второго (б) и третьего (в) поколений

поколения устраняется при монтаже колеса, а в подшипниках третьего поколения при изготовлении, что исключает регулировку узла в процессе эксплуатации. Такие подшипники занимают мало места в осевом направлении, уплотняются сальниками с обеих сторон и заполняются смазкой на весь период эксплуатации.

Все типы полуосей рассчитывают на сопротивление усталости при кручении и статическую прочность по методикам, изложенным в § 4.4 первого тома, считая балки ведущих мостов недеформируемыми.

При расчете на сопротивление усталости при кручении расчетный момент определяют одинаково для все типов полуосей согласно в § 4.1 и 4.4 первого тома настоящего учебника.

При расчете на статическую прочность разгруженных полуосей в качестве силового фактора, действующего на полуось, принимается максимальный крутящий момент

$$T_{\max} = 1,5G_{\varphi}\varphi\frac{r_k}{2},$$

где G_{φ} – вес, приходящийся на ведущий мост; $\varphi = 0,8$.

При расчете на статическую прочность полуразгруженных и разгруженных на 3/4 полуосей вычисляют напряжения в опасном сечении полуоси (в плоскости симметрии подшипника колеса, см. рис. 6.25, а, б) для трех предельных случаев нагружения: 1) интенсивного разгона или торможения; 2) заноса КМ на повороте; 3) переезда через препятствие.

При этом в качестве силовых факторов, действующих на полуось, принимаются следующие.

1. В случае интенсивного разгона или торможения – максимальный крутящий момент $T_{\max}$ и изгибающие моменты $M_z = R_x c$ и $M_x = R_z c$ от сил R_x и R_z , действующих в контакте колеса с дорогой относительно вертикальной и горизонтальной оси площадки опасного сечения полуоси соответственно, $R_x = T_{\max}/r_k$; $R_z = R_x/\varphi$.

Боковая сила, действующая в контакте колеса с дорогой, в этом случае считается равной нулю, т.е. $R_y = 0$.

2. При заносе КМ на повороте – изгибающий момент относительно горизонтальной оси площадки опасного сечения полуоси, определяемый по формуле $M_{x, \text{вн}} = R_{y, \text{вн}} r_d - R_{z, \text{вн}} c$, если колесо является внешним по отношению к центру поворота, и, согласно выражению

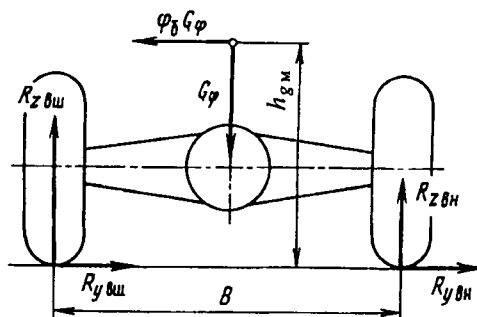


Рис. 6.30. Силы, действующие на ведущий мост при заносе КМ

$M_{x,вн} = R_{y,вн}r_d + R_{z,вн}c$, если колесо является внутренним по отношению к тому же центру. С учетом рис. 6.30 здесь

$$R_{y,вн} = R_{z,вн}\varphi_b; \quad R_{y,вш} = R_{z,вш}\varphi_b;$$

$$R_{z,вш} = G\varphi\left(0,5 + \varphi_b \frac{h_{gm}}{B}\right); \quad R_{z,вн} = G\varphi\left(0,5 - \varphi_b \frac{h_{gm}}{B}\right);$$

r_d – динамический радиус колеса, $r_d \approx r_k$; φ_b – коэффициент сцепления колеса с дорогой при смещении колеса вбок (можно принять $\varphi_b = 1,0$); h_{gm} – высота центра поддрессоренных масс КМ.

В выражениях для $R_{z,вн}$ и $R_{z,вш}$ при $\varphi_b \frac{h_{gm}}{B} > 0,5$ следует принять $\varphi_b \frac{h_{gm}}{B} = 0,5$, что является предельной ситуацией перед опрокидыванием КМ. В этой предельной ситуации $M_{x,вш} = G\varphi(\varphi_b r_d - c)$; $M_{x,вн} = 0$. Можно показать, что и в других ситуациях всегда $M_{x,вш} > M_{x,вн}$.

В случае заноса на повороте считается, что сила тяги или тормозная сила равны нулю, т.е. $T_{\max} = 0$, $R_x = 0$.

3. В случае переезда через препятствие – изгибающий момент относительно горизонтальной оси площадки опасного сечения полуоси: $M_x = R_z c$, где $R_z = K_d G\varphi/2$; K_d – коэффициент динамичности, равный 1,5... 2,0 – для легковых КМ, 2,0... 2,5 – для грузовых КМ и 2,5... 3,0 – для КМ высокой проходимости. В этом случае также считается, что $T_{\max} = 0$; $R_x = 0$; $R_y = 0$.

В зависимости от зазоров и угловой жесткости подшипника колеса и жесткости картера ведущего моста полуоси, разгруженные на 3/4, могут передавать изгибающие моменты либо почти полностью

(например, при износе подшипника), либо практически не передавать (в случае больших жесткостей и отсутствия зазоров). Поэтому учет вышеперечисленных силовых факторов позволяет повысить фактический запас прочности таких полуосей.

В качестве альтернативы методике, изложенной в § 4.4 первого тома, используется также оценка статической прочности полуосей по допускаемым напряжениям: $[\sigma] = 0,7\sigma_B$; $[\tau] = 0,4\sigma_B$. При этом эквивалентные напряжения, которые сравнивают с допускаемыми, подсчитывают по следующим формулам.

Для разгруженных полуосей

$$\tau_{\text{экв}} = \frac{T_{\text{max}}}{0,2d_{\text{по}}^3} \leq [\tau],$$

где $d_{\text{по}}$ – диаметр полуоси в опасном сечении.

Для полуразгруженных и разгруженных на 3/4 полуосей при интенсивном разгоне или торможении

$$\tau = \frac{T_{\text{max}}}{0,2d_{\text{по}}^3}; \quad \sigma = \frac{\sqrt{M_x^2 + M_z^2}}{0,1d_{\text{по}}^3};$$

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma];$$

при заносе КМ на повороте

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{M_{x,\text{вш}}}{0,1d_{\text{по}}^3} \leq [\sigma];$$

при переезде препятствия

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{M_x}{0,1d_{\text{по}}^3} \leq [\sigma].$$

В существующих конструкциях $d_{\text{по}} = 20 \dots 30$ мм – у легковых КМ и $d_{\text{по}} = 40 \dots 60$ мм – у грузовых КМ.

Г л а в а 7

СИСТЕМА ПОДРЕССОРИВАНИЯ КОЛЕСНЫХ МАШИН

7.1. Общие сведения

Системой поддрессоривания (подвеской) называют совокупность устройств, обеспечивающих упругую связь между несущей системой и мостами или колесами и предназначенных для снижения интенсивности вибрации и динамических нагрузок, действующих на человека, перевозимый груз и элементы конструкции КМ, при ее движении по неровной поверхности дороги. Подвеска осуществляет передачу всех сил и моментов, действующих со стороны колеса на несущую систему, и позволяет регулировать положение кузова в зависимости от статической нагрузки. При использовании в качестве виброизоляции кузова КМ регулируемой или управляемой системы поддрессоривания связь между несущей системой и колесами может быть как упругой, так и жесткой. Подвеска состоит из направляющего, упругого и демпфирующего устройств.

Направляющее устройство частично или полностью воспринимает силы и моменты, действующие на колесо, и определяет характер перемещений колеса относительно несущей системы. *Упругое устройство* передает в основном вертикальные силы, действующие со стороны колеса на несущую систему. Для уменьшения поперечного крена кузова применяют дополнительное упругое устройство – *стабилизатор поперечной устойчивости*. *Демпфирующее устройство* обеспечивает необходимое затухание колебаний кузова и колес.

Упругое и демпфирующее устройства подвески практически полностью обеспечивают виброизоляцию кузова КМ, снижение динамических нагрузок, действующих на ее элементы.

Подвески классифицируют в основном по типу кинематической схемы направляющего устройства, упругого и демпфирующего эле-

ментов. Кинематическая схема направляющего устройства определяет характер связи отдельных колес между собой и с несущей системой КМ.

Подвески подразделяют на зависимые и независимые. Зависимые подвески различают с поперечной и продольной связями. При поперечной связи оба колеса одного моста устанавливают на жесткой оси. Подвески с продольными связями называют балансируемыми.

При независимой подвеске каждое колесо автономно подвешивают к несущей системе, что делает несвязанными перемещения колес одного моста или борта. В случае применения независимой подвески наилучшим образом сочетаются кинематические схемы подвески и привода рулевого управления, обеспечивается устойчивое движение КМ при больших скоростях, высокая плавность хода при относительно малых размерах упругого элемента, а также уменьшается масса неподрессоренных частей КМ.

Упругие элементы бывают металлическими, пневматическими, пневмогидравлическими, резиновыми и комбинированными. К металлическим упругим элементам относятся листовые рессоры, спиральные пружины (цилиндрические и конические), торсионы.

Перспективным является использование в подвесках КМ пневматических и пневмогидравлических упругих элементов. В пневмогидравлических, как и в пневматических элементах, рабочим телом является газ, а силы, действующие со стороны колеса, передаются сжимаемому газу через жидкость.

Резиновые упругие элементы широко применяют как вспомогательные (корректирующие и ограничительные) и установочные детали, способствующие снижению вибрации.

Демпфирующие элементы (амортизаторы) в зависимости от используемого рабочего тела подразделяют на гидравлические, пневматические и фрикционные. В подвесках КМ преимущественно применяют гидравлические амортизаторы, в которых используются вязкие жидкости, истекающие через ограниченное сечение – калиброванное отверстие или зазор.

При проектировании системы поддрессоривания КМ необходимо выполнять следующие основные требования:

- обеспечение плавности хода, снижение динамических нагрузок на элементы конструкции и опорную поверхность в заданном частотном диапазоне;

- повышение устойчивости и управляемости;

- обеспечение надежности системы поддрессоривания.

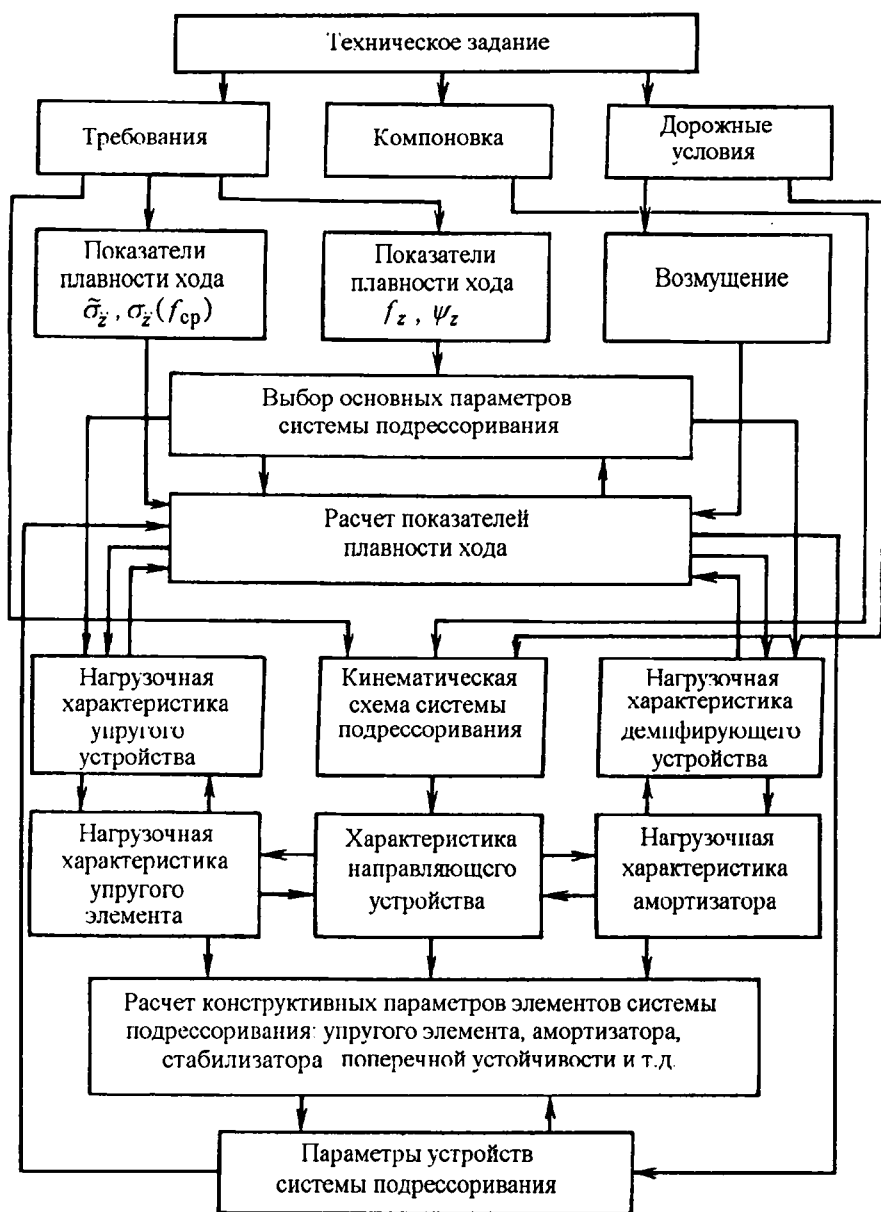


Рис. 7.1. Схема определения параметров устройств системы поддрессоривания

Проектирование системы поддрессоривания КМ, независимо от типа кинематической схемы направляющего устройства, упругого и демпфирующего элементов, целесообразно проводить в определенном порядке, позволяющем обеспечивать наиболее полное выполнение указанных требований (рис. 7.1). Условно процесс проектирова-

ния системы поддрессирования можно разбить на три последовательных этапа:

- выбор основных параметров;
- определение нагрузочных характеристик;
- расчет конструктивных параметров.

7.2. Критерий и показатели плавности хода колесных машин

Под *плавностью хода* понимают качество КМ, характеризующее вибрационную безопасность водителя, пассажиров, перевозимых грузов и ее собственных агрегатов от воздействия вибрации, имеющей место при движении КМ. Далее рассматривается вибрационная безопасность только человека.

7.2.1. Воздействие вибрации на человека

Возникающие при эксплуатации КМ колебания ее элементов оказывают влияние не только на их техническое состояние, но и на человека, находящегося вблизи источника вибрации или в непосредственном контакте с ним. Длительное воздействие вибрации нарушает нормальное состояние человека, влияет на производительность труда и качество выполняемой работы. Действие вибрации на человека определяется ее направлением, интенсивностью, спектром частот, продолжительностью и местом приложения возмущения, а также индивидуальными особенностями человека.

Зависимость среднего квадратического значения σ_z вертикального ускорения сидящего человека от частоты f колебаний при его постоянной вибронегруженности приведена на рис. 7.2 (кривые "равного ощущения").

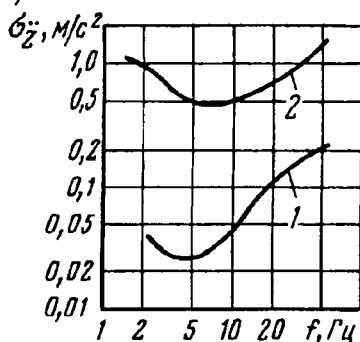


Рис. 7.2. Кривые "равного ощущения" при гармонической вибрации:
1 – порог ощущений; 2 – начало неприятных ощущений

Из рисунка ясно, что в диапазоне частот 4...8 Гц повышается чувствительность организма человека к вибрации. Причина этого заключается, очевидно, в резонансных явлениях различных частей тела человека и внутренних органов. Большинство кривых “равного ощущения” получено при воздействии на человека гармонической вибрации. При случайной вибрации кривые “равного ощущения” в различных диапазонах частот имеют общий характер, но количественно отличаются от полученных при гармонической вибрации.

7.2.2. Нормирование плавности хода

Вибрация при постоянном воздействии оказывает неблагоприятное влияние на организм человека, поэтому ее нормируют. Общий подход к нормированию вибрации заключается в ограничении виброускорения или виброскорости, измеренных на рабочем месте человека-оператора в зависимости от направления действия вибрации, ее частоты и продолжительности. Отметим, что плавность хода машины характеризуется общей вибрацией. Общая вибрация – вибрация, которая передается через опорные поверхности на тело сидящего человека. Для гигиенической оценки вибрации, действующей на человека, используют следующие методы: интегральный – показатели вибрационной нагрузки определяют во всем заданном частотным диапазоне; раздельно-частотный – заданный частотный диапазон разбивают на поддиапазоны, в каждом из которых рассчитывают показатели вибрационной нагрузки.

При нормировании вибрации, передаваемой человеку, кривые “равного ощущения” впервые стали учитываться в стандарте ИСО. Стандарт устанавливает допускаемые средние квадратические значения виброускорения в третьоктавных полосах частот в диапазоне среднегеометрических частот 1...80 Гц при различной продолжительности действия вибрации. Стандарт ИСО предусматривает оценку как гармонической, так и случайной вибрации.

Аналогичный подход к нормированию вибрации использован в ГОСТ 12.1.012 – 90 “Вибрационная безопасность. Общие требования”, положения которого являются основой определения критерия и показателей плавности хода КМ.

В качестве критерия плавности хода вводится критерий “безопасность”, не допускающий нарушения здоровья человека-оператора (пассажира).

Показатели плавности хода обычно назначают по выходной величине, которой является вертикальное виброускорение или вертикальная виброскорость. Эти выходные величины измеряют на сиденье водителя или пассажира. Следует отметить, что при оценке

вибрационной нагрузки на человека предпочтительной выходной величиной является виброускорение. Для санитарного нормирования и контроля интенсивность вибрации можно оценить средним квадратическим значением $\sigma_{\ddot{z}}$ вертикального виброускорения, а также его логарифмическим уровнем (дБ)

$$L_{\sigma_{\ddot{z}}} = 20 \lg \frac{\sigma_{\ddot{z}}}{\sigma_{\ddot{z}0}},$$

где $\sigma_{\ddot{z}0}$ – пороговое среднее квадратическое значение вертикального виброускорения, $\sigma_{\ddot{z}0} = 10^{-6} \text{ м/с}^2$.

Среднее квадратическое значение $\sigma_{\ddot{z}}$ называют контролируемым параметром.

Плавность хода КМ определяют при постоянной вибрации в диапазоне частот 0,7...22,4 Гц.

Нормируемыми показателями вибрационной нагрузки на человека являются одночисловые параметры (интегральная оценка) или спектр (раздельно-частотная оценка) вибрации. К одночисловым параметрам относится скорректированное по частоте значение контролируемого параметра, с помощью которого учитывается неоднородность восприятия человеком вибрации с различным спектром частот. Скорректированное по частоте значение контролируемого параметра и его логарифмический уровень вычисляют следующим образом:

$$\tilde{\sigma}_{\ddot{z}} = \sqrt{\sum_{i=1}^n (k_{\ddot{z}i} \sigma_{\ddot{z}i})^2}; \quad (7.1)$$

$$L_{\tilde{\sigma}_{\ddot{z}}} = 10 \lg \sum_{i=1}^n 10^{0,1(L_{\sigma_{\ddot{z}i}} + L_{k_{\ddot{z}i}})},$$

где $\sigma_{\ddot{z}i}$ и $L_{\sigma_{\ddot{z}i}}$ – среднее квадратическое значение контролируемого параметра и его логарифмический уровень в i -й октавной или, третьоктавной частотной полосе; $k_{\ddot{z}i}$ и $L_{k_{\ddot{z}i}}$ – весовой коэффициент для среднего квадратического значения контролируемого параметра и его логарифмический уровень в i -й полосе частот, $L_{k_{\ddot{z}i}} = 20 \lg k_{\ddot{z}i}$; n – число полос в нормируемом диапазоне частот.

Значения весовых коэффициентов приведены в табл. 7.1. Согласно санитарным нормам, для одночислового параметра вибрационной нагрузки на человека при длительности смены 8 ч и общей

Таблица 7.1. Значения весового коэффициента и его логарифмического уровня для вертикального виброускорения при общей вибрации

Среднее геометрическое значение частоты третьоктавной и октавной полос $f_{срi}$, Гц	Третьоктавная полоса частот		Октавная полоса частот	
	k_{zi}	L_{kzi}	k_{zi}	L_{kzi}
0,8	0,45	-7	0,50	-6
1,0	0,5	-6		
1,25	0,56	-5		
1,6	0,63	-4	0,71	-3
2,0	0,71	-3		
2,5	0,8	-2		
3,15	0,9	-1	1,0	0
4,0	1,0	0		
5,0	1,0	0		
6,3	1,0	0	1,0	0
8,0	1,0	0		
10,0	0,8	-2		
12,5	0,63	-4	0,5	-6
16,0	0,5	-6		
20,0	0,4	-8		

вибрации нормативное среднее квадратическое значение вертикального виброускорения составляет $0,56 \text{ м/с}^2$, а его логарифмический уровень – 115 дБ.

При определении вибрационной нагрузки на человека с использованием спектра вибрации нормируемыми показателями являются среднее квадратическое значение виброускорения или его логарифмический уровень в третьоктавных или октавных полосах частот.

Допускаемые значения спектральных показателей вибрационной нагрузки на человека даны в табл. 7.2.

При постоянной вибрации норму вибрационной нагрузки на человека устанавливают в соответствии с нормативными корректированными по частоте или спектральными значениями контролируемого параметра при действии вибрации в течение 8 ч, а также с использованием зависимости этих значений от длительности действия

Таблица 7.2. Санитарные нормы спектральных показателей вибрационной нагрузки для вертикального виброускорения при общей вибрации

Среднее геометрическое значение частоты третьоктавной и октавной полос $f_{ср1}$, Гц	Нормативное среднее квадратическое значение виброускорения σ_{zi} , м/с ²		Нормативное значение логарифмического уровня виброускорения L_{aiz} , дБ	
	Третьоктавная полоса частот	Октавная полоса частот	Третьоктавная полоса частот	Октавная полоса частот
0,8	0,71		117	
1,0	0,63	1,10	116	121
1,25	0,56		115	
1,6	0,50		114	
2,0	0,45	0,79	113	118
2,5	0,40		112	
3,15	0,355		111	
4,0	0,315	0,57	110	115
5,0	0,315		110	
6,3	0,315		110	
8,0	0,315	0,6	110	116
10,0	0,40		112	
12,5	0,50		114	
16,0	0,63	1,13	116	121
20,0	0,80		118	

вибрации. В последнем случае, согласно формулам, норма вибрационной нагрузки на человека в соответствии с скорректированным $\tilde{\sigma}_{\ddot{z}}$ по частоте и спектральным $\sigma_{\ddot{z}i}$ значениями контролируемого параметра при длительности воздействия вибрации менее 8 ч (480 мин) равна:

$$\tilde{\sigma}_{\ddot{z}t} = \tilde{\sigma}_{\ddot{z}8} \sqrt{\frac{480}{T_b}}, \quad \sigma_{\ddot{z}it} = \sigma_{\ddot{z}i8} \sqrt{\frac{480}{T_b}}.$$

где $\tilde{\sigma}_{\ddot{z}8}$ и $\sigma_{\ddot{z}i8}$ – нормы вибрационной нагрузки $\tilde{\sigma}_{\ddot{z}}$ и $\sigma_{\ddot{z}i}$ на человека при длительности воздействия вибрации 8 ч; T_b – длительность действия вибрации, мин. При $T_b < 30$ мин за норму принимают значение контролируемого параметра, вычисленное при $T_b = 30$ мин.

В случае применения интегрального и отдельно-частотного методов оценки вибрационной нагрузки на человека можно прийти к различным результатам. В качестве приоритетного рекомендуется использовать метод отдельно-частотной оценки.

При определении показателей плавности хода машины с учетом вертикального, а также продольного и поперечного виброускорений вибрацию оценивают отдельно по каждому из них. При этом для продольной и поперечной вибрации контролируемые параметры и нормируемые показатели остаются прежними (аналогичными вертикальной вибрации), а единственное отличие состоит в том, что весовые коэффициенты и допускаемые нормы на интегральные и отдельно-частотные показатели имеют другие значения. Эти значения установлены ГОСТ 12.1.012 – 90.

7.3. Источники возмущения

Плавность хода и нагрузочные режимы элементов системы подпрессоривания, как известно, зависят от возмущения и самой динамической системы КМ. Возмущение на подвеску формируется, как правило, двумя источниками: силового и кинематического воздействия. Возмущение зависит как от характеристик самих источников, так и от скорости движения КМ. При одновременном сочетании этих типов воздействий вклад каждого из них в общий уровень вибрации неодинаков и определяется во многом дорожными условиями.

Силовое возмущение, являющееся следствием неидеальности характеристик шины и колесного узла в целом, существенным образом влияет на вибронагруженность машины и ее элементов при больших скоростях движения КМ.

Кинематическое возмущение является главным воздействием на систему подпрессоривания КМ. К основным факторам, которые

оказывают влияние на формирование этого возмущения, определяют интенсивность и спектр частот воздействия, относятся микропрофиль дорожной поверхности, скорость движения КМ и сглаживающая способность шины.

Для описания кинематического возмущения от микропрофиля дорожной поверхности (подробно этот материал описан в § 1.2 первого тома настоящего учебника), которое представляет собой случайный вибросигнал, необходимо перейти от функций протяженности к функциям времени. В функции высот неровностей микропрофиля и корреляционной функции выполним замену переменных x и l на $t = x/v$ и $\tau = l/v$, а протяженность L участка дороги заменим на ее временное отображение $T = L/v$. Величины t , τ и T имеют размерность времени и характеризуют текущее время, сдвиг аргумента T и длительность временной реализации соответственно. Для преобразования спектральной плотности высот неровности микропрофиля дорожной поверхности в спектральную плотность возмущения заменим θ на ω : $\theta = \omega/v$ (θ – частота повторения неровностей микропрофиля дороги).

Тогда, используя выражение для спектральной плотности $G_q(\theta)$ высот неровностей микропрофиля и делая соответствующие замены переменных, имеем

$$\begin{aligned} G_q(\theta) &= 4 \int_0^{\infty} R_q(l) \cos(\theta l) dl = 4 \int_0^{\infty} R_q(\tau) \cos\left(\frac{\omega}{v} v\tau\right) d(v\tau) = \\ &= v \left\{ 4 \int_0^{\infty} R_q(\tau) \cos \omega \tau d\tau \right\}. \end{aligned}$$

Сомножитель этого выражения в фигурных скобках представляет собой спектральную плотность $G_q(\omega)$ возмущения. Таким образом, соотношение между спектральными плотностями высот неровностей микропрофиля и возмущения имеет вид

$$G_q(\theta) = v G_q(\omega).$$

Согласно этому выражению, происходит трансформация $G_q(\theta)$ в $G_q(\omega)$ при постоянном значении дисперсии D_q возмущения (рис. 7.3). Действительно,

$$D_q = \frac{1}{2\pi} \int_0^{\infty} G_q(\omega) d\omega = \frac{1}{2\pi} \int_0^{\infty} \frac{1}{v} G_q(\theta) d(v\theta) = \frac{1}{2\pi} \int_0^{\infty} G_q(\theta) d(\theta).$$

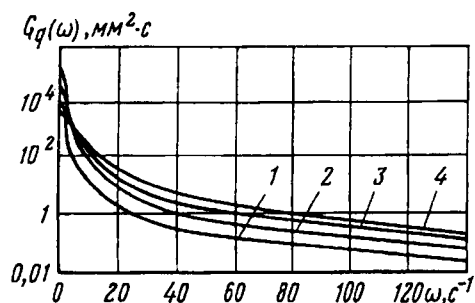


Рис. 7.3. Спектральная плотность возмущения при движении КМ по разбитой грунтовой дороге со скоростью 3,6 (1), 10 (2), 20 (3), 30 км/ч (4)

Тогда при вычислении спектральной плотности возмущения в формулах для спектральной плотности высот неровностей микропрофиля

$$G_q(\theta) = 4D_q \sum_{i=1}^n \frac{A_i \alpha_i (\alpha_i^2 + \beta_i^2 + \theta^2)}{\theta^4 + 2(\alpha_i^2 - \beta_i^2)\theta^2 + (\alpha_i^2 + \beta_i^2)^2},$$

$$G_q(\theta) = D_q a_1 \theta^{-b}, \quad G_q(\theta) = \frac{a_2(\theta^2 + \theta_1^2)}{\theta^2(\theta^2 + \theta_2^2)}$$

необходимо сделать следующие преобразования: заменить θ на ω ; α_i , β_i , θ_1 , θ_2 умножить на v ; a_1 заменить на $a' = a_1 v^{b-1}$.

Колесо с пневматической шиной имеет конечную длину и ширину пятна контакта с опорной поверхностью, что обуславливает сглаживание высот неровностей микропрофиля дорожной поверхности, размеры которых соизмеримы с размером пятна контакта шины. Поэтому возмущение, действующее со стороны дороги на КМ, уменьшается в области высоких частот.

Сглаживание высот микропрофиля сечения дорожной поверхности по длине пятна контакта можно описать следующим оператором:

$$q_1(l) = \frac{1}{2l_0} \int_{l-l_0}^{l+l_0} q(l_1) dl_1,$$

где $q_1(l)$, $q(l_1)$ – случайные функции высот неровностей сечения сглаженного и исходного микропрофиля дорожной поверхности; $2l_0$ – длина пятна контакта.

Амплитудно-частотная характеристика сглаживающей способности шины имеет вид

$$H_{\text{ш}}(\theta) = \left| \frac{\sin \theta l_0}{\theta l_0} \right|.$$

При описании таким образом сглаживающей способности шины предполагают ее идеальную эластичность и постоянство размеров пятна контакта. Поэтому, несмотря на то, что приведенные соотношения в среднем достаточно полно характеризуют сглаживающую способность шины, их корректируют. При переменной длине пятна контакта в случае вертикальных колебаний КМ амплитудно-частотную характеристику $H_{\text{ш}}(\theta)$ в первом приближении можно принять следующей:

$$H_{\text{ш}}(\theta) = \sqrt{\frac{\theta_{\text{в}}^2}{\theta_{\text{в}}^2 + \theta^2}}, \quad (7.2)$$

где $\theta_{\text{в}}$ – коэффициент, характеризующий сглаживающую способность шины, $\theta_{\text{в}} = 1,1/l_0$.

Значение параметра l_0 можно вычислить по эмпирической зависимости:

$$l_0 = 0,3\sqrt{H_{\text{п}} D_{\text{ш}}}.$$

Здесь $H_{\text{п}}$ и $D_{\text{ш}}$ – высота профиля и наружный диаметр шины.

Заменяя в выражении (7.2) θ на ω и $\theta_{\text{в}}$ на $\omega_{\text{в}}$, причем $\omega_{\text{в}} = v\theta_{\text{в}}$, для спектральной плотности возмущения при сглаженном шиной микропрофиле имеем соотношение

$$G_{qc}(\omega) = [H_{\text{ш}}(\omega)]^2 G_q(\omega).$$

Целесообразность учета сглаживающей способности шины (рис. 7.4) зависит от динамической системы, эквивалентной реальной КМ, которую используют при расчете. Скорость, до которой следует учитывать сглаживающую способность шины, определяется формулой

$$v_c = 0,9l_0\omega_{\text{max}},$$

где ω_{max} – максимальная частота в спектре возмущения, на которую реагирует динамическая система.

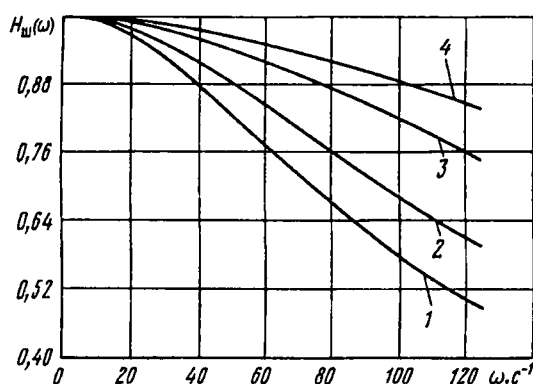


Рис. 7.4. Амплитудно-частотная характеристика сглаживающей способности шины при движении грузовой КМ со скоростью 30 (1), 40 (2), 60 (3) и 80 км/ч (4)

Колебания, вызванные единичными неровностями дороги, являются кратковременными и в общем уровне вибрации КМ большого значения не имеют.

7.4. Расчет линейной системы поддрессоривания

7.4.1. Идеальная физическая система

Назовем физическую систему с одним входом и одним выходом *идеальной*, если она физически осуществима, стационарна (имеет постоянные параметры), устойчива и линейна. Основные свойства такой идеальной физической системы можно описать ее *импульсной переходной функцией* $h(\tau')$, которая представляет собой реакцию системы на возмущение в виде дельта-функции $\delta(t)$.

Дельта-функция является обобщенной функцией, и ее можно представить следующим образом:

$$\delta(t - t_0) = \begin{cases} \infty, & t_0 = 0, \\ 0, & t_0 \neq 0; \end{cases} \quad \int_{-\infty}^{\infty} \delta(t - t_0) dt = 1.$$

Физически осуществимая (причинно обусловленная) система не может реагировать на возмущение до тех пор, пока оно не поступило на ее вход. Это означает, что $h(\tau') = 0$ при $\tau' < 0$.

Считают, что физическая система *стационарная*, если ее импульсная переходная функция не зависит от момента поступления возмущения на вход системы, т.е. $h(t, \tau') = h(\tau')$ при $-\infty < t < \infty$.

Если параметры системы постоянны, то стационарный входной процесс всегда генерирует стационарный процесс на выходе системы (в отсутствие переходных процессов, возникающих при начале работы системы).

Физическую систему называют *устойчивой*, если при произвольной допустимой ограниченной функции на ее входе функция на выходе также является ограниченной. Это условие выполняется,

$$\text{если } \int_{-\infty}^{\infty} |h(\tau')| d\tau' < \infty.$$

Линейная система обладает свойствами аддитивности и однородности. Формально, если $y(t)$ обозначить реакцию системы на входной сигнал $x(t)$, то система будет линейна в том случае, когда для любых двух входных сигналов $x_1(t)$, $x_2(t)$ и постоянной c имеют место свойства:

аддитивности

$$y[x_1(t) + x_2(t)] = y[x_1(t)] + y[x_2(t)],$$

однородности

$$y[cx(t)] = cy[x(t)].$$

Отметим два важных свойства линейных систем с постоянными параметрами: сохранение спектра частот входного сигнала в выходном сигнале; неизменность законов распределения для случайных входного и выходного сигналов.

Линейную систему с постоянными параметрами можно также охарактеризовать *передаточной функцией* $H(p)$, которая определяется как преобразование Лапласа импульсной переходной функции $h(\tau')$, т.е.

$$H(p) = \int_0^{\infty} h(\tau') e^{-p\tau'} d\tau',$$

где p – некоторое комплексное число, $p = a + bj$; j – мнимая единица.

Передаточную функцию системы с одним входом и одним выходом можно представить в виде отношения преобразования Лапласа $Y(p)$ переменной $y(t)$ на выходе системы к преобразованию Лапласа

$X(p)$ переменной $x(t)$ на ее входе при нулевых начальных условиях, а именно:

$$H(p) = \frac{Y(p)}{X(p)}$$

при

$$Y(p) = \int_0^{\infty} y(t)e^{-pt} dt \text{ и } X(p) = \int_0^{\infty} x(t)e^{-pt} dt.$$

Передаточная функция полностью характеризует динамические, а также статические свойства системы.

Если линейная система с постоянными параметрами физически осуществима и устойчива, то ее динамические свойства можно описать *частотной характеристикой*, которая определяется как преобразование Фурье функции $h(\tau')$, т.е.

$$H(j\omega) = \int_0^{\infty} h(\tau')e^{-j\omega\tau'} d\tau'.$$

Отметим, что нижний предел интегрирования равен нулю, а не минус бесконечности, поскольку $h(\tau') = 0$ при $\tau' < 0$. По существу, частотная характеристика – это частный случай передаточной функции; в показателе экспоненты $p = a + jb$ действительная часть $a = 0$, а мнимая часть $b = \omega$, т.е. $H(j\omega) = H(p)$ при $p = j\omega$.

В общем случае частотная характеристика является комплексной функцией переменного ω , поэтому ее можно представить в виде

$$H(j\omega) = H_R(\omega) - jH_I(\omega),$$

где $H_R(\omega)$ и $H_I(\omega)$ – действительная и мнимая части функции $H(j\omega)$:

$$H_R(\omega) = \int_0^{\infty} h(\tau') \cos \omega\tau' d\tau', \quad H_I(\omega) = \int_0^{\infty} h(\tau') \sin \omega\tau' d\tau'.$$

В иной форме записи частотная характеристика имеет вид

$$H(j\omega) = H(\omega)e^{-j\varphi(\omega)},$$

где $H(\omega)$ – модуль частотной характеристики:

$$H(\omega) = \sqrt{H_R^2(\omega) + H_I^2(\omega)};$$

$\varphi(\omega)$ – аргумент частотной характеристики:

$$\varphi(\omega) = \operatorname{arctg} \left[\frac{H_I(\omega)}{H_R(\omega)} \right].$$

Модуль $H(\omega)$ называют *амплитудно-частотной характеристикой*, а аргумент $\varphi(\omega)$ – *фазочастотной характеристикой*.

Амплитудно-частотная и фазочастотная характеристики имеют очевидную физическую интерпретацию: если на вход идеальной системы поступает гармонический сигнал с частотой ω , то на выходе тоже будет гармонический сигнал с частотой ω . Отношение амплитуд выходного и входного сигналов задает амплитудно-частотную характеристику $H(\omega)$, а сдвиг по фазе между $y(t)$ и $x(t)$ – фазочастотную характеристику системы.

Если последовательно с системой, описываемой частотной характеристикой $H_1(j\omega)$, включена система с частотной характеристикой $H_2(j\omega)$, причем между двумя системами отсутствуют обратные связи, то частотная характеристика новой системы имеет вид

$$H(j\omega) = H_1(j\omega)H_2(j\omega),$$

а амплитудно-частотная и фазочастотная характеристики определяются соотношениями

$$H(\omega) = H_1(\omega)H_2(\omega) \text{ и } \varphi(\omega) = \varphi_1(\omega) + \varphi_2(\omega).$$

Важно помнить, что частотная характеристика $H(j\omega)$ линейной системы с постоянными параметрами является только функцией частоты и не зависит ни от времени, ни от вида входного сигнала.

В случае представления частотной характеристики $H(j\omega)$ в виде

$$H(j\omega) = \frac{\tilde{a}(\omega) + \tilde{b}(\omega)j}{\tilde{c}(\omega) + \tilde{d}(\omega)j}$$

получим следующие выражения для определения амплитудно-частотной и фазочастотной характеристик:

$$H(\omega) = \sqrt{\frac{\tilde{a}^2(\omega) + \tilde{b}^2(\omega)}{\tilde{c}^2(\omega) + \tilde{d}^2(\omega)}}, \quad (7.3)$$

$$\varphi(\omega) = \operatorname{arctg} \left[\frac{\tilde{b}(\omega)\tilde{c}(\omega) - \tilde{a}(\omega)\tilde{d}(\omega)}{\tilde{a}(\omega)\tilde{c}(\omega) + \tilde{b}(\omega)\tilde{d}(\omega)} \right],$$

где $\tilde{a}(\omega)$, $\tilde{b}(\omega)$, $\tilde{c}(\omega)$, $\tilde{d}(\omega)$ – полиномы частоты ω .

Согласно физической интерпретации амплитудно-частотной характеристики идеальной системы, если входная величина является реализацией стационарного случайного процесса, то односторонние спектральные плотности $G_x(\omega)$ и $G_y(\omega)$ сигналов $x(t)$ и $y(t)$ удовлетворяют следующему важному соотношению:

$$G_y(\omega) = H^2(\omega)G_x(\omega). \quad (7.4)$$

Далее будут рассмотрены идеальные физические системы с одним входом и одним выходом или системы, сводящиеся к таковым.

7.4.2. Динамические системы, эквивалентные системе подрессоривания КМ

Линейные динамические системы, эквивалентные подвеске КМ, обычно упрощают для обеспечения наиболее экономичного и целенаправленного решения конкретных задач. В общем случае колебания отдельных масс КМ могут совершаться во всех направлениях вдоль координатных осей и вокруг них. Сочетание этих колебаний вызывает сложные пространственные движения отдельных масс КМ, в которых, как правило, можно выделить преобладающие по интенсивности и значимости колебания. Это достигается на стадии проектирования аналитическими методами (с учетом предшествующего опыта) и проверяется на стадии испытаний и доводки экспериментальными методами, включая экспертные. Аналитические решения можно получить в том случае, если показатели плавности хода и нагрузочных режимов определяются для относительно простых моделей динамических систем. В упрощенных моделях принимают во внимание наиболее существенные принципиальные физические явления. Вибрацию в характерных точках КМ, в частности на рабочих и пассажирских местах, оценивают упрощенно, основываясь на расчетах (измерениях) вертикальных и горизонтальных (продольных и поперечных) колебаний. Дальнейшее упрощение возможно на основе определения только вертикальной вибрации. Характеристика наиболее часто используемых при расчетах динамических систем, эквивалентных подвеске КМ, представлена в табл. 7.3.

Достаточно просто получить аналитическое решение и оценить виброизолирующие свойства системы подрессоривания для динамической системы I. Для этого следует определить амплитудно-частотные характеристики системы при действии кинематического $q_1(t)$ возмущения. Выполнив преобразование Лапласа левой и правой

частей уравнения движения (см. табл. 7.3, система I), а также простейшие алгебраические операции, получим передаточную функцию системы, которая связывает абсолютные перемещения $z_{12}(t)$ массы поддрессоренной части КМ с возмущением $q_1(t)$:

$$H_{z_{12}q_1}^I(p) = \frac{Z_{12}(p)}{Q_1(p)} = \frac{k_{п1}p + c_{п1}}{m_{12}p^2 + k_{п1}p + c_{п1}}, \quad (7.5)$$

где $Z_{12}(p)$ и $Q_1(p)$ – преобразования Лапласа $z_{12}(t)$ и $q_1(t)$.

Как было отмечено, заменяя в (7.5) p на $j\omega$, можно определить частотную характеристику системы

$$H_{z_{12}q_1}^I(j\omega) = \frac{j\omega k_{п1} + c_{п1}}{-\omega^2 m_{12} + j\omega k_{п1} + c_{п1}}. \quad (7.6)$$

Принимаем $\psi_z = 0,5 \frac{k_{п1}}{(c_{п1} m_{12})^{0,5}}$ и $\omega_z = \left(\frac{c_{п1}}{m_{12}}\right)^{0,5}$. Безразмерную величину ψ_z называют относительным коэффициентом затухания, а ω_z – собственной частотой вертикальных колебаний консервативной системы. Тогда зависимость (7.6) можно представить следующим образом:

$$H_{z_{12}q_1}^I(j\omega) = \frac{1 + 2\psi_z j(\omega/\omega_z)}{-(\omega/\omega_z)^2 + 2\psi_z j(\omega/\omega_z) + 1}.$$

В соответствии с уравнениями (7.3) амплитудно-частотная и фазочастотная характеристики имеют вид

$$H_{z_{12}q_1}^I(\omega) = \sqrt{\frac{1 + 4\psi_z^2(\omega/\omega_z)^2}{\left[1 - (\omega/\omega_z)^2\right]^2 + 4\psi_z^2(\omega/\omega_z)^2}}; \quad (7.7)$$

$$\varphi_{z_{12}q_1}^I(\omega) = \arctg \left[\frac{2\psi_z(\omega/\omega_z)^3}{1 - (\omega/\omega_z)^2 + 4\psi_z^2(\omega/\omega_z)^2} \right].$$

Графическое представление функций $H_{z_{12}q_1}^I(\omega)$ и $\varphi_{z_{12}q_1}^I(\omega)$ показано на рис. 7.5.

Оценим виброизолирующие свойства подвески при условии, что эффективность виброизоляции характеризуется следующим соотношением:

$$H_{z_{12}q_1}^I(\omega) \leq 1.$$

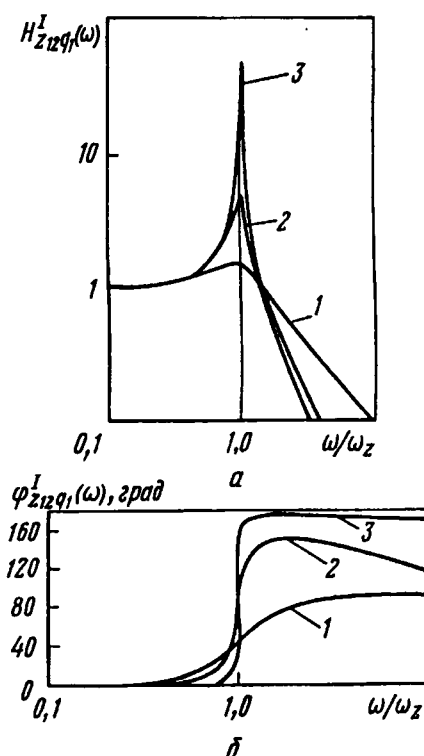


Рис. 7.5. Характеристика динамической системы I при кинематическом возмущении:

а — амплитудно-частотная; б — фазочастотная;
 $\psi_z = 0,5$ (1); 0,1 (2); 0,01 (3)

Приравнивая правую часть выражения (7.7) единице и решая полученное уравнение, имеем два корня:

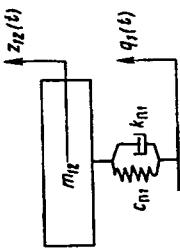
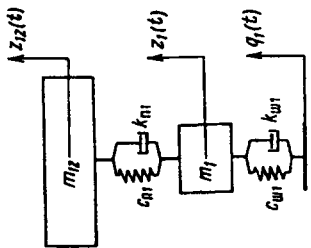
$$\omega/\omega_z = 0 \text{ и } \omega/\omega_z = \sqrt{2}.$$

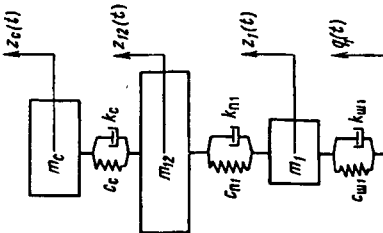
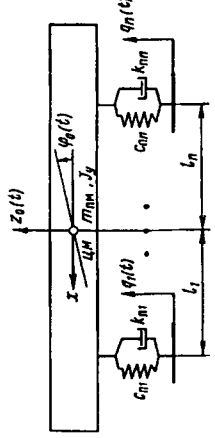
Следовательно, виброизоляция наиболее эффективна, начиная с $\omega/\omega_z = \sqrt{2}$. Поэтому значение собственной частоты колебаний ω_z должно быть как можно меньшее.

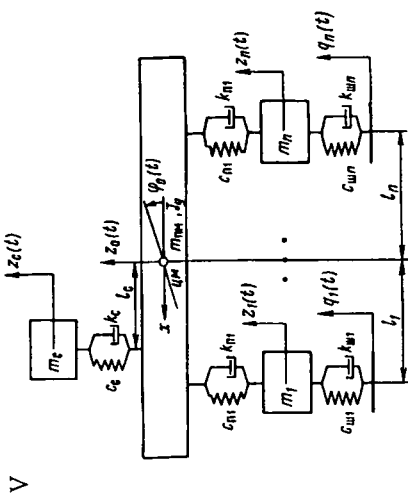
Необходимо отметить, что при резонансе системы значение амплитудно-частотной характеристики равно

$$H_{z12q1}^I(\omega) = \frac{1}{2\psi_z} \sqrt{1 + 4\psi_z^2} \text{ при } \omega = \omega_z.$$

Таблица 7.3. Характеристика динамических систем, эквивалентных системе подпрессоривания

Расчетная схема динамической системы	Уравнения движения	Область применения
I 	$m_{ш} \ddot{z}_{ш} + k_{ш1} \dot{z}_{ш} + c_{ш1} z_{ш} = k_{ш1} \dot{q}_{ш} + c_{ш1} q_{ш}$	Расчет основных параметров системы подпрессоривания
II 	$m_1 \ddot{z}_1 + k_{ш1} \dot{z}_1 + c_{ш1} z_1 + k_{ш2} (\dot{z}_1 - \dot{z}_{ш2}) + c_{ш2} (z_1 - z_{ш2}) = k_{ш2} \dot{q}_1 + c_{ш2} q_1;$ $m_{ш} \ddot{z}_{ш} + k_{ш1} (\dot{z}_{ш} - \dot{q}_1) + c_{ш1} (z_{ш} - q_1) = 0$	Расчет вибронгруженности массы подпрессоренной части КМ и нагрузочных режимов элементов подвески

Расчетная схема динамической системы	Уравнения движения	Область применения
III 	$m_1 \ddot{z}_1 + k_{w1} \dot{z}_1 + c_{w1} z_1 + k_{n1} (\dot{z}_1 - \dot{z}_{12}) + c_{n1} (z_1 - z_{12}) = k_{w1} \dot{q}_1 + c_{w1} q_1;$ $m_{12} \ddot{z}_{12} + k_{n1} (\dot{z}_{12} - \dot{z}_1) + c_{n1} (z_{12} - z_1) + k_c (\dot{z}_{12} - \dot{z}_c) + c_c (z_{12} - z_c) = 0;$ $m_c \ddot{z}_c + k_c (\dot{z}_c - \dot{z}_{12}) + c_c (z_c - z_{12}) = 0$	Расчет показателей плавности хода КМ, вибронагруженности массы ее подпрессоренной части и нагрузочных режимов элементов подвески
IV 	$m_{пм} \ddot{z}_0 + \ddot{z}_0 \sum_{i=1}^n k_{пн} l_i + \ddot{z}_0 \sum_{i=1}^n c_{пн} l_i + \ddot{\varphi}_0 \sum_{i=1}^n c_{пн} l_i^2 + \varphi_0 \sum_{i=1}^n c_{пн} l_i^2 + \ddot{z}_0 \sum_{i=1}^n k_{н1} l_i + \ddot{\varphi}_0 \sum_{i=1}^n c_{н1} l_i^2 + \varphi_0 \sum_{i=1}^n c_{н1} l_i^2 = \sum_{i=1}^n (k_{пн} \dot{q}_i + c_{пн} q_i) l_i$	Расчет основных параметров системы подпрессоривания



$$\begin{aligned}
 m_i \ddot{z}_i + (k_{ni} + k_{wi}) \dot{z}_i + (c_{ni} + c_{wi}) z_i - \\
 - k_{ni}(\dot{z}_0 + l_i \dot{\varphi}_0) - c_{ni}(z_0 + l_i \varphi_0) = \\
 = k_{wi} \dot{q}_i + c_{wi} q_i; \\
 m_{mm} \ddot{z}_0 + \dot{z}_0 \sum_{i=1}^n k_{ni} + z_0 \sum_{i=1}^n c_{ni} + \\
 + \dot{\varphi}_0 \sum_{i=1}^n k_{ni} l_i + \varphi_0 \sum_{i=1}^n c_{ni} l_i + k_c(\dot{z}_0 + \dot{\varphi}_0 l_c) + \\
 + c_c(z_0 + \varphi_0 l_c) = k_c \dot{z}_c + c_c z_c + \\
 + \sum_{i=1}^n (k_{ni} \dot{z}_i + c_{ni} z_i); \\
 J_y \ddot{\varphi}_0 + \dot{\varphi}_0 \sum_{i=1}^n k_{ni} l_i^2 + \varphi_0 \sum_{i=1}^n c_{ni} l_i^2 + \\
 + \dot{z}_0 \sum_{i=1}^n k_{ni} l_i + z_0 \sum_{i=1}^n c_{ni} l_i + k_c(\dot{z}_0 + \dot{\varphi}_0 l_c) l_c + \\
 + c_c(z_0 + \varphi_0 l_c) l_c = (k_c \dot{z}_c + c_c z_c) l_c + \\
 + \sum_{i=1}^n (k_{ni} \dot{z}_i + c_{ni} z_i) l_i; \\
 m_c \ddot{z}_c + k_c \dot{z}_c + c_c z_c = \\
 = k_c(\dot{z}_0 + \dot{\varphi}_0 l_c) + c_c(z_0 + \varphi_0 l_c)
 \end{aligned}$$

Расчет показателей плавности хода n -осной КМ, вибронегуженности массы ее подпрессоренной части и нагруженных режимов элементов подвески

П р и м е ч а н и е. $z_{12}(t)$ ($z_{22}(t)$), $z_0(t)$, $z_c(t)$, $z_i(t)$ и $z_B(t)$ – обобщенные координаты, характеризующие вертикальные перемещения массы подпрессоренной части, приходящейся на переднюю (заднюю) ось, центра масс подпрессоренной части КМ, сиденья, массы неподпрессоренной части i -й оси и центра O качания балансира; $\varphi_0(t)$ и $\varphi_B(t)$ – обобщенные координаты, характеризующие угловые перемещения массы подпрессоренной части относительно ее центра масс и балансира относительно его центра O качания; $q_i(t)$ – кинематическое возмущение на колеса i -й оси; m_{12} (m_{22}), $m_{\text{пм}}$, m_c , m_i и m_m – массы подпрессоренной части, приходящейся на переднюю (заднюю) ось, подпрессоренной части КМ, сиденья с человеком, неподпрессоренной части i -й оси и ведущего моста; J_y – момент инерции массы подпрессоренной части относительно поперечной оси y , проходящей через ее центр масс; $k_{\text{пн}}$, $k_{\text{шм}}$ и k_c – приведенные к центру пятна контакта шины с опорной поверхностью (колее) коэффициенты демпфирования подвесок и шин i -й оси, шин ведущего моста и сиденья; $c_{\text{пн}}$, $c_{\text{шм}}$ и c_c – приведенные к центру пятна контакта шины с опорной поверхностью (колее) коэффициенты жесткости подвесок и шин i -й оси, шин ведущего моста и сиденья; l_i – расстояние от центра масс подпрессоренной части до i -й оси, причем значение l_i принимают положительным, если i -я ось расположена слева от центра масс подпрессоренной части, в противном случае l_i имеет отрицательное значение; l_B и l_c – расстояние от центра масс подпрессоренной части до оси качания O балансира и сиденья, знак перед l_B и l_c принимают по аналогии с l_i ; L_B – база балансирной тележки; i – номер оси; n – число осей, $n = 1, 2, 3 \dots$

Это позволяет достаточно легко по экспериментальному значению $H_{z12q1}^I(\omega)$ определить ψ_z или по ψ_z вычислить резонансную амплитуду.

Чтобы найти амплитудно-частотную характеристику $H_{u12q1}^I(\omega)$ при выходном сигнале – деформация (прогиб) подвески $u_{12}(t)$, и входном сигнале – возмущение $q_1(t)$, поступают следующим образом. Поскольку выходной сигнал $u_{12}(t) = q(t) - z_{12}(t)$, то определяют передаточную функцию динамической системы I

$$H_{u12q1}^I(p) = \frac{U_{12}(p)}{Q_1(p)} = 1 - H_{z12q1}^I(p) = \frac{m_{12}p^2}{m_{12}p^2 + k_{п1}p + c_{п1}}, \quad (7.8)$$

где $U_{12}(p)$ – преобразование Лапласа $u_{12}(t)$.

Подставляя в формулу (7.8) выражение (7.5) и вычисляя модуль полученного соотношения при $p = j\omega$, находят амплитудно-частотную характеристику

$$H_{u12q1}^I(\omega) = \frac{(\omega/\omega_z)^2}{\sqrt{\left[1 - (\omega/\omega_z)^2\right]^2 + 4\psi_z^2(\omega/\omega_z)^2}}.$$

В данном случае значение ψ_z можно оценить по еще более простой формуле:

$$\psi_z = \frac{1}{2H_{z12q1}^I(\omega)} \text{ при } \omega = \omega_z.$$

Таким образом, имея измеренные амплитудно-частотные характеристики $H_{z12q1}^I(\omega)$ или $H_{u12q1}^I(\omega)$, можно определить параметры $k_{п1}$ и $c_{п1}$ динамической системы I. Для более сложных систем чаще всего эти параметры будут приближенными.

При оценке виброизолирующих свойств системы подрессоривания по виброскорости $\dot{z}_{12}(t)$, $\dot{u}_{12}(t)$ или по виброускорению $\ddot{z}_{12}(t)$ передаточные функции и соответствующие им амплитудно-частотные характеристики в случае этих выходных вибросигналов имеют вид

$$\begin{aligned} H_{\dot{z}12q1}^I(p) &= pH_{z12q1}^I(p); & H_{\dot{u}12q1}^I(p) &= pH_{u12q1}^I(p); \\ H_{\ddot{z}12q1}^I(p) &= p^2 H_{z12q1}^I(p) \end{aligned} \quad (7.9)$$

и

$$\begin{aligned} H_{\dot{z}12q1}^I(\omega) &= \omega H_{z12q1}^I(\omega); & H_{\dot{u}12q1}^I(\omega) &= \omega H_{u12q1}^I(\omega); \\ H_{\ddot{z}12q1}^I(\omega) &= \omega^2 H_{z12q1}^I(\omega). \end{aligned} \quad (7.10)$$

Обратим внимание на некоторые особенности колебаний рассматриваемых динамических систем и их виброизолирующих свойств. Для этого сначала определим передаточные функции динамических систем II и III, используя соответствующие обобщенные координаты, при кинематическом возмущении $q_1(t)$. Для определения передаточных функций этих систем воспользуемся правилом Крамера. Для динамической системы II (см. табл. 7.3) исходная система дифференциальных уравнений движения после преобразований по Лапласу трансформируется в систему алгебраических линейных неоднородных уравнений. Отыскав решение такой системы в соответствии с правилом Крамера, получим искомые передаточные функции, описываемые следующими формулами:

для вектора передаточной функции, характеризующей перемещения масс динамической системы II,

$$\begin{aligned}\vec{H}_{zq_1}^{\text{II}}(p) &= \begin{pmatrix} H_{z1q_1}^{\text{II}}(p) \\ H_{z12q_1}^{\text{II}}(p) \end{pmatrix} = \\ &= \Delta_1^{-1} \begin{pmatrix} (k_{ш1}p + c_{ш1})(m_{12}p^2 + k_{п1}p + c_{п1}) \\ (k_{ш1}p + c_{ш1})(k_{п1}p + c_{п1}) \end{pmatrix}, \quad (7.11)\end{aligned}$$

где

$$\Delta_1 = (m_{12}p^2 + k_{п1}p + c_{п1})[m_1p^2 + (k_{ш1} + k_{п1})p + (c_{ш1} + c_{п1})] - (k_{п1}p + c_{п1})^2;$$

для вектора передаточной функции, характеризующей перемещения масс динамической системы III,

$$\begin{aligned}\vec{H}_{zq_1}^{\text{III}}(p) &= \begin{pmatrix} H_{z1q_1}^{\text{III}}(p) \\ H_{z12q_1}^{\text{III}}(p) \\ H_{zcq_1}^{\text{III}}(p) \end{pmatrix} = \\ &= \Delta_2^{-1} \begin{pmatrix} \left\{ [m_{12}p^2 + (k_{п1} + k_c)p + (c_{п1} + c_c)] [m_cp^2 + \right. \\ \left. + k_cp + c_c] - (k_cp + c_c)^2 \right\} (k_{ш1}p + c_{ш1}) \\ (k_{ш1}p + c_{ш1})(k_{п1}p + c_{п1})(m_cp^2 + k_cp + c_c) \\ (k_{ш1}p + c_{ш1})(k_{п1}p + c_{п1})(k_cp + c_c) \end{pmatrix}, \quad (7.12)\end{aligned}$$

где

$$\Delta_2 = \left[m_1 p^2 + (k_{ш1} + k_{п1})p + (c_{ш1} + c_{п1}) \right] \left[m_{12} p^2 + (k_{п1} + k_c)p + (c_{п1} + c_c) \right] \times \\ \times \left[m_c p^2 + k_c p + c_c \right] - \left[m_1 p^2 + (k_{ш1} + k_{п1})p + (c_{ш1} + c_{п1}) \right] \left[k_c p + c_c \right]^2 - \\ - \left[m_c p^2 + k_c p + c_c \right] \left[k_{п1} p + c_{п1} \right]^2.$$

Анализируя выражения (7.11) и (7.12), приходим к заключению: если выходным вибросигналом является виброперемещение, виброскорость или виброускорение последней массы динамических систем II, III, а входным сигналом – аналогичные по физическому смыслу переменные, характеризующие вибрацию предыдущей массы, то передаточную функцию, связывающую соответствующие вибросигналы, можно описать соотношением (7.5). Проиллюстрируем этот вывод на примере динамической системы III. Причем за выходной сигнал примем виброускорение $\ddot{z}_c(t)$, а за входной – виброускорение $\ddot{z}_{12}(t)$. Тогда, используя отношение преобразований Лапласа $p^2 Z_c(p)$ и $p^2 Z_{12}(p)$ этих вибросигналов, получаем следующую передаточную функцию:

$$H_{\ddot{z}_c \ddot{z}_{12}}(p) = H_{z_c z_{12}}(p) = \frac{Z_c(p)}{Z_{12}(p)} = \frac{Z_c(p)/Q_1(p)}{Z_{12}(p)/Q_1(p)} = \frac{H_{z_c q_1}^{\text{III}}(p)}{H_{z_{12} q_1}^{\text{III}}(p)},$$

где $Z_c(p)$ – преобразование Лапласа $z_c(t)$. Подставляя в полученную формулу выражения для $H_{z_c q_1}^{\text{III}}(p)$ и $H_{z_{12} q_1}^{\text{III}}(p)$, окончательно имеем

$$H_{z_c z_{12}}(p) = \frac{k_c p + c_c}{m_c p^2 + k_c p + c_c}.$$

Таким образом, независимо от того, какие одноименные вибросигналы измеряются, получаем передаточную функцию динамической системы I, для которой справедливы все сделанные ранее выводы.

На рис. 7.6 кривые 1 и 2 характеристик $H_{z_{12} q_1}^{\text{II}}(\omega)$ и $H_{z_c q_1}^{\text{III}}(\omega)$ при выходных $\ddot{z}_{12}(t)$, $\ddot{z}_c(t)$ и входном $q_1(t)$ сигналах имеют число резонансных частот, соответствующее числу степеней свободы системы. Особое внимание необходимо обратить на виброизоляцию сиденья (кривая 2), т.е. на ослабление возмущения в высокочастотной

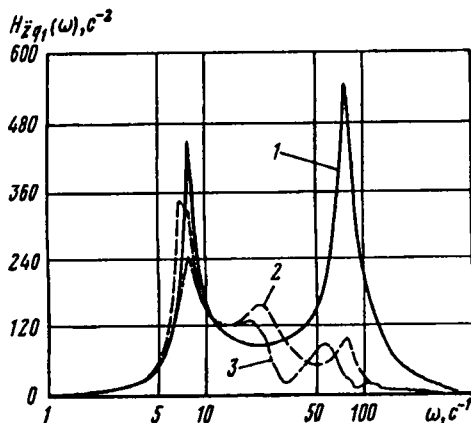


Рис. 7.6. Амплитудно-частотная характеристика масс m_{12} и m_c при измерении их виброускорений:

1 – расчетная схема II; 2 – расчетная схема III; 3 – расчетная схема V при $n = 2$ и $v = 80$ км/ч

области по сравнению с динамической системой II (кривая 1). Поэтому, снижая собственную частоту колебаний сиденья при определенном подборе коэффициента демпфирования, можно повысить его виброизоляцию. При значительном различии значений масс m_c и m_{12} передаточную функцию динамической системы III приближенно можно вычислить по формуле

$$H_{zcq_1}^{III}(p) \approx H_{z12q_1}^{II}(p)H_{zcq12}(p),$$

если $z_c(t)$, $q_1(t)$ – выходной и входной вибросигналы соответственно.

Из рисунка ясно, что существует различие между кривыми 3 и 2, которое может быть связано не только с усложнением самой системы (сравниваются динамические системы V и III при выходном $\ddot{z}_c(t)$ и входном $q_1(t)$ сигналах), но и с явлением неодновременности воздействия неровностей дорожной поверхности на колеса различных осей КМ при ее движении. Более подробно влияние неодновременности воздействия на изменения амплитудно-частотных характеристик рассмотрим на примере динамической системы IV.

Упростим систему дифференциальных уравнений (см. табл. 7.3, система IV), считая, что КМ симметрична относительно поперечной плоскости, проходящей через ее центр масс, т.е. $\sum_{i=1}^n k_{\pi i} l_i = 0$ и

$\sum_{i=1}^n c_{\pi i} l_i = 0$. Тогда имеем

$$\begin{aligned} m_{\text{пм}} \ddot{z}_0 + \dot{z}_0 \sum_{i=1}^n k_{\pi i} + z_0 \sum_{i=1}^n c_{\pi i} &= \sum_{i=1}^n (k_{\pi i} \dot{q}_i + c_{\pi i} q_i), \\ J_y \ddot{\varphi}_0 + \dot{\varphi}_0 \sum_{i=1}^n k_{\pi i} l_i^2 + \varphi_0 \sum_{i=1}^n c_{\pi i} l_i^2 &= \sum_{i=1}^n (k_{\pi i} \dot{q}_i + c_{\pi i} q_i) l_i. \end{aligned} \quad (7.13)$$

Следовательно, вертикальные колебания центра масс и продольно-угловые колебания относительно центра масс такой системы происходят независимо друг от друга. Эта динамическая система, как и системы V и VI, моделирует объекты виброизоляции с n числом входных сигналов, которое равно числу осей КМ. Рассматриваемые системы удастся свести к системам с одним входным возмущением $q_1(t)$ на колеса i -й оси, так как возмущение на колеса i -й оси можно представить так:

$$q_i(t) = q_1(t - \tau_i),$$

где τ_i – время запаздывания прохождения возмущения под i -й осью относительно первой оси, $\tau_i = (l_1 - l_i)/v$.

Учитывая это преобразование, запишем выражения для передаточных функций анализируемой системы

$$H_{z_0 q_1}^{\text{IV}}(p) = \frac{Z_0(p)}{Q_1(p)} = \frac{\sum_{i=1}^n (k_{\pi i} p + c_{\pi i}) e^{-\tau_i p}}{m_{\text{пм}} p^2 + \sum_{i=1}^n k_{\pi i} p + \sum_{i=1}^n c_{\pi i}}, \quad (7.14)$$

$$H_{\varphi_0 q_1}^{\text{IV}}(p) = \frac{\Phi_0(p)}{Q_1(p)} = \frac{\sum_{i=1}^n (k_{\pi i} p + c_{\pi i}) l_i e^{-\tau_i p}}{J_y p^2 + \sum_{i=1}^n k_{\pi i} l_i^2 p + \sum_{i=1}^n c_{\pi i} l_i^2}, \quad (7.15)$$

где $Z_0(p)$ и $\Phi_0(p)$ – преобразования Лапласа $z_0(t)$ и $\varphi_0(t)$; $z_0(t)$, $\varphi_0(t)$ – выходные вибросигналы; $q_1(t)$ – входной вибросигнал.

При равенстве коэффициентов демпфирования и жесткости i -х осей между собой, т.е. $k_{\pi i} = k_{\pi}$ и $c_{\pi i} = c_{\pi}$, передаточные функции (7.14) и (7.15) можно представить как передаточные функции

динамической системы с одной степенью свободы и параметра неодновременности воздействия для вертикальных $K_{z0}(p)$ и продольно-угловых $K_{\varphi 0}(p)$ колебаний. Получаем, что

$$H_{z0q1}^{IV}(p) = \frac{(k_{\pi}p + c_{\pi})n}{m_{\pi\pi}p + (k_{\pi}p + c_{\pi})n} K_{z0}(p) \text{ при } K_{z0}(p) = \frac{\sum_{i=1}^n e^{-\tau_i p}}{n}$$

и

$$H_{\varphi 0q1}^{IV}(p) = \frac{(k_{\pi}p + c_{\pi}) \sum_{i=1}^n l_i^2}{J_y p^2 + (k_{\pi}p + c_{\pi}) \sum_{i=1}^n l_i^2} K_{\varphi 0}(p) \text{ при } K_{\varphi 0}(p) = \frac{\sum_{i=1}^n l_i e^{-\tau_i p}}{\sum_{i=1}^n l_i^2}.$$

При переходе к амплитудно-частотным характеристикам системы параметры $K_{z0}(p)$ и $K_{\varphi 0}(p)$ неодновременности воздействия заменяют их модулями, которые называют коэффициентами неодновременности воздействия. Согласно формулам, эти коэффициенты равны:

для вертикальных колебаний

$$K_{z0}(\omega) = \frac{\sqrt{\left(\sum_{i=1}^n \sin \omega \tau_i\right)^2 + \left(\sum_{i=1}^n \cos \omega \tau_i\right)^2}}{n}; \quad (7.16)$$

для продольно-угловых колебаний

$$K_{\varphi 0}(\omega) = \frac{\sqrt{\left(\sum_{i=1}^n l_i \sin \omega \tau_i\right)^2 + \left(\sum_{i=1}^n l_i \cos \omega \tau_i\right)^2}}{\sum_{i=1}^n l_i^2}. \quad (7.17)$$

Анализируя выражения (7.16) и (7.17), видим, что неодновременность воздействия (n -е количество входов) приводит к появлению на графиках амплитудно-частотных характеристик системы максимумов, которые не относятся к резонансным явлениям. Такой вывод характерен также для более сложных динамических систем, причем степень изменения графиков амплитудно-частотных характеристик существенно зависит от скорости движения КМ (рис. 7.7).

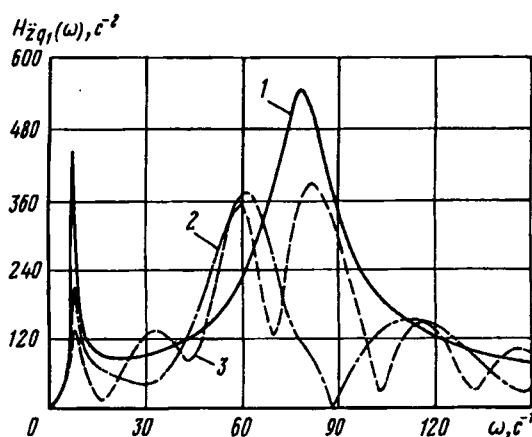


Рис. 7.7. Амплитудно-частотная характеристика масс m_{12} и $m_{\text{пм}}$ при измерении их виброускорений в точке установки сиденья:

1 – расчетная схема II; 2, 3 – расчетная схема V при $n = 2$ и $v = 40; 80$ км/ч соответственно

Из системы уравнений (см. табл. 7.3, система V) как частный случай можно получить расчетные выражения для анализа колебаний двухосной КМ, если принять $n = 2$. Для удобства оценки колебаний запишем эту систему уравнений, определяющую движение динамической системы в иной форме, и пренебрежем виброизолирующими свойствами сиденья. Для этого в качестве обобщенных координат подрессоренной части возьмем виброперемещения ее точек над передней $z_{12}(t)$ и задней $z_{22}(t)$ осями. Эти обобщенные координаты связаны с $z_0(t)$ и $\varphi_0(t)$ соотношениями

$$z_0 = \frac{z_{12}l_2 + z_{22}l_1}{L_{\text{м}}} \quad \text{и} \quad \varphi_0 = \frac{z_{12} - z_{22}}{L_{\text{м}}}, \quad (7.18)$$

где $L_{\text{м}}$ – база КМ, $L_{\text{м}} = l_1 + l_2$.

Далее заменяем в исходных уравнениях переменные и их производные на соответствующие новым обобщенным координатам (7.18). Для полученной таким образом системы уравнений выполним следующие преобразования. Умножим уравнение для $m_{\text{пм}}$ на l_2 и сложим его с последним. Затем то же уравнение умножим на l_1 и вычтем из него последнее. Наконец, заменим момент инерции J_y его значением $m_{\text{пм}}\rho_y^2$ (ρ_y – радиус инерции массы подрессоренной части относи-

тельно поперечной оси y). В результате преобразований получим

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{z}_1 + (k_{п1} + k_{ш1}) \dot{z}_1 + (c_{п1} + c_{ш1}) z_1 - k_{п1} \dot{z}_{12} - c_{п1} z_{12} &= \\ = k_{ш1} \dot{q}_1 + c_{ш1} q_1; \\ m_2 \ddot{z}_2 + (k_{п2} + k_{ш2}) \dot{z}_2 + (c_{п2} + c_{ш2}) z_2 - k_{п2} \dot{z}_{22} - c_{п2} z_{22} &= \\ = k_{ш2} \dot{q}_2 + c_{ш2} q_2; \\ m_{12} \ddot{z}_{12} + k_{п1} \dot{z}_{21} + c_{п1} z_{12} + m_3 \ddot{z}_{22} - k_{п1} \dot{z}_1 - c_{п1} z_1 &= 0; \\ m_{22} \ddot{z}_{22} + k_{п2} \dot{z}_{22} + c_{п2} z_{22} + m_3 \ddot{z}_{12} - k_{п2} \dot{z}_2 - c_{п2} z_2 &= 0, \end{aligned} \quad (7.19)$$

где m_{12} , m_{22} , m_3 – приведенные массы подрессоренной части КМ:

$$\begin{aligned} m_{12} &= m_{пм} \frac{l_2^2 + \rho_y^2}{L_M^2}, \quad m_{22} = m_{пм} \frac{l_1^2 + \rho_y^2}{L_M^2}, \\ m_3 &= m_{пм} \frac{l_1 l_2 - \rho_y^2}{L_M^2} \text{ при } m_{12} + m_{22} + 2m_3 = m_{пм}. \end{aligned}$$

Величина и знак m_3 ($m_3 \geq 0$) определяются соотношением, описывающем зависимость между радиусом инерции массы подрессоренной части и координатами ее центра масс. Это соотношение можно оценить коэффициентом распределения масс подрессоренной части КМ

$$\epsilon_y = \frac{\rho_y^2}{l_1 l_2}.$$

Коэффициент ϵ_y имеет следующие значения: $0,8 \dots 1,1$ – для легковых и $0,7 \dots 1,2$ – для грузовых КМ.

Если $\epsilon_y = 1$, то $m_3 = 0$, а $m_{12} = m_{пм} \frac{l_2}{L_M}$ и $m_{22} = m_{пм} \frac{l_1}{L_M}$. В этом случае система уравнений (7.19) распадается на две системы. Уравнения с обобщенными координатами $z_{12}(t)$ и $z_1(t)$, соответствующие колебаниям передней части КМ, становятся не связанными с уравнениями для обобщенных координат $z_{22}(t)$ и $z_2(t)$, описывающими колебания задней части КМ. Следовательно, можно рассматривать две независимые системы с двумя степенями свободы. Это обстоятельство существенно упрощает расчеты. Тогда приведенные массы m_{12} и m_{22} равны массе подрессоренной части неподвижной КМ, приходящейся на колеса передней и задней осей соответственно. Такие выводы можно использовать и для динамической системы VI.

7.5. Расчет нелинейной системы подрессоривания

Структура системы подрессоривания в большинстве случаев содержит элементы с существенно нелинейными характеристиками. В табл. 7.4 приведены некоторые типовые нелинейные характеристики безынерционных элементов, используя которые можно моделировать трансформацию входного вибросигнала упругими и демпфирующими устройствами подвески, а также потерю контакта шины с опорной поверхностью.

Для большинства дорожных условий эксплуатации возмущение является случайным кинематическим воздействием, поэтому расчет вибронагруженности машин с нелинейными характеристиками подвески и шин целесообразно проводить, используя метод статистической линеаризации.

Основная идея метода *статистической линеаризации* состоит в замене нелинейного элемента статистически эквивалентным линейным элементом.

Безынерционный нелинейный элемент характеризует преобразование случайного процесса $x(t)$ на его входе в случайный процесс на его выходе $y(t)$: $y(t) = f[x(t)]$.

Случайные процессы на входе и выходе нелинейного элемента можно представить следующим образом:

$$x(t) = m_x + \bar{x}(t); \quad y(t) = m_y + \bar{y}(t),$$

где m_x, m_y – математические ожидания случайных процессов на входе и выходе нелинейного элемента; $\bar{x}(t), \bar{y}(t)$ – центрированные случайные процессы на входе и выходе нелинейного элемента.

Тогда исходную однозначную нелинейную характеристику $f[x(t)]$ можно приближенно аппроксимировать линейной функцией, при этом вибросигнал на выходе эквивалентного линейного элемента примет вид

$$y_{\text{л}}(t) = k_0 m_x + k_1 \bar{x}(t), \quad (7.20)$$

где k_0, k_1 – коэффициенты статистической линеаризации.

Коэффициенты k_0 и k_1 необходимо выбирать таким образом, чтобы случайный процесс $y_{\text{л}}(t)$ был статистически эквивалентен случайному процессу $y(t)$ на выходе исходного нелинейного элемента. Определив коэффициенты статистической линеаризации для исходной нелинейной системы, можно проводить ее расчеты с использованием методов статистической динамики линейных систем.

В зависимости от критерия статистической эквивалентности различают два способа определения коэффициентов статистической

линеаризации безынерционных стационарных нелинейных элементов.

Согласно первому способу, в качестве критерия статистической эквивалентности используют равенство математических ожиданий и дисперсий случайного процесса на выходе нелинейного и линеаризованного элементов. Таким образом, коэффициенты статистической линеаризации определяют, исходя из условий

$$m_y = m_{y_l} \text{ и } D_y = D_{y_l},$$

где m_{y_l} – математическое ожидание случайного процесса $y_l(t)$; D_y и D_{y_l} – дисперсии случайных процессов $y(t)$ и $y_l(t)$.

Вычисляя в соответствии с уравнением (7.20) m_{y_l} и D_{y_l} , запишем условие статистической эквивалентности в виде

$$m_y = k_{01}m_x, \quad D_y = k_{11}^2 D_x.$$

Коэффициенты k_{01} и k_{11} в этом случае можно найти следующим образом:

$$k_{01} = \frac{m_y}{m_x}, \quad k_{11} = \pm \sqrt{\frac{D_y}{D_x}} = \pm \frac{\sigma_y}{\sigma_x},$$

где σ_y и σ_x – средние квадратические отклонения (значения) случайных процессов $y(t)$ и $x(t)$.

Подставляя в последние формулы m_y и σ_y , определенные с помощью плотности распределения $w(t)$ случайного процесса $x(t)$ на входе в нелинейный элемент, получаем выражения для коэффициентов статистической линеаризации

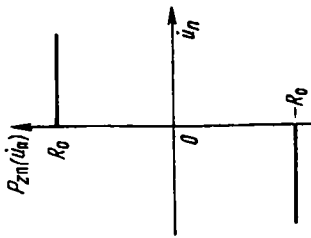
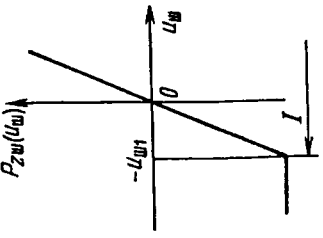
$$k_{01} = \frac{1}{m_x} \int_{-\infty}^{\infty} f(x)w(x)dx; \quad (7.21)$$

$$k_{11} = \pm \frac{1}{\sigma_x} \left\{ \int_{-\infty}^{\infty} [f(x) - m_y]^2 w(x) dx \right\}^{0,5}. \quad (7.22)$$

Согласно второму способу, критерий статистической эквивалентности соответствует минимуму среднего квадрата ψ_{ε_a} ошибки ε_a аппроксимации исходной функции $y(t)$ линейной зависимостью $y_l(t)$.

Таблица 7.4. Типовые нелинейные характеристики устройств системы подрессоривания

Устройства системы подрессоривания	Нагрузочная характеристика	Аналитическое описание
Упругое устройство подвески		$P_{zn}(u_n) = \begin{cases} c_{n1}u_n + c_{n2}(u_n - u_{n1}) & \text{при } u_{n1} < u_n < \infty, \\ c_{n1}u_n & \text{при } -u_{n2} < u_n < u_{n1}, \\ c_{n1}u_n + c_{n3}(u_n + u_{n2}) & \text{при } -\infty < u_n < -u_{n2} \end{cases}$
Демпфирующее устройство подвески (амортизатор)		$P_{zn}(\dot{u}_n) = \begin{cases} k_{n1}\dot{u}_{n1} + k_{n3}(\dot{u}_n - \dot{u}_{n1}) & \text{при } \dot{u}_{n1} < \dot{u}_n < \infty, \\ k_{n1}\dot{u}_n & \text{при } 0 < \dot{u}_n < \dot{u}_{n1}, \\ k_{n2}\dot{u}_n & \text{при } -\dot{u}_{n2} < \dot{u}_n < 0, \\ -k_{n2}\dot{u}_{n2} + k_{n4}(\dot{u}_n + \dot{u}_{n2}) & \text{при } -\infty < \dot{u}_n < -\dot{u}_{n2} \end{cases}$

Демпфирующее устройство подвески (сухое трение)		$P_{zn}(\dot{u}_n) = R_0 \operatorname{sgn} \dot{u}_n$
Шина (упругая)		$P_{zw}(\dot{u}_w) = \begin{cases} c_{w1} u_w & \text{при } -u_{w1} < u_w < \infty, \\ -c_{w1} u_w & \text{при } -\infty < u_w < -u_{w1} \end{cases}$

Пр и м е ч а н и е. I, II, III, IV – участки характеристик; c_{ni} , c_{wi} и k_{ni} – коэффициенты жесткости и демпфирования на соответствующих участках нагруженных характеристик (см. далее § 7.6); u_{w1} – статический прогиб шины; $i = 1, 2, 3, 4$.

Это условие записывают так:

$$\psi_{\varepsilon a}^2 = M\{[y(t) - y_n(t)]^2\} = \min, \quad (7.23)$$

где $M\{ \}$ – математическое ожидание.

Подставим в (7.23) выражение (7.20) при $k_0 = k_{02}$ и $k_1 = k_{12}$:

$$\psi_{\varepsilon a}^2 = M\{[y(t) - k_{02}m_x - k_{12}\bar{x}(t)]^2\} = \min.$$

Выполняя преобразование последнего выражения, получим

$$\psi_{\varepsilon a}^2 = M[y^2] + k_{02}^2 m_x^2 + k_{12}^2 D_x - 2k_{02}m_x m_y - 2k_{12}M[y\bar{x}] = \min,$$

где $M[y\bar{x}]$ – второй смешанный момент.

Значения коэффициентов k_{02} и k_{12} , при которых выполняется условие (7.23), найдем, приравняв нулю частные производные целевой функции $\psi_{\varepsilon a}^2$ по аргументам k_{02} и k_{12} :

$$\begin{aligned} \frac{\partial \psi_{\varepsilon a}^2}{\partial k_{02}} &= 2k_{02}m_x^2 - 2m_x m_y = 0, \\ \frac{\partial \psi_{\varepsilon a}^2}{\partial k_{12}} &= 2k_{12}D_x - 2M[y\bar{x}] = 0. \end{aligned} \quad (7.24)$$

Так как значения вторых частных производных по k_{02} и k_{01} положительные, т.е. целевая функция $\psi_{\varepsilon a}^2$ имеет минимум, из равенств (7.24) получаем

$$k_{02} = \frac{m_y}{m_x}, \quad k_{12} = \frac{M[y\bar{x}]}{D_x}. \quad (7.25)$$

Итак, коэффициент k_{02} можно вычислить по формуле (7.21), как и коэффициент k_{01} . Выражение для коэффициента k_{12} можно получить следующим образом:

$$k_{12} = \frac{1}{D_x} \int_{-\infty}^{\infty} f(x)(x - m_x)w(x) dx. \quad (7.26)$$

Согласно уравнениям (7.21), (7.22) и (7.26), параметры линейного эквивалента зависят от плотности распределения $w(x)$ входного процесса $x(t)$, являющейся в общем случае неизвестной функцией.

Поэтому задают вид функции $w(x)$. Обычно принимают распределение случайной функции $x(t)$ нормальным, для которого

$$w(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_x} \exp\left[-\frac{(x - m_x)^2}{2\sigma_x^2}\right] \quad (7.27)$$

в силу нормального распределения возмущения и “эффекта нормализации”, свойственного таким инерционным системам, как КМ. Отметим, что чем более инерционна система, тем больше распределение входного сигнала $x(t)$ соответствует нормальному.

Таким образом, нелинейный элемент приближенно можно заменить совокупностью двух линейных элементов, коэффициенты передачи которых k_0 и k_1 зависят от параметров m_x и σ_x случайного процесса $x(t)$.

Так как статистическая линеаризация является приближенным методом учета нелинейных характеристик элементов системы поддрессоривания, то при расчете вибронагруженности КМ следует помнить о погрешностях при вычислении спектральной плотности процесса по выходным переменным системы. Кроме того, недостатком также является необходимость при применении метода статистической линеаризации преобразования исходных дифференциальных уравнений и приведения их к системам алгебраических уравнений, т.е. определение амплитудно-частотных характеристик системы. Важное преимущество метода по сравнению с методом имитационного моделирования – возможность значительного снижения (на несколько порядков) затрат машинного времени при удовлетворительной точности определения статистических характеристик системы, что позволяет использовать его для автоматизированного проектирования.

Что касается предпочтительности использования способов определения коэффициентов статистической линеаризации, то первый способ целесообразно применять в случае широкополосной динамической системы, а второй – узкополосной. Отметим, что узкополосность динамической системы является также достаточным условием обеспечения близости закона распределения $x(t)$ на входе нелинейного элемента к нормальному. Практически предлагаемые динамические системы, эквивалентные подвеске машин, относятся к узкополосным системам, и при их расчете можно применить второй способ статистической линеаризации.

Поэтому для определения эквивалентных параметров линеаризованной системы поддрессоривания воспользуемся вторым способом

статистической линеаризации. Вначале преобразуем выражения (7.21) и (7.26) с учетом (7.27) и определим коэффициент k_{01} , а математическое ожидание m_y . Тогда для динамических систем (см. табл. 7.3), в которых упругие и демпфирующие элементы, в том числе и элемент с сухим трением, соединены между собой параллельно, с учетом новых обозначений имеем следующие выражения:

для упругого элемента (или шины)

$$m_{Pc} = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_u} \int_{-\infty}^{\infty} P_z(u) \exp\left[-\frac{(u - m_u)^2}{2\sigma_u^2}\right] du, \quad (7.28)$$

$$c_3 = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_u^3} \int_{-\infty}^{\infty} P_z(u)(u - m_u) \exp\left[-\frac{(u - m_u)^2}{2\sigma_u^2}\right] du; \quad (7.29)$$

для демпфирующего элемента (или шины)

$$m_{Pk} = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_{\dot{u}}} \int_{-\infty}^{\infty} P_z(\dot{u}) \exp\left[-\frac{\dot{u}^2}{2\sigma_{\dot{u}}^2}\right] d\dot{u}, \quad (7.30)$$

$$k_3 = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_{\dot{u}}^3} \int_{-\infty}^{\infty} P_z(\dot{u})\dot{u} \exp\left[-\frac{\dot{u}^2}{2\sigma_{\dot{u}}^2}\right] d\dot{u}, \quad (7.31)$$

где m_{Pc} и m_{Pk} – математические ожидания сил от упругого и демпфирующего элементов или шины; c_3 и k_3 – эквивалентные коэффициенты жесткости и демпфирования упругого и демпфирующего элементов или шины; u и $\dot{u}$ – деформация и скорость деформации упругого элемента или шины; m_u – математическое ожидание деформации упругого элемента или шины; σ_u и $\sigma_{\dot{u}}$ – средние квадратические отклонения деформации и скорости деформации упругого элемента или шины.

Для нахождения математического ожидания m_u деформации упругого элемента или шины пользуются равенством нулю математического ожидания суммарной силы от подвески или шины:

$$m_{P\pi} = 0, \quad m_{Pш} = 0.$$

Физическая интерпретация этих выражений очевидна: если $m_{P\pi} \neq 0$, то со временем расстояние между массами подпрессорен-

ной и неподдрессоренной частей КМ должно неограниченно увеличиваться. При $m_{P_{ш}} \neq 0$ КМ со временем должна потерять контакт с опорной поверхностью. Аналогично и математическое ожидание $\dot{u}$ равно нулю.

Из выражений (7.28) – (7.31) следует, что параметры линеаризации для подвески или шины являются функциями m_u , σ_u , $\sigma_{\dot{u}}$:

$$\begin{aligned} m_{P_c} &= m_{P_c}(m_u, \sigma_u); \quad c_3 = c_3(m_u, \sigma_u); \\ m_{P_k} &= m_{P_k}(\sigma_{\dot{u}}); \quad k_3 = k_3(\sigma_{\dot{u}}). \end{aligned} \quad (7.32)$$

Рассчитывая линеаризованную динамическую систему, находим для подвески или шины

$$\begin{aligned} \sigma_u &= \sigma_u(c_3, k_3); \quad \sigma_{\dot{u}} = \sigma_{\dot{u}}(c_3, k_3); \\ m_u &= m_u(c_3, k_3, m_{P_c}, m_{P_k}). \end{aligned} \quad (7.33)$$

Объединяя (7.28) – (7.31) и (7.33), получим систему уравнений для нахождения c_3 , k_3 , m_{P_c} и m_{P_k} . Определив таким образом параметры линеаризации, оценивают показатели вибронагруженности КМ как линейной динамической системы. Эти расчеты следует проводить отдельно для каждого эксплуатационного режима движения КМ. Получить решение такой системы уравнений в аналитической форме удастся лишь в исключительных случаях. Как правило, эту систему уравнений решают методом последовательных приближений.

Определим параметры линеаризации, используя выражения (7.28), (7.29), (7.30) и (7.31), для нагрузочных характеристик, приведенных в табл. 7.4:

а. *Упругое устройство подвески:*

эквивалентный коэффициент жесткости

$$c_{3п} = c_{п1} + \frac{c_{п2}}{2} \left[1 - \Phi \left(\frac{u_{п1} - m_{уп}}{\sqrt{2}\sigma_{уп}} \right) \right] + \frac{c_{п3}}{2} \left[1 - \Phi \left(\frac{u_{п2} + m_{уп}}{\sqrt{2}\sigma_{уп}} \right) \right];$$

математическое ожидание силы

$$\begin{aligned} m_{P_{сп}} &= c_{п1}m_{уп} + c_{п2} \frac{\sigma_{уп}}{\sqrt{2\pi}} \exp \left[-\frac{(u_{п1} - m_{уп})^2}{2\sigma_{уп}^2} \right] - c_{п2} \frac{(u_{п1} - m_{уп})}{2} \times \\ &\times \left[1 - \Phi \left(\frac{u_{п1} - m_{уп}}{\sqrt{2}\sigma_{уп}} \right) \right] - c_{п3} \frac{\sigma_{уп}}{\sqrt{2\pi}} \exp \left[-\frac{(u_{п2} + m_{уп})^2}{2\sigma_{уп}^2} \right] + \\ &+ c_{п3} \frac{(u_{п2} + m_{уп})}{2} \left[1 - \Phi \left(\frac{u_{п2} + m_{уп}}{\sqrt{2}\sigma_{уп}} \right) \right]. \end{aligned}$$

б. *Демпфирующее устройство подвески (амортизатор):*
эквивалентный коэффициент демпфирования

$$k_{\text{эпа}} = \frac{k_{\text{п3}} + k_{\text{п4}}}{2} + \frac{k_{\text{п1}} - k_{\text{п3}}}{2} \Phi\left(\frac{\dot{u}_{\text{п1}}}{\sqrt{2}\sigma_{\dot{u}_{\text{п}}}}\right) + \frac{k_{\text{п2}} - k_{\text{п4}}}{2} \Phi\left(\frac{\dot{u}_{\text{п2}}}{\sqrt{2}\sigma_{\dot{u}_{\text{п}}}}\right);$$

математическое ожидание силы

$$\begin{aligned} m_{Pka} = \frac{\sigma_{\dot{u}_{\text{п}}}}{\sqrt{2\pi}} & \left\{ (k_{\text{п1}} - k_{\text{п2}}) + (k_{\text{п3}} - k_{\text{п1}}) \exp\left[-\frac{\dot{u}_{\text{п1}}^2}{2\sigma_{\dot{u}_{\text{п}}}^2}\right] + \right. \\ & \left. + (k_{\text{п2}} - k_{\text{п4}}) \exp\left[-\frac{\dot{u}_{\text{п2}}^2}{2\sigma_{\dot{u}_{\text{п}}}^2}\right] \right\} + \frac{(k_{\text{п1}} - k_{\text{п3}})\dot{u}_{\text{п1}}}{2} \times \\ & \times \left[1 - \Phi\left(\frac{\dot{u}_{\text{п1}}}{\sqrt{2}\sigma_{\dot{u}_{\text{п}}}}\right) \right] - \frac{(k_{\text{п2}} - k_{\text{п4}})\dot{u}_{\text{п2}}}{2} \left[1 - \Phi\left(\frac{\dot{u}_{\text{п2}}}{\sqrt{2}\sigma_{\dot{u}_{\text{п}}}}\right) \right]. \end{aligned}$$

в. *Демпфирующее устройство подвески (сухое трение):*
эквивалентный коэффициент демпфирования сухого трения

$$k_{\text{эпт}} = \frac{R_0}{\sigma_{\dot{u}_{\text{п}}}} \sqrt{\frac{2}{\pi}};$$

математическое ожидание силы

$$m_{Pkt} = 0.$$

г. *Шина (упругая):*
эквивалентный коэффициент жесткости

$$c_{\text{эш}} = \frac{c_{\text{ш1}}}{2} \left[1 + \Phi\left(\frac{u_{\text{ш1}} + m_{u_{\text{ш}}}}{\sqrt{2}\sigma_{u_{\text{ш}}}}\right) \right];$$

математическое ожидание силы

$$\begin{aligned} m_{Pcш} = \frac{c_{\text{ш1}}m_{u_{\text{ш}}}}{2} & \left[1 + \Phi\left(\frac{u_{\text{ш1}} + m_{u_{\text{ш}}}}{\sqrt{2}\sigma_{u_{\text{ш}}}}\right) \right] - \\ & - \frac{c_{\text{ш1}}u_{\text{ш1}}}{2} \left[1 - \Phi\left(\frac{u_{\text{ш1}} + m_{u_{\text{ш}}}}{\sqrt{2}\sigma_{u_{\text{ш}}}}\right) \right] + \frac{c_{\text{ш1}}\sigma_{u_{\text{ш}}}}{\sqrt{2\pi}} \exp\left[-\frac{(u_{\text{ш1}} + m_{u_{\text{ш}}})^2}{2\sigma_{u_{\text{ш}}}^2}\right]. \end{aligned}$$

В приведенных формулах используется интеграл вероятностей вида

$$\Phi(u) = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^u e^{-t^2} dt.$$

Если нагрузочные характеристики имеют более сложную форму, чем в табл. 7.4, то для получения коэффициентов статистической линеаризации следует воспользоваться общими соотношениями (7.28) – (7.31), аппроксимировав соответствующие характеристики с необходимой точностью.

7.6. Параметры и нагрузочные характеристики системы подпрессоривания

7.6.1. Расчет параметров подвески

На начальной стадии проектирования в качестве показателей виброизолирующих свойств подвески, т.е. плавности хода, можно использовать собственные частоты колебаний массы подпрессоренной части КМ и относительные коэффициенты затухания. Тогда для определения основных параметров подвески представляют КМ в виде динамической системы при кинематическом возмущении (см. табл. 7.3, схемы I, IV). Для расчетной схемы I соответствующее уравнение движения при равенстве его правой части нулю имеет вид

$$\ddot{z}_{12} + 4\pi\psi_z f_z \dot{z}_{12} + 4\pi^2 f_z^2 z_{12} = 0, \quad (7.34)$$

где f_z – собственная частота вертикальных колебаний массы подпрессоренной части КМ; $f_z = 0,5\omega_z/\pi$, Гц.

Задавая значения коэффициентов уравнения (7.34), считая их постоянными, находим искомые параметры подвески – коэффициенты жесткости упругого элемента и сопротивления амортизатора одного узла подвески, приведенные к центру пятна контакта шины с опорной поверхностью (приведенные коэффициенты).

Вначале определим приведенный коэффициент жесткости упругого элемента по формуле

$$c_{пр} = 2\pi^2 f_z^2 m_{12}. \quad (7.35)$$

Далее рассчитаем приведенный коэффициент сопротивления амортизатора

$$k_{пр} = 2\pi\psi_z f_z m_{12}. \quad (7.36)$$

Для расчетной схемы IV воспользуемся системой уравнений (7.13), аналогично предыдущему случаю рассматривая только свободные колебания. При этом следует учитывать влияние параметров подвески на вертикальные и продольно-угловые колебания массы подрессоренной части. Считаем, что нагрузочные характеристики упругого и демпфирующего устройств подвесок линейны, а определяющие их коэффициенты являются постоянными и одинаковыми.

Тогда для данной системы справедливы следующие уравнения движения:

$$\begin{aligned} \ddot{z}_0 + 4\pi\psi_z f_z \dot{z}_0 + 4\pi^2 f_z^2 z_0 &= 0; \\ \ddot{\varphi}_0 + 4\pi\psi_\varphi f_\varphi \dot{\varphi}_0 + 4\pi^2 f_\varphi^2 \varphi_0 &= 0, \end{aligned} \quad (7.37)$$

где ψ_φ – относительный коэффициент затухания; f_φ – собственная частота продольно-угловых колебаний массы подрессоренной части КМ, Гц.

Задавая значения коэффициентов уравнений (7.37), вычисляем искомые параметры подвески – коэффициенты жесткости упругого элемента и сопротивления амортизатора одного узла подвески, приведенные к центру пятна контакта шины с опорной поверхностью (приведенные коэффициенты). Вначале определяем приведенный коэффициент жесткости упругого элемента

$$c_{z\text{пр}} = 2\pi^2 f_z^2 \frac{m_{\text{пм}}}{n}; \quad c_{\varphi\text{пр}} = 2\pi^2 f_\varphi^2 \frac{J_y}{\sum_{i=1}^n l_i^2}.$$

Из двух полученных значений находим среднее значение приведенного коэффициента жесткости упругого элемента

$$c_{\text{пр}} = 0,5(c_{z\text{пр}} + c_{\varphi\text{пр}}).$$

Далее рассчитываем приведенный коэффициент сопротивления амортизатора

$$k_{z\text{пр}} = 2\pi\psi_z f_z \frac{m_{\text{пм}}}{n}; \quad k_{\varphi\text{пр}} = 2\pi\psi_\varphi f_\varphi \frac{J_y}{\sum_{i=1}^n l_i^2},$$

принимаем $k_{\text{пр}}$ равным наибольшему из вычисленных значений коэффициентов.

После окончательного выбора приведенного коэффициента жесткости упругого элемента подвески (корректировку $c_{\text{пр}}$ проводим в

соответствии с развесовкой машины) определим ее статический и динамический прогибы (ходы):

$$h_{z\text{ст}} = \frac{P_{z\text{ст}}}{c_{\text{пр}}}; \quad h_{z\text{д}} = k_{\text{д}h} h_{z\text{ст}};$$

здесь $P_{z\text{ст}}$ – вертикальная статическая нагрузка на колесо от массы подрессоренной части КМ; $k_{\text{д}h}$ – коэффициент динамичности.

Для каждой конструктивной схемы направляющего устройства находим коэффициенты жесткости упругого элемента c_y и сопротивления амортизатора k_a в соответствии с приведенными коэффициентами жесткости $c_{\text{пр}}$ и сопротивления $k_{\text{пр}}$.

Значения f_z и f_φ выбираем из следующих диапазонов частот соответственно, Гц:

Легковая КМ	1,1...1,4
Грузовая КМ	1,3...1,7
КМ повышенной проходимости	1,7...2,4

Значения коэффициентов относительного затухания ψ_z и ψ_φ принимают равными из диапазона 0,2...0,3. Диапазоны значений для собственных частот колебаний и коэффициентов относительного затухания определены по экспериментальным оценкам этих показателей для различных систем подрессоривания КМ. Собственную частоту колебаний f_z можно вычислить с помощью конструктивного параметра подвески – ее статического прогиба $h_{z\text{ст}}$, так как принято, что вертикальные и продольно-угловые колебания рассматриваемой системы являются независимыми. Преобразовав формулу для $c_{z\text{пр}}$, получим известное соотношение

$$f_z = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{h_{z\text{ст}}}},$$

где g – ускорение свободного падения.

Соотношения между значениями f_z и $h_{z\text{ст}}$ приведены ниже:

f_z , Гц	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4
$h_{z\text{ст}}$, м	0,248	0,173	0,127	0,097	0,077	0,062	0,051	0,043

7.6.2. Определение нагрузочной характеристики упругого и демпфирующего устройств

На практике *нагрузочную характеристику упругого устройства* подвески, в отличие от используемой в предыдущем расчете, принимают в виде нелинейной зависимости вертикальной нагрузки на колесо P_z от массы подрессоренной части КМ и прогиба подвески h_z , измеренных в центре пятна контакта шины с опорной поверхностью (рис. 7.8). Это связано с некоторыми условиями, одновременное выполнение которых несовместимо с линейным представлением характеристики. Действительно, чтобы нагрузочная характеристика соответствовала заданной плавности хода, она должна пройти через точку A с координатами $(h_{zст}; P_{zст})$, а во избежание ударов в ограничитель хода она должна заканчиваться в точке A' ($h_{зд}; P_{зд}$), определяемой коэффициентами динамичности $k_{dh} = h_{зд}/h_{zст}$ и $k_{dP} = P_{зд}/P_{zст}$. Значение k_{dh} принимают равным единице. Значение k_{dP} выбирают из следующих интервалов:

Легковая КМ	1,5...2,5
Грузовая КМ	2,0...3,0
КМ повышенной проходимости	2,0...2,5

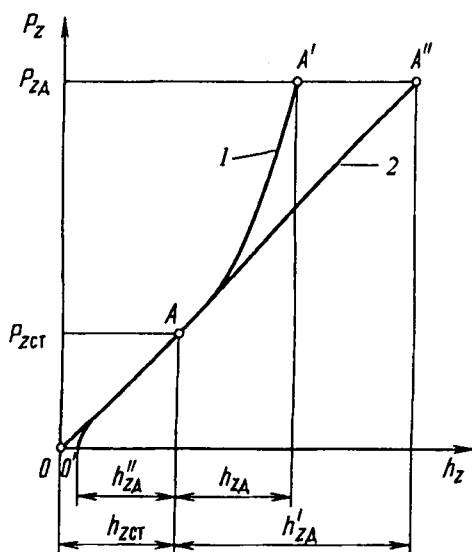


Рис. 7.8. Нагрузочная характеристика упругого устройства подвески:

1 — нелинейная; 2 — линейная

Для определения оптимальной формы нагрузочной характеристики OAA' необходимо учитывать, что при изменении полезной нагрузки КМ от минимального значения до максимального статическая нагрузка на колесо от массы подрессоренной части меняется в широких пределах: 10...60 % – для легковых КМ и 250...400 % – для грузовых КМ.

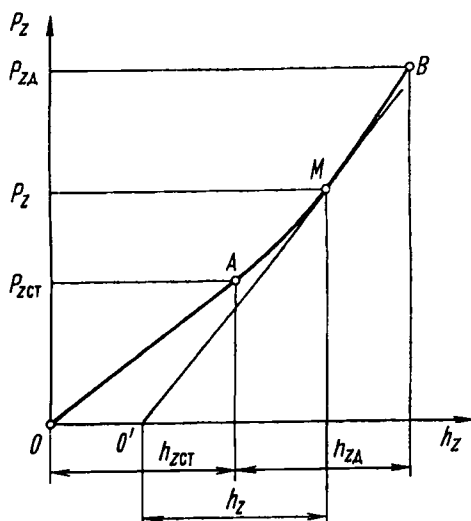


Рис. 7.9. Расчетная схема оптимальной нагрузочной характеристики упругого устройства подвески

Постоянную плавность хода можно обеспечить, сохраняя неизменным статический прогиб (собственную частоту). В этом случае для произвольной точки M (рис. 7.9) имеем следующее равенство:

$$\frac{P_z}{c_{\text{np}}} = h_z = h_{z\text{CT}}, \quad (7.38)$$

где $c_{\text{пр}} = dP_z/dh_z$ – коэффициент жесткости упругого устройства подвески в произвольной точке M кривой OAB . Приведем выражение (7.38) к виду $dP_z/P_z = dh_z/h_{\text{зст}}$. Решая это уравнение при начальных условиях $h_z = h_{\text{зст}}$ и $P_z = P_{\text{зст}}$, получим

$$P_z = P_{\text{зст}} \exp\left(\frac{h_z - h_{\text{зст}}}{h_{\text{зст}}}\right). \quad (7.39)$$

Таким образом, нагрузочная характеристика, которая изменяется согласно закону показательной функции (7.39), при $P_z \geq P_{\text{зст}}$ обеспечивает постоянную собственную частоту колебаний для малых значений виброперемещений независимо от статической нагрузки.

Существуют различные способы получения нагрузочной характеристики оптимального вида. Например, используя пассивные дополнительные металлические и полимерные, основные пневматические и пневмогидравлические упругие элементы, а также особой конструкции подвески, удастся получить близкую к заданной кривую.

Определим нагрузочные характеристики с дополнительными упругими элементами. Следует отметить, что дополнительные упругие элементы по своему назначению могут служить в первом случае для увеличения коэффициента динамичности $k_{\text{дР}}$ (статическая нагрузка изменяется незначительно) и во втором – для корректировки нагрузочной характеристики при значительном превышении максимальной статической нагрузки $P_{\text{зст max}}$ над минимальной $P_{\text{зст min}}$. Необходимость установки корректирующего дополнительного упругого элемента характеризуется условием

$$P_{\text{зст max}} - P_{\text{зст min}} \geq c_{\text{пр}} h_{\text{зд}}. \quad (7.40)$$

В первом случае дополнительный упругий элемент работает сравнительно редко, поэтому его приведенный коэффициент жесткости значительно превышает приведенный коэффициент жесткости $c_{\text{пр}}$ упругого устройства подвески в статическом положении. Тогда, используя выражение для коэффициента динамичности $k_{\text{дР}}$, имеем (рис. 7.10):

$$k_{\text{дР}} = \frac{P_{\text{зд}}}{P_{\text{зст}}} = \frac{P_{\text{зст}} + c_{\text{пр}}(h_{\text{зд}} - h_{\text{здп}}) + (c_{\text{пр}} + c_{\text{дп}})h_{\text{здп}}}{P_{\text{зст}}}$$

и, учитывая, что

$$P_{\text{зст}} = c_{\text{пр}} h'_{\text{зст}},$$

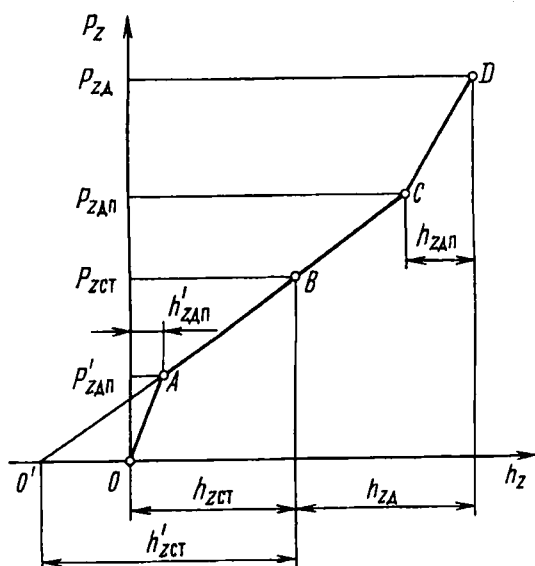


Рис. 7.10. Нагрузочная характеристика упругого устройства подвески без дополнительного корректирующего упругого элемента

получаем выражение для приведенного коэффициента жесткости дополнительного упругого элемента

$$c_{\text{дп}} = c_{\text{пр}} \frac{h'_{\text{зст}}}{h_{\text{здп}}} \left(k_{\text{дп}} - 1 - \frac{h_{\text{зд}}}{h'_{\text{зст}}} \right), \quad (7.41)$$

где $h_{\text{здп}}$ – прогиб дополнительного упругого элемента при ходе сжатия (ограничителя хода сжатия) подвески, $h_{\text{здп}} = (0, 2 \dots 0, 4)h_{\text{зд}}$ – для легковых КМ и $h_{\text{здп}} = (0, 1 \dots 0, 2)h_{\text{зд}}$ – для грузовых КМ; $h'_{\text{зст}}$ – эквивалентный статический прогиб, соответствующий собственной частоте f_z колебаний ($h'_{\text{зст}}$ при нелинейной нагрузочной характеристике упругого устройства имеет тот же смысл, что и ранее $h_{\text{зст}}$ при его линейной характеристике, т.е. характеризует плавность хода, и он не должен зависеть от изменения полезной нагрузки).

Приведенный коэффициент жесткости ограничителя хода отбоя подвески определяем следующим образом:

$$c'_{\text{дп}} = \frac{P'_{\text{здп}}}{h'_{\text{здп}}}, \quad (7.42)$$

где $P'_{\text{здп}}$ – сила, при которой начинает деформироваться ограничи-

тель хода отбоя; $h'_{здп}$ – прогиб ограничителя хода отбоя, $h'_{здп} = (0,1 \dots 0,2)h_{зст}$.

Статический прогиб $h_{зст}$ следует принимать равным: $(0,4 \dots 0,7)h'_{зст}$ – для легковых КМ, $(0,8 \dots 0,9)h'_{зст}$ – для грузовых КМ.

Пример 7.1. Построить нагрузочную характеристику упругого устройства передней подвески легковой КМ, полагая, что основной и дополнительный упругие элементы имеют постоянные приведенные коэффициенты жесткости, при следующих исходных данных.

Масса поддрессоренной части, приходящаяся на колесо передней оси, кг:

КМ с минимальной нагрузкой (вариант 1, $P_{зст1}$)	315
КМ с полной нагрузкой (вариант 2, $P_{зст2}$)	340

Решение. 1. Приведенный коэффициент жесткости основного упругого элемента подвески определяем для варианта 1, исходя из условия, что $f_z = 1,25$ Гц и $h'_{зст1} = 0,159$ м. Имеем

$$c_{пр} = \frac{P_{зст1}}{h'_{зст1}}; \quad c_{пр} = 19,4 \text{ кН/м.}$$

2. Эквивалентный статический прогиб для варианта 2

$$h'_{зст2} = 0,172 \text{ м, т.е. } f_z = 1,2 \text{ Гц.}$$

3. Принимаем для варианта 1 $h_{зд1} = h_{зст1} = 0,6h'_{зст1} = 0,095$ м, а для варианта 2 в этом случае имеем $h_{зд2} = h_{зд1} - \frac{P_{зст2} - P_{зст1}}{c_{пр}} = 0,082$ м.

Следовательно, принимаем $h_{зд2} = h_{зд1} = 0,095$ м.

4. Условие (7.40) установки дополнительно корректирующего упругого элемента не выполняется. Далее определяем параметры ограничителя хода сжатия подвески.

5. Вычисляем максимальную нагрузку, воспринимаемую упругим устройством при $k_{дР} = 2$ в соответствии с вариантом 2 статической нагрузки. Получаем

$$P_{зд} = k_{дР}P_{зст2}; \quad P_{зд} = 6,7 \text{ кН.}$$

6. Определяем приведенный коэффициент жесткости ограничителя хода сжатия по формуле (7.41) при $h_{здп} = 0,3h_{зд2} = 0,029$ м. Имеем

$$c_{дп} = c_{пр} \frac{h'_{зст2}}{h_{здп}} \left(k_{дР} - 1 - \frac{h_{зд2}}{h'_{зст2}} \right); \quad c_{дп} = 51,5 \text{ кН/м.}$$

7. Согласно (7.42), находим приведенный коэффициент жесткости ограничителя хода отбоя при $h'_{z\text{дп}} = 0,1$; $h_{z\text{ст1}} = 0,01$ м. Имеем

$$c'_{\text{дп}} = 142,8 \text{ кН/м.}$$

8. Полный ход упругого устройства подвески равен

$$h_{z\text{п}} = h_{z\text{ст1}} + h'_{z\text{ст2}} - h'_{z\text{ст1}} + h_{z\text{д2}}; \quad h_{z\text{п}} = 0,203 \text{ м.}$$

Нагрузочная характеристика упругого устройства подвески, построенная по расчетным данным, показана на рис. 7.11.

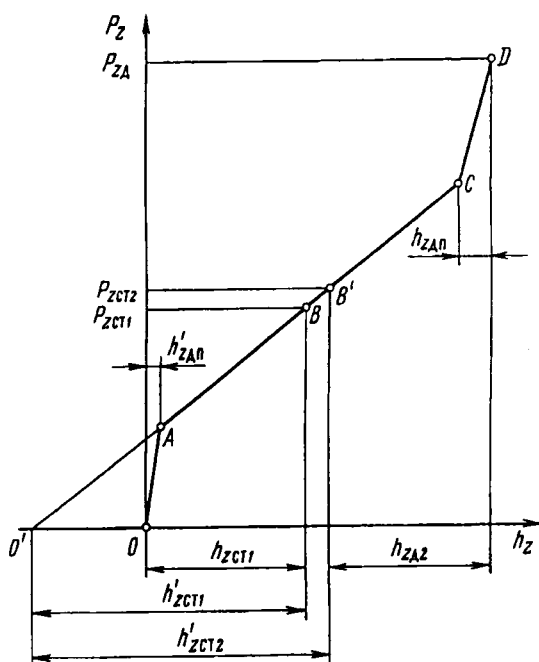


Рис. 7.11. Расчетная нагрузочная характеристика упругого устройства подвески без дополнительного корректирующего упругого элемента

В соответствии со вторым случаем дополнительный упругий элемент начинает работать в интервале нагрузок от $P_{z\text{ст min}}$ до $P_{z\text{ст max}}$. Поэтому его приведенный коэффициент жесткости не должен быть значительным, чтобы статический прогиб подвески после начала работы дополнительного упругого элемента не превышал $h'_{z\text{ст}}$. Отметим, что чем раньше начинает работать дополнительный

упругий элемент, тем меньше должен быть его приведенный коэффициент жесткости, тем заметнее становится уменьшение $h_{зд}$ и тем меньше значение $k_{дР}$ (рис. 7.12). Следовательно, при начале работы дополнительного упругого элемента в указанном интервале нагрузок или вблизи статического положения $P_{зст \min}$ редко удастся сочетать хорошую плавность хода КМ и высокий коэффициент $k_{дР}$ при заданном $k_{дh}$.

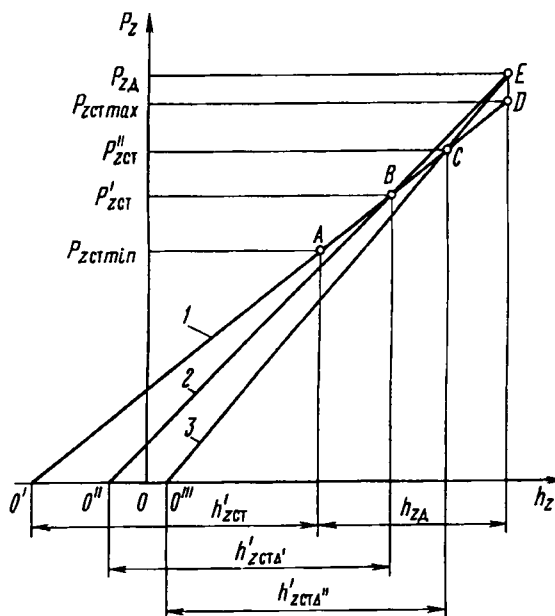


Рис. 7.12. Расчетная схема установки дополнительного корректирующего упругого элемента:
1 - 3 - нагрузочные характеристики упругого устройства подвески

Исходя из условия сохранения плавности хода $h'_{зст \Delta', \Delta''} \geq h'_{зст}$ ($h'_{зст \Delta', \Delta''}$ - эквивалентный статический прогиб дополнительного корректирующего упругого элемента), получаем соотношение для определения приведенного коэффициента жесткости дополнительного корректирующего упругого элемента

$$c_{дп} \leq \frac{P_{здп} - P_{зст \min}}{h'_{зст}}, \quad (7.43)$$

где $P_{здп}$ - нагрузка, при которой начинает деформироваться дополнительный корректирующий упругий элемент.

При этом дополнительный корректирующий упругий элемент начинает работать при $h_{зкп} = h_{зст \min} + 0,6h_{зд}$ ($h_{зст \min}$ – статический прогиб, соответствующий $P_{зст \min}$).

Кроме дополнительного корректирующего упругого элемента, следует установить ограничители хода сжатия и отбоя, коэффициенты жесткости которых можно вычислить по формулам (7.41) и (7.42).

Если по рассчитанному согласно формуле (7.43) значению $c_{дп}$ нельзя получить требуемый коэффициент $k_{дР}$, то для его вычисления следует использовать такое соотношение:

$$c_{дп} = \frac{0,5(P_{зст \max} + P_{здп}) - P_{зст \min}}{h'_{зст}}. \quad (7.44)$$

Пример 7.2. Построить нагрузочную характеристику упругого устройства задней подвески грузовой КМ, полагая, что основной и дополнительные упругие элементы имеют постоянные приведенные коэффициенты жесткости, при следующих исходных данных.

Масса подрессоренной части, приходящаяся на колесо задней оси, кг:

КМ с минимальной нагрузкой (вариант 1, $P_{зст1}$)	650
КМ с полной нагрузкой (вариант 2, $P_{зст2}$)	3510

Решение. 1. Приведенный коэффициент жесткости основного упругого элемента подвески определяем для варианта 1, исходя из условия, что $f_z = 1,6$ Гц и $h_{зст1} = 0,097$ м. Имеем

$$c_{пр} = \frac{P_{зст1}}{h'_{зст1}}; \quad c_{пр} = 66 \text{ кН/м.}$$

2. Принимаем для варианта 1 $k_{дh} = 1$ и получаем

$$h_{зд1} = h_{зст1} = 0,9h'_{зст1}; \quad h_{зд1} = 0,087 \text{ м.}$$

3. Условие (7.40) установки дополнительного корректирующего упругого элемента выполняется. Определим параметры этого элемента.

4. Прогиб и нагрузка основного упругого элемента в момент начала деформирования дополнительного корректирующего упругого элемента равны:

$$h_{зкп} = h_{зст1} + 0,6h_{зд1}; \quad h_{зкп} = 0,139 \text{ м,}$$

$$P_{здп} = (h'_{зст1} + 0,6h_{зд1})c_{пр}; \quad P_{здп} = 9,9 \text{ кН.}$$

5. Приведенный коэффициент жесткости дополнительного корректирующего упругого элемента в соответствии с условием (7.43)

$$c_{дп1} = \frac{P_{здп} - P_{зст1}}{h'_{зст1}}; \quad c_{дп1} = 36,1 \text{ кН/м.}$$

6. Коэффициент динамичности $k'_{дh}$ для рассчитанного значения $c_{дп1}$ на участке нагрузочной характеристики от $P_{здп}$ до $P_{зст2}$:

$$k'_{дh} = \frac{P_{зст2} - P_{здп}}{P_{здп}}; \quad k'_{дh} = 2,5.$$

Коэффициент $k'_{дh}$ значительно превышает ранее принятый $k_{дh}$ и, следовательно, высокий $k_{дP}$ реализовать невозможно. Поэтому воспользуемся соотношением (7.44).

7. Приведенный коэффициент жесткости дополнительного корректирующего упругого элемента в соответствии с соотношением (7.44)

$$c_{дп2} = \frac{0,5(P_{зст2} + P_{здп}) - P_{зст1}}{h'_{зст1}}; \quad c_{дп2} = 162,4 \text{ кН/м.}$$

8. Принимаем динамический прогиб $h_{зд2}$ на участке работы дополнительного корректирующего упругого элемента равным $h_{зд1}$ и определяем коэффициент динамичности

$$k_{дP} = \frac{P_{зст2} + (c_{пр} + c_{дп2})h_{зд2}}{P_{зст2}}; \quad k_{дP} = 1,6.$$

Получаем достаточно высокое значение $k_{дP}$, однако ниже рекомендуемого. Поэтому необходимо установить ограничитель хода сжатия.

9. Приведенный коэффициент жесткости ограничителя хода сжатия определяем, исходя из условия, что $k_{дP} = 2$ и $h_{здп} = 0,1h_{зд2}$:

$$c_{дп} = \frac{(k_{дP} - 1)P_{зст2} - 0,9h_{зд2}(c_{пр} + c_{дп2})}{0,1h_{зд2}} - c_{пр} - c_{дп2};$$

$$c_{дп} = 1668,2 \text{ кН/м.}$$

10. Определяем приведенный коэффициент жесткости ограничителя хода отбоя при $h'_{здп} = 0,1h_{зст1} = 0,009 \text{ м}$

$$c'_{дп} = 137,1 \text{ кН/м.}$$

11. Полный прогиб упругого устройства подвески равен

$$h_{zп} = h_{zкп} + \frac{P_{zст2} - P_{здп}}{c_{пр} + c_{дп2}} + h_{зд2}; \quad h_{zп} = 0,333 \text{ м.}$$

Нагрузочная характеристика упругого устройства подвески, построенная по расчетным данным, приведена на рис. 7.13.

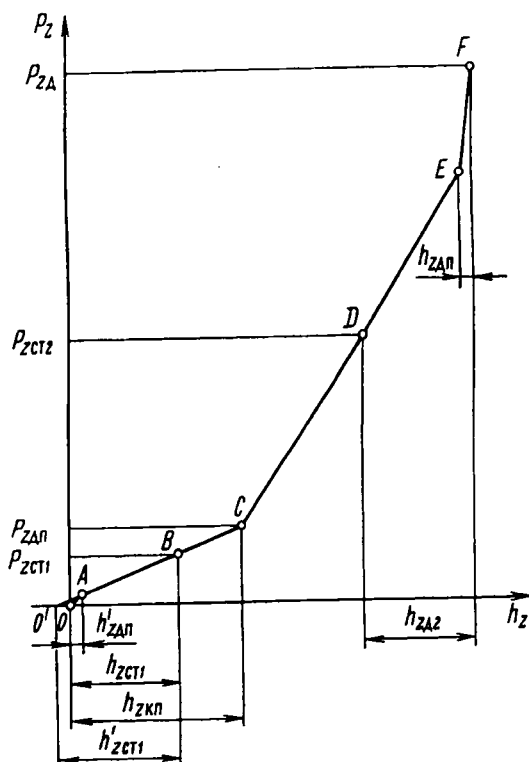


Рис. 7.13. Расчетная нагрузочная характеристика упругого устройства подвески с дополнительным корректирующим упругим элементом

Следует еще раз обратить внимание на ряд обстоятельств:

рассматриваемые в примерах нагрузочные характеристики получены при использовании пассивных упругих элементов и приведены к колее, следовательно, нагрузочная характеристика упругого элемента определяется по предыдущей с учетом передаточного отношения направляющего устройства подвески;

представленные нагрузочные характеристики упругого устройства являются реально более гладкими функциями на участках начала работы дополнительных упругих элементов;

конструктивно возможно при незначительном изменении полезной нагрузки получить нагрузочную характеристику упругого устройства, близкую к оптимальной, используя только основной пневматический упругий элемент. В противном случае следует применять регулирование или управление его параметрами;

определение параметров основного и дополнительных упругих элементов следует проводить отдельно, используя их нагрузочные характеристики.

Полученные нагрузочные характеристики можно корректировать в процессе разработки конструкции подвески.

При эксплуатации КМ с переменной полезной нагрузкой, имеющей оптимальную нагрузочную характеристику упругого устройства подвески, для обеспечения плавности хода необходимо изменять параметры демпфирующего устройства. Так как $k_{\text{пр}} = 2\psi_z P_{\text{зст}} \sqrt{1/(gh_{\text{зст}})}$ зависит в этом случае только от изменения статической нагрузки и исходная *нагрузочная характеристика демпфирующего устройства* кусочно-линейная, то достаточно изменить приведенные коэффициенты сопротивления при ходах сжатия и отбоя пропорционально действующей статической нагрузке

$$k'_{\text{пр,о}} = k_{\text{пр,о}} \frac{P'_{\text{зст}}}{P_{\text{зст min}}},$$

где $k'_{\text{пр,о}}$ и $k_{\text{пр,о}}$ – приведенные коэффициенты сопротивления на ходах сжатия и отбоя при увеличенном $P'_{\text{зст}}$ и минимальном $P_{\text{зст min}}$ значениях статической нагрузки. Причем $k_{\text{про}} > k_{\text{прс}}$ (см. § 7.11).

7.7. Расчет показателей плавности хода колесной машины и нагрузочных режимов элементов системы подрессоривания

В зависимости от этапа проектирования КМ при оценке ее вибронагруженности выбирают соответствующую требуемой точности расчетов динамическую систему, эквивалентную системе подрессоривания (см. табл. 7.3).

На первом этапе расчетов могут быть использованы наиболее простые динамические системы II, III. С помощью динамической системы II можно моделировать колебания задней части двухосной или

трехосной с балансирной тележкой КМ, а с помощью системы III – колебания передней части КМ с виброизоляцией сиденья. В последующем динамическая система может усложняться. Рассмотрим методику расчета вибронегруженности КМ, к которой относится определение как показателей плавности хода, так и нагрузочных режимов, используя динамическую систему II. Отметим, что порядок их расчетов, который будет изложен ниже, является общим и независимым от расчетной схемы динамической системы.

1. Определение параметров динамической системы. Согласно (7.35) и (7.36), вычисляем приведенные коэффициенты жесткости $c_{п1}$ и демпфирования $k_{п1}$ как основные параметры подвески. Остальные параметры динамической системы считают заданными или оценивают с помощью аналогичных параметров прототипов проектируемой КМ.

2. Определение возмущения. В данном случае причина возмущения на систему – микропрофиль дорожной поверхности, основной характеристикой которого является его спектральная плотность $G_{q1}(\theta)$. Используя одно из аппроксимирующих выражений для спектральной плотности $G_{q1}(\theta)$ и учитывая амплитудно-частотную характеристику $H_{ш}(\theta)$ сглаживающей способности шины, для скорости v движения КМ определяем спектральную плотность $G_{q1c}(\omega)$ возмущения. Ясно, что возмущение зависит от типа дорожной поверхности и скорости движения КМ. Поэтому последующие пункты методики следует выполнять для каждого эксплуатационного режима, т.е. для каждого типа дорожной поверхности при значениях v из заданного интервала скоростей движения КМ.

3. Определение амплитудно-частотных характеристик $H_{u12q1}^{II}(\omega)$, $H_{\dot{u}12q1}^{II}(\omega)$ и $H_{u1q1}^{II}(\omega)$, где выходные сигналы соответствуют прогибу $u_{12}(t)$ и скорости прогиба $\dot{u}_{12}(t)$ подвески и прогибу $u_1(t)$ шины. Эти характеристики можно получить, используя передаточные функции:

$$H_{u12q1}^{II}(p) = \frac{U_{12}(p)}{Q_1(p)} = \frac{Z_1(p) - Z_{12}(p)}{Q_1(p)} = H_{z1q1}^{II}(p) - H_{z12q1}^{II}(p),$$

$$H_{\dot{u}12q1}^{II}(p) = \frac{\dot{U}_{12}(p)}{Q_1(p)} = p H_{z12q1}^{II}(p),$$

$$H_{u1q1}^{II}(p) = \frac{U_1(p)}{Q_1(p)} = \frac{Q_1(p) - Z_1(p)}{Q_1(p)} = 1 - H_{z1q1}^{II}(p).$$

4. Определение средних квадратических значений σ_{u12} прогиба и $\sigma_{\dot{u}12}$ скорости прогиба подвески, σ_{u1} прогиба шины. Используя соотношение (7.4), эти величины вычисляют по следующим формулам:

$$\sigma_{u12} = \sqrt{\frac{1}{2\pi} \int_0^{\omega_r} \{H_{u12q1}^{II}(\omega)\}^2 G_{q1c}(\omega) d\omega}; \quad (7.45)$$

$$\sigma_{\dot{u}12} = \sqrt{\frac{1}{2\pi} \int_0^{\omega_r} \{H_{\dot{u}12q1}^{II}(\omega)\}^2 G_{q1c}(\omega) d\omega}; \quad (7.46)$$

$$\sigma_{u1} = \sqrt{\frac{1}{2\pi} \int_0^{\omega_r} \{H_{u1q1}^{II}(\omega)\}^2 G_{q1c}(\omega) d\omega}. \quad (7.47)$$

Здесь ω_r выбираем, исходя из степени широкополосности возмущения и динамической системы.

5. Определение вероятности выхода упругого устройства на режим ограничителя хода, демпфирующего устройства (амортизатора) на клапанный режим и потери контакта шины с опорной поверхностью. Так как случайные процессы, характеризующие данные условия, имеют нормальный закон распределения соответствующих переменных, то вероятность того, что наблюдаются указанные режимы, будем оценивать, используя следующие выражения (см. табл. 7.4):

$$P\{u_{12} \geq u_{п1}\} = 0,5 \left\{ 1 - \Phi \left(\frac{u_{п1}}{\sqrt{2}\sigma_{u12}} \right) \right\},$$

$$P\{u_{12} \geq u_{п2}\} = 0,5 \left\{ 1 - \Phi \left(\frac{u_{п2}}{\sqrt{2}\sigma_{u12}} \right) \right\};$$

$$P\{\dot{u}_{12} \geq \dot{u}_{п1}\} = 0,5 \left\{ 1 - \Phi \left(\frac{\dot{u}_{п1}}{\sqrt{2}\sigma_{\dot{u}12}} \right) \right\},$$

$$P\{\dot{u}_{12} \geq \dot{u}_{п2}\} = 0,5 \left\{ 1 - \Phi \left(\frac{\dot{u}_{п2}}{\sqrt{2}\sigma_{\dot{u}12}} \right) \right\};$$

$$P\{u_1 \geq u_{шт}\} = 0,5 \left\{ 1 - \Phi \left(\frac{u_{шт}}{\sqrt{2}\sigma_{u1}} \right) \right\}.$$

Если окажется, что вероятность какого-либо из данных событий превысит значение 0,1, то рассматриваемую динамическую систему следует рассчитывать как нелинейную. В противном случае, необходимо использовать линейную математическую модель системы.

6. Определение коэффициентов статистической линеаризации. Предположим, что нелинейными являются характеристики упругого и демпфирующего устройств, и, кроме того, происходит отрыв колеса от опорной поверхности, а демпфированием при деформации шины пренебрегаем. При таких условиях система уравнений для определения $c_{эп}$, $k_{эпа}$ и $c_{эш}$ будет иметь вид

$$\begin{aligned} c_{эп} &= c_{эп}(m_{u12}, \sigma_{u12}); & k_{эпа} &= k_{эпа}(\sigma_{\dot{u}12}); \\ c_{эш} &= c_{эш}(m_{u1}, \sigma_{u1}); \\ m_{P_{сп}}(m_{u12}, \sigma_{u12}) + m_{P_{ка}}(\sigma_{\dot{u}12}) &= 0; & m_{P_{сш}}(m_{uш}, \sigma_{uш}) &= 0; \\ \sigma_{u12} &= \sigma_{u12}(c_{эп}, k_{эпа}, c_{эш}); & \sigma_{\dot{u}12} &= \sigma_{\dot{u}12}(c_{эп}, k_{эпа}, c_{эш}); \\ \sigma_{u1} &= \sigma_{u1}(c_{эп}, k_{эпа}, c_{эш}). \end{aligned} \quad (7.48)$$

Средние квадратические значения σ_{u12} , $\sigma_{\dot{u}12}$ и σ_{u1} можно определить по формулам (7.45) – (7.47), причем соответствующие амплитудно-частотные характеристики являются функциями определяемых параметров $c_{эп}$, $k_{эпа}$ и $c_{эш}$. Поскольку получить аналитическое решение системы уравнений (7.48) в общем случае не удастся, используется метод последовательных приближений. В качестве первого приближения следует принимать $c_{эп}$ и $c_{эш}$, соответствующие статическим нагрузкам, а $k_{эпа}$ – как среднее значение коэффициентов сопротивления при ходах отбоя и сжатия. Расчеты следует начинать с наименьшей из скоростей движения при заданном типе дорожной поверхности, последовательно переходя к более высоким. При этом для каждой последующей скорости первым приближением вычисляемых параметров нужно выбрать значение последнего приближения для предыдущей скорости. Это позволяет сократить время решения системы уравнений.

7. Определение октавного (третьоктавного) спектра средних квадратических значений оцениваемой (нормируемой) величины. Для рассматриваемой динамической системы оцениваемой величиной является виброускорение $\ddot{z}_{12}(t)$ массы m_{12} подрессоренной части. Вначале вычисляем спектральную плотность $G_{\ddot{z}_{12}}(\omega)$ виброускорения $\ddot{z}_{12}(t)$ по формуле

$$G_{\ddot{z}_{12}}(\omega) = \omega^4 \left\{ H_{z_{12}q_1}^{\text{II}}(\omega) \right\}^2 G_{q_1c}(\omega),$$

которая справедлива как для линейной, так и для линеаризованной динамических систем. Тогда среднее квадратическое значение $\sigma_{\ddot{z}_{12i}}$ виброускорения $\ddot{z}_{12}(t)$ в i -й октавной (третьоктавной) полосе частот можно получить так:

$$\sigma_{\ddot{z}_{12i}} = \sqrt{\frac{1}{2\pi} \int_{\omega_{ni}}^{\omega_{vi}} G_{\ddot{z}_{12}}(\omega) d\omega}, \quad (7.49)$$

где ω_{ni} и ω_{vi} – нижняя и верхняя граничные частоты октавной (третьоктавной) полосы.

Так как в табл. 7.1, 7.2 частота выражена в герцах, то граничные частоты соответствующих полос можно вычислить, исходя из соотношений:

для октавных полос частот

$$f_{vi} = 2f_{ni}, \quad f_{срi} = \sqrt{f_{vi}f_{ni}};$$

для третьоктавных полос частот

$$f_{vi} = \sqrt[3]{2}f_{ni}, \quad f_{срi} = \sqrt{f_{vi}f_{ni}},$$

где $f_{срi}$ – среднее геометрическое значение частоты i -й октавной (третьоктавной) полосы.

Целесообразно пересчитать частоты из Гц в c^{-1} и проводить вычисления по формуле (7.49), а полученные значения $\sigma_{\ddot{z}_{12i}}$ относить к частотам, выраженным в Гц. Определяя таким образом значения $\sigma_{\ddot{z}_{12i}}$ и приписывая их $f_{срi}$, получаем спектр $\sigma_{\ddot{z}_{12}}(f_{ср})$ средних квадратических значений вертикального виброускорения. Этот спектр сравнивается со спектром нормативных средних квадратических значений вертикального виброускорения. Итак, проведена раздельно-частотная оценка плавности хода.

8. Определение скорректированного среднего квадратического значения $\tilde{\sigma}_{\ddot{z}_{12}}$ вертикального виброускорения $\ddot{z}_{12}(t)$. Для проведения интегральной оценки плавности хода необходимо, используя значения $\sigma_{\ddot{z}_{12i}}$ для октавной (третьоктавной) полосы частот, согласно формуле (7.1), вычислить

$$\tilde{\sigma}_{\ddot{z}_{12}} = \sqrt{\sum_{i=1}^n (k_{\ddot{z}_{12i}} \sigma_{\ddot{z}_{12i}})^2}.$$

Далее это значение сравнивается с нормативным.

9. Определение параметров нагрузочного режима. Известно, что эти параметры являются функциями моментов спектральной плотности (подробно этот материал описан в § 2.3 первого тома настоящего учебника). Для данного случая моменты m_k спектральной плотности, например прогиба упругого устройства подвески, можно вычислить по формуле

$$m_k = \frac{1}{2\pi} \int_0^{\omega_r} \omega^k \left\{ H_{u12q1}^{\text{II}}(\omega) \right\}^2 G_{q1c}(\omega) d\omega \quad \text{при } k = 0; 2; 4.$$

Рассчитанные параметры нагрузочного режима используют при оценке усталостной долговечности элементов подвески.

7.8. Направляющее устройство

7.8.1. Схемы направляющего устройства

Основные кинематические схемы направляющего устройства представлены на рис. 7.14. В зависимой подвеске с полуэллиптическими рессорами упругий элемент может полностью или частично выполнять функции направляющего устройства (рис. 7.14, а, б). В случае использования в качестве упругих элементов, например, пружин, кинематика подвески обеспечивается пространственным механизмом, который обычно состоит из четырех диагональных или трех-четырёх продольных рычагов и одного поперечного рычага, называемого тягой Панара (рис. 7.14, в, г).

В соответствии с конструкцией направляющего устройства независимые подвески подразделяют на двухрычажные, однорычажные и безрычажные (телескопические). Двухрычажные подвески выполняют с качанием рычагов только в поперечной плоскости (рис. 7.14, д, е), а однорычажные – с качанием рычагов в поперечной, продольной и диагональной плоскостях (рис. 7.14, ж, з, и, к); безрычажные – с вертикальным перемещением колеса (рис. 7.14, л).

Чтобы обеспечить требуемую устойчивость и управляемость КМ, в частности устойчивое прямолинейное движение, и уменьшить изнашивание шин, для колес передних подвесок задают определенные значения установочных параметров с допусками: угол развала колеса γ_0 , поперечный δ_0 и продольный ε_0 углы наклона оси поворота колеса, сходжение колес z_0 , плечо обкатки R_0 и некоторые другие.

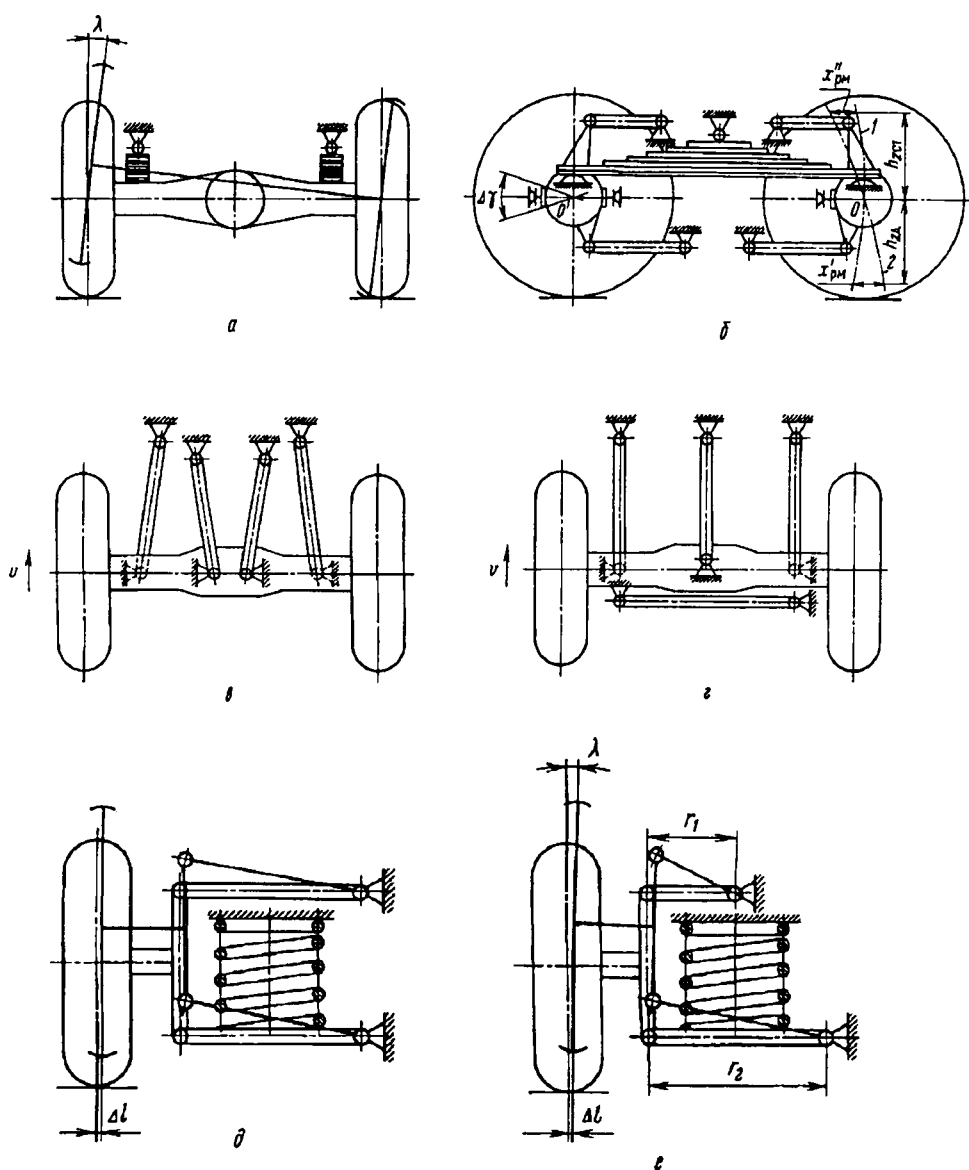


Рис. 7.14. Схемы направляющего устройства подвески (начало):
 а – зависимой; б – зависимой балансирной; в – зависимой с четырьмя продольными штангами; г – зависимой с тремя продольными и одной поперечной штангами; д – независимой двухрычажной с рычагами равной длины; е – независимой двухрычажной с рычагами разной длины

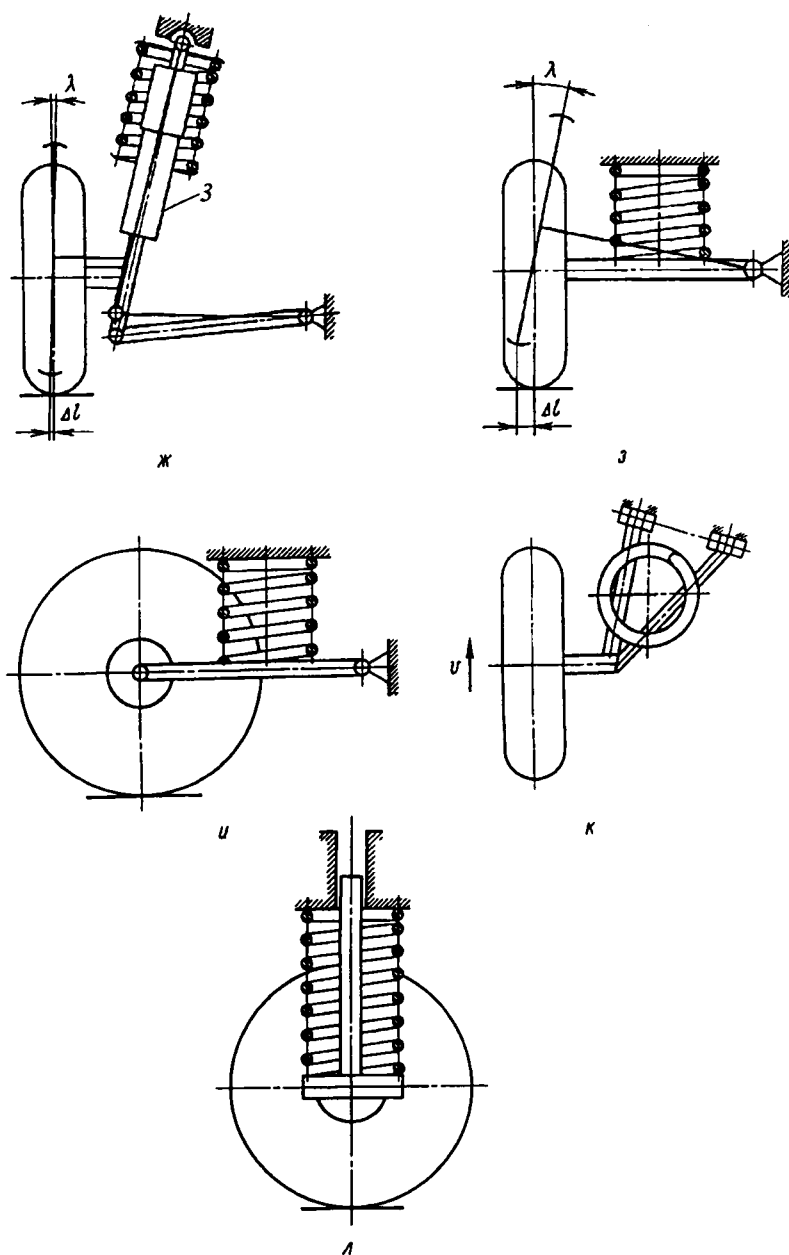


Рис. 7.14. Схемы направляющего устройства подвески (окончание)
 ж – независимой рычажно-телескопической; з – независимой однорычажной с качанием рычага в поперечной плоскости; и – независимой однорычажной с качанием рычага в продольной плоскости; к – независимой однорычажной с качанием рычага в диагональной плоскости (диагонально-рычажной); л – независимой телескопической; 1, 2 – траектории движения рессоры и ведущего моста соответственно; 3 – амортизатор

Эти параметры при движении КМ должны как можно меньше изменяться, что в значительной степени зависит от кинематической схемы направляющего устройства. Кроме того, кинематическая схема направляющего устройства подвески оказывает влияние на такой параметр, как плечо крена, характеризующий поперечный угол наклона массы поддрессоренной части КМ, который учитывают при расчете стабилизатора поперечной устойчивости.

Таким образом, кинематическая схема направляющего устройства подвески и размеры его элементов в общем случае, когда рассматривается управляемый ведущий мост (колесо), выбирают, исходя из условий обеспечения малых углов λ поворота плоскости колеса, небольших изменений колеи и базы КМ, необходимых статического и динамического прогибов подвески, ограничения поперечного угла наклона массы поддрессоренной части, а также в соответствии с условиями согласования перемещения колеса с угловыми перемещениями карданной передачи.

При использовании независимой подвески с двумя поперечными рычагами равной длины (см. рис. 7.14, *д*) полностью исключается изменение угла наклона плоскости вращения колеса. Одновременно происходит значительное изменение колеи, что приводит к быстрому изнашиванию шин. Двухрычажная подвеска с рычагами разной длины (см. рис. 7.14, *е*) одна из перспективных. При отношении длин рычагов $r_1/r_2 = 0,55 \dots 0,65$ угол λ имеет значение не более $5 \dots 6^\circ$ (соответственно изменяется γ_0), а поперечное перемещение колеса Δl – не более $20 \dots 25$ мм, при этом изменение колеи компенсируется деформацией шины.

Рычажно-телескопическая подвеска (см. рис. 7.14, *ж*) имеет один нижний рычаг и пружинную стойку, которая совмещает функции направляющего, упругого, демпфирующего и поворотного устройств. При использовании такой подвески происходит незначительное изменение колеи, развала и схождения колес только в ограниченном диапазоне прогибов подвески, что позволяет получить при этих прогибах малый износ шин и заданную устойчивость движения КМ. К преимуществам рычажно-телескопической подвески относятся также значительные прогибы, меньшие масса и число шарниров по сравнению с подвеской на двух поперечных рычагах.

Для трехосных колесных машин типичной подвеской среднего и заднего ведущих мостов является балансирующая подвеска с полuelliptической рессорой (см. рис. 7.14, *б*). При использовании этой подвески выравниваются вертикальные реакции на колесах, что и

обуславливает перемещение кузова в точке крепления оси балансира вдвое меньшее, чем относительные перемещения колес тележки. Балансирную подвеску проектируют с учетом некоторых дополнительных требований, предъявляемых к ее кинематической схеме:

достаточный динамический прогиб, если перемещения колес одинаковы по величине и противоположны по знаку;

минимальные горизонтальные перемещения рессоры относительно балки моста $\Delta x'_{\text{рм}}$ и $\Delta x''_{\text{рм}}$, которые вследствие высоких удельных давлений вызывают износ трущихся поверхностей пары рессора–мост;

минимальное угловое перемещение $\Delta\gamma$, которое влияет на долговечность карданной передачи и равномерность вращения ее валов.

7.8.2. Характеристики направляющего устройства

Кинематическая схема направляющего устройства определяет взаимосвязь между характеристиками упругого и демпфирующего устройств подвески и соответственно ее упругого элемента и амортизатора. Иногда эти характеристики совпадают, например в зависимых рессорных подвесках. Общие представления о закономерностях между силовыми факторами, необходимых при оценке этой взаимосвязи, получим, рассмотрев схему независимой подвески (рис. 7.15, а). В этом случае упругий элемент испытывает деформацию трех видов: осевую h_y от действия силы $P_y(h_y)$; изгиба h_n в направлении поперечной силы $P_n(h_n)$; изгиба от момента $M_n(\gamma_n)$ в результате поворота рычага на угол γ_n . Пренебрегая трением в подвеске, согласно принципу возможных перемещений, можно записать

$$P_z(h_z) = P_y(h_y) \frac{dh_y}{dh_z} + P_n(h_n) \frac{dh_n}{dh_z} + M_n(\gamma_n) \frac{d\gamma_n}{dh_z}. \quad (7.50)$$

При шарнирном креплении упругого элемента к рычагу и корпусу КМ (рис. 7.15, б) выражение (7.50) упрощается, поскольку сила $P_n(h_n)$ и момент $M_n(\gamma_n)$ равны нулю. Имеем

$$P_y(h_y) = P_z(h_z) \frac{dh_z}{dh_y} = P_z(h_z) i_y(h_y), \quad (7.51)$$

где $i_y(h_y)$ – передаточное отношение направляющего устройства для упругого элемента, $i_y(h_y) = \frac{dh_z}{dh_y} = \frac{P_y(h_y)}{P_z(h_z)}$.

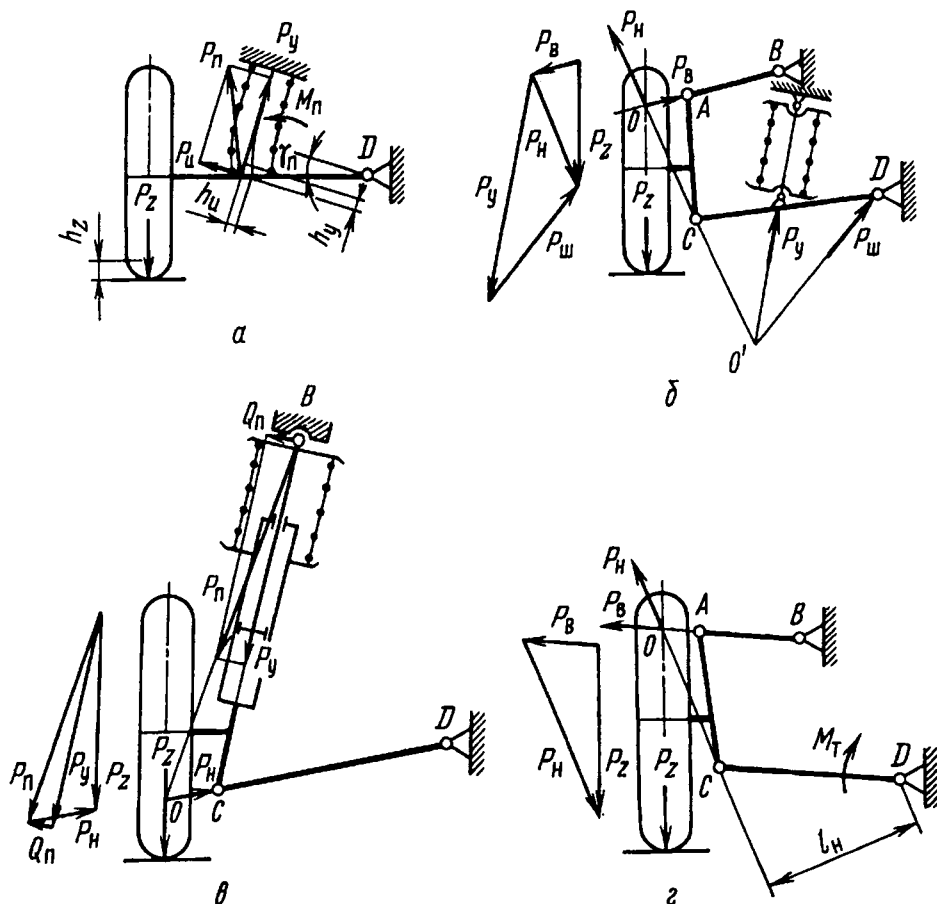


Рис. 7.15. Расчетные схемы независимых подвесок:
 а – однорычажной с жестко закрепленной пружиной; б – двухрычажной с шарнирно закрепленной пружиной; в – рычажно-телескопической; г – двухрычажной с нижним расположением торсиона

Дифференцируя равенство (7.51) по h_y и выполняя преобразования, получаем формулу для коэффициента жесткости упругого элемента подвески

$$c_y(h_y) = \frac{dP_z(h_z)}{dh_z} i_y^2(h_y) + P_z(h_z) \frac{di_y(h_y)}{dh_y}. \quad (7.52)$$

Принимая нагрузочную характеристику упругого устройства $P_z(h_z)$ линейной, что возможно при малых деформациях подвески

относительно статического положения, имеем

$$c_y(h_y) = c_{\text{пр}} \left[i_y^2(h_y) + h_z(h_y) \frac{di_y(h_y)}{dh_y} \right]. \quad (7.53)$$

Согласно выражениям (7.51) – (7.53), можно рассчитать нагрузочную характеристику и коэффициент жесткости упругого элемента при заданных нагрузочной характеристике упругого и кинематической схеме направляющего устройств подвески. Эти формулы позволяют также определить характеристику упругого устройства или передаточное отношение по двум другим выбранным величинам. При получении аналитических зависимостей $i_y(h_y)$ и $\frac{di_y(h_y)}{dh_y}$ для ряда конструктивных вариантов независимой подвески возникают определенные трудности. Поэтому целесообразно использовать графоаналитический метод расчета этих величин, в основу которого положено соотношение $i_y(h_y) = P_y(h_y)/P_z(h_z)$. Величину $\frac{di_y(h_y)}{dh_y}$ определяем графическим дифференцированием зависимости $i_y(h_y)$, которую строим, вычисляя отношение сил $P_y(h_y)$ и $P_z(h_z)$ для нескольких положений колеса. При подстановке значения производной в выражения (7.52), (7.53) следует учитывать ее знак. Силу $P_y(h_y)$ задают произвольно, так как оценивается соотношение сил, а силу $P_z(h_z)$ находят из построенного силового треугольника (см. рис. 7.15, б, в). Прогиб упругого устройства $h_z(h_y)$ для соответствующих значений h_y определяют по чертежу кинематической схемы направляющего устройства.

Для вычисления коэффициента жесткости упругого элемента торсионной подвески (см. рис. 7.15, г) можно использовать выражение (7.53), если заменить h_y на φ_T , а величины $c_y(h_y)$ и $i_y(h_y)$ принять равными

$$c_y(h_y) = c_y(\varphi_T) = \frac{dM_T(\varphi_T)}{d\varphi_T}; \quad i_y(h_y) = \frac{dh_z}{d\varphi_T} = \frac{M_T(\varphi_T)}{P_z(h_z)},$$

где $M_T(\varphi_T)$ – момент, скручивающий торсион; $M_T = P_n l_n$; P_n – сила, действующая на нижний рычаг; l_n – плечо силы P_n ; φ_T – угол закрутки торсиона.

Значения силы P_n и плеча l_n силы находят графическим способом, аналогично изложенному выше.

При переходе от нагрузочной характеристики демпфирующего устройства к нагрузочной характеристике амортизатора, установленного в подвеске, и решении обратной задачи необходимо, как и ранее, учитывать кинематическую схему направляющего устройства. Для схемы подвески, представленной на рис. 7.15, в, в которой отсутствует упругий элемент, можно записать следующее равенство:

$$P_a(\dot{h}_a) = P_{za}(\dot{h}_z) \frac{dh_z}{dh_a} = P_{za}(\dot{h}_z) i_a(h_a), \quad (7.54)$$

где $P_a(\dot{h}_a)$ и $P_{za}(\dot{h}_z)$ – действительная и приведенная к центру пятна контакта шины с опорной поверхностью силы сопротивления амортизатора; h_a – деформация подвески вдоль оси амортизатора; $\dot{h}_a$ и $\dot{h}_z$ – скорость деформации подвески вдоль оси амортизатора и упругого устройства; $i_a(h_a)$ – передаточное отношение направляющего устройства для амортизатора, $i_a(h_a) = dh_z/dh_a = \dot{h}_z/\dot{h}_a$.

Продифференцировав равенство (7.54) по скорости деформации $\dot{h}_a$, определим коэффициент сопротивления амортизатора

$$k_a(h_a, \dot{h}_a) = \frac{dP_{za}(\dot{h}_z)}{dh_z} \frac{d\dot{h}_z}{d\dot{h}_a} \frac{dh_z}{dh_a} + P_{za}(\dot{h}_z) \frac{di_a(h_a)}{dh_a}. \quad (7.55)$$

При линейной зависимости $P_{za}(\dot{h}_z)$ выражение (7.55) упрощается и сводится к виду

$$k_a(h_a, \dot{h}_a) = k_{пр} [2i_a(h_a)i_c(\dot{h}_a) - i_a^2(h_a)], \quad (7.56)$$

где $i_c(\dot{h}_a)$ – передаточное отношение направляющего устройства по скорости деформации, $i_c(\dot{h}_a) = d\dot{h}_z/d\dot{h}_a$.

В выражениях (7.50) – (7.56), определяющих взаимосвязи между приведенными к центру пятна контакта шины с опорной поверхностью и реальными характеристиками упругого и демпфирующего элементов, были использованы только оценочные величины – силы и деформации. Поэтому такой подход к расчету характеристик направляющего устройства целесообразно применять на заключительном этапе проектирования – при их проверке. В этом случае исходными являются характеристики, в соотношения для определения которых в явном виде входят геометрические параметры направляющего устройства подвески и установочные параметры колеса. Обычно

в качестве таких характеристик используют передаточные отношения, связывающие соответствующие прогибы и силы:

$$i_h = \frac{h_z}{h_y} \text{ и } i_P = \frac{P_y}{P_z}.$$

Тогда при определении нагрузочной характеристики упругого элемента следует использовать i_h и i_P , т.е. одновременно изменить масштаб по оси абсцисс и ординат на графике нагрузочной характеристики упругого устройства подвески, а коэффициент жесткости упругого элемента рассчитать по формуле

$$c_y = c_{\text{пр}} i_h i_P.$$

Для некоторых схем направляющего устройства $i_h = i_P$.

Нагрузочную характеристику амортизатора чаще всего получают, используя только передаточное отношение i_h , и коэффициент сопротивления амортизатора равен

$$k_a = k_{\text{пр}} i_h^2.$$

Передаточные отношения i_h и i_P лишь в очень редких случаях остаются постоянными во всем диапазоне значений прогибов подвески. Поэтому при расчете следует принимать во внимание передаточные отношения, соответствующие статической нагрузке. В табл. 7.5 приведены расчетные зависимости для передаточных отношений i_h и i_P , полученные на основе анализа соотношений геометрических параметров элементов направляющего устройства и действующих силовых факторов.

Кинематическая схема направляющего устройства оказывает существенное влияние на поперечно-угловые перемещения массы подрессоренной части КМ, которые будут рассмотрены при определении исходных данных для расчета стабилизатора поперечной устойчивости (см. далее § 7.9).

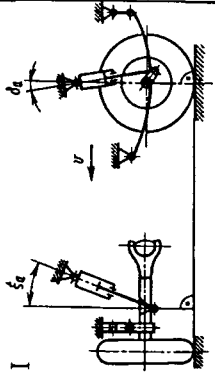
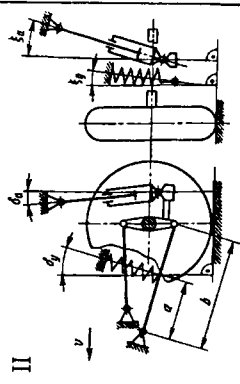
7.8.3. Расчет элементов направляющего устройства

Расчет проводят при следующих режимах нагружения.

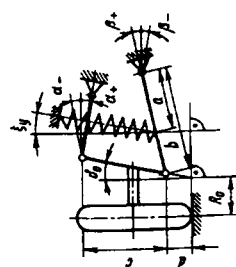
1. Сила тяги $P_k = \varphi G_k$ при $P_y = 0$, φ – коэффициент сцепления колеса с опорной поверхностью в продольном направлении, G_k – вес КМ, приходящийся на колесо, $\varphi = 0,7 \dots 0,8$.

2. Тормозная сила $P_T = \varphi G_k$ при $P_y = 0$, $\varphi = 0,7 \dots 0,8$.

Таблица 7.5. Расчетные зависимости для передаточных отношений i_h и i_p

Тип подвески	Расчетная схема	Расчетные зависимости
Зависимая рессорная	 I	$i_p = i_h,$ $i_h = 1 \quad \text{— для упругого элемента;}$ $i_h = \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \xi_a + \operatorname{tg}^2 \xi_a} \quad \text{— для амортизатора}$
Зависимая с четырьмя продольными рычагами	 II	$i_p = i_h,$ $i_h \approx b / (a \cos \delta_y \cos \xi_y) \quad \text{— для упругого элемента;}$ $i_h \approx \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \delta_a + \operatorname{tg}^2 \xi_a} \quad \text{— для амортизатора}$

III

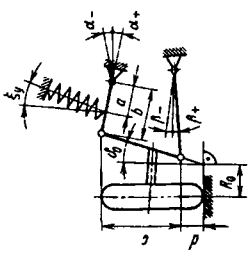


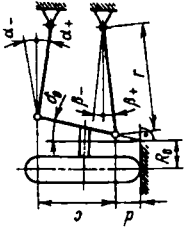
Независимая двухры-
чажная с опорой упру-
го элемента и амортиза-
тора на нижний рычаг

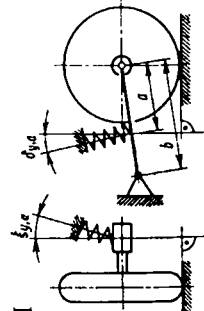
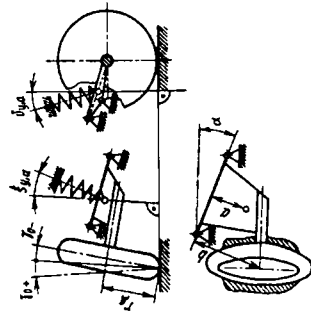
$$i_h = b/(a \cos \xi_y)$$

$$i_P = \frac{b(R_0 + d \operatorname{tg} \delta_0) \cos \beta}{ca \cos(\xi_y + \beta)} \left[\frac{1}{\operatorname{tg} \delta_0 + \operatorname{ctg} \alpha} + \frac{R_0 + d \operatorname{tg} \delta_0}{c} \pm \frac{\operatorname{tg} \beta}{1 + \operatorname{tg} \alpha \operatorname{tg} \delta_0} \right] \text{ при } \alpha_+ \text{ и } \beta_{\pm}$$

$$i_P = \frac{b(R_0 + d \operatorname{tg} \delta_0) \cos \beta}{ca \cos(\xi_y + \beta)} \left[\frac{1}{\operatorname{tg} \delta_0 - \operatorname{ctg} \alpha} + \frac{R_0 + d \operatorname{tg} \delta_0}{c} \pm \frac{\operatorname{tg} \beta}{1 - \operatorname{tg} \alpha \operatorname{tg} \delta_0} \right] \text{ при } \alpha_- \text{ и } \beta_{\pm}$$

Тип подвески	Расчетная схема	Расчетные зависимости
IV Независимая двухрычажная с опорой упругого элемента и амортизатора на верхний рычаг		$i_h = b / (a \cos \xi_y)$ $i_P = \frac{b \cos \alpha [R_0 + (c + d) \operatorname{tg} \delta_0]}{ca \cos(\xi_y - \alpha)} \left(\frac{c}{R_0 + (c + d) \operatorname{tg} \delta_0} + \frac{\operatorname{tg} \alpha}{1 - \operatorname{tg} \delta_0 \operatorname{tg} \beta} \right) \text{ при } \alpha_{\pm} \text{ и } \beta_{\pm}$ $i_P = \frac{b \cos \alpha [R_0 + (c + d) \operatorname{tg} \delta_0]}{ca \cos(\xi_y - \alpha)} \left(\frac{c}{R_0 + (c + d) \operatorname{tg} \delta_0} + \frac{\operatorname{tg} \alpha}{1 + \operatorname{tg} \delta_0 \operatorname{tg} \beta} \right) \text{ при } \alpha_{\pm} \text{ и } \beta_{-}$

Независимая двухрычажная с торсионом в нижнем рычаге	V 	$i_h = \cos \beta$ $i_P = \frac{(R_0 + dtg \delta_0) \cos \beta}{c} \left(\frac{1}{tg \delta_0 + ctg \alpha} + \frac{tg \beta}{1 + tg \alpha tg \delta_0} \right) \text{ при } \alpha_+ \text{ и } \beta_{\pm}$ $i_P = \frac{(R_0 + dtg \delta_0) \cos \beta}{c} \left(\frac{1}{tg \delta_0 - ctg \alpha} + \frac{tg \beta}{1 - tg \alpha tg \delta_0} \right) \text{ при } \alpha_- \text{ и } \beta_{\pm}$

Независимая однорычажная с качанием рычага в продольной плоскости	VIII  $i_h = \frac{b}{a} \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \xi_{y,a} + \operatorname{tg}^2 \delta_{y,a}}$ $i_P = i_h,$	$i_h = \frac{b}{a} \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \xi_{y,a} + \operatorname{tg}^2 \delta_{y,a}}$ $i_P = i_h,$
Независимая диагонально-рычажная	IX  $i_h = \frac{b \pm r_n \operatorname{tg} \gamma_0 \sin \alpha}{a} \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \xi_{y,a} + \operatorname{tg}^2 \delta_{y,a}} \text{ при } \gamma_0 \neq$ $i_P = i_h,$	$i_h = \frac{b \pm r_n \operatorname{tg} \gamma_0 \sin \alpha}{a} \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \xi_{y,a} + \operatorname{tg}^2 \delta_{y,a}} \text{ при } \gamma_0 \neq$ $i_P = i_h,$

3. Боковая сила $P_y = \varphi' G_k$ при $P_k = P_\tau = 0$, φ' – коэффициент сцепления колеса с опорной поверхностью в поперечном направлении, $\varphi' = 1$.

4. Вертикальная сила $P_z = P_{z \max}$ при $P_k = P_\tau = P_y = 0$.

Значение G_k соответствует условиям перераспределения нагрузки на колеса КМ для данных режимов нагружения.

Рассчитаем элементы направляющего устройства различных типов подвески для некоторых случаев его нагружения.

Зависимая балансирующая подвеска. Силы, действующие на реактивные штанги (рис. 7.16), находим для режима нагружения 1. Запишем уравнения равновесия

$$\begin{aligned}\Sigma X &= 0; \quad 2P_k + F_T - N_\lambda - N_\pi = 0; \\ \Sigma M_{O_2} &= 0; \quad 2P_k e - N_\lambda(0,5b + e) + N_\pi(0,5b - e) = 0; \\ \Sigma M_{O_1} &= 0; \quad 2P_k r_d - F_T n - (N_\lambda + N_\pi)m = 0.\end{aligned}$$

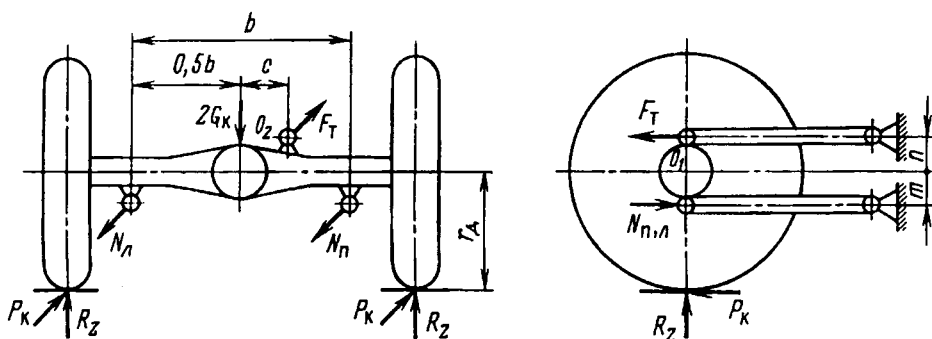


Рис. 7.16. Расчетная схема зависимой балансирующей подвески

После преобразований получим

$$\begin{aligned}F_T &= 2P_k \frac{r_d - m}{m + n}; \\ N_\lambda &= 2P_k \left[\frac{(r_d + n)(0,5b - e)}{(m + n)b} + \frac{e}{b} \right]; \\ N_\pi &= 2P_k \left[\frac{(r_d + n)(0,5b + e)}{(m + n)b} - \frac{e}{b} \right].\end{aligned}$$

Для обеспечения равномерного износа шарниров и равнопрочности штанг необходимо выполнить условие $F_T = N_\lambda = N_\pi$. Это

равенство справедливо при

$$2P_{\kappa} \frac{r_d - m}{m + n} = P_{\kappa} \frac{r_d + n}{m + n} \text{ или } n = r_d - 2m.$$

Зависимая подвеска с четырьмя продольными и одной поперечной штангами. Такую подвеску применяют для ведущих задних мостов большинства легковых КМ. Продольные штанги воспринимают тормозной момент и силы, действующие в продольном направлении. Тяга Панара служит для передачи боковых сил. Если упругий элемент, в частности пружина, опирается на продольную штангу (рис. 7.17), то последняя воспринимает и вертикальную нагрузку от массы подрессоренной части КМ. При этом статическую нагрузку, передаваемую через пружину, рассчитывают по формуле

$$P_{\Pi} = R_z i_P,$$

где R_z – вертикальная реакция от веса подрессоренной части КМ, приходящегося на колесо.

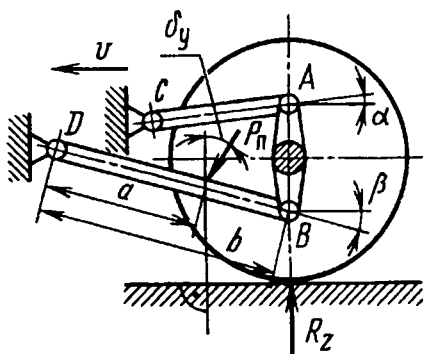


Рис. 7.17. Расчетная схема зависимой подвески с четырьмя продольными и одной поперечной штангами

Силы в местах соединения продольных штанг с кузовом и балкой ведущего моста определяем для режима нагружения 1 (рис. 7.18). Так как верхняя продольная штанга расположена под углом α в продольной плоскости, то для решения используем следующие уравнения, полученные из соответствующих условий равновесия:

$$\Sigma M_B = 0, F_{Ax} = P_{\kappa} \frac{r_d - m}{n + m}, F_{Az} = F_{Ax} \operatorname{tg} \alpha;$$

$$\Sigma Z = 0, F_{Bz} = R_z - F_{Az};$$

$$\Sigma X = 0, F_{Bx} = P_{\kappa} + F_{Ax}.$$

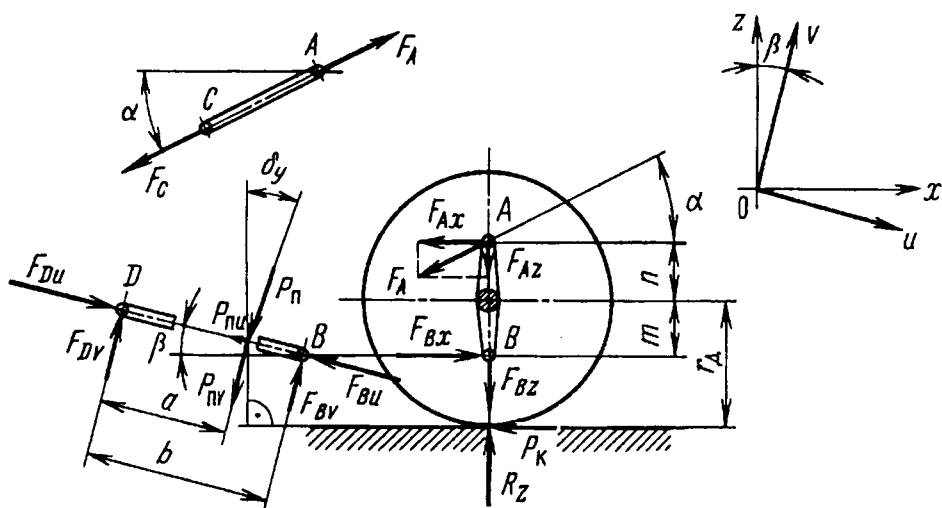


Рис. 7.18. Расчетная схема для определения сил в шарнирах штанг направляющего устройства подвески

Нижняя штанга расположена под углом β в продольной плоскости. Поэтому для определения сил F_{Du} и F_{Dv} , приложенных к шарниру D нижней штанги, следует полученные силы F_{Bz} и F_{Bx} разложить на составляющие, действующие в связанных со штангой направлениях u и v . В результате имеем

$$\begin{aligned} F_{Bzv} &= F_{Bz} \cos \beta; & F_{Bzu} &= F_{Bz} \sin \beta; \\ F_{Bxv} &= F_{Bx} \sin \beta; & F_{Bxu} &= F_{Bx} \cos \beta. \end{aligned}$$

Отсюда

$$F_{Bv} = F_{Bzv} - F_{Bxv} \text{ и } F_{Bu} = F_{Bzu} + F_{Bxu}.$$

Используя F_{Bv} , находим нагрузки, действующие на штангу от пружины,

$$\Sigma M_D = 0, \quad P_{nv} = F_{Bv} \frac{b}{a} \text{ и } P_{nu} = P_{nv} \operatorname{tg}(\delta_y - \beta).$$

Следовательно,

$$F_{Dv} = P_{nv} - F_{Bv}; \quad F_{Du} = P_{nu} + F_{Bu}.$$

По вычисленным таким образом значениям сил проводим расчеты на прочность штанг направляющего устройства (верхней – на растяжение, нижней – на сжатие и изгиб) и элементов их крепления. Тяга Панара испытывает растяжение, сжатие и продольный изгиб. Передаваемую тягой Панара силу рассчитаем по формуле

$$F_{\text{тп}} = \varphi' \frac{G_{\text{зм}}}{\cos \nu},$$

где $G_{\text{зм}}$ – вес КМ, приходящийся на задний ведущий мост; ν – пространственный угол, $\text{tg } \nu = \sqrt{\text{tg}^2 \nu_{\text{п}} + \text{tg}^2 \nu_{\text{г}}}$; $\nu_{\text{п}}$ и $\nu_{\text{г}}$ – углы наклона тяги в продольной и поперечной плоскостях соответственно.

Независимая двухрычажная подвеска. Для режима нагружения 2 сила R_z (рис. 7.19, а) на плече $(L - r_2)$ создает момент, который уравнивается моментом $F'_z r_3$ на вертикальной стойке. Тогда

$$F'_z = F''_z = R_z \frac{L - r_2}{r_3}.$$

Под действием тормозной силы P_{τ} и момента $M_{\tau} = P_{\tau} r_{\text{д}}$ в шарнирах рычагов возникают силы, действующие в продольной плоскости,

$$F'_{\tau} = P_{\tau} \frac{b_0}{r_3}; \quad F''_{\tau} = P_{\tau} \frac{a_0}{r_3};$$

$$F'_m = F''_m = P_{\tau} \frac{r_{\text{д}}}{r_3}$$

и момент, нагружающий шарниры и рычаги в горизонтальной плоскости,

$$M'_{\tau} = P_{\tau} (L - r_2).$$

Следовательно, верхний рычаг испытывает изгиб от силы $(F'_m - F'_{\tau})$ и момента M'_{τ} , а сжатие – от силы F'_z ; нижний – изгиб от сил R_z , $P_{\text{п}}$, $(F''_m + F''_{\tau})$ и момента M'_{τ} , а также растяжение от силы F''_z .

В случае режима нагружения 3 из равенства моментов от нагрузки $R_{\text{зл}}$ на левом колесе (рис. 7.19, б) и на стойке имеем

$$F'_{\text{зл}} = F''_{\text{зл}} = R_{\text{зл}} \frac{L - r_2}{r_3}.$$

Боковая сила и момент, обусловленный боковой силой, создают на рычагах силы

$$F'_{y\lambda} = R_{y\lambda} \frac{b_0}{r_3}; \quad F''_{y\lambda} = R_{y\lambda} \frac{a_0}{r_3};$$

$$F'_{м\lambda} = F''_{м\lambda} = R_{y\lambda} \frac{r_d}{r_3}.$$

Таким образом, верхний рычаг левой стойки работает на сжатие или растяжение от силы $(F'_{y\lambda} + F'_{z\lambda} - F'_{м\lambda})$, а нижний – на изгиб от сил $R_{z\lambda}$ и P_{Π} и на растяжение или сжатие от силы $(F''_{y\lambda} + F''_{м\lambda} - F'_{z\lambda})$.

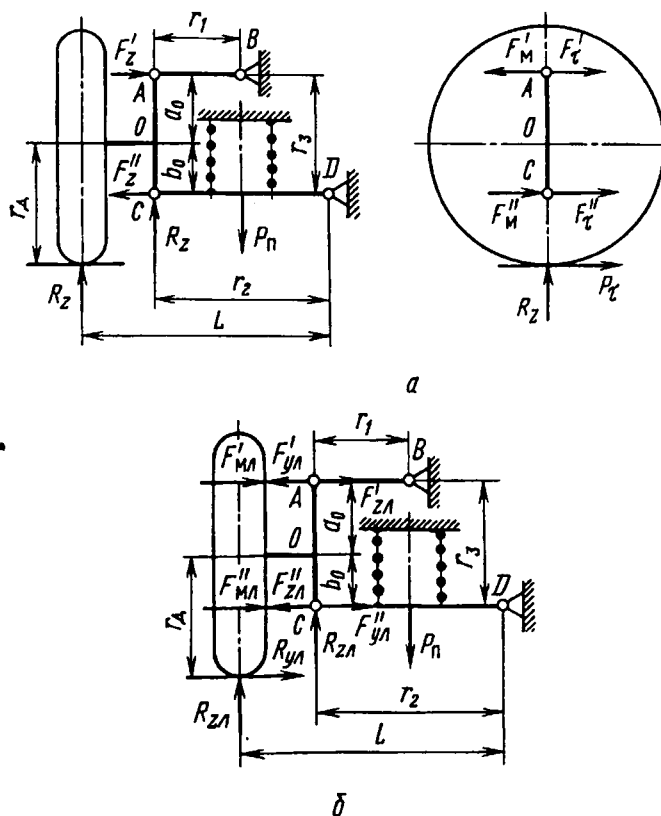


Рис. 7.19. Расчетная схема независимой двухрычажной подвески:

а, б – режимы нагружения 2, 3 соответственно

Независимая рычажно-телескопическая подвеска. Определение сил, действующих на элементы подвески, проводим для режима нагружения 4. Колесо 1, поворотная цапфа 2 колеса, наружная труба 3 амортизатора и шток 4 поршня (рис. 7.20) при анализе статического равновесия образуют единое целое по отношению к точке А

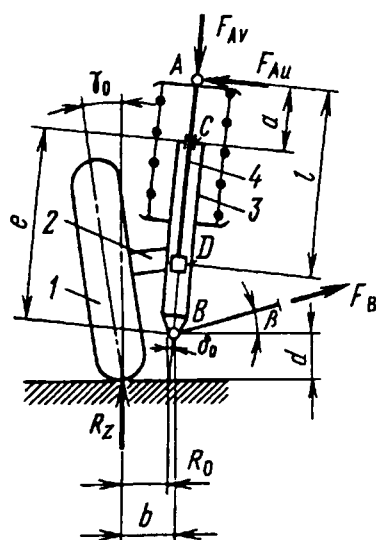


Рис. 7.20. Расчетная схема независимой рычажно-телескопической подвески

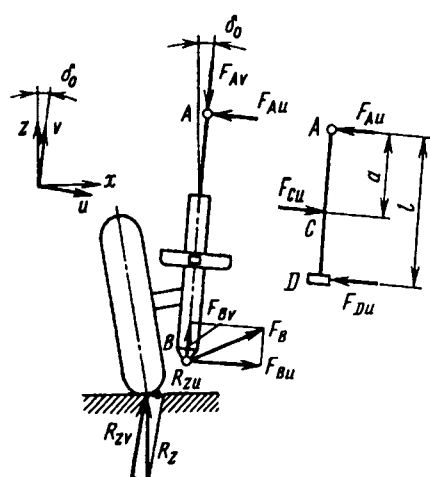


Рис. 7.21. Расчетная схема для определения сил в шарнирах пружинной стойки подвески

крепления штока и точке B установки нижнего рычага. На рис. 7.21 показана освобожденная система, в которой опоры заменены их реакциями, разложенными в направлении осей v и u . В качестве оси v выбрана ось амортизатора, а ось u перпендикулярна ей, т.е. система

координат повернута на угол δ_0 поперечного наклона оси поворота колеса. Уравнение моментов относительно точки B с учетом нагрузки R_z на колесо и обозначения размеров, приведенных на рис. 7.20, имеет вид

$$\Sigma M_B = 0, \quad F_{Au}(e + a) = R_z b \text{ или } F_{Au} = R_z \frac{b}{e + a},$$

где $b = R_0 + d \operatorname{tg} \delta_0$.

Согласно уравнению, чем меньше плечо обкатки и чем выше в надколесной нише может быть расположена точка A (больше расстояние $e + a$), тем меньше будет сила F_{Au} , нагружающая на изгиб шток амортизатора. Поскольку сумма всех сил в направлении оси Ov равна нулю, статическую нагрузку P_n на пружину можно определить, исходя из условия

$$\Sigma V = 0, \quad F_{Av} = R_{zv} + F_{Bv}; \quad P_n = F_{Av} \text{ или } P_n = i_P R_z,$$

где $R_{zv} = R_z \cos \delta_0$; $F_{Bv} = F_{Bu} \operatorname{tg} (\beta + \delta_0)$.

Используя условие равновесия в проекциях на ось Ou , имеем

$$\Sigma U = 0, \quad F_{Bu} = F_{Au} + R_{zu},$$

где $R_{zu} = R_z \sin \delta_0$.

В соответствии со схемой (см. рис. 7.21) определяем: изгибающий момент на штоке амортизатора

$$M_{ш} = F_{Au} a;$$

силу, действующую на направляющую втулку штока амортизатора,

$$F_{Cu} = F_{Au} \frac{l}{l - a};$$

силу, действующую на поршень амортизатора,

$$F_{Du} = F_{Au} \frac{a}{l - a}.$$

Чем короче отрезок a , тем меньше силы F_{Cu} и F_{Du} и, соответственно, сила трения в направляющей втулке и на поршне.

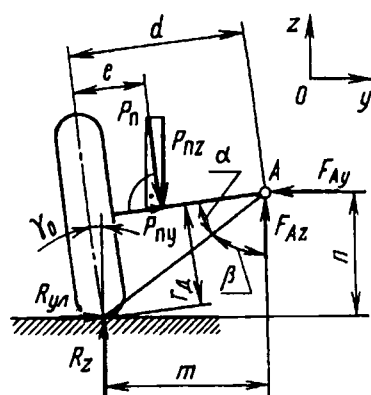


Рис. 7.22. Расчетная схема независимой однорычажной подвески с качанием рычага в поперечной плоскости

Независимая однорычажная подвеска с качанием рычага в поперечной плоскости. При использовании в такой подвеске в качестве упругого элемента пружины следует ее устанавливать ближе к точке А качания колеса, что повышает устойчивость движения КМ на повороте. Схема для расчета элементов направляющего устройства данной подвески при нагрузочном режиме 3 приведена на рис. 7.22. Уравнения статического равновесия этой системы имеют вид

$$\Sigma M_A = 0, P_n = \frac{R_z m - R_{yл} n}{d - e};$$

$$\Sigma Z = 0, F_{Az} = P_{nz} - R_z;$$

$$\Sigma Y = 0, F_{Ay} = R_{yл} + P_{ny},$$

где $P_{nz} = P_n \cos \gamma_0$, $P_{ny} = P_n \sin \gamma_0$, $m = d \frac{\sin \beta}{\cos \alpha}$, $n = d \frac{\cos \beta}{\cos \alpha}$, $\tan \alpha = = r_d/d$, $\tan (\beta + \gamma_0) = d/r_d$ и $\alpha + \beta + \gamma_0 = 0,5\pi$.

Далее, раскладывая R_z , $R_{yл}$, F_{Az} и F_{Ay} на составляющие, действующие по направлениям рычага и перпендикулярному ему, проводим его расчет на сжатие и изгиб. Разложение сил по этим направлениям осуществляется с учетом угла γ_0 развала колеса.

Независимая однорычажная подвеска с качанием рычага в продольной плоскости. В качестве упругого элемента может быть использована пружина пружинной стойки. На рис. 7.23, а показаны статические нагрузки и необходимые для расчетов размеры при условии, что рычаг в статическом положении повернут на небольшой угол φ_0 . Расчет проводим для нагрузочного режима 4. В этом

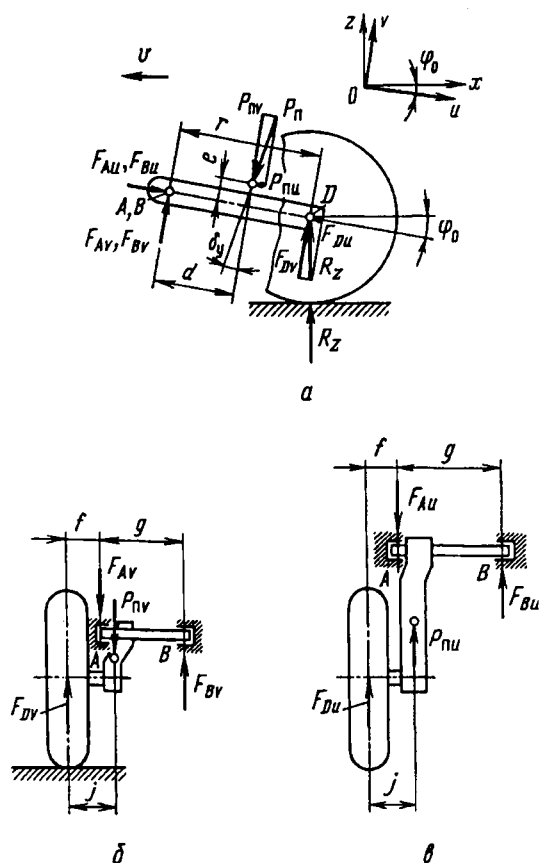


Рис. 7.23. Расчетная схема независимой однорычажной подвески с качанием рычага в продольной плоскости:

а - в - виды сбоку, сзади, сверху

случае все силы в точках их приложения следует разложить по направлению осей Ov и Ou новой системы координат, повернутой по отношению к осям Oz и Ox на угол φ_0 . Учитывая, что

$$F_{Dv} = R_z \cos \varphi_0,$$

получаем следующее уравнение моментов относительно оси AB :

$$\Sigma M_{AB} = 0, \quad F_{Dv}r + P_{nu}e - P_{nv}d = 0.$$

Так как

$$P_{\pi u} = P_{\pi v} \operatorname{tg} \delta_y, \text{ то}$$

$$P_{\pi v} = F_{Dv} \frac{r}{d - e \operatorname{tg} \delta_y} \text{ и } P_{\pi} = \frac{P_{\pi v}}{\cos \delta_y}.$$

Силы в шарнирах A и B определяем по видам подвески сзади (рис. 7.23, б) и сверху (рис. 7.23, в):

$$\Sigma M_A = 0, \quad F_{Bv} = \frac{P_{\pi v}(j - f) + F_{Dv}f}{g};$$

$$\Sigma V = 0, \quad F_{Av} = F_{Dv} + F_{Bv} - P_{\pi v},$$

и

$$\Sigma M_B = 0, \quad F_{Au} = \frac{F_{Du}(f + g) + P_{\pi u}(f + g - j)}{g};$$

$$\Sigma U = 0, \quad F_{Bu} = F_{Au} - F_{Du} - P_{\pi u}.$$

Определив направления действия сил F_{Bv} и F_{Au} , а также радиальные статические нагрузки в опорах A и B :

$$F_A = \sqrt{F_{Au}^2 + F_{Av}^2}; \quad F_B = \sqrt{F_{Bv}^2 + F_{Bu}^2},$$

рассчитаем параметры элементов направляющего устройства.

Независимая диагонально-рычажная подвеска. Ось качания рычага большинства КМ повернута в плане на угол α (угол стреловидности) и у некоторых КМ наклонена под углом β (угол ската) на виде сзади. Так как угол β имеет малые значения, то определение нагрузок на элементы направляющего устройства для расчетного режима 1 проводим только с учетом угла α . На рис. 7.24 показан вид сверху на подвеску левого колеса с указанием тех размеров, которые могут быть определены по чертежам ее деталей и узлов.

Силы от R_z , действующие в вертикальном направлении, следует определять в двух взаимно перпендикулярных плоскостях (рис. 7.25, а). После разложения сил на составляющие, параллельные оси AB качания рычага и перпендикулярные ей, используя условия статического равновесия системы (см. рис. 7.25, а, виды C , D), имеем для определения трех неизвестных уравнения

$$\Sigma M_{AB} = 0, \quad P_{\pi z} = R_z \frac{r}{d};$$

$$\Sigma M_A = 0, \quad F'_{Bz} = \frac{P_{\pi z}j - R_z o}{g};$$

$$\Sigma Z = 0, \quad F'_{Az} = F'_{Bz} + R_z - P_{\pi z}.$$

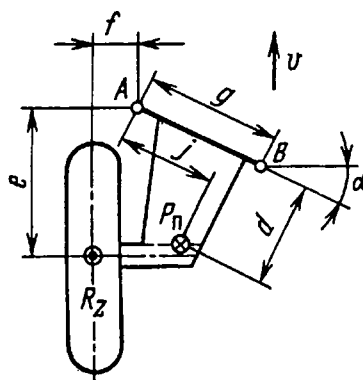


Рис. 7.24. Расчетная схема независимой диагонально-рычажной подвески

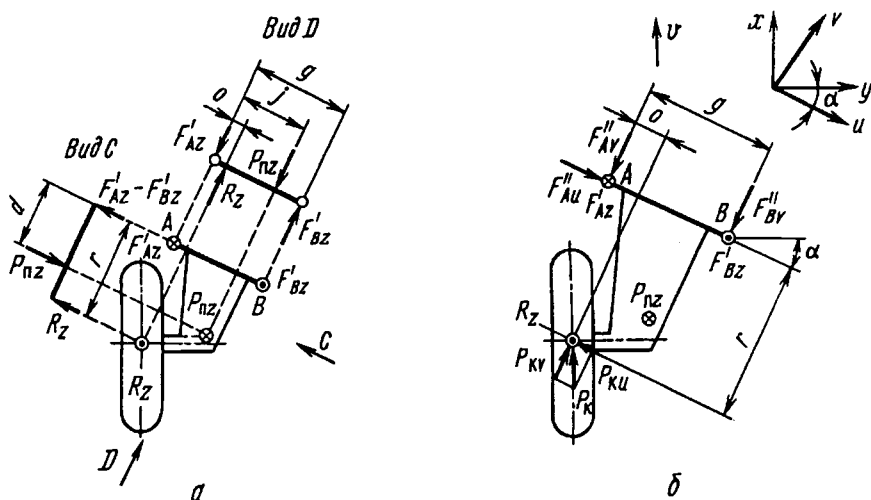


Рис. 7.25. Расчетная схема для определения сил в шарнирах рычагов подвески:

а - от вертикальной нагрузки R_z ; б - от силы тяги P_x

Так как направление силы P_{nz} известно, ее определяют в первую очередь. Расстояние r и o рассчитываем по формулам

$$r = (e + f \operatorname{tg} \alpha) \cos \alpha;$$

$$o = (e + f \operatorname{tg} \alpha) \sin \alpha - f \cos \alpha.$$

Отношение плеч r/d представляет собой передаточное отношение i_p .

Нагрузки на рычаг и его опоры от силы тяги P_k получаем после их разложения в направлении координатных осей Ov и Ou (рис. 7.25, б). Составляющие от P_k вычисляем по формулам

$$P_{kv} = P_k \cos \alpha, \quad P_{ku} = P_k \sin \alpha.$$

Направление действия силы F''_{Av} известно, поэтому имеем

$$\Sigma M_B = 0, \quad F''_{Av} = \frac{P_{kv}(g - o) + P_{ku}r}{g};$$

$$\Sigma V = 0, \quad F''_{Bv} = P_{kv} - F''_{Av};$$

$$\Sigma U = 0, \quad F''_{Au} = P_{ku}.$$

Таким образом, суммарная нагрузка в опорах A и B от сил R_z и P_k равна соответственно

$$F_A = \sqrt{F'^2_{Az} + F''^2_{Av}}, \quad F_B = \sqrt{F'^2_{Bz} + F''^2_{Bv}}.$$

Во многих случаях пружина располагается не вертикально, а имеет пространственный угол наклона, который необходимо учитывать при расчетах.

Наряду с расчетным можно также применять графическое определение сил (см. рис. 7.15) в элементах направляющего устройства, которое в некоторых случаях выполнить более просто.

Размеры рычагов и штанг направляющего устройства выбирают по результатам расчетов одного из четырех режимов, для которого нагрузки на элементы подвески имеют наибольшее значение. Рычаги подвески могут быть штампованными из низколегированных сталей (12ГС), литыми из сталей 40Л...55Л, кованными из легированных конструкционных сталей (40Х, 40ХН). Вертикальную стойку изготавливают из сталей 30Х и 40Х. Штанги выполняют из низкоуглеродистых стальных труб.

7.9. Металлические упругие элементы

7.9.1. Листовые рессоры

Наиболее технологичным металлическим упругим элементом, который применяют в подвесках КМ, является листовая рессора. Однако листовые рессоры имеют малую энергоемкость и значительную массу.

Расчет листовых рессор от действия основного фактора – вертикальной силы P_z – сводится к расчету рессоры на изгиб. При этом определяют следующие параметры упругого элемента: длину между центрами ушков в выпрямленном состоянии L ; толщину $h_{л}$, ширину b и число листов n рессоры; стрелу выгиба рессоры в свободном состоянии; напряжения в листах рессоры и ее массу.

Рассмотрим однолистовую рессору консольного типа с сечением прямоугольной формы (рис. 7.26, а). Напряжение в сечении балки с координатой x находят по формуле

$$\sigma_x = \frac{6R_B x}{b_x h_{лx}^2},$$

где b_x и $h_{лx}$ – ширина и толщина произвольного сечения листа.

При постоянной нагрузке R_B условие равнопрочности имеет вид

$$\frac{x}{b_x h_{лx}^2} = \text{const.}$$

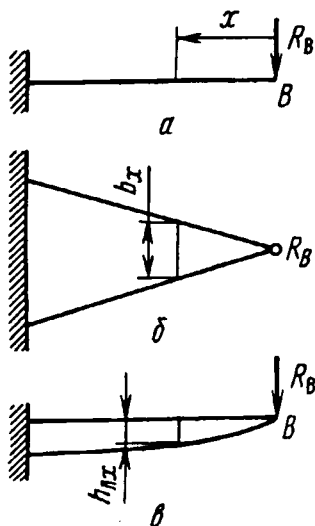


Рис. 7.26. Расчетные схемы однолистовой рессоры:

а – прямоугольной постоянной толщины и ширины; б – треугольной постоянной толщины; в – прямоугольной постоянной ширины

На практике применяют рессоры равного сопротивления двух типов: треугольная рессора-балка с переменной шириной и постоянной толщиной (рис. 7.26, б); параболическая рессора-балка с переменной толщиной и постоянной шириной (рис. 7.26, в).

Многолистовая рессора. Многолистовую рессору равного сопротивления можно получить из двуплечей однолистовой рессоры, состоящей из двух рессор треугольной формы. Для этого такую рессору следует разрезать на продольные полосы равной ширины и сложить в пакет. Работа рессоры, составленной из отдельных листов, не эквивалентна работе исходной рессоры. Выполненные конструкции многолистовых рессор КМ отличаются от конструкции рессоры равного сопротивления. Поэтому для расчета в первом приближении целесообразно использовать формулы, относящиеся к многолистовой рессоре трапециевидальной формы (рис. 7.27).

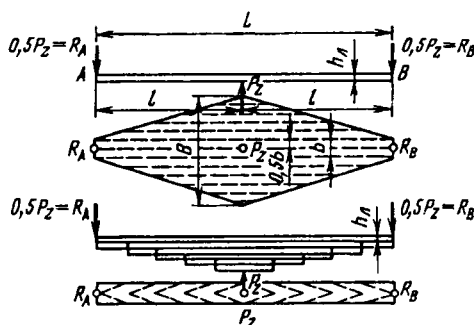


Рис. 7.27. Расчетная схема многолистовой рессоры, состоящей из двух однолистовых рессор трапециевидальной формы

Если воспользоваться интегралом Мора, то для рессоры длиной $L = 2l$ при $P_z = R_A + R_B$, толщине листов $h_{\text{л}}$ и ширине b прогиб

$$h_{\text{р}} = \frac{\delta P_z L^3}{48 E J_0} = \frac{\delta P_z L^3}{4 E n b h_{\text{л}}^3},$$

коэффициент жесткости

$$c_{\text{р}} = \frac{P_z}{h_{\text{р}}} = \frac{48 E J_0}{\delta L^3} = \frac{4 E n b h_{\text{л}}^3}{\delta L^3},$$

а напряжение

$$\sigma = \frac{P_z L}{4 W_0} = \frac{3 P_z L}{2 n b h_{\text{л}}^2}.$$

Из конструктивных соображений рессоры подвески КМ обычно выполняют несимметричными. В этом случае при длине $L = l_1 + l_2$ и нагрузке P_z , приходящейся на рессору, все листы которой одинаковой толщины и ширины, имеем

$$h_p = \frac{\delta P_z l_1^2 l_2^2}{3 E J_0 L} = \frac{4 \delta l_1^2 l_2^2 P_z}{E n b h_x^3 L}; \quad (7.57)$$

$$c_p = \frac{P_z}{h_p} = \frac{3 E J_0 L}{\delta l_1^2 l_2^2} = \frac{E n b h_x^3 L}{4 \delta l_1^2 l_2^2}$$

и

$$\sigma = \frac{P_z l_1 l_2}{W_0 L} = \frac{6 P_z l_1 l_2}{n b h_x^2 L}, \quad (7.58)$$

где $J_0 = B h_x^3 / 12 = n b h_x^3 / 12$ – момент инерции среднего сечения рессоры; δ – коэффициент изменения прогиба реальной рессоры по сравнению с прогибом прямоугольной рессоры постоянной толщины:

$$\delta = \frac{3[(1-A)(1-3A) - 2A^2 \ln A]}{2(1-A)^3}.$$

Здесь $A = b/B$ – коэффициент формы рессоры; B – ширина рессоры, $B = n b$; W_0 – момент сопротивления изгибу среднего сечения рессоры, $W_0 = n b h_x^2 / 6$; n – число листов пакета рессоры; E – модуль упругости первого рода, $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа.

Рассчитав статический и динамический прогибы подвески (прогибы рессоры), определяем размеры рессоры и ее листов. От правильного выбора длины рессоры и толщины ее листов в значительной степени зависят ее прочность и срок службы. Из выражений (7.57) и (7.58) имеем

$$\sigma = \frac{3 E h_x h_p}{2 \delta l_1 l_2}, \quad (7.59)$$

а при $l_1 = l_2 = 0,5L$

$$\sigma = \frac{6 E h_x h_p}{\delta L^2}. \quad (7.60)$$

Следовательно, согласно формулам (7.59) и (7.60), по допускаемому напряжению, прогибу, толщине листов и коэффициенту увеличения прогиба можно вычислить необходимую длину рессоры или при заданной длине рессоры получить необходимую толщину. Ориентировочно можно принять, что длина передних рессор

$L = (0, 25 \dots 0, 35)L_M$, задних – $L = (0, 35 \dots 0, 45)L_M$ (где L_M – база КМ).

Допускаемое статическое напряжение $\sigma_{стд}$ при расчете многолистных рессор вновь проектируемых КМ приближенно можно определить по формуле

$$\sigma_{стд} = k_{нс} \sqrt{h_{рст}},$$

где $k_{нс}$ – коэффициент напряженного состояния, отражающий конструкцию рессоры, технологию ее изготовления и поверхностное упрочнение листов, рекомендуемые значения которого приведены в табл. 7.6; $h_{рст}$ – статический прогиб рессоры.

Таблица 7.6. Рекомендуемые значения $k_{нс}$

Многолистовая рессора	$k_{нс}$, МПа·м ^{-0,5}
Задняя – для легковых КМ; передняя – для грузовых КМ; дополнительная для задней подвески двухосных КМ	1350 ± 50
Задняя – для двухосных грузовых КМ (подвеска с дополнительной рессорой)	1500 ± 60
Передняя – для грузовых КМ, работающих в особо сложных дорожных условиях	1250 ± 50
Задняя – для балансирной подвески трехосных КМ	1850 ± 70

Допускаемое статическое напряжение в среднем составляет 300...500 МПа, а максимальное при полной деформации рессоры – 900...1000 МПа. Незначительное увеличение длины рессоры при постоянных других параметрах позволяет увеличить толщину листов, что создает благоприятные условия для коренного листа, так как последний воспринимает, кроме вертикальных, боковые и продольные нагрузки, а также крутящий момент, вызванный креном кузова.

Ширину и число листов различной толщины определяют по формуле для момента инерции J_0 сечения под центровым болтом рессоры:

$$\begin{aligned} \text{симметричной } J_0 &= \frac{\delta L^3 P_z}{48 E h_p}, \\ \text{несимметричной } J_0 &= \frac{\delta l_1^2 l_2^2 P_z}{3 E h_p L}. \end{aligned}$$

Ширину листов b подбирают по сортаменту проката или устанавливают новую по отношению ширины листа к его толщине.

Существует оптимальный диапазон изменения этого соотношения: $6 < b/h_{\text{л}} < 10$.

Определив ширину листов, установим их число. При одинаковой толщине $n = \frac{12J_0}{bh_{\text{л}}^3}$. Если рессора выполнена из нескольких групп различных по толщине листов, то вначале задаем число листов в нескольких первых группах, а число листов остальных подбираем так, чтобы сумма моментов инерции всех листов была равна необходимому моменту инерции J_0 . Тогда справедливо равенство

$$\frac{b}{12}(n_1 h_{\text{л}1}^3 + n_2 h_{\text{л}2}^3 + \dots + n_i h_{\text{л}i}^3) = \frac{b}{12} \sum_{j=1}^i n_j h_{\text{л}j}^3 = J_0.$$

При более точном расчете рессоры следует учитывать различную кривизну листов и фактические условия их работы. При этом напряжение в листах рессоры

$$\sigma_k = \sigma_{\text{п}k} + \sigma_{\text{р}k},$$

где $\sigma_{\text{п}k}$ и $\sigma_{\text{р}k}$ – предварительное и рабочее напряжения соответственно; k – порядковый номер листа.

Предварительные напряжения в листах возникают при стягивании пакета центровым болтом вследствие различных радиусов кривизны листов рессоры. Разные радиусы кривизны листов необходимы для того, чтобы в рессоре, состоящей из листов разной толщины, обеспечить перераспределение нагрузки между листами, равную усталостную долговечность всех листов и разгрузить коренной лист. Для рессоры, листы которой имеют одинаковую толщину, предварительный выгиб дает возможность при минимальной нагрузке обеспечить одновременную работу всех элементов (при ненагруженной рессоре листы соприкасаются по всей длине).

В случае определения предварительных напряжений предполагают, что каждый лист в процессе его деформации при сборке рессоры испытывает чистый изгиб (рис. 7.28). Тогда

$$\sigma_{\text{п}k} = \frac{M_k}{W_k} = \frac{EJ_k}{W_k} \left(\frac{1}{R_k} - \frac{1}{R_{0k}} \right),$$

где M_k – изгибающий момент в k -м листе; W_k – момент сопротивления изгибу k -го листа; J_k – момент инерции сечения k -го листа;

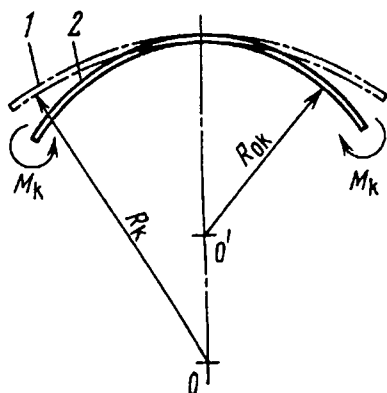


Рис. 7.28. Схема деформации листа в рессоре:

1 и 2 – лист в свободном состоянии и в собранной рессоре

R_k – радиус кривизны k -го листа в свободном состоянии; R_{0k} – радиус кривизны k -го листа в собранной рессоре.

Если лист рессоры имеет прямоугольное сечение, а все листы собранной рессоры выполнены с одинаковым радиусом кривизны R_0 , то

$$\sigma_{пк} = \frac{E h_{лк}}{2} \left(\frac{1}{R_k} - \frac{1}{R_0} \right).$$

Предварительные напряжения должны также удовлетворять условию равенства нулю моментов внутренних сил, действующих на каждый лист:

$$\sum_{k=1}^n M_k = \sum_{k=1}^n \sigma_{пк} W_k = 0.$$

Данное условие позволяет найти зависимость между радиусами кривизны листов рессоры в свободном состоянии и радиусом кривизны собранной рессоры в виде

$$\frac{\sum_{k=1}^n \frac{J_k}{R_k}}{\sum_{k=1}^n J_k} = \frac{1}{R_0}.$$

Для прямоугольной формы сечения листов

$$\frac{\sum_{k=1}^n \frac{h_{\text{л}k}^3}{R_k}}{\sum_{k=1}^n h_{\text{л}k}^3} = \frac{1}{R_0}. \quad (7.61)$$

Необходимый для расчета радиус R_0 кривизны собранной рессоры находим следующим образом. Если, согласно общей компоновке подвески, рессора под статической нагрузкой имеет стрелу выгиба F_0 , то стрела ее выгиба в свободном состоянии $F_c = F_0 + h_{\text{рст}} + \Delta_p$ (где Δ_p – осадка рессоры; $\Delta_p = 5 \dots 15$ мм). Используя значение F_c при длине L коренного листа, можно вычислить радиус кривизны R_0 собранной рессоры, требуемый для нахождения радиуса кривизны каждого листа проектируемой рессоры в свободном состоянии:

$$R_0 = \frac{L^2}{8F_c}.$$

Рабочие напряжения, возникающие от действия внешней нагрузки, определяются максимальным изгибающим моментом $M_{\text{н max}}$:

$$\sigma_{pk} = \frac{M_{\text{н max}}}{\sum_{i=1}^n W_i}, \quad (7.62)$$

где W_i – момент сопротивления изгибу i -го листа.

Формула (7.62) справедлива для рессоры равного сопротивления и является приближенной для практических расчетов. Поэтому чаще всего напряжения в листах рессоры от внешней нагрузки рассчитывают одним из двух методов: сосредоточенной нагрузки или общей кривизны. Согласно второму методу, все листы рессоры соприкасаются между собой по всей длине. Тогда максимальное напряжение в листе

$$\sigma_{pk} = \frac{J_k}{\left(\sum_{i=1}^n J_i\right) W_k} M_{\text{н max}}, \quad (7.63)$$

где J_i – момент инерции сечения i -го листа.

Массу рессоры вычисляют при следующих допущениях: рессора состоит из листов одинаковой толщины; характеристика рессоры

линейная; форма ее трапецеидальная; трение между листами мало. Тогда работа, совершаемая вертикальной силой,

$$U = \frac{P_z h_p}{2}; \quad (7.64)$$

потенциальная энергия

$$\Pi = \frac{\delta V \sigma^2}{9E(1 + A)}. \quad (7.65)$$

Учитывая, что масса рессоры связана с ее объемом V зависимостью $m_p = \gamma V$, из равенств (7.64) и (7.65) получаем теоретически необходимую массу рессоры

$$m_p = \frac{K_1 P_z h_p}{\sigma^2}, \quad (7.66)$$

где γ – плотность материала листа рессоры (для стали $\gamma = 7850 \text{ кг/м}^3$); $K_1 = [35, 32 \cdot 10^3 E(1 + A)]/\sigma$ – постоянная рессоры.

Из формулы (7.66) следует, что масса рессоры не зависит от длины, ширины и толщины ее листов. Поэтому при выборе указанных размеров необходимо руководствоваться только практическими соображениями. В формуле (7.66) не учитывается масса ушек, площадок крепления, хомутиков и других крепежных деталей, а вычисляется только масса элементов, непосредственно участвующих в работе.

Использование рессорных профилей со специальной формой поперечного сечения (рис. 7.29) обеспечивает повышение долговечности и снижение массы рессоры. Изменение формы профиля поперечного сечения приводит к смещению нейтральной линии на $\Delta l_n = l_n - l_c$ и перераспределению напряжений растяжения σ_p и сжатия $\sigma_{сж}$. Допускаемое отношение напряжений сжатия к напряжениям растяжения $\frac{\sigma_{сж}}{\sigma_p} = 1,27 \dots 1,30$, что может дать экономию стали 14...16 %.

При больших деформациях листы прямоугольного сечения в поперечной плоскости искажаются, что приводит к возникновению дополнительных мембранных напряжений. Если профиль рессоры имеет трапецеидальное сечение, то эти напряжения по абсолютной величине могут быть в три раза меньше напряжений в рессорах, имеющих прямоугольное сечение. При этом напряжения распределяются по поперечному сечению равномерно.

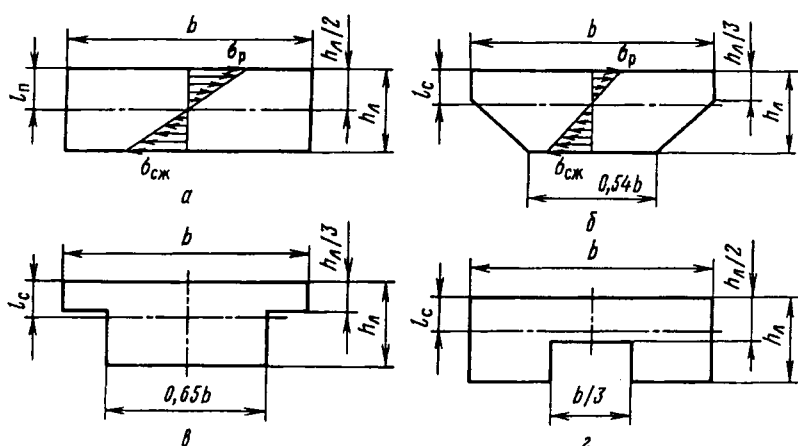


Рис. 7.29. Формы поперечного сечения листов рессоры:
а – прямоугольная; б – трапецеидальная; в – Т-образная; г – прямоугольная
с канавкой

При изготовлении многolistовых рессор чаще всего используют легированные стали марок 60С2 и 50ХГ.

Малолистовая рессора. Малолистовая рессора, состоящая из одного или нескольких листов переменного поперечного профиля, отличается от многolistовой, имеющей листы постоянного поперечного профиля, рядом преимуществ: меньшей массой (примерно на 30 %); повышенным сроком службы; повышенными виброизолирующими свойствами; меньшей трудоемкостью производства.

При проектировании малолистовой рессоры постоянной ширины и симметричного поперечного профиля в первую очередь необходимо определить ее длину, число и толщину листов. Так как толщины и расчетные длины всех листов обычно одинаковы, то для малолистовой рессоры, имеющей продольный параболический профиль, получим следующие формулы для расчета:

прогиба

$$h_p = \frac{\delta_1 P_z L^3}{2Enbh_{\text{л}}^3}, \quad (7.67)$$

коэффициента жесткости

$$c_p = \frac{2Enbh_{\text{л}}^3}{\delta_1 L^3},$$

напряжения

$$\sigma = \frac{3P_z L}{2nbh_{\text{л}}^2}, \quad (7.68)$$

где δ_1 – коэффициент изменения прогиба реальной рессоры по сравнению с прогибом идеальной параболической рессоры, для которой $\delta_1 = 1$.

Из формул (7.67) и (7.68) после соответствующих преобразований имеем зависимость между числом листов рессоры и ее длиной:

$$nL^3 = \left(\frac{3}{\sigma}\right)^3 \left(\frac{Eh_p}{\delta_1}\right)^2 \frac{P_z}{2b}$$

или

$$nL^3 = \left(\frac{3}{\Delta\sigma}\right)^3 \left(\frac{E}{\delta_1}\right)^2 \frac{c_p}{2b}, \quad (7.69)$$

где $\Delta\sigma$ – удельное напряжение, $\Delta\sigma = \sigma/h_p$.

Тогда зависимости для искомых параметров малолистовой рессоры можно получить из выражений (7.67) и (7.69) в виде

$$L = \frac{3}{\Delta\sigma} \sqrt[3]{\left(\frac{E}{\delta_1}\right)^2 \frac{c_p}{2nb}}, \quad (7.70)$$

$$n = \left(\frac{3}{\Delta\sigma L}\right)^3 \left(\frac{E}{\delta_1}\right)^2 \frac{c_p}{2b},$$

$$h_{\text{л}} = \frac{3}{\Delta\sigma} \sqrt[3]{\frac{E}{\delta_1} \left(\frac{c_p}{2nb}\right)^2}. \quad (7.71)$$

Для проектируемой КМ коэффициент жесткости (или статический прогиб) рессоры, как и для многолистовой, определяют, исходя из условий плавности хода. Ширина рессоры в основном зависит от компоновки машины, причем ширину рессоры желательно иметь возможно большей.

Удельное напряжение (напряжение, соответствующее заданному прогибу) влияет на долговечность рессор и зависит от используемого материала, технологии изготовления, конструкции КМ и условий ее эксплуатации. Поэтому, проектируя конкретную КМ, значения удельного напряжения назначают такими, чтобы обеспечить требуемую долговечность. При этом следует учитывать, что для данного коэффициента жесткости масса рессоры обратно пропорциональна квадрату ее удельного напряжения. Так как перед началом проектирования реальной рессоры ее коэффициент жесткости, ширина и удельное напряжение известны, то формула (7.69) примет вид $nL^3 = \text{const}$.

Таким образом, если число листов рессоры задано, то легко вычислить и ее оптимальную длину по (7.70), т.е. длину, при отклонении от которой увеличивается масса рессоры или ухудшаются ее

эксплуатационные качества (статический прогиб и долговечность). В этом случае желательно иметь минимальное количество листов.

Из возможных вариантов длины рессоры и количества листов выбирают наилучший, исходя из условий расположения рессоры на КМ. Кроме того, определяют примерную толщину листа по формуле (7.71). Далее разрабатывают конструкцию рессоры и уточняют размеры рессорного листа. Затем проводят уточненный расчет прогиба и массы рессоры.

Расчет прогиба малолистовой рессоры сводится к определению прогиба половины листа рессоры, на который действует нагрузка R_{B1} , равная нагрузке на рессору, поделенной на удвоенное число листов (рис. 7.30).

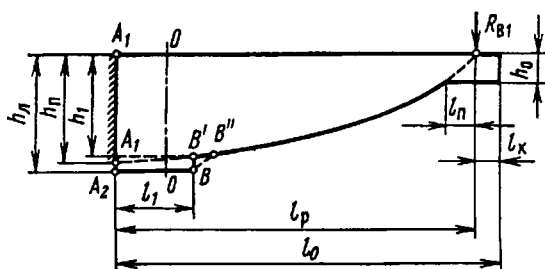


Рис. 7.30. Расчетная схема малолистовой рессоры

В расчетной схеме (см. рис. 7.30) учитывается, что лист рессоры имеет в заделке и на конце участок постоянной толщины и ширины. В остальной части толщина листа изменяется по параболе. Толщина листа в заделке равна $h_л$. Эта толщина может быть как больше, так и меньше толщины $h_п$, соответствующей максимальной толщине листа в заделке при ее изменении по параболе.

Согласно расчетной схеме (см. рис. 7.30), получаем зависимость для определения коэффициента δ_1 :

$$\delta_1 = 0,5 \left(\frac{h_1}{h_л} \right)^3 \left[\left(\frac{l_p}{l_p - l_1} \right)^{\frac{3}{2}} - \left(\frac{l_p - l_1}{l_p} \right)^{\frac{3}{2}} \right] + \left(\frac{l_p - l_1}{l_p} \right)^{\frac{3}{2}} \left[1 - 0,5 \left(\frac{h_0}{h_1} \right)^3 \right],$$

где h_1 – толщина параболического участка листа на расстоянии l_1 от заделки; l_p – расчетная длина рессоры; l_1 – длина участка с толщиной $h_л$; h_0 – толщина конца листа в месте приложения нагрузки.

Тогда находим h_p , используя зависимость

$$h_p = \delta_1 h_л,$$

где $h_{\text{и}}$ – прогиб идеальной параболической рессоры, т.е. бруса равного сопротивления, толщина которого изменяется по параболе:

$$h_{\text{и}} = \frac{2R_{B1}l_p^3}{3EJ_{\text{п}}};$$

$J_{\text{п}}$ – момент инерции сечения A_1A_1 идеальной рессоры при толщине листа в заделке $h_{\text{п}}$ и ширине b :

$$J_{\text{п}} = \frac{bh_{\text{п}}^3}{12}.$$

Возможны различные варианты конструкции участка A_2B заделки рессоры. Наиболее целесообразным для этого участка является соотношение $h_{\text{л}} = h_{\text{п}} > h_1$. В этом случае прогиб рессоры по сравнению с конструкцией без участка постоянной толщины ($h_{\text{л}} = h_{\text{п}} = h_1$ и $l_1 = 0$) незначительно меньше, масса рессоры также мало увеличивается, а напряжение в наиболее опасном сечении OO у стремянок существенно уменьшается.

Массу рессоры, имеющей n листов, определяем, используя расчетную схему,

$$m_{\text{рп}} = \mu m_{\text{ри}},$$

где μ – коэффициент массы, учитывающий увеличение массы реальной рессоры по отношению к идеальной параболической, $\mu = 1 + \mu_3 + \mu_k$; μ_3 , μ_k – коэффициенты, учитывающие увеличение массы листа у заделки (участок l_1) и массы листов на участках $l_{\text{п}}$ и l_k соответственно; $m_{\text{ри}}$ – масса идеальной параболической рессоры, состоящей из n листов:

$$m_{\text{ри}} = \frac{2}{3}nbh_{\text{п}}l_p\gamma.$$

Коэффициенты μ_3 и μ_k вычисляют по формулам

$$\mu_3 = \frac{l_1}{2l_0} \left(\frac{3h_{\text{л}} - h_1}{h_{\text{п}}} - 2 \right),$$

$$\mu_k = \frac{h_0}{2h_{\text{л}}} \left[\left(\frac{h_0}{h_{\text{п}}} \right)^2 + \frac{3}{n} \sum_{i=1}^n \left(\frac{l_k}{l_p} \right)_i \right],$$

где i – номер листа рессоры.

Следует учитывать, что масса реальной малолистовой полуэллиптической рессоры длиной L равна удвоенной массе m_{p1} .

При установке рессоры на КМ часть ее жестко закрепляется и подвергается незначительным деформациям. Эту неработающую часть рессоры желательно иметь возможно меньших размеров, с тем, чтобы снизить ее массу:

$$m_{pн} = nbh_{л}l_{н}\gamma,$$

где $l_{н}$ – длина неработающей части рессоры; $l_{н} = (1/3 \dots 2/3)l_{стр}$ (в зависимости от конструкции узла крепления); $l_{стр}$ – расстояние между стремянками.

Наилучший вариант конструкции листа рессоры, когда $h_{л} = h_{п}$ и $l_1 = (0, 1 \dots 0, 2)l_p$. Так как в этом случае, например при $l_1 = 0, 2l_p$, напряжение в точке B уменьшается на 20 % при увеличении массы на 1,1 % и уменьшении прогиба на 4 %.

При замене многолистовых рессор малолистовыми обычно стремятся не изменять их компоновочные параметры и жесткости. В этом случае, с учетом того, что многолистовые рессоры имеют набор листов симметричного и несимметричного профилей, для определения толщины листов и их числа можно использовать следующие выражения с дополнительной оценкой прочности рессоры.

При одинаковых длине, ширине, нагрузке и увеличении напряжений в малолистовой рессоре в k_{σ} раз (k_{σ} обычно не более 1,1) толщину листов малолистовой рессоры вычисляют по формуле

$$h_{лп} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n_{т}} h_{лтi}^2 \eta_{стi}}{k_{\sigma} n_{п}}},$$

где $h_{лтi}$ – толщина i -го листа многолистовой рессоры; $n_{п}$, $n_{т}$ – число листов малолистовой и многолистовой рессор соответственно; $\eta_{стi}$ – коэффициент изменения момента сопротивления изгибу $W_{ни}$ несимметричного профиля i -го листа многолистовой рессоры по сравнению с прямоугольным $W_{при}$, $\eta_{стi} = W_{ни}/W_{при}$.

При одинаковых длине, ширине, нагрузке и прогибе

$$h_{лп} = \sqrt[3]{\frac{\delta_1 \sum_{i=1}^{n_{т}} h_{лтi}^2 \eta_{итi}}{\delta' n_{п}}},$$

где δ' – коэффициент изменения прогиба многолистовой рессоры по сравнению с прогибом идеальной параболической рессоры, $\delta' = 0,5\delta$; $\eta_{итi}$ – коэффициент изменения момента инерции $J_{иi}$ несимметричного профиля i -го листа многолистовой рессоры по сравнению с прямоугольным $J_{при}$, $\eta_{итi} = J_{иi}/J_{при}$.

При одинаковых прогибах и коэффициенте k_σ увеличения напряжений получаем соотношение между числами листов малолистовой и многолистовой рессор:

$$n_{п} = \left(\frac{\delta'}{\delta_1}\right)^2 \frac{\left(\sum_{i=1}^{n_{т}} h_{лтi}^2 \eta_{стi}\right)^3}{k_\sigma^3 \left(\sum_{i=1}^{n_{т}} h_{лтi}^3 \eta_{итi}\right)^2}.$$

В этом случае толщина листов малолистовой рессоры при одинаковой их толщине, как и у многолистовой рессоры, равна

$$h_{лп} = h_{лт} \frac{\delta_1 \eta_{ит}}{\delta' \eta_{ст}} k_\sigma,$$

а толщина пакета рессоры

$$H_{п} = h_{лп} n_{п} = \frac{h_{лт} n_{т} \delta'}{\delta_1 \eta_{ит}} \left(\frac{\eta_{ст}}{k_\sigma}\right)^2.$$

Например, если у многолистовой рессоры с листами прямоугольного сечения $\eta_{ст} = \eta_{ит} = 1$ и $\delta' = 0,65$, то, принимая для малолистовой рессоры $\delta_1 = 0,975$ и $k_\sigma = 1,1$, получаем $n_{п} = \frac{1}{3} n_{т}$, $h_{лп} = 1,65 h_{лт}$, а толщина пакета малолистовой рессоры составляет 55 % от толщины пакета многолистовой рессоры. Это означает, что масса неработающей части малолистовой рессоры почти в два раза меньше, чем у многолистовой рессоры.

Следовательно, при проектировании малолистовой рессоры, задавая параметры, определяющие плавность хода КМ и долговечность рессоры, – прогиб (или жесткость) и удельное напряжение, – в соответствии с зависимостью $nL^3 = \text{const}$ определяют необходимую при данном числе листов длину рессоры. Далее, исходя из возможностей компоновки машины, из полученных значений длин выбирают максимально возможную, а также соответствующее число листов (наиболее типичная малолистовая рессора имеет число

листов не более трех). Затем, используя выражение (7.71), определяют толщину листа и после окончательного выбора конструкции рессор, т.е. задания l_1 , h_1 , h_0 [$h_0 = (0,4 \dots 0,5)h_{\text{л}}$], корректировки толщины $h_{\text{л}}$ и т.д. проводят уточненный расчет прогиба и массы рессоры.

Допускаемые значения удельных напряжений при расчете назначают на основании экспериментальных данных, полученных в различных условиях эксплуатации КМ с многолистовыми рессорами (табл. 7.7).

Таблица 7.7. Допускаемые значения удельного напряжения

Многолистовая рессора	Условия эксплуатации	$\Delta\sigma$, ГПа/м
Передняя	I	4,0 – 6,0
	II	4,3 – 5,0
		4,2 – 4,8
Задняя основная	I	4,1 – 5,7
	II	4,0 – 5,5
	III	5,0
Задняя дополнительная	I	8,5 – 11,0
	II	7,0 – 8,5
Задняя для балансирной подвески	I	13,0
	II	7,0 – 9,0
	III	7,0 – 11,0

П р и м е ч а н и е. I – движение по дорогам с асфальтобетонным покрытием; II – движение по булыжной и грунтовой дорогам в удовлетворительном состоянии; III – движение по разбитой булыжной, грунтовой дорогам и бездорожью.

Для изготовления малолистовых рессор марку стали выбирают, как и для многолистовых рессор, в зависимости от толщины листов, т.е. от условия закалки листов по всей толщине. Исходя из этого условия, применяют стали 50ХГ, 50ХГА, 60ХГ и 50ХГФА. Из этих сталей изготавливают листы толщиной 16, 18 и 25 мм, а для листов толщиной более 25 мм применяют стали с добавлением бора или молибдена.

Элементы крепления листовых рессор. При расчете на прочность листов следует также учитывать дополнительные нагрузки, которые передаются через рессору.

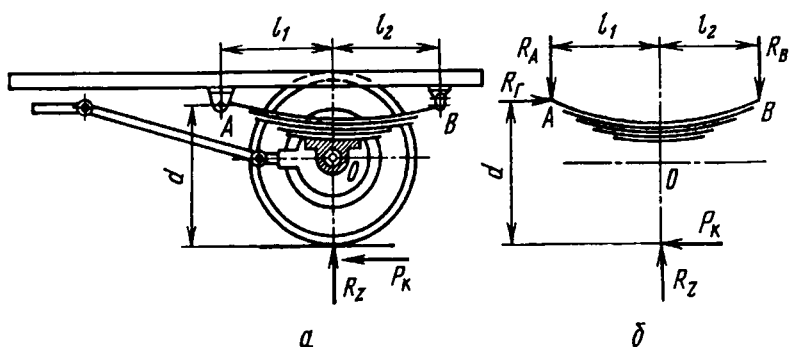


Рис. 7.31. Схема для расчета нагрузок, действующих на уши несимметричной полуэллиптической рессоры

Рассмотрим зависимую рессорную подвеску, в которой функцию направляющего устройства выполняют рессоры. На рис. 7.31 показана схема такой подвески с несимметричной полуэллиптической рессорой при действии силы тяги и вертикальной нагрузки. Определим силы, действующие на ухо рессоры в предположении, что серьга на подвижном конце перпендикулярна поверхности коренного листа и концы рессоры расположены на одной высоте. Тогда уравнения равновесия имеют вид

$$\begin{aligned}\Sigma Y &= 0; & R_T &= P_K, \\ \Sigma M_B &= 0; & R_A(l_1 + l_2) &= R_Z l_2 + P_K d, \\ \Sigma M_A &= 0; & R_B(l_1 + l_2) &= R_Z l_1 + P_K d,\end{aligned}$$

где R_T – горизонтальная нагрузка на неподвижном конце рессоры; R_A и R_B – вертикальные нагрузки, действующие на концы рессоры.

Вертикальная нагрузка от веса $G_{пк}$ подрессоренной части КМ, приходящегося на колесо,

$$R_Z = G_{пк} k_{дт}, \quad (7.72)$$

где $k_{дт}$ – коэффициент перераспределения веса для случая, когда задний мост является ведущим; $k_{дт} = 1, 1 \dots 1, 2$.

Максимальная сила тяги

$$P_K = \varphi k_{дт} G_K. \quad (7.73)$$

Согласно выражениям (7.72) и (7.73), имеем

$$\begin{aligned} R_{\Gamma} &= \varphi k_{\text{дт}} G_{\kappa}; \\ R_A &= \frac{k_{\text{дт}}(G_{\text{пк}} l_2 + \varphi G_{\kappa} d)}{l_1 + l_2}; \\ R_B &= \frac{k_{\text{дт}}(G_{\text{пк}} l_1 - \varphi G_{\kappa} d)}{l_1 + l_2}. \end{aligned}$$

Суммарное напряжение σ_y в ушке коренного листа рессоры равно напряжениям изгиба и сжатия, которые возникают за счет действия силы тяги:

$$\sigma_y = \frac{(3d_y + 4h_{\text{л}})}{bh_{\text{л}}^2} R_{\Gamma},$$

где d_y – внутренний диаметр ушка.

Ушко коренного листа рессоры начинает раскрываться при достижении σ_y предела текучести. Поэтому напряжение σ_y не должно превышать 350 МПа.

Обычно ушко коренного листа усиливается за счет второго листа рессоры, который огибает ушко с определенным зазором. Зазор при больших деформациях рессоры устраняется, и происходит усиление ушка. Иногда на грузовых КМ на переднем конце рессоры устанавливают накладное ушко, что позволяет повысить его прочность.

Рессорный палец изготавливают из углеродистой или легированной стали с последующей цементацией. Для обеспечения малого износа пальца напряжения смятия не должны превышать 7,5...9,0 МПа. Для стали типа 30 с цианированием эти напряжения составляют 3,0...4,0 МПа. При этом напряжения смятия рассчитывают с учетом действия на палец только статической нагрузки.

Площадь поперечного сечения стержней стремянок рессоры можно вычислить по формуле

$$F_{\text{ст}} = \frac{2P_{z \max} L}{\sigma_{\text{т.ст}} l_{\text{стр}}},$$

где $P_{z \max}$ – максимальная нагрузка на рессору, соответствующая P_{zd} ; $\sigma_{\text{т.ст}}$ – предел текучести материала стремянок (обычно углеродистая сталь). Далее определяют диаметр стержней стремянок.

Усталостная долговечность рессор. Расчет среднего срока службы рессор (см. § 2.3 и § 2.6 первого тома настоящего учебника) рассмотрим на примере многолистовой рессоры. Вначале вычислим

параметры нагрузочного режима n_1, n_2, ε_c и среднее квадратическое значение σ_h прогиба рессоры в соответствии с выбранной расчетной схемой (табл. 7.3) и заданными условиями эксплуатации. Далее находим средний срок службы по формуле

$$\bar{L}_p = \frac{a \sigma_{rp}^{mp} N_0}{\sigma_{\max} \int_{\sigma_{\min}}^{\omega_{\text{ц}}} \sigma^{mp} f(\sigma) d\sigma}, \quad (7.74)$$

где σ_{rp} – предел выносливости рессоры в сборе при асимметричном цикле нагружения; σ – параметр схематизации нагрузочного режима; $f(\sigma)$ – плотность распределения параметра σ .

Предел выносливости σ_{rp} можно вычислить по эмпирической формуле

$$\sigma_{rv} = \frac{c' \sigma_v (1 - \nu_\sigma \ln n) \beta}{k_\sigma \xi' \xi''} - 0,05 \sigma_m. \quad (7.75)$$

Здесь c' – коэффициент регрессии, $c' = \sigma_{-1} / \sigma_v = 0,4$; σ_{-1} и σ_v – предел выносливости и предел прочности рессорной стали; ν_σ – коэффициент вариации пределов выносливости отдельных листов, $\nu_\sigma = 0,04 \dots 0,12$; β – коэффициент поверхностного упрочнения, $\beta = 1,15$; k_σ – коэффициент, отражающий влияние контактных напряжений и коррозии трения; ξ' – поправочный коэффициент на предел прочности; ξ'' – поправочный коэффициент на давление посадки (принимается равным 1); σ_m – среднее напряжение, соответствующее статическому прогибу.

Так как предел прочности рессорных сталей составляет 1200...1300 МПа, то коэффициенты k_σ и ξ' приближенно равны 2.

Считаем, что напряжение в листах рессоры связано с ее прогибом линейной зависимостью (7.59), т.е.

$$\sigma = k_h h_p,$$

где k_h – коэффициент пропорциональности, $k_h = 6Eh_3 / (\delta L^2)$; h_3 – толщина эквивалентного листа, $h_3 = \sqrt[3]{12J_0/B}$. Тогда среднее напряжение найдем по статическому прогибу $h_{pст}$ рессоры, т.е. $\sigma_m = k_h h_{pст}$. В формуле (7.75) учитывается принцип определения предела выносливости рессор в сборе – испытания проводятся до поломки одного листа. При расчетах по выражению (7.74) принимают $N_0 = 2 \cdot 10^6$ циклов и $m_p = 2,4$.

Схематизация нагрузочного режима рессоры, представляющего собой нормальный эргодический случайный процесс с нулевым средним значением, может быть выполнена в виде максимумов $\sigma = \sigma_m$ процесса, плотность распределения которых подчиняется закону распределения Райса:

$$f(\sigma_m) = \frac{\varepsilon_c}{\sigma_\sigma \sqrt{2\pi}} \exp\left[-\frac{1}{2}\left(\frac{\sigma_m}{\sigma_\sigma \varepsilon_c}\right)^2\right] + \frac{\sigma_m \sqrt{1 - \varepsilon_c^2}}{\sigma_\sigma^2} \exp\left[-\frac{1}{2}\left(\frac{\sigma_m}{\sigma_\sigma}\right)^2\right] \Phi\left(\frac{\sigma_m \sqrt{1 - \varepsilon_c^2}}{\sigma_\sigma \varepsilon_c}\right), \quad (7.76)$$

где σ_σ – среднее квадратическое значение напряжения в листах рессоры, $\sigma_\sigma = k_h \sigma_h$; σ_h – среднее квадратическое значение прогиба h_p .

При такой схематизации процесса нагружения среднее число циклов нагружения на 1 км пробега

$$\omega_\Pi = \omega_2 = 1000 \frac{n_2}{v}; \quad \sigma_{\max} = 3,75 \sigma_\sigma,$$

где ω_2 – число максимумов на 1 км пробега; n_2 – число максимумов за 1 с.

Для выбора наилучшего варианта расчета среднего срока службы рессоры сравним расчеты, полученные для трех представлений гипотезы линейного суммирования относительных усталостных повреждений:

$$a = 1, \quad \sigma_{\min} = \sigma_{rp}; \quad a = 1, \quad \sigma_{\min} = (0,4 \dots 0,7) \sigma_{rp}; \quad a \neq 1, \quad \sigma_{\min} = \sigma_{rp}.$$

Для последнего варианта этой гипотезы степень повреждаемости материала вычислим по формуле

$$a = \frac{I_2 - k \sigma_{\min} I_1}{(\sigma_{\max} - k \sigma_{\min}) I_1}, \quad (7.77)$$

где $I_1 = \int_{k \sigma_{\min}}^{\sigma_{\max}} f(\sigma) d\sigma$; $I_2 = \int_{k \sigma_{\min}}^{\sigma_{\max}} \sigma f(\sigma) d\sigma$; k – коэффициент корректировки, $k = 0,6$.

Степень влияния способа схематизации нагрузочного режима можно оценить по результатам расчетов среднего срока службы, аппроксимируя плотность распределения максимумов случайного процесса распределениями Райса и Гаусса, а также плотность распределения амплитуд распределением Рэлея. Следует отметить, что законы распределения Гаусса и Рэлея являются предельными для

закона распределения Райса и их выражения получают из формулы (7.76), если соответственно приравнять ε_c единице или нулю.

Для расчета среднего срока службы при аппроксимации распределения максимумов распределением Гаусса необходимо вычислить интегралы, входящие в формулы (7.74) и (7.77). Общая зависимость для интегралов, выраженная с помощью табличных функций, имеет вид

$$I_{m+1} = \frac{1}{\sigma_\sigma \sqrt{2\pi}} \int_{\sigma_{\min}}^{\sigma_{\max}} \sigma_m^m \exp\left(-\frac{\sigma_m^2}{2\sigma_\sigma^2}\right) d\sigma_m =$$

$$= \frac{\sigma_\sigma^m}{\sqrt{2\pi}} 2^{(m-1)/2} \Gamma\left(\frac{m+1}{2}\right) \left\{ P\left[\left(\frac{\sigma_{\min}}{\sigma_\sigma}\right)^2, m+1\right] - P\left[\left(\frac{\sigma_{\max}}{\sigma_\sigma}\right)^2, m+1\right] \right\}.$$

В случае аппроксимации распределения максимумов распределением Райса (7.76) общее выражение для интегралов, представленное с помощью табличных функций, имеет вид

$$I_{m+1} = \int_{\sigma_{\min}}^{\sigma_{\max}} \sigma_m^m f(\sigma_m) d\sigma_m =$$

$$= \frac{\varepsilon_c^{m+2} \sigma_\sigma^m}{\sqrt{2\pi}} 2^{(m-1)/2} \Gamma\left(\frac{m+1}{2}\right) \left\{ P\left[\left(\frac{\sigma_{\min}}{\varepsilon_c \sigma_\sigma}\right)^2, m+1\right] - P\left[\left(\frac{\sigma_{\max}}{\varepsilon_c \sigma_\sigma}\right)^2, m+1\right] \right\} +$$

$$+ \sqrt{1 - \varepsilon_c^2} \sigma_\sigma^m 2^{m/2} \Gamma\left(\frac{m+2}{2}\right) \left\{ P\left[\left(\frac{\sigma_{\min}}{\sigma_\sigma}\right)^2, m+2\right] - P\left[\left(\frac{\sigma_{\max}}{\sigma_\sigma}\right)^2, m+2\right] \right\} -$$

$$- \frac{\sqrt{1 - \varepsilon_c^2}}{2\sigma_\sigma^2} \int_{\sigma_{\min}}^{\sigma_{\max}} P\left[\left(\frac{\sigma_m \sqrt{1 - \varepsilon_c^2}}{\varepsilon_c \sigma_\sigma}\right)^2, 1\right] \sigma_m^{m+1} \exp\left(-\frac{\sigma_m^2}{2\sigma_\sigma^2}\right) d\sigma_m.$$

Если схематизацию исходного нагрузочного режима проводить по амплитудам $\sigma = \sigma_a$, которые имеют распределение Рэлея, общее выражение для интегралов, определенное с помощью табличных функций, можно записать следующим образом:

$$I_{m+1} = \frac{1}{\sigma_\sigma^2} \int_{\sigma_{\min}}^{\sigma_{\max}} \sigma_a^{m+1} \exp\left(-\frac{\sigma_a^2}{2\sigma_\sigma^2}\right) d\sigma_a =$$

$$= \sigma_\sigma^m 2^{m/2} \Gamma\left(\frac{m+2}{2}\right) \left\{ P\left[\left(\frac{\sigma_{\min}}{\sigma_\sigma}\right)^2, m+2\right] - P\left[\left(\frac{\sigma_{\max}}{\sigma_\sigma}\right)^2, m+2\right] \right\}.$$

Во всех приведенных выражениях для интегралов используются табличные функции: $\Gamma(n)$ – гамма-функция и $P(\chi^2, n)$ – функция χ^2 -распределения Пирсона; интегралы вычисляются для трех значений m , равных 0; 1 и m_p . Для нахождения значений $P(\chi^2, n)$ при нецелых аргументах применяют интерполяцию.

Сравнивая результаты расчета и фактического срока службы, выделим, что при использовании закона распределения Рэлея во всех случаях имеем наименьший средний срок службы. Для нормального закона распределения рассчитанный срок службы в 4,5...5,5 раза больше, чем при расчете в соответствии с законом распределения Рэлея, независимо от варианта гипотезы линейного суммирования относительных усталостных повреждений. Корректированный вариант гипотезы дает заниженные значения срока службы. Отношение наибольшего и наименьшего значений срока службы, определенных для одних и тех же условий эксплуатации, практически не меняется и составляет $\bar{L}_{p\max}/\bar{L}_{p\min} = 23 \dots 30$.

Наиболее удовлетворительные результаты можно получить по второму варианту гипотезы ($a = 1, \sigma_{\min} = 0,6\sigma_{rp}$), когда плотность распределения максимумов нагрузочного режима представлена в виде плотности распределения Гаусса или Райса. Определение среднего срока службы рессоры в смешанных условиях эксплуатации с учетом изменения весового состояния КМ по второму варианту гипотезы целесообразно проводить при аппроксимации максимумов нормальным законом распределения, которое дает завышение значения срока службы приблизительно на 30 %.

Такой подход может быть использован как для оценки среднего срока службы рессор в заданных условиях эксплуатации выпускаемых КМ, так и для его прогнозирования при их проектировании.

7.9.2. Торсионы и пружины

Торсионы. Широко применяют в независимых подвесках. Их основными преимуществами являются высокая энергоемкость, оптимальная компоновка, защищенность от механических повреждений, возможность регулирования высоты кузова.

В соответствии с заданной компоновкой и размерами направляющего устройства (рычагов) можно рассчитать параметры торсиона – диаметр d_T для стержня круглого сечения и рабочую длину стержня L_p (без шлицевых головок).

Для двухрычажной подвески с одним торсионом (рис. 7.32) максимальный крутящий момент на валу упругого элемента

$$T_{\max} = \frac{T_{\text{ст}} \varphi_{\max}}{\varphi_{\text{ст}}}, \quad T_{\text{ст}} = P_{\text{зст}} r_2 \cos \alpha,$$

где $T_{\text{ст}}$ – крутящий момент от действия статической нагрузки; $P_{\text{зст}}$ – вертикальная сила, действующая на рычаг подвески при статическом нагружении и равная весу поддрессоренной части КМ, приходящемуся на колесо; α – угол наклона рычага; $\varphi_{\text{ст}}$, $\varphi_{\max}$ – статический и максимальный углы закручивания торсиона, которые определяют, исходя из нагрузочной характеристики упругого устройства подвески; r_2 – длина нижнего рычага.

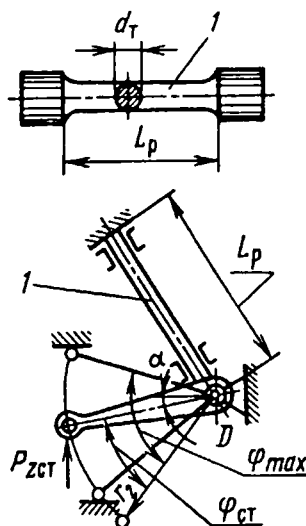


Рис. 7.32. Расчетная схема подвески с одним торсионом

Торсионы рассчитывают на кручение, пренебрегая другими видами деформаций. Диаметр стержня торсиона

$$d_T = \sqrt[3]{\frac{16 T_{\max}}{\pi \tau_{\text{доп}}}},$$

где $\tau_{\text{доп}}$ – допускаемое касательное напряжение, $\tau_{\text{доп}} = 850 \dots 950$ МПа.

Из равенства правых частей выражений максимального крутящего момента

$$T_{\max} = W_p \tau_{\text{доп}}; \quad T_{\max} = \frac{G J_p \varphi_{\max}}{L_p}$$

получаем формулу для определения рабочей длины стержня торсиона

$$L_p = \frac{d_T G \varphi_{\max}}{2 \tau_{\text{доп}}},$$

где W_p – полярный момент сопротивления сечения стержня, $W_p = \pi d_T^3/16$; J_p – полярный момент инерции сечения стержня, $J_p = \pi d_T^4/32$; G – модуль упругости второго рода материала стержня, $G = 8,5 \cdot 10^4$ МПа.

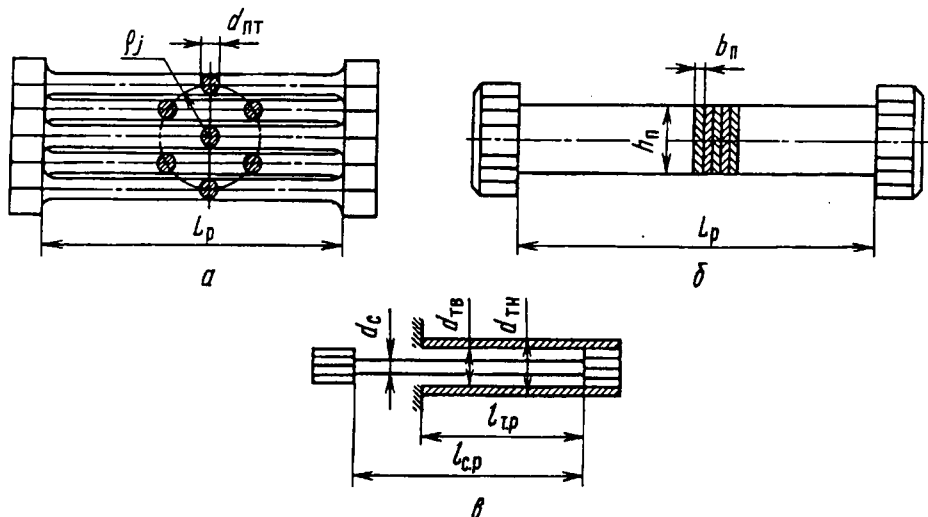


Рис. 7.33. Расчетная схема торсиона:
а – пучкового б – пластинчатого; в – составного

Для расчета пучкового торсиона с круглыми стержнями (рис. 7.33, а) воспользуемся выражением максимального момента при скручивании:

$$M_{\max} = \sqrt{\left(\frac{G J_p \varphi_{\max}}{L_p} \sum_{j=0}^k i_j \right)^2 + \left(\frac{6 E J_y \sin 0,5 \varphi_{\max}}{L_p^2} \sum_{j=0}^k i_j \rho_j \right)^2}, \quad (7.78)$$

где $J_p = \pi d_{\text{пт}}^4/32$ ($d_{\text{пт}}$ – диаметр прутка торсиона); i_j – число прутков в ряду; j – номер ряда в пучке торсиона (при $j = 0$ $i_0 = 1$; $\rho_0 = 0$); E – модуль упругости первого рода материала прутков торсиона; J_y – осевой момент инерции сечения прутка, $J_y = \pi d_{\text{пт}}^4/64$; ρ_j – расстояние от оси прутка до оси симметрии пучка.

Подставляя в (7.78) значения J_y и J_p , получаем выражения для определения диаметра прутка

$$d_{\text{пт}} = 2 \sqrt[8]{\frac{4M_{\text{max}}^2 L_p^4}{\left(G\pi\varphi_{\text{max}} L_p \sum_{j=0}^k i_j\right)^2 + \left(3E\pi \sin 0,5\varphi_{\text{max}} \sum_{j=0}^k i_j \rho_j\right)^2}}. \quad (7.79)$$

Напряжение в прутках пучка торсиона следует определять по пруткам, расположенным на периферии, так как они, кроме кручения, подвергаются изгибу и, следовательно, более нагружены. Максимальные напряжения в сечениях прутка равны:

касательное

$$\tau_{\text{max}} = \frac{d_{\text{пт}} G \varphi_{\text{max}}}{2L_p},$$

изгиба

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{3E d_{\text{пт}} \rho_j \sin 0,5\varphi_{\text{max}}}{L_p^2};$$

суммарное

$$\sigma_{\Sigma \text{max}} = \sqrt{\sigma_{\text{max}}^2 + 4\tau_{\text{max}}^2}. \quad (7.80)$$

Если известны конструктивные параметры пучкового торсиона ρ_j, j , то, задавая максимальное значение напряжения $\sigma_{\Sigma \text{max}}$, угол закрутки φ_{max} и решая совместно уравнения (7.79), (7.80), определяем диаметр прутка $d_{\text{пт}}$ и рабочую длину L_p торсиона. Допускаемые напряжения для пучкового торсиона значительно выше, чем для торсиона круглого сечения, и равны 1000...1300 МПа.

Расчет пластинчатого торсиона (рис. 7.33, б), имеющего i пластин, основан на применении выражений моментов инерции $J_{\text{п}}$ и сопротивления $W_{\text{п}}$ пластины при кручении, которые справедливы при отношении $h_{\text{п}}/b_{\text{п}} = m \geq 4$:

$$\begin{aligned} W_{\text{п}} &= \frac{(m - 0,63)b_{\text{п}}^3}{3}; \\ J_{\text{п}} &= \frac{(m - 0,63)b_{\text{п}}^4}{3}. \end{aligned} \quad (7.81)$$

Из (7.81) определяем $b_{\text{п}} = \sqrt[3]{3W_{\text{п}}/(m - 0,63)}$.

Задавая максимальное значение касательного напряжения с учетом коэффициента запаса на длинной стороне пластины и число пластин i , определяем момент сопротивления сечения пластины $W_{\Pi} = T_{\max}/(i\tau_{\max})$ и рабочую длину торсиона

$$L_p = \frac{G\varphi_{\max}b_{\Pi}}{\tau_{\max}}.$$

Размеры стержня и трубы составного торсиона (рис. 7.33, в) определяют, исходя из уравнений прочности его элементов и жесткости такой конструкции.

Запишем уравнения прочности стержня и трубы в виде

$$\tau_{с.доп} = \frac{16T_{\max}}{\pi d_c^3}; \quad \tau_{т.доп} = \frac{16T_{\max}d_{т.н}}{\pi(d_{т.н}^4 - d_{т.в}^4)}$$

и жесткости конструкции

$$\varphi_{\max} = \frac{32T_{\max}}{\pi G} \left(\frac{l_{с.р}}{d_c^4} + \frac{l_{т.р}}{d_{т.н}^4 - d_{т.в}^4} \right),$$

где $\tau_{с.доп}$ и $\tau_{т.доп}$ – допускаемое касательное напряжение стержня и трубы, задают в диапазоне значений 850...950 МПа; d_c , $d_{т.н}$ и $d_{т.в}$ – диаметры стержня, трубы наружный и внутренний; $l_{с.р}$ и $l_{т.р}$ – рабочие длины стержня и трубы.

Диаметр головки торсиона рекомендуется выбирать в пределах $d_{г} = (1,2 \dots 1,3)d_{т,пт,с}$, длину – $l_{г} = (0,9 \dots 1,3)d_{т,пт,с}$. Для удобства сборки допускается головки выполнять разного диаметра. Изготавливают торсионы из рессорно-пружинных сталей типа 50ХФА и 45НХМФА.

Пружины. Широко применяют в качестве основных упругих элементов в подвесках легковых КМ повышенной проходимости и в качестве дополнительных элементов, например ограничителей хода или корректирующих устройств, на других КМ. В первом случае используются цилиндрические пружины, витые из прутка круглого или прямоугольного сечения; характеристика их линейна. Для ограничителей хода применяются конические пружины.

Максимальная сила, сжимающая пружину, определяется нагрузочной характеристикой упругого устройства и кинематической схемой направляющего устройства подвески. Например, для подвески с направляющим устройством (рис. 7.34) из уравнения моментов относительно точки D имеем

$$P_{\Pi i} = P_i a_i / b_i.$$

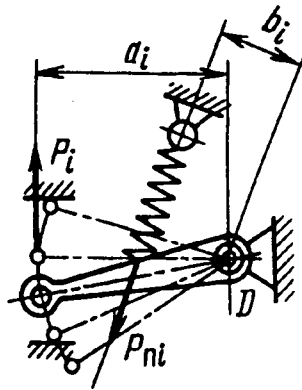


Рис. 7.34. Расчетная схема подвески с цилиндрической пружиной

Тогда максимальная сила, действующая на пружину,

$$P_{п\max} = P_{z\max} a_{iп} / b_{iп},$$

где $P_{z\max}$ и $a_{iп}$, $b_{iп}$ — сила и параметры a_i , b_i направляющего устройства, соответствующие полному прогибу $h_{zп}$ подвески.

Силу $P_{п\max}$ можно определить также следующим образом:

$$P_{п\max} = c_{п} \lambda_{\max},$$

где $c_{п}$ — коэффициент жесткости пружины; $\lambda_{\max}$ — максимальная деформация пружины.

Приведем основные зависимости, используемые при расчете пружины:

$$\tau_{\max} = \frac{8kP_{п\max}c}{\pi d_{п}^2} \leq \tau_{\text{доп}}; \quad P_{п\max} = \frac{\pi d_{п}^2 \tau_{\max}}{8kc};$$

$$\lambda_{\max} = \frac{8P_{п\max}c^3 i_{в}}{Gd_{п}}; \quad d_{п} = 1,6 \sqrt{\frac{kP_{п\max}c}{\tau_{\text{доп}}}};$$

$$k = \frac{4c + 2}{4c - 3}; \quad c = \frac{D_{п}}{d_{п}},$$

где $\tau_{\max}$ — максимальное напряжение в прутке пружины; $d_{п}$ — диаметр прутка пружины; $D_{п}$ — средний диаметр пружины; $i_{в}$ — число рабочих витков пружины; $\tau_{\text{доп}}$ — допускаемое напряжение, $\tau_{\text{доп}} = 900 \dots 1000$ МПа.

В случае определения параметров пружины, исходя из условия компоновки, выбирают средний диаметр $D_{\text{п}}$, а из соотношения $D_{\text{п}}/d_{\text{п}} = 7 \dots 12$ – диаметр прутка $d_{\text{п}}$, причем округляют его до ближайшего значения по сортаменту. Полное количество витков $i_{\text{в.п}}$ следует принимать равным $i_{\text{в.п}} = i_{\text{в}} + (1,5 \dots 2)$.

Шаг пружины в ненагруженном состоянии равен

$$h_{\text{п}} = d_{\text{п}} + \frac{k_{\text{п}} \lambda_{\text{max}}}{i_{\text{в}}},$$

где $k_{\text{п}}$ – коэффициент, предопределяющий некоторый зазор между витками пружины при $P_{\text{п max}}$, $k_{\text{п}} = 1, 1 \dots 1, 2$.

Обычно $h_{\text{п}} = (0,3 \dots 0,5)D_{\text{п}}$. Длина пружины в ненагруженном состоянии

$$H_{\text{по}} = H_{\text{п}} + i_{\text{в}}(h_{\text{п}} - d_{\text{п}}),$$

где $H_{\text{п}}$ – длина пружины при соприкосновении витков.

Чтобы избежать выпучивания пружины, необходимо $\frac{H_{\text{по}}}{D_{\text{п}}} \leq 3$.

Для изготовления пружин подвесок обычно используют калиброванную проволоку круглого сечения, выполненную из легированных сталей 55С2А, 60С2А, 60С2Г и т.д.

7.9.3. Стабилизатор поперечной устойчивости

Стабилизатор поперечной устойчивости устанавливают на КМ для снижения поперечного крена поддрессоренной части. Поперечный крен обусловлен действием поперечной силы Y_y , приложенной в центре масс поддрессоренной части машины и являющийся следствием ряда причин: движение по кривой, боковой ветер или поперечный наклон дороги. Основным показателем поперечного крена является угол поперечного крена φ , без учета упругих характеристик шин, определяемый соотношением

$$\varphi = \frac{M_{\varphi}}{c_{\varphi}}, \quad (7.82)$$

где M_{φ} – момент от боковой силы Y_y ; c_{φ} – коэффициент угловой жесткости подвески КМ.

Если удельная боковая сила определяется выражением

$$\mu = \frac{Y_y}{m_{\text{пм}}g},$$

то для момента, вызывающего поперечный крен, имеем

$$M_{\varphi} = m_{\text{пм}} g h_{\text{кр}} (\mu + \varphi), \quad (7.83)$$

где $h_{\text{кр}}$ – плечо крена, т.е. расстояние от центра масс подрессоренной части КМ до оси ее крена.

Подставив значение M_{φ} в формулу (7.82), получим

$$\varphi = \frac{m_{\text{пм}} g h_{\text{кр}} \mu}{c_{\varphi} - m_{\text{пм}} g h_{\text{кр}}}. \quad (7.84)$$

Следовательно, уменьшение угла поперечного крена, согласно выражению (7.84), можно получить не только уменьшением плеча крена, но и увеличением коэффициента угловой жесткости подвески.

Для КМ допускаемое значение поперечного угла крена $\varphi_{\text{доп}} = 6^{\circ}$ при $\mu = 0,4$.

При оценке необходимости установки стабилизатора поперечной устойчивости требуется прежде всего определить положение центра крена $O_{\text{кр}}$ и коэффициента $c_{\varphi\text{п}}$ угловой жесткости отдельных подвесок, которые зависят от кинематической схемы их направляющего устройства. На рис. 7.35 для различных схем направляющего устройства подвески показано положение $O_{\text{кр}}$ центра крена и геометрические размеры, необходимые для вычисления коэффициента угловой жесткости $c_{\varphi\text{п}}$.

Для зависимой подвески, схема которой показана на рис. 7.35, а, коэффициент угловой жесткости

$$c_{\varphi\text{п}} = 2c_{\text{пр}} d_{\text{к}}^2.$$

Коэффициент угловой жесткости для независимой подвески, схемы которой представлены на рис. 7.35, б, ж, з

$$c_{\varphi\text{п}} = 2c_{\text{пр}} d_{\text{к}}^2,$$

на рис. 7.35, е

$$c_{\varphi\text{п}} = 2c_{\text{пр}} e_{\text{к}}^2$$

и на рис. 7.35, в, г, д, и

$$c_{\varphi\text{п}} = 2c_{\text{пр}} \left(\frac{b_{\text{к}} d_{\text{к}}}{a_{\text{к}}} \right)^2.$$

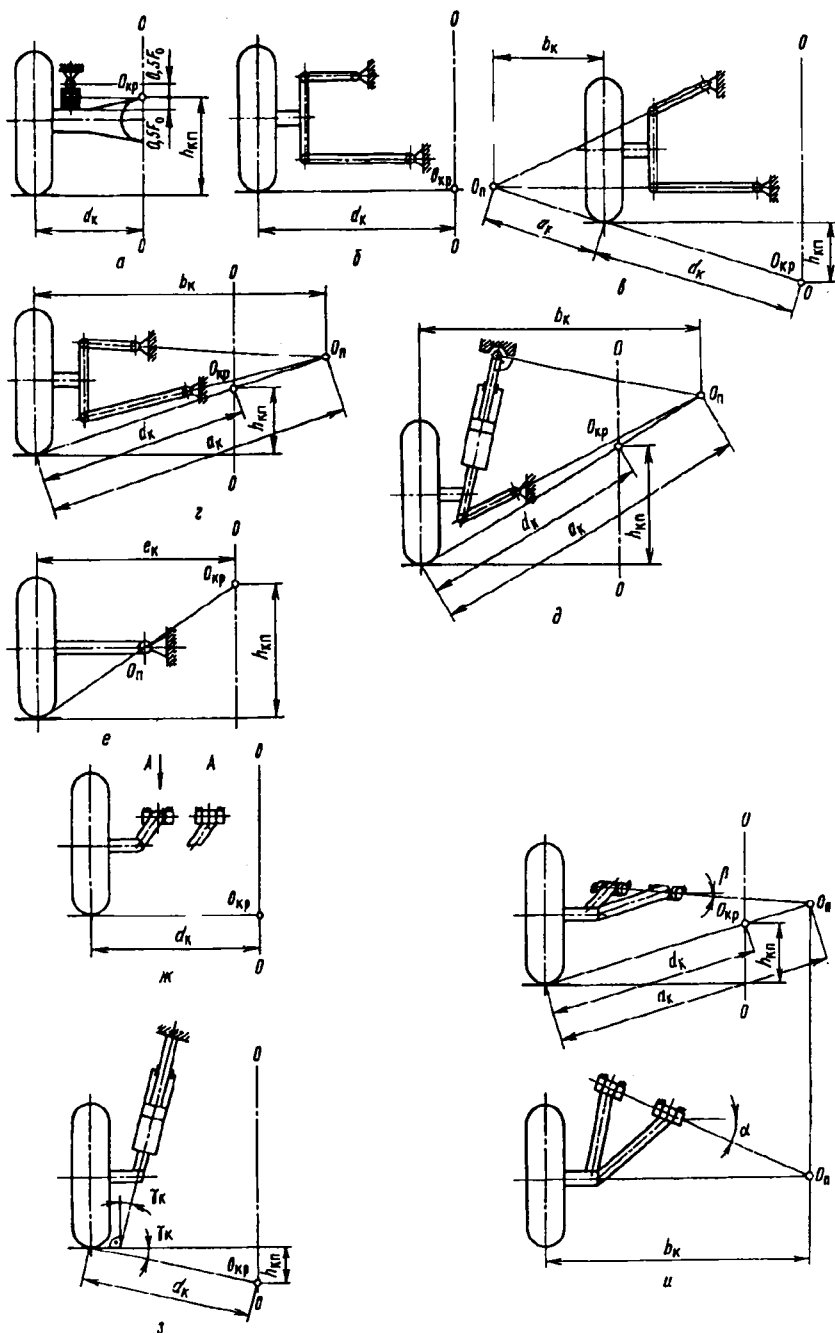


Рис. 7.35. Схемы для определения положения центра крана и коэффициента угловой жесткости подвески:

а – зависимой; б, в, г – независимой двухрычажной с рычагами разной длины; д – независимой рычажно-телескопической; е – независимой однорычажной с качанием рычага в поперечной плоскости; ж – то же в продольной плоскости; з – независимой телескопической; и – независимой однорычажной с качанием рычага в диагональной плоскости

Для двухосной КМ прямая линия, соединяющая центры крена передней и задней подвесок, является осью крена поддрессоренной части. Поэтому, опуская перпендикуляр из ее центра масс на ось крена, определяем плечо крена

$$h_{кр} = h_g - \frac{h_{кп1}l_{п2} + h_{кп2}l_{п1}}{L_m},$$

где h_g – высота центра масс поддрессоренной части КМ; $h_{кп1}$ и $h_{кп2}$ – высота центра крена передней и задней подвесок соответственно; $l_{п1}$ и $l_{п2}$ – расстояние от передней и задней осей машины до центра масс ее поддрессоренной части соответственно; L_m – база машины, $L_m = l_{п1} + l_{п2}$.

Координаты центра масс поддрессоренной части можно определить по известным координатам центра масс КМ:

$$l_{п1} = \frac{m_{п2}}{m_{пм}} L_m; \quad l_{п2} = \frac{m_{п1}}{m_{пм}} L_m; \quad h_g = \frac{m_m h_{gm} - (m_{н1} + m_{н2}) r_d}{m_{пм}},$$

где $m_{п1}$ и $m_{п2}$ – массы поддрессоренной части, приходящиеся на переднюю и заднюю подвески соответственно; m_m – масса КМ; h_{gm} – высота центра масс КМ; $m_{н1}$ и $m_{н2}$ – массы неподдрессоренных частей передней и задней осей КМ соответственно; r_d – динамический радиус колеса.

Коэффициент угловой жесткости подвески в этом случае вычисляют как при параллельном соединении упругих элементов по формуле

$$c_\varphi = c_{\varphi п1} + c_{\varphi п2}, \quad (7.85)$$

где $c_{\varphi п1}$ и $c_{\varphi п2}$ – коэффициенты угловой жесткости передней и задней подвесок КМ соответственно.

При установке стабилизаторов поперечной устойчивости с коэффициентами жесткости $c_{ст1}$ передней и $c_{ст2}$ задней подвесок их коэффициенты угловой жесткости возрастут (параллельное соединение упругих элементов) и будут равны соответственно:

$$c'_{\varphi п1} = c_{\varphi п1} + c_{ст1} \quad \text{и} \quad c'_{\varphi п2} = c_{\varphi п2} + c_{ст2}. \quad (7.86)$$

Проверка выполнения условия $\varphi \leq \varphi_{доп}$ проводится по формуле (7.84) при $c_\varphi = c'_{\varphi п1} + c'_{\varphi п2}$.

Так как стабилизатор поперечной устойчивости в большинстве случаев представляет собой металлический упругий элемент в виде

стержня круглого сечения, то основными рассчитываемыми параметрами являются его диаметр $d_{\text{ст}}$ и рабочая длина $L_{\text{ст}}$.

Для вычисления значений этих параметров вначале по формуле (7.83) находят максимальный момент $M_{\varphi \max}$ от боковой силы при $\varphi = \varphi_{\text{доп}}$. Далее, на основании условий (7.85) и (7.86), моменты, воспринимаемые стабилизаторами передней и задней подвесок, определяют следующим образом:

$$M_{\text{ст1}} = M_{\varphi \max} \frac{c_{\text{ст1}}}{c'_{\varphi \text{п1}} + c'_{\varphi \text{п2}}}; \quad M_{\text{ст2}} = M_{\varphi \max} \frac{c_{\text{ст2}}}{c'_{\varphi \text{п1}} + c'_{\varphi \text{п2}}}.$$

В соответствии с известными кинематической схемой устройства стабилизатора, $M_{\text{ст1}}$ или $M_{\text{ст2}}$ и $\varphi_{\text{доп}}$ находят максимальные скручивающий момент и угол закрутки, которые используют для определения $d_{\text{ст}}$ и $L_{\text{ст}}$ как при расчете обычного торсиона.

При изготовлении стабилизаторов поперечной устойчивости применяют легированные стали типа 50ХФА, для которых допускаемое напряжение составляет 850...950 МПа.

7.10. Неметаллические упругие элементы

7.10.1. Пневматические и пневмогидравлические упругие элементы

Одним из конструктивных решений получения оптимальной нагрузочной характеристики упругого устройства подвески является применение на КМ пневматических упругих элементов (пневморессор).

Расчет пневморессоры связан с определением ее нагрузочной характеристики. Под нагрузочной характеристикой пневморессоры понимают зависимость силы, действующей по оси симметрии пневморессоры, от ее прогиба (хода поршня).

Пневматический упругий элемент с резинокордной оболочкой. Рассмотрим пневматический упругий элемент с абсолютно гибкой оболочкой вращения 1 и жесткими фланцами 2, 3 (рис. 7.36). Элемент испытывает действие осевой нагрузки P_3 . В статическом положении упругий элемент воспринимает нагрузку P_3 при статических избыточном давлении $p_{\text{н0}}$ и объеме V_0 . Изменение нагрузки приводит к смещению торцев фланцев на h_3 , изменению формы оболочки и параметров заключенного в ней газа.

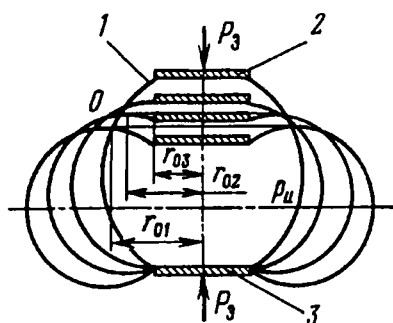


Рис. 7.36. Расчетная схема пневматического упругого элемента:

1 – резинокордная оболочка; 2, 3 – фланцы

Сообщая упругому элементу, нагруженному силой P_3 , малый прогиб dh_3 , на основании принципа возможных перемещений, получаем

$$P_3 dh_3 + p_n dV = 0, \quad (7.87)$$

где $P_3 dh_3$ – работа силы P_3 при смещении торцев на dh_3 ; $p_n dV$ – работа давления p_n при изменении объема на величину dV , соответствующая прогибу dh_3 ; p_n – избыточное давление воздуха в оболочке.

Давление p_n и объем V воздуха в оболочке являются функциями смещения h_3 . При политропном процессе изменения состояния газа давление и объем связаны соотношением

$$\frac{p_n + p_v}{p_{н0} + p_v} = \frac{p}{p_0} = \left(\frac{V_0}{V} \right)^n, \quad (7.88)$$

где p_v – внешнее давление; p – абсолютное давление воздуха в оболочке; p_0 – статическое абсолютное давление воздуха в оболочке, обычно $p_0 < 1$ МПа; n – показатель политропы.

Используя выражения (7.87) и (7.88), имеем

$$P_3 = \frac{dV}{dh_3} \left[p_v - p_0 \left(\frac{V_0}{V} \right)^n \right]. \quad (7.89)$$

Рассмотрим часть оболочки с фланцем, ограниченную цилиндрической поверхностью с радиусом r_0 . Исходя из условия равновесия выделенного элемента, согласно безмоментной теории оболочек, получаем

$$P_3 = \pi r_0^2 p_n = F_3 p_n, \quad (7.90)$$

где $r_0 = r_{01}, r_{02}, \dots$; F_3 – эффективная площадь оболочки, $F_3 = \pi r_0^2$.

Из выражений (7.87) и (7.90) имеем

$$F_3 = - \left(\frac{dV}{dh_3} \right), \quad (7.91)$$

Интегрируя уравнение (7.91), получаем зависимость между объемом упругого элемента и изменением его эффективной площади

$$V = V_0 - \int_0^{h_3} F_3 dh_3, \quad (7.92)$$

Подставляя выражения (7.91), (7.92) в (7.89), определяем нагрузочную характеристику пневморессоры в общем виде относительно прогиба h_3 :

$$P_3 = F_3 \left[\frac{p_0 V_0^n}{\left(V_0 - \int_0^{h_3} F_3 dh_3 \right)^n} - p_{\text{в}} \right]. \quad (7.93)$$

Расчетное или графическое определение эффективной площади затруднено, так как неизвестна форма оболочки, поэтому ее определяют обычно экспериментально (рис. 7.37).

Можно выделить две предельные характеристики упругого элемента: изотермную и адиабатную. Данные процессы являются част-

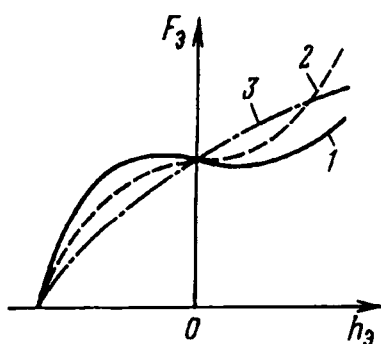


Рис. 7.37. Зависимость эффективной площади F_3 от прогиба h_3 пневматического упругого элемента: 1, 2 — диафрагменного; 3 — баллонного

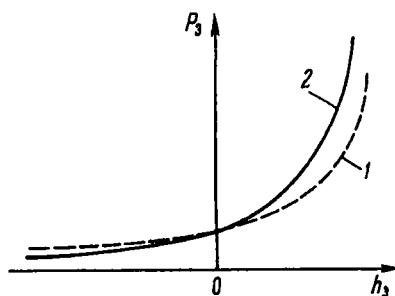


Рис. 7.38. Нагрузочная характеристика пневматического упругого элемента:

1 – статическая; 2 – динамическая

ными случаями политропного процесса, показатель которого изменяется в пределах $1 \leq n \leq k$, где k – показатель адиабаты (для воздуха $k = 1,41$). Для спектра частот подвески $n \approx 1,3$. Следовательно, для пневморессор статическая и динамическая характеристики различны (рис. 7.38).

Дифференцируя выражение (7.93) по прогибу, определяем коэффициент жесткости упругого элемента

$$c_3 = \frac{pnF_3^2}{h_3} + p_n \frac{dF_3}{dh_3}, \quad (7.94)$$

$$V_0 - \int_0 F_3 dh_3$$

где p, p_n, F_3, h_3 – величины, соответствующие значению нагрузки P_3 .

При малых перемещениях относительно статического положения (для изохорных процессов расширения–сжатия газа) коэффициент динамической жесткости

$$c_{3д} = \frac{p_0 n F_{30}^2}{V_0} + p_{n0} \frac{dF_3}{dh_3},$$

коэффициент статической жесткости

$$c_{30} = \frac{p_0 F_{30}^2}{V_0} + p_{n0} \frac{dF_3}{dh_3},$$

где F_{30} – эффективная площадь в статическом положении.

Для снижения жесткости пневморессоры можно использовать дополнительный объем V_d . При $V_d \rightarrow \infty$ имеем $c_3 = p_{и0}(dF_3/dh_3)$. Таким образом, жесткость пневморессоры зависит только от избыточного давления и конструкции упругого элемента.

Пнеумогидравлический телескопический упругий элемент с одной ступенью давления. Учитывая, что площадь F_{π} поршня для телескопической пневморессоры (рис. 7.39) имеет постоянное значение, уравнение нагрузочной характеристики (7.93) запишем в виде

$$P_3 = F_{\pi} \left[\frac{p_0 V_0^n}{(V_0 - F_{\pi} h_{\pi p})^n} - p_{в} \right]. \quad (7.95)$$

Преобразуем выражение (7.95)

$$P_3 = F_{\pi} \left[\frac{p_0}{\left(1 - \frac{h_{\pi p}}{h_0}\right)^n} - p_{в} \right], \quad (7.96)$$

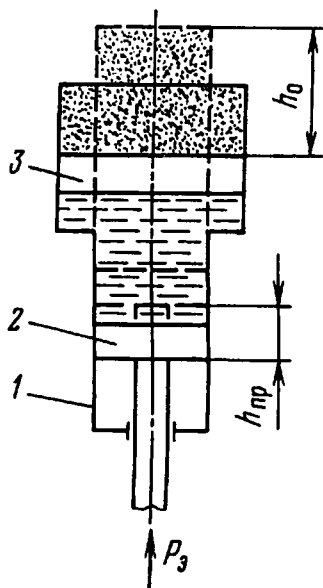


Рис. 7.39. Схема пневмогидравлического телескопического упругого элемента:

1 — рабочий цилиндр; 2 — поршень;
3 — плавающий поршень

где h_0 – приведенная высота столба газа в цилиндре в статическом положении, $h_0 = V_0/F_{\text{п}}$. Для расчетов нагрузочной характеристики упругого элемента следует принимать $p_0 > 1$ МПа и $p_{\text{в}} = 0,1$ МПа.

При расчетах телескопических упругих элементов часто используют безразмерные нагрузочные характеристики, действительные для любых размеров элемента. Безразмерная нагрузочная характеристика – зависимость относительного увеличения нагрузки $\frac{P_3}{P_{30}}$

от относительного уменьшения объема $\frac{\Delta V}{V_0}$ или $\frac{h_{\text{пр}}}{h_0}$. Запишем ее в виде уравнения

$$\frac{P_3}{P_{30}} = \frac{p_0 \left(1 - \frac{\Delta V}{V_0}\right)^{-n} - p_{\text{в}}}{p_0 - p_{\text{в}}}. \quad (7.97)$$

На рис. 7.40 представлены безразмерные характеристики для различных значений статического давления p_0 при $n = 1$ и $n = 1,41$. При $p_0 > 1$ МПа влияние внешнего давления незначительно. Таким образом, получаем единую безразмерную характеристику для $n = \text{const}$

$$\frac{P_3}{P_{30}} \cong \frac{p}{p_0} \approx \frac{1}{\left(1 - \frac{h_{\text{пр}}}{h_0}\right)^n}. \quad (7.98)$$

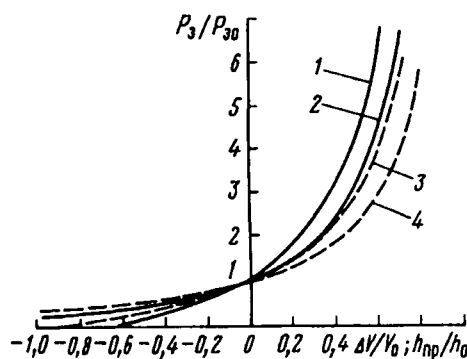


Рис. 7.40. Безразмерные нагрузочные характеристики пневмогидравлического телескопического упругого элемента:

1, 2 – $p_0 = 0,2; 0,5$ МПа соответственно;
3, 4 – $p_0 = 0,2; 0,5$ МПа соответственно; сплошная линия – $n = 1,4$; штриховая линия – $n = 1$

Для уменьшения размеров и массы поршневых пневморессор применяют высокие давления.

Аналогично выражению (7.95) из уравнения (7.94) следует, что коэффициент жесткости пневморессоры

$$c_3 = p \frac{n F_{\pi}^2}{V_0 - F_{\pi} h_{\text{пр}}}$$

или

$$c_3 = p \frac{n F_{\pi}}{h_0 - h_{\text{пр}}}. \quad (7.99)$$

Согласно экспериментальным исследованиям, для телескопических пневморессор с резиновой мембраной показатель политропы $n = 1,25$, для конструкций с непосредственным контактом газа и жидкости $n \approx 1$.

Пнеумогидравлический телескопический упругий элемент с двумя ступенями давления. Пневморессоры с двумя ступенями давления (рис. 7.41) применяют для улучшения работы системы подрессоривания, когда статическая нагрузка изменяется в широких пределах.

Газ находится в полости *A* первой ступени под статическим давлением p_0 и в полости *B* второй ступени под давлением p_n , причем $p_0 < p_n$.

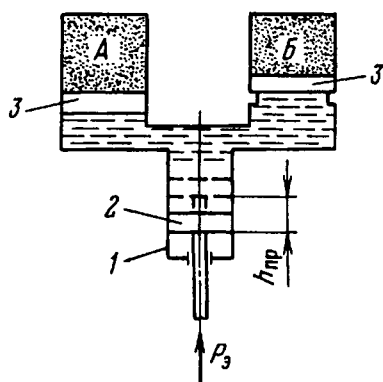


Рис. 7.41. Схема пневмогидравлического упругого элемента с двумя ступенями давления:

1 — рабочий цилиндр; 2 — поршень;
3 — плавающий поршень

Нагрузочная характеристика данной пневморессоры имеет два участка, каждому из которых соответствует свое давление. На участке $p_0 < p_n$ газ сжимается только в полости A как в обычном поршневом упругом элементе, и нагрузочная характеристика рассматриваемого упругого элемента определяется выражениями (7.96) – (7.98).

Обозначим объем газа в полости A через V_m в момент, когда давление p достигает значения p_n . Очевидно, что

$$p_n = p_0 \left(\frac{V_0}{V_m} \right)^n,$$

откуда

$$V_m = V_0 \nu^{-\frac{1}{n}}, \quad (7.100)$$

$$\nu = \frac{p_n}{p_0}, \quad (7.101)$$

где V_0 – объем газа в полости A в статическом положении.

На участке $p_0 > p_n$ давление в обеих полостях одинаково и равно p . Тогда

$$p = p_n \left(\frac{V_m + V_{p_n}}{V + V_p} \right)^n,$$

где V_{p_n} – начальный объем газа в полости B ; V и V_p – текущий объем газа в полости A и B соответственно.

Так как

$$V + V_p = V_0 + V_{p_n} - F_n h_{np},$$

то

$$\begin{aligned} p &= p_n \left(\frac{V_0 + V_{p_n} - F_n h_{np}}{V_m + V_{p_n}} \right)^{-n} = \\ &= p_n \left(\frac{V_m + V_{p_n}}{V_0} \right)^n \left(1 + \frac{V_{p_n}}{V_0} - \frac{h_{np}}{h_0} \right)^{-n}. \end{aligned}$$

Обозначая $\frac{V_{p_n}}{V_0} = \eta$ и заменяя величины V_m и p_n , согласно уравнениям (7.100) и (7.101), получаем

$$p = p_0 \left(1 + \eta \nu^{\frac{1}{n}} \right)^n \left(1 + \eta - \frac{h_{np}}{h_0} \right)^{-n}.$$

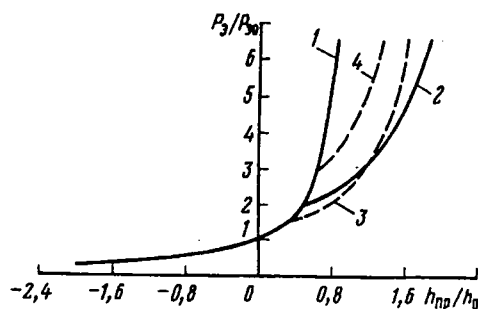


Рис. 7.42. Безразмерные нагрузочные характеристики пневмогидравлического телескопического упругого элемента с двумя ступенями давления:

1, 2 - $\eta = 0$; 1,5 соответственно; 3, 4 - $\nu = 1,5$; 3,0 соответственно; сплошная линия - $\nu = 2$; штриховая линия - $\eta = 1$

Принимая при больших значениях p_0 давления $P \approx pF_{\text{п}}$, получаем выражение для безразмерной нагрузочной характеристики упругого элемента

$$\frac{P_3}{P_0} \approx \frac{p}{p_0} = \left(1 + \eta \nu^{\frac{1}{n}}\right)^n \left(1 + \eta - \frac{h_{\text{пр}}}{h_0}\right)^{-n}.$$

Безразмерные нагрузочные характеристики для различных значений ν и η показаны на рис. 7.42. Коэффициент ν определяет значение нагрузки, при котором газ в полости второй ступени начинает сжиматься. При $\eta = 0$ нагрузочная характеристика соответствует нагрузочной характеристике телескопического упругого элемента с одной ступенью давления.

Пневмогидравлический телескопический упругий элемент с противодавлением. В рабочем цилиндре 1 перемещается поршень 2, на штоке которого воспринимается нагрузка P_3 (рис. 7.43). Полость А под поршнем заполнена сжимаемым газом под давлением p . Полость противодавления В заполнена газом под давлением p' .

Тогда для нагрузки, воспринимаемой пневморессорой, можно записать выражение

$$P_3 = (p - p_{\text{в}}) F_{\text{п1}} - (p' - p_{\text{в}}) F_{\text{п2}} = pF_{\text{п1}} - p'F_{\text{п2}} - p_{\text{в}}(F_{\text{п1}} - F_{\text{п2}}), \quad (7.102)$$

где $F_{\text{п1}}$ и $F_{\text{п2}}$ - площадь над поршнем 2 и под ним соответственно.

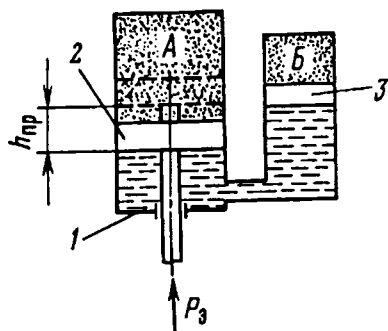


Рис. 7.43. Схема пневмогидравлического телескопического упругого элемента с противодавлением:

1 - рабочий цилиндр; 2 - поршень;
3 - плавающий поршень

Давление p изменяется согласно закону

$$p = p_0 \frac{1}{\left(1 - \frac{h_{\text{пр}}}{h_0}\right)^n}, \quad (7.103)$$

где $h_0 = \frac{V_0}{F_{\text{п1}}}$; V_0 и p_0 - объем и давление газа в полости А в статическом положении соответственно.

Принимая показатель политропы n для процессов в полости А и Б одинаковым, определяем p' следующим образом:

$$p' = p'_0 \left(\frac{V_{p'0}}{V_{p'}} \right)^n,$$

где p'_0 , $V_{p'0}$ и $V_{p'}$ - статическое давление, статический и текущий объем полости Б соответственно.

Так как

$$V_{p'} = V_{p'0} + F_{\text{п2}} h_{\text{пр}} \quad \text{или} \quad V_{p'} = V_{p'0} + \frac{F_{\text{п2}}}{F_{\text{п1}}} \Delta V,$$

то

$$p' = \frac{p'_0}{\left(1 + \frac{V_0 F_{\text{п2}}}{V_{p'0} F_{\text{п1}}} \frac{\Delta V}{V_0}\right)^n}; \quad \Delta V = F_{\text{п1}} h_{\text{пр}}.$$

Обозначая $\frac{V_0 F_{\pi 2}}{V_{p'0} F_{\pi 1}}$ через μ , получаем

$$p' = \frac{p'_0}{\left(1 + \mu \frac{h_{\text{нр}}}{h_0}\right)^n}. \quad (7.104)$$

Подставив выражения (7.103) и (7.104) в уравнение (7.102), определим нагрузочную характеристику упругого элемента

$$P_3 = \frac{p_0 F_{\pi 1}}{\left(1 - \frac{h_{\text{нр}}}{h_0}\right)^n} - \frac{p'_0 F_{\pi 2}}{\left(1 + \mu \frac{h_{\text{нр}}}{h_0}\right)^n} - p_{\text{в}}(F_{\pi 1} - F_{\pi 2}).$$

При используемых давлениях p_0 и p'_0 влиянием давления $p_{\text{в}}$, которое обычно является атмосферным, можно пренебречь, т.е. принять

$$P_3 \approx \frac{p_0 F_{\pi 1}}{\left(1 - \frac{h_{\text{нр}}}{h_0}\right)^n} - \frac{p'_0 F_{\pi 2}}{\left(1 + \mu \frac{h_{\text{нр}}}{h_0}\right)^n}. \quad (7.105)$$

Для статического положения имеем

$$P_{30} \approx p_0 F_{\pi 1} - p'_0 F_{\pi 2}. \quad (7.106)$$

Разделив выражение (7.105) на (7.106), получим уравнение безразмерной нагрузочной характеристики упругого элемента

$$\frac{P_3}{P_{30}} = \frac{\left(1 - \frac{h_{\text{нр}}}{h_0}\right)^{-n} - \xi \left(1 + \mu \frac{h_{\text{нр}}}{h_0}\right)^{-n}}{1 - \xi}, \quad (7.107)$$

где

$$\xi = \frac{F_{\pi 2} p'_0}{F_{\pi 1} p_0}.$$

Коэффициент μ можно представить как отношение приведенных столбов газа в статическом положении. При этом высоту столба газа, соответствующую объему $V_{p'0}$, приведем к площади $F_{\pi 2}$, т.е.

$$\mu = \frac{h_0}{h_{p'0}},$$

где $h_{p'0} = \frac{V_{p'0}}{F_{\pi 2}}$.

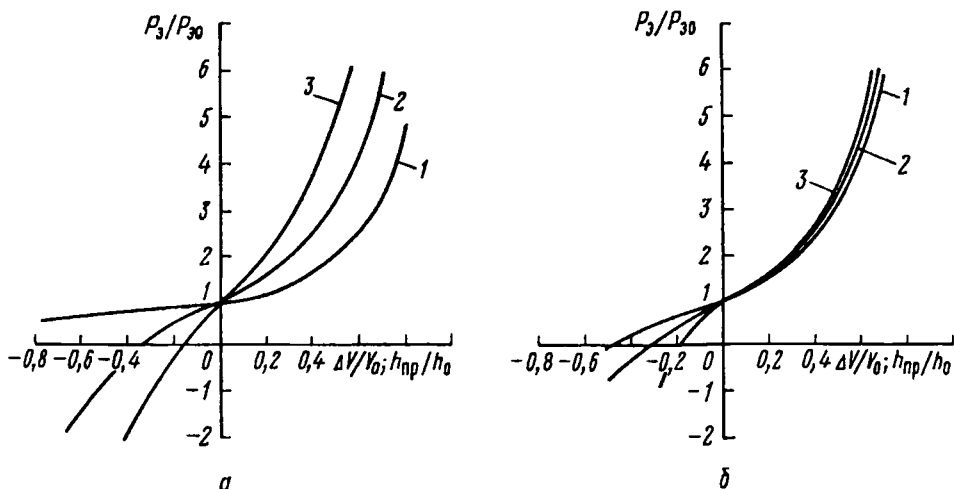


Рис. 7.44. Безразмерные нагрузочные характеристики пневматического телескопического упругого элемента с противодавлением:

$a - \mu = 1; n = 1; 1 - 3 - \xi = 0; 0,5; 0,7$ соответственно; $b - \xi = 0,5; n = 1; 1 - 3 - \mu = 0,5; 1; 2$ соответственно

Уравнение (7.107) показывает, что параметры пневморессоры с противодавлением могут быть оценены двумя коэффициентами μ и ξ .

На рис. 7.44, a приведены безразмерные нагрузочные характеристики при изотермном процессе изменения состояния газа. Согласно графикам на рис. 7.44, a , с увеличением величины ξ жесткость упругого элемента растет как при положительных, так и при отрицательных ходах. При этом форма кривой приближается к заданной; при увеличении статической нагрузки жесткость возрастает менее интенсивно, чем при $\xi = 0$ (простая пневморессора).

Коэффициент μ (рис. 7.44, b) оказывает влияние на нагрузочную характеристику преимущественно при отрицательных прогибах. Увеличение значения μ приводит к увеличению жесткости упругого элемента на этом участке и, тем самым, увеличению энергоемкости подвески при ходе отбоя. Таким образом, варьируя значения ξ и μ , можно менять нагрузочную характеристику в желаемом направлении.

Выражение для коэффициента жесткости пневморессоры можно найти, дифференцируя уравнение (7.102):

$$c_3 = \frac{F_{n1} n p}{(h_0 - h_{np})} + \frac{F_{n2} n p'}{(h_{p'0} + h_{np})}.$$

В статическом положении

$$c_{30} = \frac{F_{п1}^2 n p_0}{V_0} + \frac{F_{п2}^2 n p'_0}{V_{p'0}}.$$

Следует отметить, что нагрузочная характеристика и жесткость упругого элемента не зависят от площади поршня $F_{п3}$ камеры противодавления.

7.10.2. Резиновые элементы

Резиновые элементы применяют в подвеске в качестве ограничителей ходов (буферов) сжатия и отбоя, а также упругих звеньев шарниров. Для определения геометрических размеров таких элементов в соответствии с условиями прочности и жесткости используют различные расчетные схемы (рис. 7.45).

Полый цилиндрический буфер. Для случая осевого сжатия такого буфера (рис. 7.45, а) при малых деформациях (менее 20 %) в предположении о несжимаемости резины и использования гипотезы плоских сечений зависимость для нормального напряжения можно представить в виде

$$\sigma_z = \frac{P_6}{F_6},$$

а для осевой силы и коэффициента жесткости

$$P_6 = \frac{\beta_1 E_p F_6 \Delta_z}{h_6} \quad (7.108)$$

и

$$c_z = \frac{P_z}{\Delta_z} = \frac{\beta_1 E_p F_6}{h_6}, \quad (7.109)$$

где F_6 – площадь поперечного сечения буфера, $F_6 = \pi(d_2^2 - d_1^2)/4$; β_1 – коэффициент изменения жесткости вследствие закрепления торцев буфера; E_p – динамический модуль резины при растяжении, $E_p = 2,1 \dots 3,6$ МПа; Δ_z – относительные перемещения в осевом направлении торцев буфера; h_6 – высота буфера.

Эти формулы справедливы для значения коэффициента Пуассона $\mu = 0,5$ и $\Delta_z/h_6 < 0,2$.

Прочность буфера можно определить по коэффициенту запаса при пределе прочности резины на растяжение $\sigma_p = 20 \dots 32$ МПа.

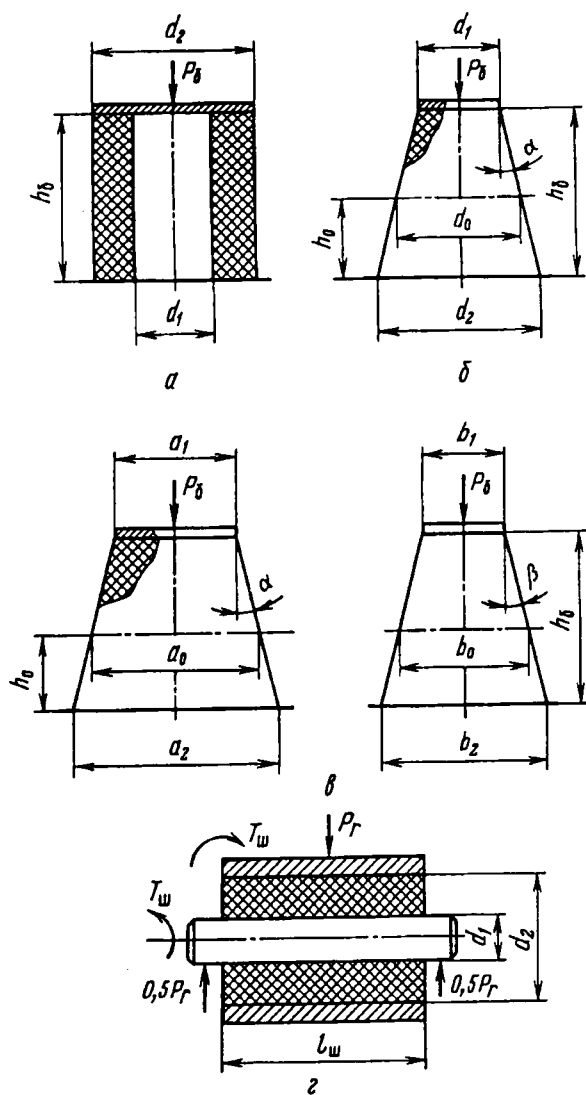


Рис. 7.45. Расчетные схемы резиновых элементов:
 а – в – полое цилиндрического, конического и пирамидального буферов соответственно; г – блочного шарнира

Коэффициент запаса следует принимать из диапазона значений $1,3 \dots 1,5$. Коэффициент β_1 вычисляется по формулам для $k_6 = 0,2 \dots 0,9$:

$$\beta_1 = 0,5\rho_6^2 \left[1 + k_6^2 + \left(\frac{\ln k_6}{1 - k_6^2} - \frac{2}{3k_6^2\rho_6^2} \right)^{-1} + \frac{4}{3\rho_6^2} \right] \text{ при } 2 < \rho_6 < 6;$$

$$\beta_1 = 0,5\rho_6^2 \left(1 + k_6^2 + \frac{1 - k_6^2}{\ln k_6} \right) \text{ при } \rho_6 > 6;$$

$$\beta_1 = 1 \text{ при } \rho_6 < 2.$$

Здесь $\rho_6 = d_2/(2h_6)$ и $k_6 = d_1/d_2$.

Конический и пирамидальный буфера. Если резиновый элемент представляет собой усеченный конус (рис. 7.45, б), нагруженный осевой силой P_6 , то напряжение сжатия будет переменной величиной, достигающей максимального значения у меньшего основания диаметром d_1 и минимального – у большего основания диаметром d_2 . Для случая малой деформации буфера напряжение в некотором промежуточном сечении с диаметром d_0 составит

$$\sigma_z = \frac{4P_6}{\pi(d_2 - 2h_0 \operatorname{tg} \alpha)^2}.$$

Осевую силу и коэффициент жесткости определяют следующим образом:

$$P_6 = \frac{\pi E_p d_1 d_2 \Delta z}{4h_6} \text{ и } c_z = \frac{\pi E_p d_1 d_2}{4h_6}.$$

Когда буфер имеет форму усеченной пирамиды (рис. 7.45, в), рассчитывают напряжение в сечении с размерами a_0 и b_0 по формуле

$$\sigma_z = \frac{P_6}{(a_2 - 2h_0 \operatorname{tg} \alpha)(b_2 - 2h_0 \operatorname{tg} \beta)}.$$

Выражения для осевой силы и коэффициента жесткости имеют вид

$$P_6 = \frac{(a_1 b_2 - a_2 b_1) E_p \Delta z}{h_6 \ln[a_1 b_2 / (a_2 b_1)]}$$

и

$$c_z = \frac{(a_1 b_2 - a_2 b_1) E_p}{h_6 \ln[a_1 b_2 / (a_2 b_1)]}.$$

Блочный шарнир. У шарниров такого типа (рис. 7.45, г) резиновый элемент привулканизирован к металлической арматуре. Резиновый элемент рассчитывают при коаксиальном кручении и радиальном нагружении.

При кручении наибольшие напряжения будут возникать у поверхности металлического стержня:

$$\tau_n = \frac{2T_{\text{ш}}}{\pi d_1^2 l_{\text{ш}}}, \quad (7.110)$$

где $T_{\text{ш}}$ – крутящий момент, приложенный к пальцу шарнира.

Угол закручивания и коэффициент угловой жесткости резинового элемента определяют по формулам

$$\begin{aligned} \varphi_{\text{ш}} &= \frac{T_{\text{ш}}(d_2^2 - d_1^2)}{\pi G_p l_{\text{ш}} d_1^2 d_2^2}, \\ c_{\varphi} &= \frac{\pi G_p l_{\text{ш}} d_1^2 d_2^2}{d_2^2 - d_1^2}, \end{aligned} \quad (7.111)$$

где G_p – динамический модуль резины при сдвиге, $G_p = 0,8 \dots 1,8$ МПа.

Для определения геометрических параметров резинового элемента необходимо задать один из них и подставить в формулы (7.110) и (7.111) максимальные значения $T_{\text{ш max}}$, $\varphi_{\text{ш max}}$ и $\tau_{n \text{ max}}$ крутящего момента, угла закручивания и касательного напряжения. Значения $T_{\text{ш max}}$ и $\varphi_{\text{ш max}}$ находят, исходя из кинематической схемы подвески, а $\tau_{n \text{ max}}$ получают с учетом коэффициента запаса по пределу прочности резины на сдвиг τ_p , который составляет $10 \dots 16$ МПа. Коэффициент запаса имеет те же значения, что и ранее. Полученные зависимости справедливы при малых и средних деформациях (менее 50 %).

Определив таким образом размеры резинового элемента, оценим его деформацию Δ_r и коэффициент жесткости c_r в радиальном направлении при действии силы P_r . Для случая, когда длина $l_{\text{ш}}$ шарнира велика по сравнению с его диаметром d_2 , определяют радиальные перемещения пальца шарнира и его коэффициент жесткости по формулам

$$\Delta_r = \frac{\beta_2 P_r}{4\pi G_p l_{\text{ш}}}; \quad c_r = \frac{4\pi G_p l_{\text{ш}}}{\beta_2},$$

где β_2 – коэффициент пропорциональности, $\beta_2 = \ln \frac{d_2}{d_1} - \frac{d_2^2 - d_1^2}{d_2^2 + d_1^2}$.

Для определения коэффициента β_2 можно воспользоваться более простым выражением:

$$\beta_2 = \frac{8}{3} \left(\frac{d_2 - d_1}{d_2 + d_1} \right)^3 \quad \text{при } d_2/d_1 \leq 2.$$

Если длину шарнира нельзя считать большой по сравнению с его внешним диаметром, то коэффициент β_2 при условии, что $d_2/d_1 < 2$ и $l_{ш}/(d_2 + d_1) > 3$, можно определить по формуле

$$\beta_2 = \frac{8}{3} \frac{4l_{ш}^2 + 3(d_2 + d_1)^2}{4l_{ш}^2 + 6(d_2 - d_1)^2} \left(\frac{d_2 - d_1}{d_2 + d_1} \right)^3.$$

Наличие продольных перемещений резины в коротком шарнире обуславливает значительное снижение его радиальной жесткости. Для увеличения радиальной жесткости шарнира его резиновый элемент разделяют тонкостенными металлическими втулками на ряд слоев. При этом угловая жесткость шарнира практически не изменяется.

Сборный шарнир. Напряженное состояние сборного шарнира незначительно отличается от рассмотренного ранее случая. В большинстве конструкций такого типа резиновый элемент напрессовывается с некоторым натягом на палец шарнира, а затем обжимается его корпусом.

За счет деформаций, возникающих при монтаже шарнира, начальная конфигурация резинового элемента изменяется и в нем появляются предварительные напряжения. К этим напряжениям добавляются напряжения, вызванные рабочей нагрузкой. Расчет размеров шарнира такого типа приближенно можно осуществить по формулам (7.110) и (7.111).

Для коэффициентов угловой и радиальной жесткостей резинового элемента имеем следующие выражения:

$$c_\varphi = \pi l_{ш1} G_p \frac{d_{11}^2}{1 - \alpha_0^2} (1 - 2A)(1 + 3A)(1 - D\alpha_0^{-2});$$

$$c_r = \frac{8\pi l_{ш1} G_p (1 - 2A)(1 + 3A)}{2 \ln \frac{1}{2} + \frac{2D + \alpha_0^2 - 1}{1 + \alpha_0^2} - \left(\frac{D + \alpha_0^2 D^{-1}}{1 + \alpha_0^2} - 1 \right) \ln \left(\frac{1 - D}{1 - D\alpha_0^{-2}} \right)}.$$

Здесь $A = \frac{2\Delta_2}{d_{21}^2} - \frac{d_2^2}{d_{21}^2} B$; $B = \frac{d_1^2}{d_2^2} (1 - \alpha_1^2)^{-1} \left(\frac{\Delta_1}{d_1} - \frac{\Delta_2}{d_2} \right)$;
 $D = B(1 + 3A)^{-1}$; $\alpha_0 = d_1/d_2$; $\alpha_1 = d_{11}/d_{21}$; $\Delta_1 = d_1 - d_{11}$;
 $\Delta_2 = d_2 - d_{21}$; d_1 и d_2 - диаметр пальца и внутренний диаметр корпуса шарнира; d_{11} , d_{21} , $l_{ш1}$ - внутренний, наружный диаметры и длина резинового элемента шарнира до запрессовки.

7.11. Амортизаторы

Плавность хода, устойчивость машины, ее тяговые качества, срок службы упругих элементов и шин, обусловленный их прогибами, зависят от степени затухания колебаний КМ.

Преимущественно на КМ применяют гидравлические телескопические амортизаторы двустороннего действия (рис. 7.46).

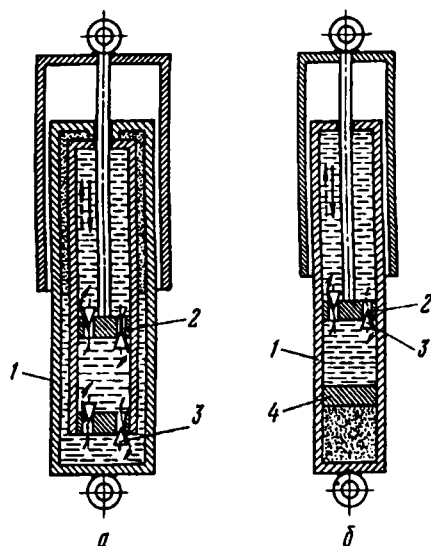


Рис. 7.46. Схемы гидравлических телескопических амортизаторов:

а - двуструбного, б - однотрубного; 1 - корпус; 2 - поршень; 3 - клапан; 4 - плавающий поршень

Телескопические амортизаторы бывают двуструбные и однотрубные (рис. 7.46, а, б). Особенностью однотрубных амортизаторов является изоляция жидкости от контакта с газом в компенсационной камере (который обычно находится под давлением 2...3 МПа) резиновой мембраной или разделительным поршнем. В связи с этим их называют однотрубными газонаполненными амортизаторами. При этом предотвращается эмульсирование жидкости, что обеспечивает демпфирование даже высокочастотной вибрации, снижается рабочее давление жидкости и появляется возможность установки амортизатора в любом положении. Однако осевое расположение компенсационной камеры несколько увеличивает длину амортизатора.

Сила неупругого сопротивления, создаваемая гидравлическим амортизатором, изменяется в соответствии с зависимостью

$$P_a = k_a v_{\Pi}^i,$$

где k_a – коэффициент сопротивления амортизатора; v_{Π} – скорость перемещения поршня относительно цилиндра амортизатора; i – показатель степени.

В зависимости от конструкции клапанов амортизатора и вязкости заливаемой в него жидкости показатель степени i может быть больше единицы, равным ей или меньше ее. Если калиброванный канал клапана амортизатора короткий, а жидкость имеет малую вязкость, то $i \leq 2$. В этом случае сила сопротивления амортизатора незначительна при малой скорости перемещения поршня. При увеличении скорости перемещения сила сопротивления возрастает. Если калиброванный канал имеет значительную длину, а жидкость вязкая, то показатель степени $i \approx 1$.

Нагрузочная характеристика амортизатора, представляющая собой зависимость силы сопротивления амортизатора от относительной скорости перемещения его поршня, приведена на рис. 7.47.

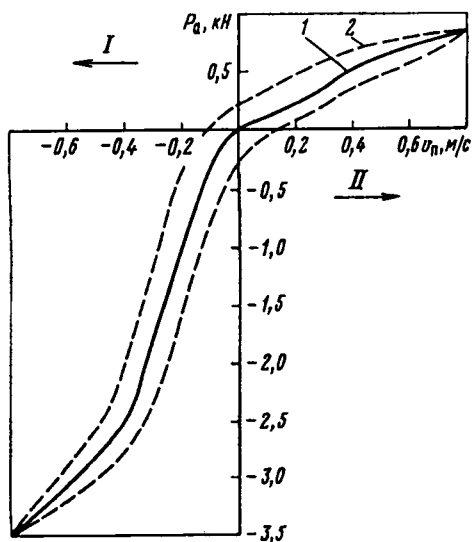


Рис. 7.47. Нагрузочная характеристика амортизатора:

I – ход отбоя; II – ход сжатия; 1, 2 – усредненная и экспериментальная кривые

Особенностью характеристики являются различные значения коэффициентов сопротивления при ходах сжатия k_{ac} и отбоя k_{ao} , а также несовпадение линий нагрузки и разгрузки (штриховые линии). Значения k_{ao} обычно в несколько раз больше значений k_{ac} . Несовпадение линий нагрузки и разгрузки обусловлено характеристиками элементов крепления амортизатора и эмульсии, образующейся в его рабочих полостях.

Нагрузочная характеристика амортизатора состоит из четырех участков: двух при закрытых разгрузочных клапанах (по средней линии) и остальных, соответствующих клапанным режимам ходов сжатия и отбоя, начало которых определено условием $v_n = v_{пк} = (0,25 \dots 0,35)$ м/с. При закрытых клапанах показатель i изменяется в пределах $0,8 \dots 2$. Если разгрузочные клапаны открыты, то $i \approx 1$ (характеристика близка к линейной).

Основными требованиями, предъявляемыми к амортизаторам, являются следующие: эффективность снижения вибрации, в том числе при движении КМ по дороге с незначительными неровностями, уменьшение нагрузок на несущую систему от динамических возмущений, надежность.

Параметры плавности хода КМ обеспечиваются правильным выбором коэффициента $k_{пр}$. Уменьшение вибрации достигается снижением сопротивления при ходе сжатия, как это показано на характеристике амортизатора двухстороннего действия. Резкие перемещения колеса вызывают значительное возрастание сопротивления амортизатора, что приводит к увеличению динамических нагрузок на несущую систему. Для снижения динамических нагрузок применяют разгрузочные клапаны, которые срабатывают при больших скоростях v_n . В этом случае увеличивается проходное сечение для жидкости и тем самым уменьшается гидравлическое сопротивление в амортизаторе, а следовательно, и динамические нагрузки.

Предварительный расчет амортизатора заключается в выборе и определении его размеров и параметров проходных сечений для перепуска жидкости. В проверочный расчет входит определение нагрузочной характеристики амортизатора и теплового режима его работы.

Исходным параметром для расчета амортизатора является коэффициент сопротивления k_a , вычисленный с помощью коэффициента $k_{пр}$ с учетом кинематической схемы системы поддрессоривания при $P_{зст \max}$. Коэффициенты k_{ac} и k_{ao} находят, исходя из условия

$k_a = 0,5(k_{ac} + k_{ao})$. При этом отношение коэффициентов k_{ao}/k_{ac} выбирают из следующих диапазонов значений:

	Легковая КМ	Грузовая КМ
Подвеска:		
передняя	3...5	4...7
задняя	2...4	1...3

Наибольшую силу, действующую на шток амортизатора, определяют при максимальной относительной скорости поршня $v_{п\max}$. Эту скорость рассчитывают согласно кинематической схеме подвески по одной из схем ее динамической системы (см. § 7.3) при учете всех дорожных условий эксплуатации как максимально возможную скорость перемещения колеса относительно корпуса КМ или принимают равной 0,524 м/с, что соответствует $v_{п\max}$ при экспериментальном определении нагрузочной характеристики амортизатора на стенде. На некотором стендовом оборудовании для испытаний амортизаторов $v_{п\max}$ может достигать 0,786 м/с, что позволяет моделировать их работу на сложных маршрутах и режимах движения машины.

Основным конструктивным размером амортизатора является внутренний диаметр рабочего цилиндра – диаметр его поршня $d_{п}$. Он должен быть таким, чтобы наибольшее давление жидкости, соответствующее максимальной силе, передаваемой амортизатором, не выходило за установленные пределы, а температура его внешней трубы не превышала 393...413 К. Приведем значения внутреннего давления (МПа) в рабочей полости амортизатора для ходов сжатия и отбоя при $v_{п\max} = 0,524$ м/с:

	Легковая КМ	Грузовая КМ
Ход:		
сжатие	$\frac{7-8}{1-2}$	$\frac{8-9}{1-2}$
отбой	$\frac{7-8}{3-5}$	$\frac{9-10}{3-5}$

П р и м е ч а н и е. В числителе приведены значения для двухтрубного амортизатора, в знаменателе – однотрубного.

Полагая, что нагрузочная характеристика амортизатора кусочно-линейная, т.е. $i = 1$, максимальные силы, действующие на шток при ходах сжатия и отбоя, определим по формулам

$$P_{ac\max} = k_{ac}v_{п\max}; \quad (7.112)$$

$$P_{ao\max} = k_{ao}v_{п\max}. \quad (7.113)$$

7.11.1. Двухтрубный амортизатор

В таком амортизаторе давление жидкости над поршнем и под ним при ходе сжатия практически одинаково. Поэтому сила, действующая на шток, определяется только его площадью $F_{ш}$:

$$P_{ас} = p_c F_{ш}, \quad (7.114)$$

где p_c – давление жидкости при ходе сжатия.

При ходе отбоя давление под поршнем равно давлению в компенсационной камере и приближается к атмосферному. В этом случае сила, действующая на шток, зависит только от давления над поршнем p_o и рабочей площади поршня:

$$P_{ao} = p_o (F_{п} - F_{ш}), \quad (7.115)$$

где $F_{п}$ – площадь поршня.

Считая, что максимальная относительная скорость штока на ходах сжатия и отбоя равна $v_{п\max} = 0,524$ м/с, а давление жидкости на этих же режимах находится в требуемых пределах, определяем по соотношениям (7.112) – (7.115) диаметры штока $d_{ш}$ и поршня $d_{п}$. Диаметр штока принимаем $d_{ш} = (0,4 \dots 0,5)d_{п}$, а затем уточняем при проектировании. Диаметр штока определяет размер компенсационной камеры, а также влияет на наружный диаметр и массу амортизатора. Объем компенсационной камеры должен быть в 2–4 раза больше объема, освобождаемого штоком при перемещении поршня при его полном ходе.

Для двухтрубного амортизатора при концентричном расположении компенсационной камеры и ее длине, равной длине рабочего цилиндра, имеем для внутреннего диаметра наружной трубы следующее выражение:

$$d_{нв} \approx \sqrt{(2 \dots 4)d_{ш}^2 + d_{ц}^2},$$

$d_{ц}$ – наружный диаметр рабочего цилиндра, $d_{ц} = 1,1d_{п}$.

Внешний диаметр наружной трубы амортизатора $D_{нв} = 1,1d_{нв}$.

Длина амортизатора l_a зависит от размеров его основных элементов и полного хода штока $h_{ш}$, который определяется кинематическими характеристиками направляющего устройства подвески. Длина l_a равна расстоянию между осями элементов крепления амортизатора в сжатом состоянии. Для существующих конструкций

$$l_a = l_{ак} + h_{ш},$$

где $l_{ак}$ – конструктивная длина амортизатора, $l_{ак} = (3 \dots 5)d_{п}$.

Объемный расход жидкости, вытесняемой поршнем амортизатора,

$$Q_{\pi} = k_y F_p v_{\pi},$$

где k_y – коэффициент, учитывающий утечки жидкости через зазоры, $k_y = 0,95 \dots 0,98$; F_p – рабочая площадь поршня, $F_p = F_{\text{ш}}$ при ходе сжатия и $F_p = F_{\pi} - F_{\text{ш}}$ при ходе отбоя.

Объемный расход жидкости через дроссельное устройство амортизатора

$$Q_{\text{др}} = \mu_0 F_{\text{др}} \sqrt{\frac{2p_{\text{др}}}{\rho}},$$

где μ_0 – коэффициент расхода, $\mu_0 = 0,60 \dots 0,75$; $F_{\text{др}}$ – площадь проходного сечения дроссельного устройства; $p_{\text{др}}$ – перепад давления на дроссельном устройстве; ρ – плотность жидкости, $\rho = 850 \dots 890 \text{ кг/м}^3$.

Так как $Q_{\pi} = Q_{\text{др}}$, имеем

$$p_{\text{др}} = \frac{k_y^2 \rho F_p^2}{2\mu_0^2 F_{\text{др}}^2} v_{\pi}^2.$$

Тогда сила сопротивления амортизатора равна

$$P_a = F_p p_{\text{др}} = \frac{k_y^2 \rho F_p^3}{2\mu_0^2 F_{\text{др}}^2} v_{\pi}^2. \quad (7.116)$$

Если μ_0 и $F_{\text{др}}$ величины постоянные, то нагрузочная характеристика амортизатора будет иметь вид параболы на ходе сжатия и отбоя.

При определении $F_{\text{др}(c,o)}$ для ходов сжатия и отбоя исходим из условия эквивалентности параболической и кусочно-линейной нагрузочных характеристик амортизатора:

$$\begin{aligned} P_a &= A_{(c,o)} v_{\pi}^2; \\ P_{aл} &= k_{a(c,o)} v_{\pi}, \end{aligned} \quad (7.117)$$

где $A_{(c,o)}$ – постоянный коэффициент при ходе сжатия или ходе отбоя, $A_{(c,o)} = \frac{k_y^2 \rho F_p^3}{2\mu_0^2 F_{\text{др}(c,o)}^2}$; $k_{a(c,o)}$ – коэффициенты сопротивления амортизатора при ходе сжатия или ходе отбоя.

Условием эквивалентности этих характеристик является равенство рассеиваемой амортизатором мощности за цикл сжатия (отбоя) без учета его работы на клапанных режимах. В этом случае линейная и параболическая нагрузочные характеристики пересекаются в точке с абсциссой $v_{\text{п}} = \frac{2}{3}v_{\text{пк}}$. Подставляя это значение $v_{\text{п}}$ в выражения (7.117) и приравнявая их правые части, получаем после несложных преобразований

$$F_{\text{др(с,о)}} = \frac{k_{\text{у}}}{\mu_0} \sqrt{\frac{\rho F_{\text{р}}^3 v_{\text{пк}}}{3k_{\text{а(с,о)}}}}. \quad (7.118)$$

Таким образом, используя рекомендуемое значение $v_{\text{пк}}$ и выражения (7.116) и (7.118), строим нагрузочную характеристику амортизатора. При этом считаем, что увеличение силы сопротивления амортизатора после открытия разгрузочных клапанов незначительно. Нагрузочная характеристика амортизатора в дальнейшем уточняется экспериментально.

Полученные расчетные значения конструктивных параметров амортизатора проверяют по условию его теплонагруженности. Для этого определяют суммарную площадь s_0 поверхности охлаждения. Эту площадь находят из условия ограничения температуры нагрева рабочей жидкости в соответствии с уравнением теплового баланса:

$$N_{\text{а}} = k_{\text{т}} s_0 (T - T_0),$$

где $N_{\text{а}}$ – мощность, рассеиваемая амортизатором; $k_{\text{т}}$ – коэффициент теплоотдачи; s_0 – площадь поверхности стенок; T и T_0 – температура стенок амортизатора и окружающей среды, $T_0 = 293 \text{ К}$.

Для цилиндрической поверхности коэффициент теплоотдачи $k_{\text{т}} = 4v_{\text{в}}^{0,7}/D_{\text{нв}}^{0,3}$, где $v_{\text{в}}$ – скорость потока воздуха, равная скорости движения КМ.

Мощность, рассеиваемую амортизатором, рассчитывают по среднему значению коэффициента сопротивления $k_{\text{а}}$ и скорости поршня при открытии разгрузочных клапанов $v_{\text{пк}}$:

$$N_{\text{а}} = 0,5(P_{\text{ас}} + P_{\text{ао}})v_{\text{пк}} = 0,5(k_{\text{ас}} + k_{\text{ао}})v_{\text{пк}}^2 = k_{\text{а}}v_{\text{пк}}^2.$$

Полученное таким образом значение s_0 сравнивают с его значением, рассчитанным по формуле $s'_0 = \pi D_{\text{нв}} l_{\text{а}}$. Если $s'_0 < s_0$, то корректируют соответствующие геометрические размеры амортизатора.

7.11.2. Однотрубный амортизатор

Алгоритм расчета конструктивных параметров такого амортизатора можно сохранить прежним. Для этого необходимо формулу (7.114) записать в следующем виде:

$$P_{ас} = p_c F_{п}.$$

Диаметр штока и конструктивная длина амортизатора равны

$$d_{ш} = (0,2 \dots 0,3) d_{п}; \quad l_{ак} = (2,5 \dots 3,5) d_{п}.$$

Рабочая площадь поршня при ходах сжатия и отбоя

$$F_p = F_{п} - F_{ш}.$$

Кроме того, для обеспечения эффективной работы однотрубного амортизатора необходимо, чтобы при полностью выдвинутом штоке выполнялось дополнительное условие

$$p_{г \min} \geq k_{зт} \frac{P_{ас \max}}{F_{п} - F_{ш}},$$

где $p_{г \min}$ – минимальное давление газа в компенсационной камере; $k_{зт}$ – коэффициент запаса, учитывающий работу амортизатора при отрицательной температуре окружающей среды, $k_{зт} = 1,3 \dots 1,5$.

При этом объем компенсационной камеры $V_{кк}$ равен

$$V_{кк} = F_{ш} \frac{(k_p - 1) h_{аст} + k_p h_{ад}}{k_p - 1},$$

где k_p – коэффициент давления, $k_p = 2 \dots 2,5$; $h_{аст}$ и $h_{ад}$ – статический и динамический ходы штока амортизатора соответственно.

Расчет элементов амортизатора на прочность, например штока, проводят по нагрузкам, полученным для различных режимов в § 7.8. Шток по этим нагрузкам рассчитывают на изгиб и устойчивость.

Окончательно выбирают амортизатор (двухтрубный или однотрубный) из существующего стандартного ряда, базируясь на результатах ранее приведенных расчетов.

Глава 8

БАЛКИ ВЕДУЩИХ МОСТОВ, КОЛЕСА И ШИНЫ

8.1. Балки ведущих мостов

8.1.1. Общие сведения

В общем случае мосты различают по конструкции и способу изготовления. В зависимости от конструкции мосты бывают *ведущие, ведомые, управляемые* (с поворотными колесами, с поворотной балкой) и *комбинированные*. По способу изготовления балки ведущих мостов могут быть *штампованными (сварными), полученными высадкой, литыми и комбинированными* (рис. 8.1).

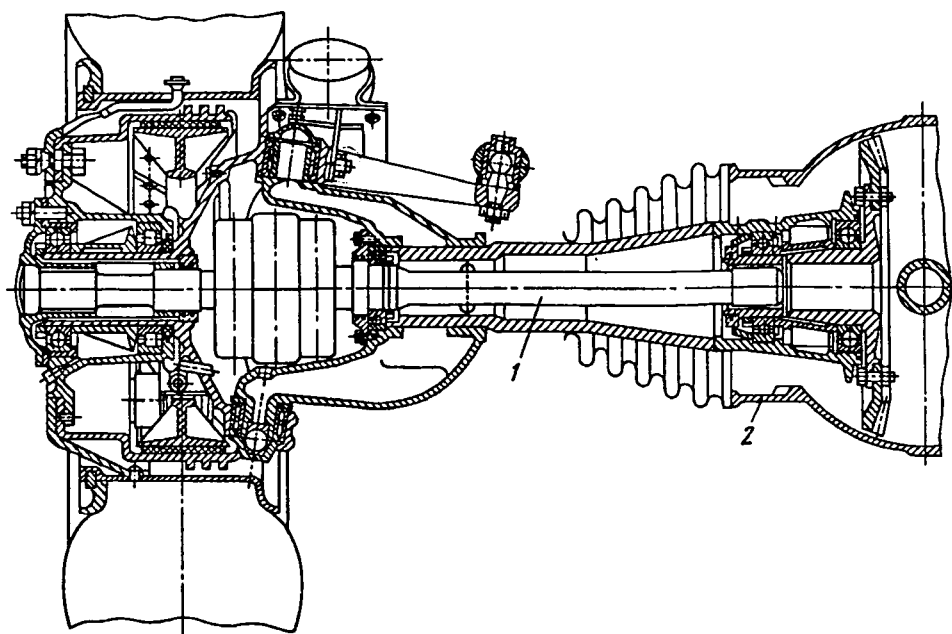


Рис. 8.1. Конструкция разрезного ведущего моста:
1 – полуось; 2 – вильчатый держатель кожуха полуоси

Ведущие мосты включают в себя элементы трансмиссии (главную передачу, дифференциал, полуоси). Ведомые мосты обычно используются в качестве заднего и промежуточного. Балки ведомых мостов чаще всего имеют сплошное сечение в виде двутавра с соотношением высоты к ширине $h/b = 1,1 \dots 1,5$. Ось такой балки может быть изогнута (например, под двигателем, для того, чтобы он был расположен как можно ниже). Управляемые мосты включают в себя поворотные цапфы и соединяющие детали. Комбинированные мосты являются одновременно ведущими и управляемыми.

Ведущие мосты бывают *неразрезными* и *разрезными* (шарнирными). Картер центральной части (главной передачи) разрезного моста крепится к раме КМ. Разрезной мост в отличие от неразрезного может иметь качающуюся полуось, а роль балки у него выполняет поперечина (рис. 8.2).

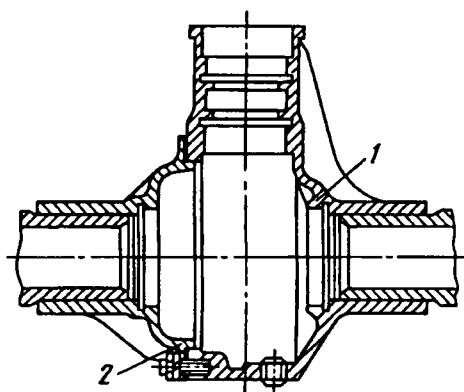


Рис. 8.2. Разъемная балка ведущего моста

Балки неразрезных мостов могут быть *разъемными* и *неразъемными*. У разъемной балки имеется поперечный разъем по картеру главной передачи 1, а обе части ее соединены болтами 2 (см. рис. 8.2). Разъемные балки применяют, как правило, на легковых или грузовых КМ малой грузоподъемности. Неразъемные балки могут состоять из литого картера главной передачи и запрессованных в него кожухов полуосей или из двух штампованных и сваренных между собой половин.

Литые балки изготавливают из высокопрочного или ковкого чугуна, стали и алюминиевых сплавов. Штампованные балки выполняют из листовой стали толщиной 3,5...13 мм следующих марок: 10 кп, 12ГС, 17ГС, 30Х, 40Х и др.

Требования, предъявляемые к балкам мостов, определяются условиями их работы. Балка моста должна иметь минимальные размеры для достижения максимального дорожного просвета, малую массу, оптимальные жесткость и прочность и обеспечивать строгую соосность колес, а для управляемого моста – еще и неизменность углов установки колес при эксплуатации. В балках ведущих мостов элементы трансмиссии должны быть защищены от попадания воды, грязи и механических повреждений. Балки мостов должны отвечать требованиям ремонтпригодности, технологичности, иметь минимальную стоимость и т.д.

8.1.2. Основные соотношения для расчета балок ведущих мостов

Условия нагружения ведущих мостов зависят от конструкции подвески, режима движения и конструкции полуосей КМ. Обычно балки ведущих мостов рассчитывают на изгиб и кручение. Динамический характер нагружения учитывают коэффициентом динамичности. При расчете используют следующие допущения:

- 1) вес КМ распределяется по бортам равномерно;
- 2) момент, передаваемый на дифференциал, распределяется между колесами поровну;
- 3) ведущие мосты имеют полностью разгруженные полуоси.

Величина действующих на мост нагрузок зависит от условий эксплуатации и режима движения КМ. Расчет балок мостов проводят для следующих режимов: тягового, торможения, заноса, преодоления препятствий и отрыва колес от дороги. Рассмотрим упрощенные расчеты балок ведущих мостов на этих режимах.

При расчете балки ведущего моста в тяговом режиме (рис. 8.3, эпюры 1) необходимо определить: силу тяги P_k ; крутящий момент T_k ; реакцию опорной поверхности $R_z = R_{zл} + R_{zп} = G_m$ (G_m – вес подрессоренной части КМ, приходящийся на ведущий мост). Максимальная сила тяги

$$P_{k \max} = P_\varphi = \varphi R_z,$$

где $\varphi = 0,7 \dots 0,8$.

Изгибающий момент балки ведущего моста в вертикальной плоскости под действием реакции R_z будет

$$M_{ив} = R_{zл} l = 0,5 G_m l k_{п} \quad (R_{zл} = R_{zп}),$$

где $k_{п}$ — суммарный коэффициент перераспределения веса.

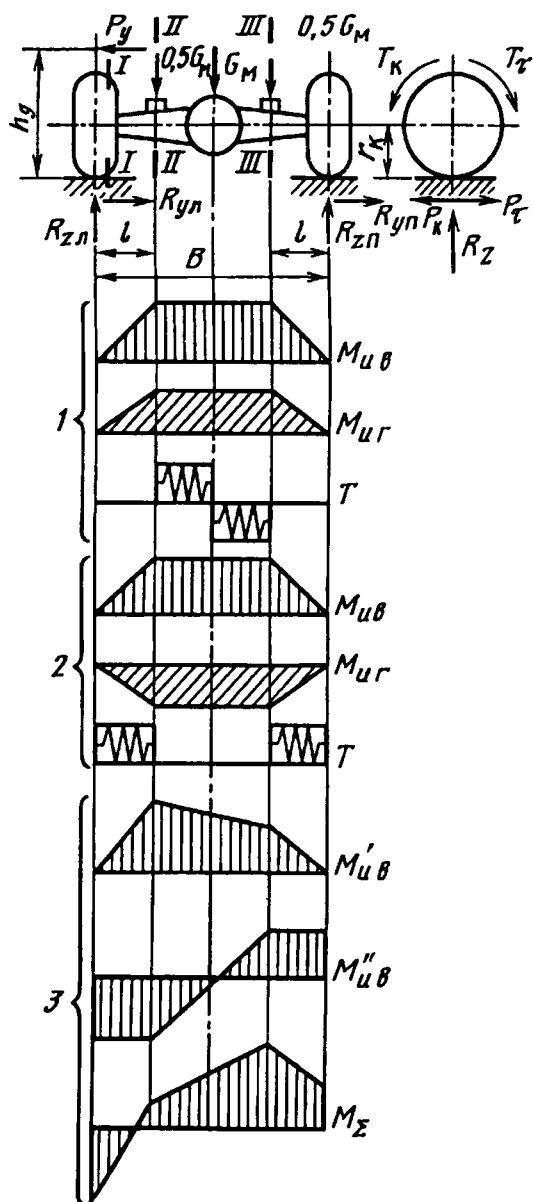


Рис. 8.3. Силы, действующие на ведущий мост, и эпюры моментов на различных режимах движения КМ:

1 – при разгоне; 2 – при торможении; 3 – при заносе

В горизонтальной плоскости балка ведущего моста испытывает изгиб от силы тяги P_k . С учетом перераспределения силы тяги изгибающий момент в горизонтальной плоскости

$$M_{иг} = P_k l = 0,5\varphi G_m l k_p.$$

Крутящий момент на колесе

$$T_k = P_k r_k = 0,5\varphi G_m r_k k_p.$$

Опасным для этого режима является сечение II-II под площадкой крепления рессоры (см. рис. 8.3). Суммарный момент в этом сечении

$$M_\Sigma = \sqrt{M_{ив}^2 + M_{иг}^2 + T_k^2}.$$

Для балки круглого сечения

$$\sigma_\Sigma = M_\Sigma W_{и},$$

где $W_{и}$ – момент сопротивления сечения при изгибе.

Для балки прямоугольного сечения напряжения изгиба и кручения будут равны

$$\sigma_{иг} = \frac{M_{ив}}{W_{ив}} + \frac{M_{иг}}{W_{иг}}; \quad \tau = \frac{T_k}{W_k},$$

где $W_{ив}$ и $W_{иг}$ – момент сопротивления сечения балки при изгибе соответственно в вертикальной и горизонтальной плоскостях; W_k – момент сопротивления при кручении.

Эквивалентное напряжение

$$\sigma_{эkv} = \sqrt{\sigma_{иг}^2 + 4\tau^2}.$$

Допускаемые напряжения для балок мостов из ковкого чугуна

$$[\sigma] \leq 300 \text{ МПа}; \quad [\tau] \leq 200 \text{ МПа};$$

для балок мостов из стали

$$[\sigma] \leq 500 \text{ МПа}; \quad [\tau] \leq 400 \text{ МПа}.$$

При расчете ведущего моста в режиме торможения (см. рис. 8.3, эпюры 2) определяют тормозную силу P_τ , момент торможения T_τ .

Изгибающий момент балки ведущего моста в вертикальной плоскости под действием реакции $R_z = 0,5R_{zл} = 0,5R_{zп}$ $M_{ив} = R_{zл}l = 0,5G_M l k_п$; в горизонтальной плоскости $M_{иг} = P_\tau l = 0,5\varphi G_M l k_п$.

На участке от плоскости крепления тормозного диска до середины площадки крепления рессоры имеет место кручение балки моста от действия тормозного момента:

$$T_\tau = P_\tau r_k = 0,5\varphi G_M r_k k_п.$$

Напряжения изгиба и кручения в режиме торможения определяют аналогично рассмотренному выше случаю (тяговый режим).

При расчете балки ведущего моста в режиме заноса (см. рис. 8.3, эпюры 3) вычисляют центробежную силу P_y , возникающую при повороте с отключенным двигателем и без торможения,

$$P_y = \varphi' G_M,$$

где φ' – коэффициент бокового сцепления колес с дорогой, $\varphi' = 1$.

Реакция дороги на каждом колесе от действия силы P_y будет

$$R_y = \varphi' R_z.$$

В вертикальной плоскости на балку моста действует изгибающий момент от реакций R_z и R_y , которые при заносе КМ в левую сторону определяются следующим образом:

$$R_{zл} = 0,5G_M \left(1 + \frac{2\varphi' h_g}{B}\right) k_{д.з}; \quad R_{zп} = 0,5G_M \left(1 - \frac{2\varphi' h_g}{B}\right) k_{д.з},$$

где $k_{д.з}$ – коэффициент динамичности при заносе.

В горизонтальной плоскости соответственно

$$R_{yл} = 0,5G_M \left(1 + \frac{2\varphi' h_g}{B}\right) \varphi' k_{д.з}; \quad R_{yп} = 0,5G_M \left(1 - \frac{2\varphi' h_g}{B}\right) \varphi' k_{д.з}.$$

Реакции $R_{yл}$ и $R_{zл}$ вызывают противоположные по знаку, а $R_{zп}$ и $R_{yп}$ – одинаковые по знаку изгибающие моменты. Из эпюр изгибающих моментов (в вертикальной плоскости $M'_{ив}$ и $M''_{ив}$ и суммарного M_Σ) следует, что опасными для этого режима являются сечения I – I

(место крепления колеса) и $III - III$ (место расположения рессоры), суммарные изгибающие моменты в которых соответственно следующие:

$$M_{II-I} = R_{yл} r_k = 0,5 G_M \left(1 + \frac{2\varphi' h_g}{B} \right) \varphi' r_k k_{д.з};$$

$$M_{III-III} = R_{zп} l + \varphi' R_{zп} r_k = 0,5 G_M \left(1 - \frac{2\varphi' h_g}{B} \right) (l + \varphi' r_k) k_{д.з}.$$

В этих сечениях для балки ведущего моста рассчитывают напряжения изгиба согласно приведенным выше формулам.

Расчет балки ведущего моста в режиме преодоления препятствий у КМ, отличающихся колесной формулой и числом осей, выполняют по-разному. Для этого необходим тщательный анализ условий эксплуатации. В случае зависания колес вес КМ перераспределяется между оставшимися колесами. Рассмотрим схему переезда трехосной КМ кювета при зависании средних колес (рис. 8.4, а). Из уравнения равенства нулю моментов относительно оси, проходящей через точку O_1'' , $\sum T_{O_1''} = 0$ имеем

$$R_{z3}''(L + 0,5l_T) = G_M a.$$

Отсюда

$$R_{z1}'' = G_M \left(1 - \frac{a}{L + 0,5l_T} \right); \quad R_{z3}'' = G_M \frac{a}{L + 0,5l_T}.$$

При зависании задних колес (рис. 8.4, б) соответственно получаем

$$\sum T_{O_1'} = 0; \quad R_{z2}'(L - 0,5l_T) = G_M a.$$

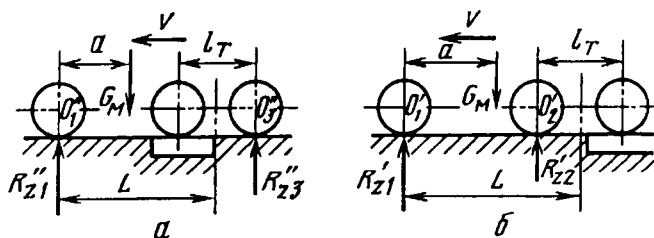


Рис. 8.4. Силы, действующие на ведущий мост трехосной КМ при переезде кювета в случае зависания средних (а) и задних (б) колес

Следовательно,

$$R'_{z1} = G_M \left(1 - \frac{a}{L - 0,5l_T} \right); \quad R'_{z2} = G_M \frac{a}{L - 0,5l_T}.$$

У трехосных КМ с равномерным расположением осей вес машины в какой-то момент времени может приходиться на одну среднюю ось. Поэтому при расчете балки ведущего моста в режиме переезда единичных препятствий вводят поправочный коэффициент динамичности $k_{д.п}$. Обычно $k_{д.п} = 2,5 \dots 2,7$.

Среди трехосных КМ с неравномерным расположением осей наибольшее распространение получила конструкция со сближенными средним и задним ведущими мостами, имеющая рессорную балансирующую подвеску, в которой передача сил тяги и торможения, а также восприятие реактивных моментов осуществляется штангами. В вертикальной плоскости моста действует изгибающий момент $M_{ив} = R_{зл}l$ (рис. 8.5), в горизонтальной плоскости – изгибающий момент $M_{иг}$ от сил $N_{л}$, $N_{п}$ и F .

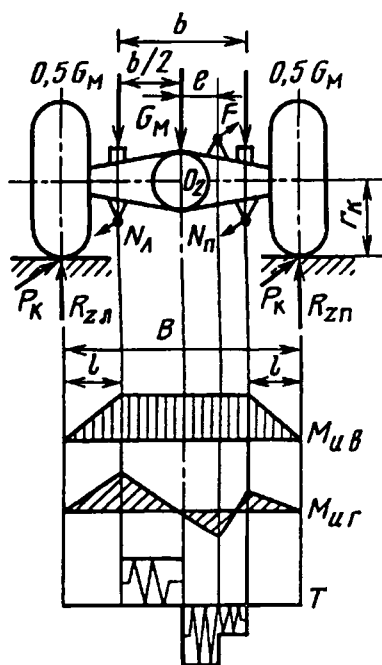


Рис. 8.5. Силы, действующие на ведущий мост трехосной КМ с балансирной подвеской

В настоящее время для расчета балок ведущих мостов на прочность и жесткость целесообразно использовать метод конечных элементов (МКЭ), который позволяет получить подробную и достаточно точную картину напряженно-деформированного состояния конструкции. Поскольку конструкции балок ведущих мостов очень сложны, то применяемые конечно-элементные модели (КЭМ) состоят из большого числа элементов (несколько тысяч при статическом расчете) и для адекватного представления реальной конструкции требуются различные типы элементов.

Принципы составления КЭМ были подробно рассмотрены в § 4.6 первого тома настоящего учебника. Поэтому здесь мы отметим лишь особенности использования этого метода для расчета балок ведущих мостов. В качестве типовых целесообразно применять как плоские, так и криволинейные оболочечные, а также объемные (трехмерные) конечные элементы (КЭ). Элементы второго типа позволяют повысить точность, но при этом приходится решать систему уравнений более высокого порядка. Для моделирования толстостенных деталей, таких как цапфа, может возникнуть необходимость использования трехмерных КЭ.

Граничные условия вводят в плоскости рессорной площадки и вдоль оси симметрии балки. В плоскости симметрии балки принимают равными нулю перемещения вдоль ее оси, а также угловые повороты относительно вертикальной и горизонтальной осей координат.

Реактивные силы, возникающие в главной передаче, и силы, передающиеся через подшипниковые узлы, можно задавать непосредственно в виде распределенных сил либо, моделируя элементы трансмиссии (главную передачу, полуоси, подшипники и др.), по методике, приведенной в § 4.6 первого тома. Пример КЭМ балки ведущего моста показан на рис. 8.6.

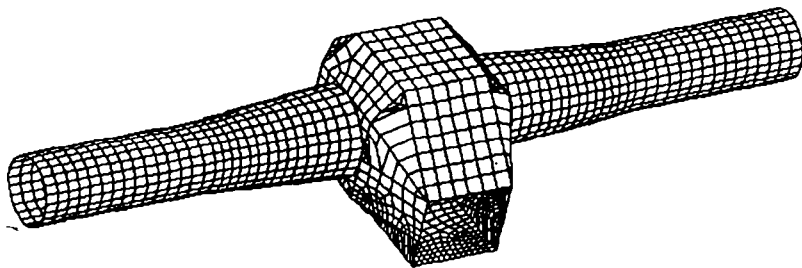


Рис. 8.6. КЭМ балки ведущего моста

Для проведения динамических расчетов, как правило, используют модели с меньшим числом КЭ (500...1500). Это объясняется существенно большими затратами времени на решение (для однотипных КЭМ), а также тем, что расчеты обычно проводят для низших частот колебаний КМ и ее элементов. При этом нагрузки определяют либо из решения задачи МКЭ для КМ в целом, либо задают из эксперимента. В результате оценивают напряженно-деформированные состояния, а в случае необходимости определяют собственные частоты и формы колебаний балки ведущего моста и ее элементов. Динамические расчеты МКЭ могут быть основой для прогнозирования ресурса балок мостов.

8.2. Колеса

Колеса воспринимают всю массу КМ; осуществляют кинематическую связь трансмиссии с дорогой, обеспечивая передвижение и маневрирование машины; способствуют повышению плавности хода КМ, смягчая и поглощая воздействия от дорожных неровностей.

Колеса классифицируют по их принадлежности к типу КМ, по типу применяемых шин, конструкции колеса и обода, технологии изготовления обода. Колеса (шины, ободья), соединенные со ступицей, образуют колесный движитель.

По принадлежности к типу КМ колеса подразделяют на группы: колеса легковых КМ; колеса грузовых КМ, включая колеса автобусов, троллейбусов, прицепов; и колеса КМ специального назначения. Все колеса по типу применяемых шин подразделяют на колеса для камерных и бескамерных шин.

Колеса грузовых КМ, автобусов, прицепов и КМ специального назначения по конструкции могут быть дисковыми и бездисковыми, колеса легковых КМ – только дисковыми.

В зависимости от конструкции обода различают неразборные (однокомпонентные) и разборные (многокомпонентные) колеса. Ободья колес легковых автомобилей – неразборные; у грузовых КМ они могут быть неразборными, разборными в продольной и поперечной плоскостях.

В зависимости от технологии изготовления ободья бывают профилированные (штампованные и выполненные из горячекатаного проката), литые (из алюминиевых сплавов) и из композиционных материалов.

В каждой группе колеса различают по габаритным размерам и грузоподъемности.

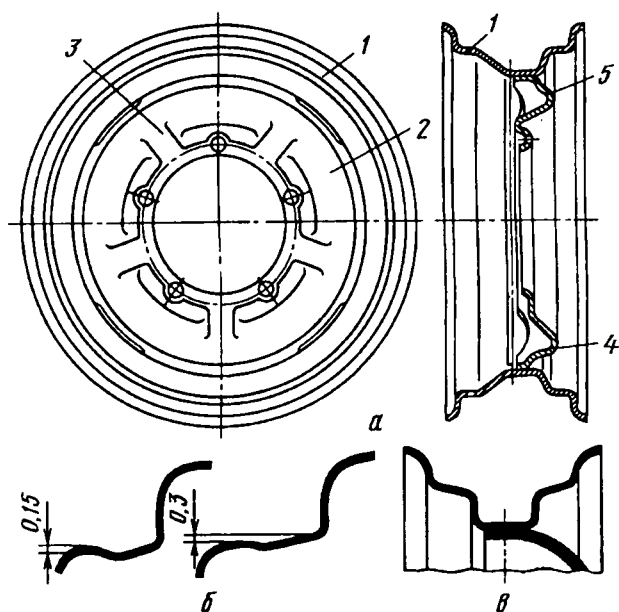


Рис. 8.7. Ободья колес легковых КМ:

а – обод колеса в сборе; *б* – обод с несимметричным ручьем; *в* – обод с симметричным ручьем; 1 – обод; 2 – диск; 3 – ребро жесткости; 4 – периферийная часть диска; 5 – выступ для крепления декоративного колпака

Колеса легковых КМ однотипны по конструкции и представляют собой неразъемное соединение обода 1 с диском 2 (рис. 8.7), которое осуществляется точечной контактной сваркой.

Ободья колес не имеют съемных деталей. Характерной особенностью конструкции обода легкового автомобиля является наличие в средней части кольцевого углубления, называемого монтажным ручьем. С помощью ручья облегчается монтаж и демонтаж шины, повышается жесткость обода. Минимальные размеры ручья (глубина, ширина) обуславливаются высотой закраины обода, шириной и жесткостью бортов шины, а максимальные – технологическими возможностями и необходимостью обеспечить пространство для размещения колесных тормозов. Обод может быть выполнен с несимметричным или с симметричным расположением ручья относительно его средней плоскости. На широких ободах ручей обычно расположен несимметрично.

К колесам для бескамерных шин предъявляют требования большей герметичности и жесткости. На эти колеса могут быть установлены и камерные шины.

Дисковое колесо грузовой КМ состоит из обода и соединенного с ним диска. Основные характеристики колеса – ширина, посадочный диаметр, наклон посадочных полок.

Производство дисковых колес в настоящее время является преобладающим в силу простоты конструкции, высокой точности закрепления колеса на ступице и отработанности технологии их изготовления.

Дисковым колесам присущи следующие недостатки:

ограниченная возможность дальнейшего повышения грузоподъемности КМ без увеличения размера и массы колес из-за их низкой удельной грузоподъемности (не более 560 ... 700 Н/кг);

недостаточная долговечность колес, определяемая в основном долговечностью дисков;

высокая трудоемкость изготовления и обслуживания колес при эксплуатации КМ, вызванная большой номенклатурой деталей крепления и повышенной массой колес;

плохое охлаждение ободьев, шин и тормозного механизма.

Бездисковые колеса применяют на грузовых КМ, у которых номинальная нагрузка на колесо превышает 20 кН. Бездисковые колеса состоят из обода и спицевой ступицы. Ободья на ступицах крепят прижимами, болтами или шпильками и гайками, имеющими только правую резьбу.

Известны две принципиально отличающиеся конструктивные схемы бездисковых колес: с продольно- и поперечно-разборным ободом (рис. 8.8).

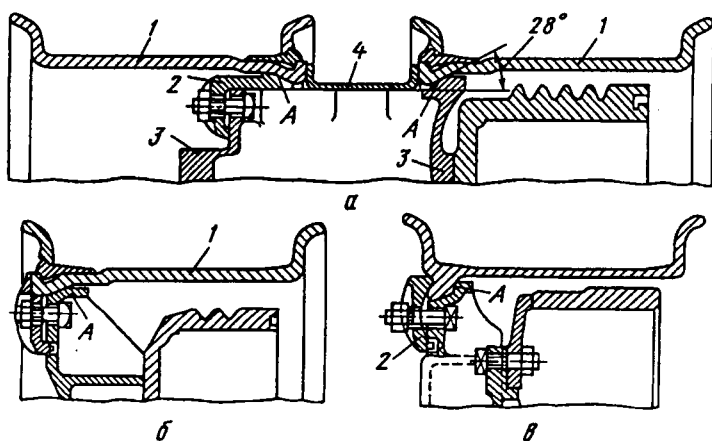


Рис. 8.8. Бездисковые колеса грузовых КМ:

А – коническая поверхность; 1 – обод; 2 – прижим; 3 – ступица;
4 – распорное кольцо

Отечественные и зарубежные конструкции бездисковых колес закрепляются на ступицах по единым схемам. Основные присоединительные размеры колес и ступиц регламентированы ГОСТ 10409 – 74. Однако конструкции ступиц и деталей крепления для каждой марки КМ оригинальны.

Широкое применение бездисковых колес с продольно-разборным ободом (см. рис. 8.8, а, б) сдерживается следующими причинами:

- низкой точностью и повышенной трудоемкостью установки колес на ступицах;

- недостаточной надежностью закрепления, что приводит к провороту колес на ступицах и, как следствие этого, срезу ограничителей проворота и обрыву вентилей камер;

- жесткими требованиями к производству ободьев с целью обеспечения минимальных отклонений посадочных размеров, овальности, осевых и радиальных биений.

Бездисковые колеса с поперечно-разборным ободом (см. рис. 8.8, в) более перспективны. Колесо состоит из трех секторов равной длины с разъемом по поперечному сечению. Эта конструкция позволяет практически устранить перечисленные выше недостатки как дисковых, так и бездисковых колес с продольно-разборным ободом.

Колеса с поперечно-разборным ободом по сравнению с колесами с продольно-разборным ободом имеют следующие недостатки:

- повышенная на 18 % металлоемкость колес;

- сложность обеспечения герметичности обода при применении бескамерных шин;

- установка колес только на шестиспицевые ступицы;

- сложность обработки посадочных и стыковых поверхностей секторов.

Колеса специального назначения применяют на КМ повышенной и высокой проходимости. Они предназначены для монтажа шин с увеличенной шириной профиля, низким и переменным давлением воздуха, относительно эластичным каркасом. Такие колеса должны обеспечивать надежное закрепление бортов шины на ободе независимо от внутреннего давления воздуха в шине.

Колеса специального назначения можно разделить на колеса для шин с регулируемым давлением обычного и уширенного профиля, колеса для арочных шин и пневмокатков (рис. 8.9).

Для шин с регулируемым давлением применяют чаще дисковые колеса с разборными ободьями и распорными кольцами (рис. 8.9, а). Такое колесо состоит из обода 1 и закраины 2, скрепленных болтами,

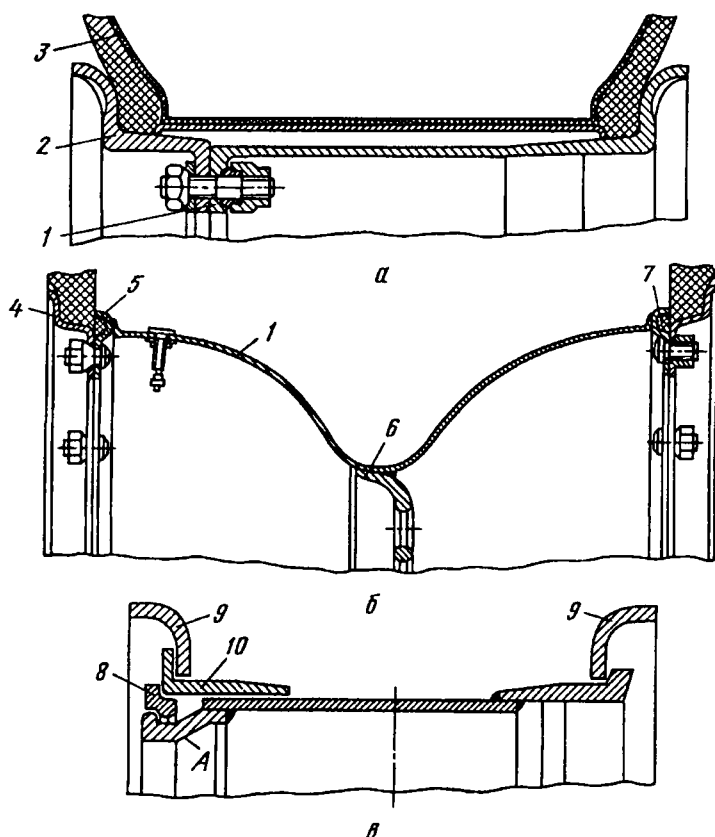


Рис. 8.9. Колеса специального назначения:

а – колесо для шины с регулируемым давлением; *б* – колесо арочной шины; *в* – колесо крупногабаритной шины; 1 – обод; 2 – закраина; 3 – герметизирующий слой; 4, 5 и 9 – бортовые кольца; 6 – диск; 7 – резиновое кольцо; 8 – замочное кольцо; 10 – посадочное кольцо

и распорного кольца. Разрезное со специальным шарнирным замком распорное кольцо прижимает борта шины к закраинам обода.

У современных ободьев с коническими полками передача крутящего момента от шины к ободу при отсутствии давления воздуха может быть обеспечена плотной посадкой бортов шины на конических полках обода. Распорное кольцо в этом случае удерживает борта шины от случайного сползания с конических полок обода. При правильном выборе величины натяга и формы полки обода распорное кольцо становится лишним элементом, вследствие чего конструкция колеса упрощается, становится герметичной. На такое колесо можно устанавливать бескамерные шины.

Для арочных шин применяются специальные колеса с мягким уплотнителем (см. рис. 8.9, б). Такое колесо состоит из специального обода – сферической обечайки 1 – с приваренными к нему внутренними бортовыми кольцами 5 и диском 6, съемных бортовых колец 4, резиновых уплотнительно-компенсирующих колес 7 и крепежных болтов и гаек. Герметизация осуществляется зажатием борта шины между съемной закраиной, резиновым кольцом и внутренним бортовым кольцом. Диаметр уплотнительно-компенсирующего кольца, а также его жесткость выбирают из условия необходимого усилия нажатия на борт шины при минимально допустимой его толщине. В этом случае борт шины не имеет остаточной деформации. Такой способ герметизации является целесообразным для колес арочных и широкопрофильных бескамерных шин грузовых КМ, работающих в тяжелых дорожных условиях, а также для пневмокатков.

Ободья пневмокатков по принципу закрепления бортов шины сходны с ободьями арочных шин.

Колеса для КМ большой грузоподъемности в основном бездисковые (см. рис. 8.9, в). Обод состоит из основания, изготовленного из двух деталей – замочной части и посадочного кольца 10, бортовых колец 9, съемного замочного разрезного кольца 8. Монтаж и демонтаж крупногабаритных шин на ободьях проводят с использованием специального оборудования.

Требования, предъявляемые к колесам КМ:

соответствовать конструкции шины и условиям ее работы по своим геометрическим размерам, форме, грузоподъемности;

надежно работать в течение всего срока службы КМ;

иметь минимальные массу и момент инерции при заданных конструктивном исполнении и надежности;

не превышать нормы биения колес, допустимый дисбаланс, допуски на размер и наклон посадочных полок обода и установочные размеры, необходимые для нормальной работы шин и КМ;

быть удобными для проведения монтажно-демонтажных работ;

окраска колес должна предохранять их от коррозии в течение срока службы КМ, а внешний вид – гармонизировать с внешним видом КМ;

гарантировать герметичность и надежность нераскрытия бортов шины, особенно на полках внешней стороны колес (только к колесам бескамерных шин);

соответствовать международным нормам, предъявляемым к основным геометрическим, посадочным, крепежным размерам и нагрузочным характеристикам в целях обеспечения взаимозаменяемости колес.

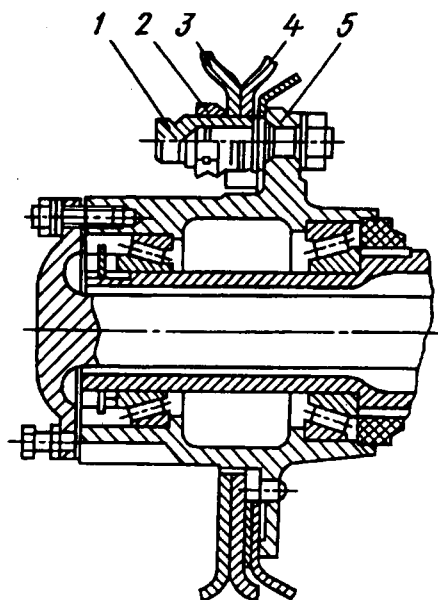


Рис. 8.10. Крепление дисков колес к фланцевым ступицам:

1, 2 – внутренняя и наружная гайки соответственно; 3, 4 – наружный и внутренний диски колеса соответственно; 5 – ступица

Колесо крепится на ступице. Существует три типа ступиц: фланцевые, спицевые и барабанные. Фланцевые ступицы (рис. 8.10) применяют для дисковых колес на легковых КМ и КМ малой и средней грузоподъемности.

Ступицы для бездисковых колес (спицевые ступицы) используют на тяжелых грузовых КМ. Конструкция спицевой ступицы КМ большой грузоподъемности показана на рис. 8.11, а. Пять-шесть

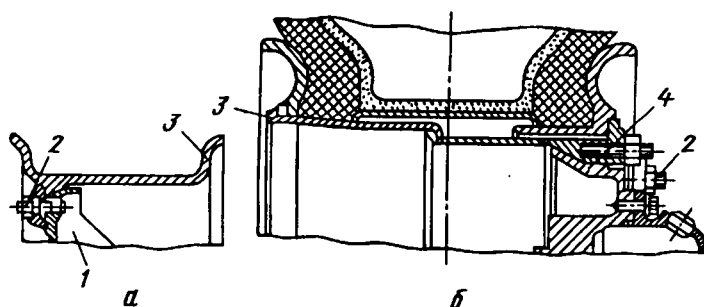


Рис. 8.11. Ступицы для бездисковых колес

спиц 1 заменяют диски колес. Разъемно-разборный обод 3 устанавливают и крепят на конических посадочных поверхностях, выполненных на концах спицы. Шпильки 2 удерживают колесо от поперечных перемещений. На КМ повышенной грузоподъемности используют барабанные ступицы (рис. 8.11, б). Обод 3 колеса посажен конической поверхностью на барабан 4 ступицы, к которой колесо крепится шпильками 2. Ступицы колес изготавливают литьем из ковкого чугуна.

Наличие дисбаланса колес приводит к сокращению срока службы шин и ходовой части, снижению комфортабельности. Дисбаланс устраняют креплением к ободу колеса специальных грузиков. Кроме дисбаланса у колеса не допускается наличие радиального и осевого биений.

8.3. Шины

8.3.1. Общие сведения

Шина взаимодействует с опорной поверхностью и оказывает значительное влияние на тяговые качества, безопасность, экономичность, проходимость, устойчивость, управляемость, комфортабельность и другие показатели КМ. Шину монтируют на обод колеса. Детали крепления обода являются переходной частью от обода к ступице. Ступица служит для связи колесного движителя с ведущей осью или непосредственно с несущей системой КМ.

Пневматические шины КМ различаются по способу герметизации внутреннего объема, расположению каркаса, отношению высоты к ширине профиля, типу протектора и по ряду других специфических особенностей, определяемых назначением и условиями эксплуатации шин.

Шины по способу герметизации разделяют на *камерные* и *бескамерные*. На рис. 8.12 показаны конструктивные элементы шины.

Пневматические камерные шины состоят из покрышки, камеры и ободной ленты.

Силовой частью покрышки является каркас, состоящий из одного или нескольких слоев корда, обычно закрепленных на бортовых кольцах. Число слоев корда определяет норму слоистости шины: с увеличением числа слоев корда повышается грузоподъемность шины. Корд для изготовления каркаса получают обрезаиванием специальных нитей, изготовленных из хлопка, вискозы, капрона, нейлона, стальной проволоки, стекловолокна и т.п. Повышение прочности

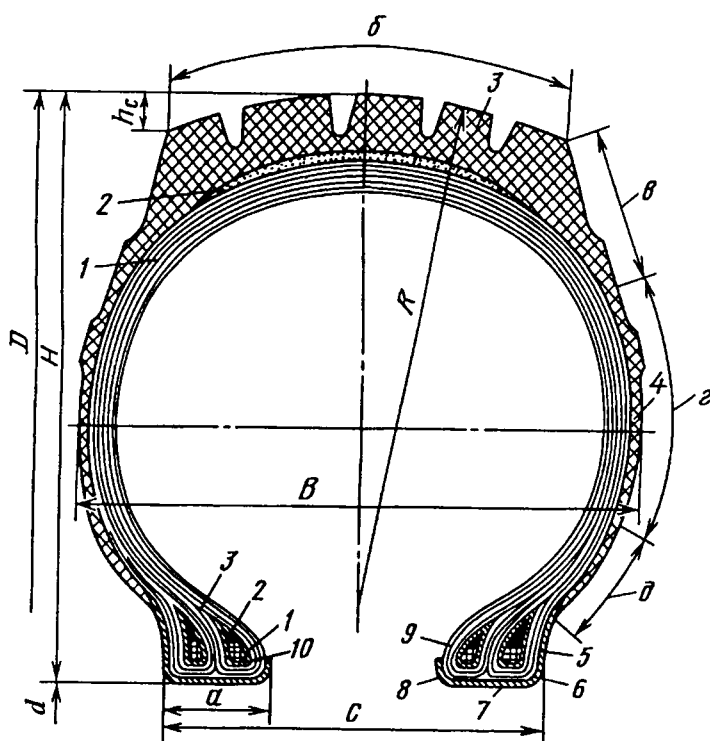


Рис. 8.12. Конструктивные элементы шины:

1 – каркас; 2 – подушечный слой (брекер); 3 – протектор; 4 – боковина; 5 – бортовая лента; 6 – пятка борта; 7 – основание борта; 8 – носок борта; 9 – борт; 10 – бортовая проволока; a – ширина борта; b – корона; e – плечевая зона (сухарь); z – зона боковины; d – зона усиления; B – ширина профиля; C – ширина раствора бортов; D – наружный диаметр; H – высота профиля; R – радиус кривизны протектора; d – посадочный диаметр; h_c – стрела дуги протектора

на разрыв нитей кордной ткани позволяет уменьшить число слоев корда, что способствует увеличению радиальной податливости шины.

В зависимости от конструкции каркаса различают шины с *диагональным* и *радиальным* расположением нитей корда. В диагональных шинах (рис. 8.13, а) слои корда в каркасе располагаются перекрестно. Угол наклона нитей корда к экватору покрышки обычно составляет $35 \dots 38^\circ$. Нити корда каркаса радиальных шин (рис. 8.13, б) расположены по радиусу покрышки под углом $85 \dots 90^\circ$ к экватору.

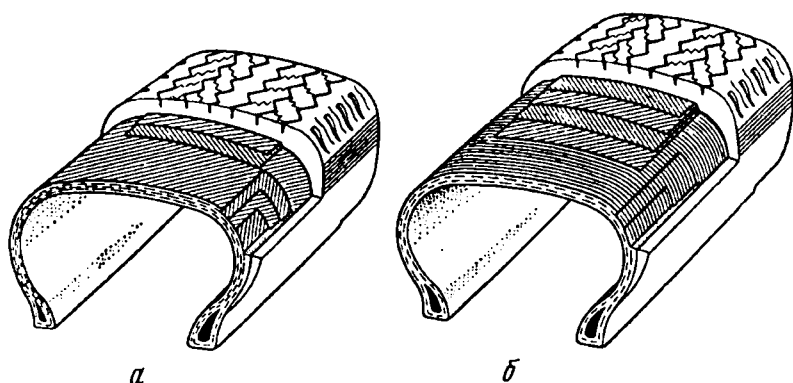


Рис. 8.13. Шины с диагональным (а) и радиальным (б) расположением нитей корда

Брекер покрышки состоит из слоев корда или резины и расположен между протектором и каркасом. Брекер смягчает ударные нагрузки, действующие на колесо со стороны дороги, и более равномерно распределяет их по каркасу.

Протектор – наружная часть покрышки, имеющая рельефный рисунок (рис. 8.14), обеспечивающий сцепление шины с опорной поверхностью и предохраняющий каркас шины от повреждений. От рисунка протектора зависят такие важные эксплуатационные свойства КМ, как сцепление с опорной поверхностью, сопротивление качению колеса, устойчивость, управляемость и бесшумность. Резина, из которой изготовляют протектор, обладает высокими прочностью и износостойкостью.

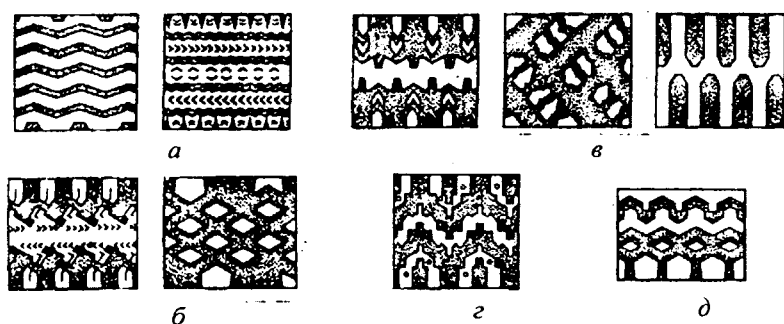


Рис. 8.14. Рисунок протектора:

а – дорожный, б – универсальный, в – повышенной проходимости, г – зимний;
д – асимметричный

Шины для КМ подбирают с учетом условий их эксплуатации по типу рисунка протектора:

шины с *дорожным рисунком* протектора (см. рис. 8.14, а) предназначены для эксплуатации по дорогам с усовершенствованным капитальным покрытием (I, II и III категорий) и применяются на легковых и неполноприводных грузовых КМ, на автобусах;

шины с *универсальным рисунком* (см. рис. 8.14, б) устанавливаются на КМ, предназначенных для эксплуатации преимущественно на дорогах с усовершенствованным облегченным покрытием (III, IV и IV-II категорий) и переходных (IV и V категорий);

шины с *рисунком повышенной проходимости* (см. рис. 8.14, в) применяются на военных и коммерческих полноприводных КМ, предназначенных для эксплуатации в условиях бездорожья и на мягких грунтах;

шины с *зимним рисунком протектора* (см. рис. 8.14, г) без шипов или с шипами противоскольжения применяются на легковых КМ в зимнее время, особенно при движении по обледенелым дорогам;

шины с *асимметричным рисунком* (см. рис. 8.14, д) используются наряду с шинами с универсальным рисунком; асимметричными могут быть шины с зимним и некоторыми другими типами рисунков.

Боковина – это слой покровной резины, являющейся продолжением протектора, который выполняет те же защитные функции. В процессе эксплуатации колеса боковина подвергается как механическому, так и химическому воздействию. Резина боковины должна быть тонкой и эластичной.

Камера – герметичная торообразная эластичная трубка. Камера имеет вентиль, через который накачивают и выпускают воздух. Толщина камеры в поперечном сечении неравномерна. Несколько большую толщину камера имеет в зоне максимальной деформации на участке, расположенном под протектором шины. В процессе качения колеса камера работает при высокой температуре и больших напряжениях.

В некоторых конструкциях камерных шин устанавливают *ободные ленты* – профилированное эластичное кольцо, расположенное в пневматической шине между бортами покрышки, камерой и ободом колеса. Лента предохраняет камеру от износа о выступающие детали обода и борта покрышки.

Диагональные шины надежны в эксплуатации, обеспечивают высокие эксплуатационные свойства КМ. Диагональное расположение корда принято также для шин с регулируемым давлением,

которые отличаются от обычных шин шириной профиля (больше на 20...40 %), числом слоев корда (в 1,5...2 раза меньше), числом мягких резиновых прослоек и большей прочностью бортов. Это повышает эластичность шины и улучшает ее тягово-сцепные качества на мягких грунтах.

В радиальных шинах нити корда каркаса расположены по радиусу. Основными преимуществами радиальных шин по сравнению с диагональными являются меньшее сопротивление качению, лучшее сцепление с дорогой, больший срок службы из-за меньшего изнашивания протектора, что достигается за счет работы пояса, охватывающего каркас, особенно если он изготовлен из металлокорда и т.д.

Недостатками радиальной шины являются меньшая прочность боковых стенок, особенно при действии ударных нагрузок; пониженная боковая жесткость, которая снижает устойчивость и управляемость КМ; повышенный шум при высоких скоростях движения.

Шины в зависимости от внутреннего давления p_0 подразделяют на *шины высокого давления* ($p_0 > 0,5$ МПа), *шины низкого давления* ($p_0 = 0,15...0,5$ МПа), *шины сверхнизкого давления* ($p_0 < 0,15$ МПа) и *шины с регулируемым давлением*. Шины высокого давления ввиду их недостаточной упругости и амортизирующей способности на современных КМ почти не применяются. Наибольшее распространение получили шины низкого давления. Шины сверхнизкого давления и шины с регулируемым давлением устанавливают только на КМ высокой и особо высокой проходимости.

В зависимости от формы поперечного сечения и внешнего очертания шины бывают *тороидальные*, *широкопрофильные*, *арочные* и *пневмокотки*.

Шины тороидального профиля получили наибольшее распространение. Они применяются на большинстве легковых КМ, на грузовых полноприводных КМ, автобусах и прицепах. Ассортимент, технические требования, основные параметры и размеры шин регламентируются государственными стандартами: шины легковых КМ – ГОСТ 4754 – 80, ГОСТ 20993 – 75, шины грузовых КМ – ГОСТ 5513 – 86, ГОСТ 12715 – 83, ГОСТ 24985 – 81, ГОСТ 8430 – 85 и др.

Шины оценивают следующими параметрами: геометрическими – наружным диаметром D , шириной B и высотой H профиля, посадочным диаметром d и расстоянием b между бортовыми закраинами обода; силовыми – максимально допустимой нагрузкой $Q_{\text{к max}}$ и соответствующим этой нагрузке давлением p_0 воздуха в шине.

В табл. 8.1 приведена характеристика шин различной геометрической формы.

Площадь отпечатка определяет давление в контакте шины с опорной поверхностью, сцепление с ней, сопротивление качению. Кроме общих требований (прочность, легкость конструкции, износостойкость, технологичность изготовления) к шинам предъявляют дополнительные требования:

- хорошее сцепление с опорной поверхностью, позволяющее снизить буксование и юз при передаче тяговых, тормозных и боковых сил;

- низкое давление на опорную поверхность, что обуславливает высокую проходимость КМ;

- низкие гистерезисные потери;

- высокая теплостойкость, определяемая конструкцией каркаса и типом материала;

- высокая критическая скорость;

- хорошие амортизирующие свойства, способствующие повышению плавности хода КМ и предохранению ходовой части от поломок и преждевременного выхода из строя;

- низкий уровень шума, особенно на высоких скоростях;

- малая силовая неоднородность и дисбаланс;

- высокая самоочищаемость протектора при движении КМ по деформируемому грунту;

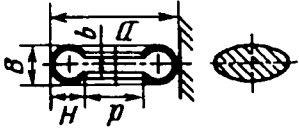
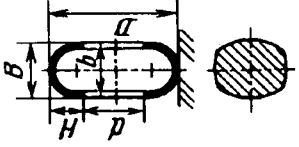
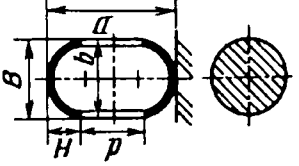
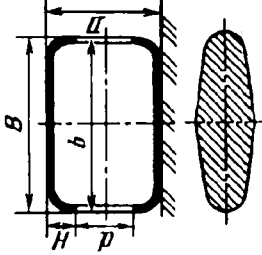
- хорошие условия для проведения монтажа и демонтажа колес.

Шины типа Р изготавливают камерными. Они имеют протектор и жесткий в окружном направлении пояс. Каркас и пояс шины делают из полимерных, вязкоэластичных нитей. Ранее выпускаемые шины типа РС имеют съемный протектор, выполненный из одного или трех колец, армированных металлокордом.

В зависимости от условий эксплуатации применяют широкопрофильные шины, универсальные, повышенной экономичности и высокой проходимости. У универсальных широкопрофильных шин отношение $H/B = 0,76 \dots 0,85$. Протектор шин имеет одно- и двухконтурную беговую дорожку с комбинированным рисунком: дорожным в средней части и крупными грунтозацепами по краям. Коэффициент насыщенности рисунка протектора $k_n = 0,5 \dots 0,55$ при глубине до 25 ... 35 мм.

Широкопрофильные шины высокой проходимости предназначены для эксплуатации в условиях бездорожья (регулируемое давление $p_{0 \min} = 0,05 \dots 0,7$ МПа). Для таких шин $H/B = 0,5 \dots 0,9$;

Таблица 8.1. Характеристика шин различной геометрической формы

Параметры	Шина			
	тороидальная	широко- профильная	арочная	пневмокаток
Коэффициенты: профиля H/V баллонности D/d ширины шины B/D ширины обода b/B Соотношение контактных площадей, %				
	0,9 – 1	0,75 – 0,85	0,4 – 0,6	0,1 – 0,4
	1,5 – 3	1,5–3	1,5–2	2–4
	0,18 – 0,36	0,36 – 0,46	0,5 – 0,6	0,4 – 2
	0,7 – 0,8	0,8 – 0,9	0,9 – 1	0,9 – 1
	100	120 – 140	150 – 200	250 – 300

$b/B = 0,8 \dots 0,9$ $B/D = 0,36 \dots 0,46$. Коэффициент насыщенности $k_n = 0,35 \dots 0,46$ при глубине рисунка протектора $25 \dots 35$ мм.

Применение шин с регулируемым давлением воздуха позволяет использовать КМ в различных условиях эксплуатации. Конструкция таких шин имеет увеличенную на $25 \dots 40$ % ширину профиля, меньшие жесткость и число слоев корда каркаса ($6 \dots 10$). Протектор шины крупный, с широко расставленными грунтозацепами, глубина которых составляет $20 \dots 30$ мм. Для придания протектору эластичности, способствующей самоочищению от грязи, снега, а также снижению гистерезисных потерь, грунтозацепы расчленены глубокими канавками. Для увеличения срока службы нагрузка на такие шины должна быть на $30 \dots 50$ % меньше, чем на обычные тороидальные шины при таком же наружном диаметре.

Использование шин с регулируемым давлением воздуха вызывает необходимость безупречного соблюдения эксплуатационных требований, невыполнение которых приводит к ускоренному изнашиванию шин. Высокие скорости движения можно развивать только при номинальном давлении в шинах $p_0 = 0,3$ МПа. При меньшем давлении (до $0,08$ МПа) скорость движения не должна превышать $10 \dots 12$ км/ч.

Использование арочных шин способствует повышению проходимости КМ в условиях бездорожья. При одинаковом диаметре обода арочная шина в $2,5 - 3,5$ раза шире обычной. Арочные шины изготавливают бескамерными и устанавливают на колеса ведущих мостов вместо сдвоенных тороидальных. Особая форма профиля шин, обеспечивающая малое давление воздуха ($0,07 \dots 0,25$ МПа) и способность к значительным радиальным деформациям, создает условия для увеличения площади соприкосновения шины с опорной поверхностью, уменьшения давления и увеличения силы тяги на деформируемых грунтах.

Пневмокатки отличаются от обычных шин отношением ширины профиля к наружному диаметру, малым посадочным диаметром, большим отношением наружного диаметра D к посадочному d , меньшим (в 2 раза) коэффициентом профиля, большим (в $2 \dots 10$ раз) коэффициентом ширины шины, высокой эластичностью, что позволяет значительно увеличить площадь контакта и уменьшить давление на грунт. Максимальные радиальные деформации пневмокатки $h_{\max} = (0,25 \dots 0,35)D$. Пневмокатки изготавливают бескамерными с давлением воздуха в них $0,01 \dots 0,1$ МПа. Отмеченные особенности позволяют применять пневмокатки на вездеходах при движении по дорогам с малой несущей способностью, а также по снегу.

Детали пневматической шины имеют обозначения и маркировку, устанавливаемые соответствующими стандартами.

Обязательными на покрышках шин грузовых и легковых КМ, предусматриваемых соответственно ГОСТ 5513 – 86 и ГОСТ 4754 – 80, являются следующие надписи: обозначение шины и ее модели, индекс несущей способности (грузоподъемности), индекс скорости, дата изготовления, индекс испытательного давления, знак “Е” и номер официального утверждения (для шин, прошедших аттестование в соответствии с Правилами ЕЭК ООН), страна-изготовитель, товарный знак, надпись “Radial” для радиальных шин. Обязательные надписи кроме товарного знака и модели шины наносятся в нижней части боковины покрышки с двух сторон.

Дополнительно на покрышках наносят: обозначение стандарта, порядковый номер шины (обычно вместе с датой изготовления); штамп технического контроля; знак направления вращения (для шин с направленным рисунком протектора); маркировку в виде буквы “Т” – для радиальных шин с текстильным брекером, надпись “Redgroovable” – для шин, у которых возможно углубление рисунка протектора нарезкой; знак “M-S” – для шин с зимним рисунком протектора; букву “Ш” – для шин, предназначенных для ошиповки; надпись “Север” – для морозостойких шин, надписи “Tubless” – для бескамерных шин и “Steel” (рядом с обозначением модели) – для шин с металлокордным брекером; балансировочную метку – для шин легковых КМ, кроме шин 6.50-16.

Маркировка камер и ободных лент включает: обозначение изделия, товарный знак предприятия-изготовителя, обозначение стандарта, дату изготовления, штамп отдела технического контроля, буквы “БК” для камер из бутылкаучука.

Обозначения диагональных и радиальных шин состоят из цифровых индексов обозначения ширины B их профиля, посадочного диаметра d_p обода и буквенного индекса “R” для радиальных шин.

Для шин грузовых КМ по ГОСТ 5513 – 86 предусматривалось двойное обозначение: дюймовое (основное) и миллиметровое (в скобках). В соответствии с изменением стандарта шины грузовых КМ теперь должны иметь только дюймовое обозначение, например: 7.50-20 и 7.50R20 – соответственно покрышка диагональная и радиальная, где 7.50 – ширина профиля; 20 – посадочный диаметр обода, R – индекс радиальной шины.

Шины легковых КМ имеют дюймовое или смешанное обозначение:

а) диагональные шины при $(H/B) \geq 0,88$ имеют дюймовое обозначение, например: 8.40-15, а при $(H/B) \leq 0,82$ – смешанное, например: 155-13/6.15-13, где 155 и 6.15 – ширина профиля(в дюймах); 13 – посадочный диаметр обода в миллиметрах;

б) радиальные шины имеют смешанное обозначение с буквенным индексом “R” и цифровым индексом серии, обозначающим в процентах отношение H/B , например: 205/70R14, где 205 – ширина профиля в дюймах, 70 – индекс серии, R – индекс радиальной шины, 14 – посадочный диаметр (в миллиметрах).

Обозначение модели шины состоит из буквенного индекса предприятия-изготовителя и цифрового индекса, определяющего рисунок протектора, например: Я-245, где Я – предприятие-изготовитель, 245 – индекс рисунка.

Индекс несущей способности введен вместо нормы слойности шин грузовых КМ и аналогично индексу грузоподъемности шин легковых КМ является условным обозначением грузоподъемности шины. Индекс несущей способности (грузоподъемности) представляет собой двухзначное или трехзначное число: для шин грузовых КМ он указывается как для одинарного, так и для сдвоенного расположения шин на оси.

Буквенные индексы скорости и соответствующие им значения максимальных скоростей $v_{\max}$ движения приведены ниже:

Индекс скорости	F	G	J	K	L	P	Q	S
$v_{\max}$, км/ч	80	90	100	110	120	150	160	180

Обозначение даты изготовления содержит:

для покрышек – неделю, год, индекс предприятия и порядковый номер, например: 125 K 124546, где 12 – неделя года, 5 – год изготовления (1985); K – индекс предприятия; 124546 – порядковый номер шины;

для камер и ободных лент – месяц и год, например: 385, где 3 – месяц, 85 – год изготовления.

Балансировочная метка на шинах легковых КМ – круг диаметром 5–10 мм. Она указывает положение вентиля, когда тяжелое место камеры совмещено с легким местом покрышки. Только при такой сборке шины ее балансировка и установка дополнительных грузиков дает положительный результат.

8.3.2. Выбор шин

При проектировании КМ тип шин определяют, исходя из условий эксплуатации и нагрузок, приходящихся на колесо. Из технического задания известны: общая масса КМ, число осей, распределение массы по осям.

Диаметр обода колеса выбирают ориентировочно на основе особенностей компоновки и конструкции КМ (в зависимости от наличия в колесе бортовой передачи, размеров тормозного барабана, необходимого пространства для установки вентилирующего устройства и создания условий для охлаждения и вентиляции тормозного механизма).

Шины, выбранные по диаметру обода колеса, должны удовлетворять требованиям по критической скорости, температуре нагрева, упругим характеристикам и грузоподъемности. Сортамент шин, их масса, число слоев корда, рисунки протектора, основные размеры, соответствующий тип обода и нормы эксплуатационных режимов стандартизированы.

При выборе шин следует учитывать условия эксплуатации проектируемой КМ – использование ее номинальной грузоподъемности, дорожные условия. У КМ, предназначенных для эксплуатации в любых дорожных условиях, перегрузка шин по сравнению с нормативной не допускается.

Для всех типов шин допускаемая температура их нагрева не должна превышать 373 К, чтобы не происходили расслоение и разрыв каркаса, разрушение брекера и протектора. С увеличением числа слоев допустимая температура шины возрастает. Превышение критической скорости способствует возникновению на беговой поверхности шины непрерывных тангенциальных колебаний со значительной амплитудой. При входе участка шины в контакт с дорожным покрытием волновое движение протектора обуславливает появление ударов, в результате чего значительно возрастают сопротивление качению, уровень шума и температура шины, а следовательно, сокращается срок ее службы. Наибольшая скорость движения КМ должна быть в 1,5...2 раза меньше критической. Критическая скорость

$$v_{кр} = \operatorname{tg} \beta_k \sqrt{p_0(r_{шэ}^2 - r_{шц}^2)/(2r_{шэ}q_{ср})},$$

где β_k – угол наклона нити корда на экваторе покрышки; $r_{шэ}$ и $r_{шц}$ – радиус колеса соответственно по экватору и центральной части шины, м; $q_{ср}$ – распределенная (приходящаяся на единицу площади поверхности беговой части) масса шины, кг/м², $q_{ср} = \gamma t$; γ – плотность материала шины, кг/м³; t – толщина беговой части шины, м.

Важной характеристикой шины является ее радиальная жесткость, т.е. зависимость радиальной деформации (прогиба) h от нагрузки Q_k . Справедливо отношение

$$h^2 Q_k = c_1 + c_2 h / (p_0 - p_{кар}), \quad (8.1)$$

где c_1, c_2 – постоянные коэффициенты для данного типоразмера шины, учитывающие ее конструктивные особенности и геометрические размеры, $c_1 = 0,02 \dots 0,04 \text{ Па}^{-1}$, $c_2 = 50 \dots 90 \text{ м}^{-1}$ (меньшее значение – для дорожных шин, большее – для шин повышенной проходимости); $p_{кар}$ – жесткость каркаса, $p_{кар} = 0,01 \dots 0,03 \text{ МПа}$.

Прогиб шины не должен превышать $(0,12 \dots 0,15)H$, где H – высота профиля шины.

На основании теории размерностей с помощью зависимости (8.1) можно определить максимально допустимую нагрузку на шину

$$Q_{k \max} = kB^2(d + B)/(d_{ст} + B),$$

где k – коэффициент грузоподъемности шины, МПа; $d_{ст}$ – диаметр стандартного обода, $d_{ст} = 0,508 \text{ м}$.

Коэффициент грузоподъемности $k = (0,15 \dots 0,17) \text{ МПа}$ – для шин с регулируемым давлением и шин легковых КМ и $k = 0,23 \dots 0,27 \text{ МПа}$ – для тороидальных шин грузовых КМ.

При $d = d_{ст}$ максимальная нагрузка $Q_{k \max} = kB^2$ и сравниваемые шины геометрически подобны. Для таких шин внутренние давления, относительные деформации, углы β_k , модули сдвига резины, а также значения коэффициента k равны. Поэтому $Q_{k1}/B_1^2 = Q_{k2}/B_2^2 = \dots = Q_{kn}/B_n^2$, где индексы 1, 2, 3, ..., n – номера геометрически подобных шин.

Стремление повысить безопасность КМ при внезапном выходе воздуха из шины (при проколе, порезе, разрыве каркаса) привело к созданию так называемых безопасных шин.

Обычная шина при сквозном повреждении деформируется до упора в обод, причем борта шины, смонтированной на глубоком ободе, обычно сходят с полок обода и обод касается дороги. КМ теряет устойчивость и управляемость, шина за короткое время полностью разрушается.

Главным требованием к конструкции безопасных шин является сохранение при падении давления в шине хотя бы частичной работоспособности, обеспечение устойчивости и управляемости, а также возможности продолжения движения.

Разработано много вариантов конструкций безопасных шин, как правило, бескамерного типа. Основными направлениями в поисках оптимальных решений являются:

1) создание двухполостных шин, в которых внутренняя диафрагма в виде упругой оболочки кольцевого типа разделяет полость шины на две части (например, при проколе и падении давления в одной полости шины ее работоспособность частично сохраняется благодаря наличию воздуха в другой полости; внутренняя оболочка может быть также с эластичным наполнителем);

2) разработка шин со специальной клеящей жидкостью в капсулах, устанавливаемых на разборном ободе (при деформировании шины жидкость выдавливается из капсулы, смазывает внутреннюю поверхность шины и заклеивает небольшие проколы, причем часть жидкости испаряется и частично восстанавливает давление);

3) производство шин с жесткими или эластичными внутренними ограничителями деформации, устанавливаемыми на ободьях;

4) создание шин с эластичным наполнителем внутреннего объема, в том числе с наполнителем в виде пенистой массы в эластичной оболочке (пенистая масса поджимается давлением воздуха, а при проколе и падении давления заполняет весь объем шины);

5) разработка шин со специальной конструкцией каркаса и формой профиля, в том числе треугольной формы с мощными боковинами (такая шина монтируется на узком ободе и при повреждении ее боковины опираются на беговую часть покрышки и обеспечивают возможность продолжения движения; наиболее перспективной считается шина, которая при потере давления прогибается внутрь, но не расплющивается, а, плавно складываясь, образует трехэлементную эластичную опору).

Эффективным средством повышения безопасности движения является применение шипов противоскольжения, особенно при движении по скользким и обледенелым дорогам. Шип состоит из твердосплавного сердечника и корпуса, конфигурация которого обеспечивает надежное удержание шипа в протекторе шины. Наиболее эффективно оснащать шипами шины с зимним рисунком протектора, разработанного с учетом их применения. Применение шипов при движении по сухим дорогам с твердыми покрытиями нецелесообразно.

8.3.3. Системы регулирования давления воздуха в шинах

На КМ высокой проходимости, предназначенных для движения в сложных дорожных условиях, одним из средств повышения проходимости является система регулирования давления воздуха в шинах (СРДВШ), которая позволяет:

повышать проходимость КМ на грунтах с низкой несущей способностью путем уменьшения давления воздуха в шинах (при снижении давления воздуха в шине опорная площадь колеса увеличивается и давление на грунт уменьшается);

обеспечивать поддержание давления в шине при ее проколе за счет постоянной подкачки во время движения, что позволит продолжить движение до стоянки без немедленной замены колеса;

осуществлять постоянный контроль давления воздуха в шинах и поддержание заданного давления во время движения в различных условиях.

СРДВШ в КМ с пневматическим и пневмогидравлическим приводом тормозов включается параллельно в общую систему пневмооборудования. В КМ с гидравлическим приводом тормозов схема СРДВШ выполняется автономной (рис. 8.15). Основными элементами СРДВШ являются: компрессор 1, ресивер 2, кран 6 управления давлением воздуха в шинах, уплотнительные устройства 4 колес, манометр 5, запорные краны 3. В системах, включенных в общую систему пневмопривода тормозов, помимо указанных элементов обязательно устанавливается клапан-ограничитель понижения давления.

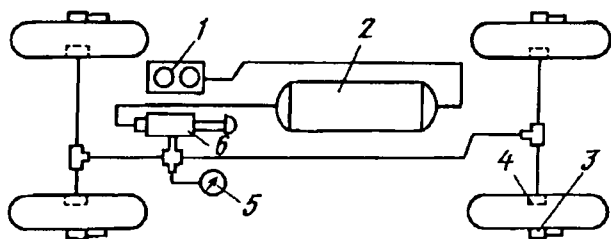


Рис. 8.15. Система регулирования давления воздуха в шинах

8.4. Нагрузки, действующие на колесо

На колесо КМ в общем случае действуют внешние (силы и моменты) и внутренние (давление в шине) нагрузки. При равномерном движении по дороге, разгоне или торможении КМ на колесо действуют силы инерции и сопротивления движению, которые в общем случае имеют случайный характер. Из экспериментальных исследований известно, что динамическая составляющая нагрузки управляемых колес при прямолинейном движении КМ по дорогам с различными покрытиями зависит от высоты неровностей, скорости движения, жесткостей шины и подвески, а также их демпфирующих свойств. Например, при движении по магистральным дорогам с покрытиями, находящимися в очень хорошем состоянии, нагрузка на переднее колесо при скорости 32 км/ч колеблется в пределах $\pm 2 \dots 5 \%$, а при скорости 70 км/ч – в пределах $\pm 4 \dots 11 \%$ от номинальной. При движении по дороге с асфальтобетонным покрытием при скорости 77 км/ч изменения нагрузки составляют $\pm 20 \dots 55 \%$. Частота колебаний нагрузки в большинстве случаев очень близка к частоте собственных колебаний подвески.

При упрощенных расчетах динамический характер действия нагрузок учитывают коэффициентом динамичности. При движении по разбитым и неровным дорогам коэффициент динамичности может достигать 3...4.

При взаимодействии КМ с дорожным полотном возникают реакции, которые могут быть разложены на нормальную (радиальную), продольную и боковую по отношению к колесу составляющие. Нормальная реакция определяется нагрузкой, приложенной к колесу, а продольная и боковая пропорциональны произведению нормальной нагрузки на коэффициент сцепления колеса с дорогой. Значения и направления действия сил и моментов при качении колеса меняются в широких пределах. При движении КМ нормальная нагрузка, проходящаяся на колесо, колеблется около ее среднего значения, близкого к статическому, а боковая – около нуля. Передние колеса менее нагружены нормальными и боковыми силами, чем задние.

Продольные нагрузки незначительно влияют на напряжения в металлической части колеса.

На дороге с большими неровностями и асфальтобетонным покрытием при скорости 57 км/ч нормальная нагрузка изменяется на $\pm 40 \dots 75 \%$, а на булыжной мостовой – более чем на 100 %, и максимальные отклонения достигают 135...170 %. При снижении скорости движения КМ с 60 до 15 км/ч уменьшение динамических составляющих нагрузки составляет около 30 % на дороге с асфальтобетонным покрытием и 100 % на дороге с булыжным покрытием.

Боковые нагрузки максимальны при движении КМ по сухой ровной горизонтальной поверхности “восьмеркой”, при повороте на высокой скорости (на грани опрокидывания), а также в случае удара о бордюр. Наибольшие боковые нагрузки зафиксированы при движении КМ по сухой колее со скоростью $10 \dots 30$ км/ч. По сравнению с нагрузками при прямолинейном движении по дороге с асфальтобетонным покрытием в этом случае нагрузки возрастают в $2,5 \dots 3,6$, а максимальные напряжения – в 1,9 раз. Основным фактором, определяющим напряженное состояние диска колеса при таком движении, являются боковые нагрузки.

Внутреннее давление в шине при качении колеса изменяется незначительно (не более 5 % от номинального значения). Более существенное изменение давления в шине может происходить из-за ее нагрева при работе колеса (у шин грузовых КМ общего назначения – на $15 \dots 20$ %, а у шин легковых КМ – на $25 \dots 30$ % от номинального значения для данной нагрузки).

Ободья со стороны шины подвергаются значительному силовому воздействию (рис. 8.16, 8.17). К закраинам обода приложена результирующая сила N , которую можно разложить на осевую Q и радиальную F . Под действием силы Q обод по образующей растягивается, а под действием силы F и давления воздуха в шине – сжимается. Кроме того, сила Q создает изгибающий момент.

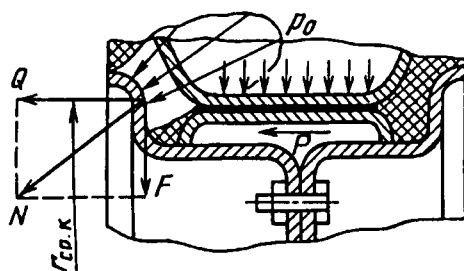


Рис. 8.16. Схема действия нагрузок на обод колеса

На стыке закраины с цилиндрической частью обода растягивающие напряжения максимальны: $\sigma = 150 \dots 200$ МПа. Для исключения проворачивания шины на ободе необходим момент трения, равный

$$T_{\text{тр}} = f_{\text{ш}} r_{\text{ср.к}} (Q + P) \text{ или } T_{\text{тр}} = (1,5 \dots 2,5) T_{\varphi},$$

где $f_{\text{ш}}$ – коэффициент трения шины по ободу, $f_{\text{ш}} = 0,45 \dots 0,6$; P – сила, возникающая при затяжке бортов шины между закраиной

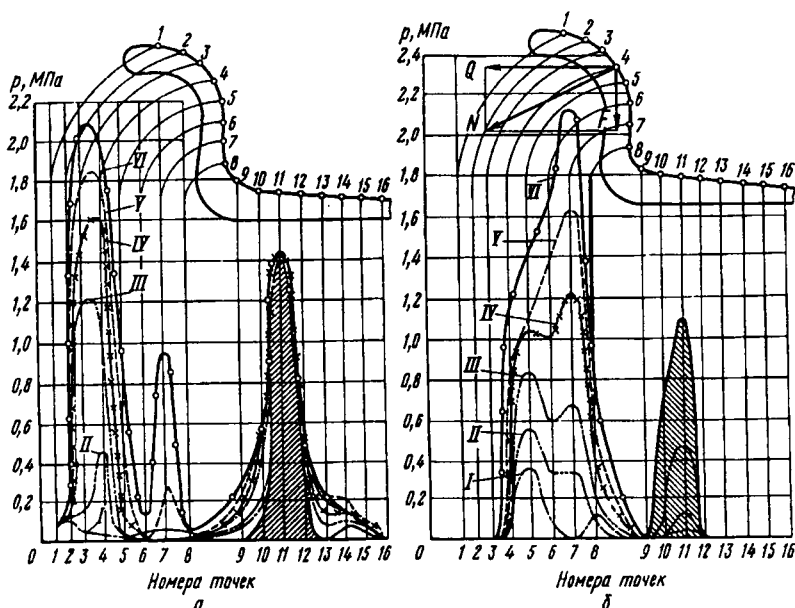


Рис. 8.17. Зависимость давления борта шины на закраину обода от давления воздуха в шине, равного 0,1 (I); 0,2 (II); 0,3 (III); 0,4 (IV); 0,5 (V); 0,6 МПа (VI):
а – обычная шина; б – широкопрофильная шина; 1 – 16 – точки расположения датчиков замера давления

обода и распорным кольцом; T_φ – максимальный момент сцепления шины с опорной поверхностью.

Осевая сила

$$Q \approx p_0 \pi \left[r_0^2 - (d^2/4) \right],$$

где p_0 – внутреннее давление в шине; r_0 – радиус нулевой кривизны профиля шины; d – диаметр обода.

Сила

$$P = \frac{iT_6}{\left[\frac{r_{\text{ср.р}}(\text{tg } \alpha + 2,2f_p)}{1 - 1,2f_p} \right] + f_p r_{\text{ср.г}}},$$

где i – число стяжных болтов обода; T_6 – расчетный момент затяжки болта; $r_{\text{ср.р}}$ – средний радиус резьбы; α – угол подъема резьбы болта; f_p – коэффициент трения в резьбе и на поверхности касания гайки с ободом; $r_{\text{ср.г}}$ – средний радиус поверхности соприкосновения гайки с ободом.

Для шин высокого давления при определении $T_{\text{тр}}$ следует принимать $P = 0$, так как от проворачивания на обode они удерживаются

силой Q . Для шин с регулируемым давлением при малом давлении воздуха в шине $Q \approx 0$.

Поскольку борта шины под действием внутреннего давления садятся на конические полки обода с определенным натягом, то в обode возникают кольцевые напряжения сжатия. Давление и характер его распределения зависят от натяга, формы и конструкции борта шины, числа бортовых колец в нем, углов наклона подошвы бортов шины и полков обода. Максимальное давление имеет место под бортовыми кольцами.

Натяг борта шины на полке обода определяется разностью между диаметром обода и посадочным диаметром шины по вулканизационной форме в точке под кольцом. Его можно определить по формуле

$$\Delta = 2(\Delta r_{\text{ср.ш}} + \Delta t), \quad (8.2)$$

где $\Delta r_{\text{ср.ш}}$ – изменение среднего радиуса бортового кольца шины под действием давления воздуха; Δt – изменение толщины материала борта под кольцом.

Суммарная сила, растягивающая кольцо шины,

$$F_{\text{ш}} = F_0 + p b_6 r_{\text{ср.ш}}, \quad (8.3)$$

где F_0 – сила, обусловленная натяжением нитей корда; p – давление борта шины на обод; b_6 – ширина борта шины; $r_{\text{ср.ш}}$ – средний радиус бортового кольца шины.

Изменения среднего радиуса бортового кольца и толщины материала под кольцом определяют согласно выражениям

$$\Delta r_{\text{ср.ш}} = F_{\text{ш}} r_{\text{ср.ш}} / (E f); \quad \Delta t = p t / E_1, \quad (8.4)$$

где E – модуль упругости материала нитей корда; f – суммарная площадь сечения проволок в кольце; t – толщина материала под кольцом; E_1 – средний модуль упругости материала под кольцом.

Подставив зависимости (8.4) в уравнение (8.2), можно найти давление борта шины на полку обода

$$p = \frac{E_1}{t} \left(\frac{\Delta}{2} - \frac{F_{\text{ш}} r_{\text{ср.ш}}}{E f} \right)$$

и суммарную силу

$$F_{\text{ш}} \approx F_0 + E_1 b_6 r_{\text{ср.ш}} \Delta / (2t). \quad (8.5)$$

Средний модуль упругости E_1 материала под бортовым кольцом определяют опытным путем или принимают равным 30...50 МПа.

Сила натяжения нитей корда

$$F_0 = p_0 \frac{r_{шв} - r_{шц} \cos \alpha_1}{2 \cos \alpha_2},$$

где $r_{шв}$ – радиус шины по внутреннему (первому) слою каркаса, м; α_1 – угол наклона нитей корда по короне; α_2 – угол наклона нитей корда у бортовых колец.

Из формулы (8.5) следует, что по мере уменьшения внутреннего давления в шине сила, сжимающая обод, увеличивается и при отсутствии внутреннего давления в шине становится равной $F_{ш}$. Это означает, что посадка бортов шины на полки обода под действием внутреннего давления требует значительно меньшего усилия, чем снятие бортов с конических полок обода спущенной шины. Второе слагаемое в формуле (8.5) обычно значительно больше первого. Натяг бортов на конических полках обода составляет 1,2...1,5 мм – для шин легковых и 2,5...4,8 мм – для шин грузовых КМ.

Боковые силы прижимают борта шины к закраинам обода и вызывают изгиб его стенок, который зависит от размеров шины, внутреннего давления в ней, а также от формы и жесткости шины и закраин обода.

8.5. Анализ напряженно-деформированного состояния диска колеса

Из экспериментальных исследований известно, что основную нагрузку на диск колеса (примерно 60...70 %) создает внутреннее давление в шине. Напряжения, возникающие в верхней части бортовых закраин обода, возрастают при увеличении внутреннего давления в шине и нормальной силы, действующей на колесо; посадочная полка обода при этом не несет никакой нагрузки.

У обода с коническими полками нагружаются не только закраины, но и посадочная полка (см. рис. 8.17, а), поэтому напряжения в верхней части закраины будут меньше, чем у обода с цилиндрическими полками. При этом равнодействующая сила N , приложенная к верхней части закраин, будет несколько больше, чем у обода с цилиндрическими полками; осевые и радиальные составляющие у ободьев с коническими и цилиндрическими полками примерно одинаковые.

Распределение давления по конической полке и закраинам обода широкопрофильной шины показано на рис. 8.17, б. Бортовые закраины этого обода такие же, как и обода обычной шины. Заштрихованные участки эпюр соответствуют давлению, обусловленному только натягом ($p_0 = 0$). При отсутствии внутреннего давления в шине ее борта не оказывают заметного давления на закраины обода. С повышением внутреннего давления в шине с 0,2 до 0,6 МПа давление борта широкопрофильной шины, обусловленное натягом, на коническую полку обода уменьшается, а на закраину увеличивается. Причем равнодействующая сила от внутреннего давления, действующая на закраины обода, по сравнению с равнодействующей силой, действующей на обод, располагается ближе к основанию закраин.

У обода обычной шины при увеличении внутреннего давления в шине давление бортов на конические полки обода меняется незначительно. В этом случае сила растяжения бортовых колец вследствие натяга заметно превышает равнодействующую силу от внутреннего давления в шине. При прочих равных условиях чем меньше ширина обода, тем меньше равнодействующая сила от внутреннего давления в шине, действующая на обод.

Пример распределения главных напряжений в плоском ободе с цилиндрическими полками приведен на рис. 8.18. Кривые построены для наиболее нагруженного сечения обода.

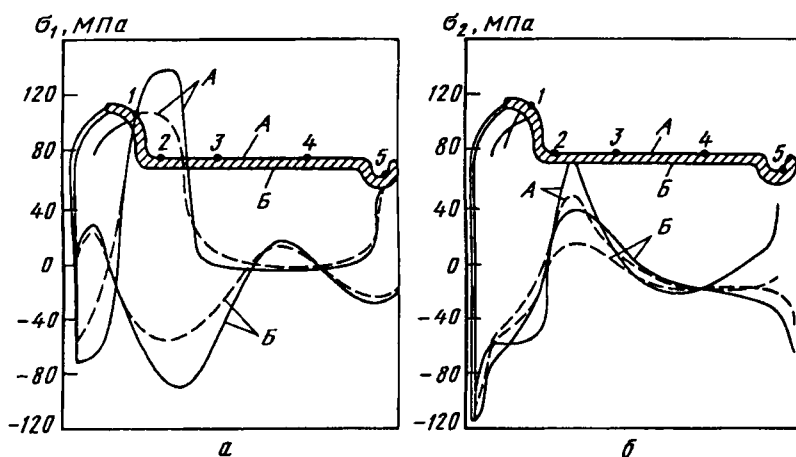


Рис. 8.18. Распределение поперечных (а) и кольцевых (б) напряжений по внутренней (А) и внешней (Б) поверхности обода колеса: 1 - 5 - точки замера; сплошные линии - $Q_k = 18 \text{ кН}$, $p_0 = 0,5 \text{ МПа}$; пунктирные линии - $Q_k = 0$, $p_0 = 0,5 \text{ МПа}$

Поперечные и кольцевые напряжения распределены по сечению обода неравномерно, особенно в зоне перехода борта в цилиндрическую часть. Максимальные поперечные напряжения на внутренней поверхности A обода наблюдаются у основания борта и достигают 140 МПа при давлении воздуха 0,5 МПа и нагрузке на колесо 18 кН. С приближением к средней части обода напряжения растяжения резко уменьшаются и в некоторых точках переходят в напряжения сжатия. В цилиндрической части обода поперечные напряжения незначительны. В бортовой части обода на закраине поперечные напряжения равны нулю, затем в направлении к основанию закраины они вначале возрастают, потом убывают и снова возрастают. На внутренней и внешней поверхностях обода напряжения примерно равны между собой, но противоположны по знаку. В замочной части обода поперечные напряжения имеют наибольшее значения на дне канавки.

Кольцевые напряжения на внешней и внутренней поверхностях обода также примерно одинаковые. Максимальны они (~ 115 МПа) у закраин. В цилиндрической части обода кольцевые напряжения обусловлены изгибом его бортовой части. Как и поперечные напряжения, здесь они незначительны. В замочной части обода кольцевые напряжения достигают наибольшего значения в кромке замка. Характер распределения напряжений при увеличении внутреннего давления в шине и нормальной нагрузке на обод практически не меняется, а значения их возрастают на 25...30 %.

Диск колеса имеет сложную пространственную форму, поэтому при его расчете целесообразно использовать МКЭ. Ввиду симметричности конструкции, достаточно получить модель 1/2 и даже 1/4 его части. В качестве основного элемента лучше всего принимать оболочечный элемент с шестью степенями свободы в узле (рис. 8.19).

Для расчетов могут быть использованы разные по сложности КЭМ. Более грубые модели (около 1000 конечных элементов) целесообразно применять на начальной стадии проектирования, когда необходимо рассмотреть множество вариантов, в том числе принципиально отличающихся между собой. Погрешности решения по сравнению с экспериментальными данными для таких моделей в среднем составляют 10...20 % – для перемещений и 20...40 % – для напряжений. Поэтому на завершающей стадии исследований желательно использовать высокоточные модели, состоящие из значительно большего числа элементов. Правда, трудоемкость составления таких моделей и их решение даже с помощью высокоэффективных программ

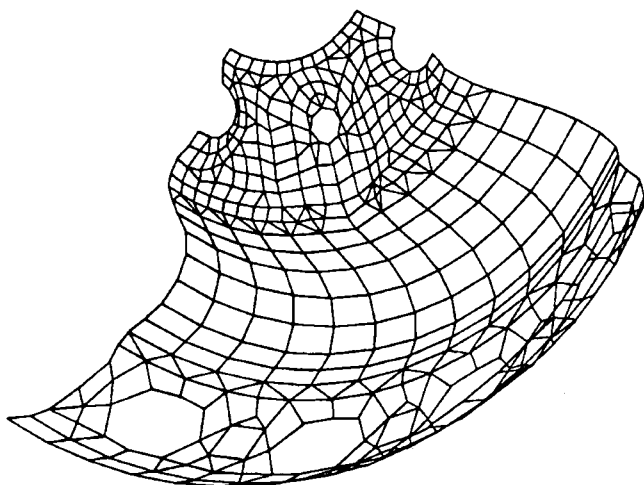


Рис. 8.19. Фрагмент упрощенной конечно-элементной модели диска колеса

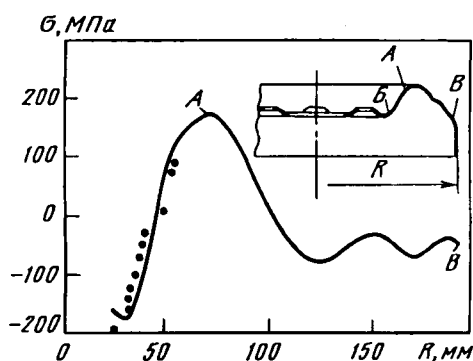


Рис. 8.20. Сопоставление результатов эксперимента (точки) и расчета (кривая) диска колеса при кососимметричной схеме нагружения (R – текущий радиус диска колеса)

очень велики, однако и точность при этом выше (погрешности составляют для перемещений 5...10 %, для напряжений – 10...20 %).

Распределение уровней напряжений в диске колеса для наиболее нагруженных его элементов при кососимметричной схеме нагружения показано на рис. 8.20. Анализ напряженно-деформированного состояния позволяет выявить наиболее нагруженные зоны диска и принять меры по усовершенствованию его конструкции.

Г л а в а 9

РАМЫ, КУЗОВА И КАБИНЫ

9.1. Общие сведения

В современных условиях перед проектировщиками машиностроительных конструкций стоит сложная задача: в кратчайшие сроки спроектировать конструкцию, близкую к оптимальной по ряду основных параметров. Высокий уровень конструкции, в том числе рам, кузовов, кабин, обеспечивается только в том случае, если качественно спроектированная и изготовленная конструкция соответствует предъявляемым к ней требованиям.

В этой главе особое внимание уделено вопросам проектирования конструкций на базе накопленного в мировой и отечественной практике опыта использования современных высокоэффективных методов расчета, основным из которых является МКЭ, а также рассмотрены особенности проектирования с использованием высококачественных материалов, в том числе нетрадиционных (алюминиевых сплавов, композиционных материалов и др.).

Несущей системой называют конструкцию, которая воспринимает все нагрузки, возникающие при ее движении, и служит основанием для крепления узлов и агрегатов КМ. *Рама* является важнейшим элементом большинства КМ. Характерно, что в случае выхода из строя рамы, как и любой другой несущей системы, невозможна эксплуатация КМ, а ремонтные работы трудоемки и дорогостоящи.

Рамы подразделяют на *лонжеронные*, *ребровые* и *шарнирные*. Лонжеронные рамы состоят из двух лонжеронов, связанных между собой поперечинами. Места соединений лонжеронов и поперечин называют узлами (рис. 9.1 а, б). *Ребровые рамы* имеют одну центральную несущую систему, составленную из картеров трансмиссии и патрубков. Эти рамы не распространены ввиду сложности обслуживания трансмиссий, повышенных требований к качеству

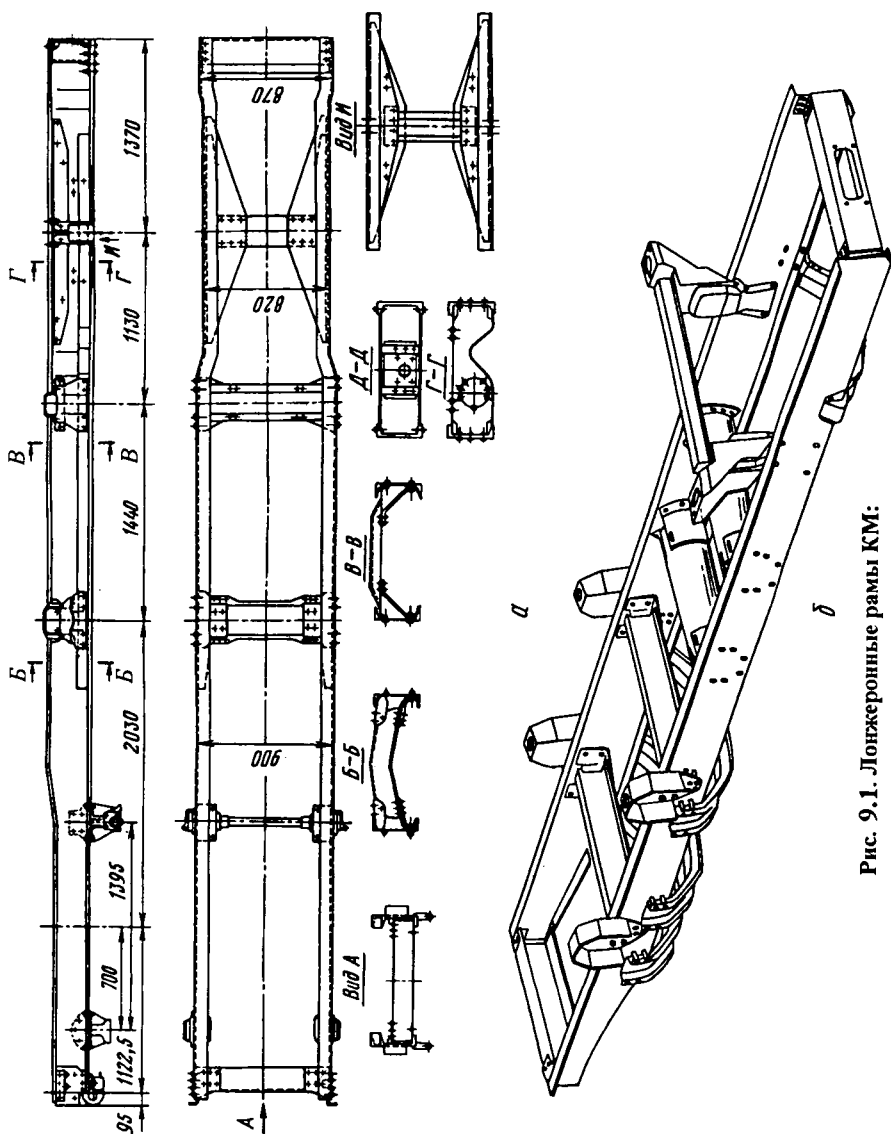


Рис. 9.1. Лонжеронные рамы КМ:
а — швеллерного типа, б — Z-образного профиля

материала, изготовлению и сборке по сравнению с лонжеронными. Шарнирные рамы применяют, как правило, на КМ, движение по криволинейной траектории которой осуществляется за счет поворота шарнирно-соединенных секций (сочлененные КМ).

Кузов КМ служит для размещения водителя, пассажиров, грузов и защиты их от внешних воздействий. Он является важнейшим конструктивным, наиболее ответственным, материалоемким и дорогостоящим элементом КМ. К кузову крепятся все механизмы КМ. Его форма определяет комфортабельность и внешний вид машины. На кузов приходится примерно половина полной массы КМ (для легковых 50...52 %) и стоимости (для легковых машин 47...49 %), он сложен в изготовлении. Общий пробег КМ в эксплуатации непосредственно зависит от долговечности несущей системы кузова.

Кузов может быть цельным или состоять из отдельных элементов (кабина, моторное отделение, грузовая платформа). Он включает в себя корпус, двери и люки, оперение (крылья, подножки, облицовки), сиденья, дополнительное оборудование (системы вентиляции и отопления). Корпус кузова КМ, как правило, является несущей системой. Он может состоять из основания, боковин, передней и задней частей, крыши и иметь перегородки. Все остальные элементы кузова (двери, капот, крылья, облицовка и др.) не относятся к несущим.

Общая классификация кузовов представлена в § 1.4 первого тома данного учебника. Отметим, что обычно создают кузова с несущим корпусом, так как они имеют меньшую массу, позволяют снизить центр масс, улучшить плавучесть КМ и т.д. Его выполняют каркасным, полукаркасным и бескаркасным (панельным или оболочковым). Облицовку кузова и элементы каркаса изготавливают из металлов (сталь, алюминий), пластмасс и древесины. Облицовка может быть monosлойной, коробчатой и многослойной. Многослойная (чаще трехслойная) обладает важным преимуществом – высокой прочностью и жесткостью при малой массе.

Кузова легковых КМ выполняют закрытыми или открытыми со съёмным верхом. Для последних характерны малые габаритные размеры и масса, невысокая стоимость, они позволяют обеспечить хорошую обзорность экипажу и оперативность его посадки и высадки при снятом тенте. Их недостатком является плохая защита от климатических и других воздействий.

Кузова автобусов изготавливают в виде фургонов или вагонного типа. Фургоны устанавливают на шасси КМ повышенной и высокой проходимости, поскольку такие автобусы предназначены для бездорожья и разбитых грунтовых дорог. По сравнению с кузовами

вагонного типа (применяемыми соответственно в автобусах для дорог с асфальтобетонным покрытием) фургоны имеют на 25...30 % меньший коэффициент использования габаритных размеров. Однако они универсальны (их можно устанавливать на различные шасси и прицепы) и позволяют упростить ремонт и обслуживание КМ. Различают кузова типа фургонов каркасные и бескаркасные. Наиболее перспективны бескаркасные, так называемые трехслойные конструкции, обладающие высокими прочностью и жесткостью при малой массе, хорошими акустическими и теплоизоляционными характеристиками.

Кузова грузовых КМ подразделяют на закрытые (фургоны) и открытые со съемным брезентовым тентом. Закрытые кузова позволяют обеспечить защиту грузов от внешних воздействий, но в отличие от открытых обладают большей массой и стоимостью. В основном кузова представляют собой бортовую платформу с опрокидывающимися бортами (одним задним или также и боковыми).

Платформа имеет продольные и поперечные силовые балки и настил из досок, фанеры, ДСП, металлических профилей или листов, армированных пластмасс. Борта выполняют из досок, скрепленных металлическими стойками, стальных штампованных элементов или прокатных профилей, скрепленных болтами или сваренных, а также алюминиевых профилей. Размеры откидывающихся бортов обусловлены рядом требований (эргономическими, минимальной массой, высотой подъема и др.).

Кузов грузовой КМ закрепляют на раме в нескольких точках. Если кузов длинный, то часть опор снабжают упругими элементами (пружины или резиновые блоки).

В настоящее время широко распространены новые типы кузовов, совмещающих функции кузова и упаковки груза, – контейнеры. При использовании контейнеров ускоряется и удешевляется доставка грузов, обеспечивается их сохранность и безопасность. В соответствии с международными соглашениями приняты следующие типы контейнеров: универсальный (прямоугольный, закрытый), открытый (с брезентовым верхом), платформа со стойками, изотермический (с теплоизоляцией), рефрижераторный (с холодильным агрегатом), цистерна, составной (комбинация из нескольких малых контейнеров). Их размеры определяются нормами ИСО.

Все контейнеры по углам снабжены специальными фитингами для крепления, а перевозящие их КМ имеют специальные замки, смонтированные на платформе или раме.

Кабина – это рабочее место водителя или тракториста, где он проводит большую часть рабочего времени. Внутри кабины расположены все органы управления, сиденья водителя и пассажиров, при необходимости монтируются спальные места. Она является важным составным элементом грузовых КМ и тракторов.

Конструкция кабин КМ во многом определяется общим назначением машины и особенностями ее эксплуатации. Этим обусловлено большое разнообразие конструктивных схем каркасов и кабин. Кабины классифицируют следующим образом:

- по конструктивному признаку конструкции – закрытые, полуоткрытые (навесы), открытые. Закрытые кабины состоят из каркаса (в каркасных кабинах), передней, задней и боковых стенок, крыши, пола, окон и дверей, тепло- звуко- и виброизоляционных устройств и элементов;

- по технологическому исполнению – каркасные (безопасные) с балками и поясами безопасности и бескаркасные. При массовом производстве кабины изготавливают из стали бескаркасными, панельными. При небольшом объеме производства кабины выполняют обычно каркасными, простой формы с обшивкой из металла или из полимерных материалов;

- по числу мест – одно-, двух- и многоместные. Кабины грузовых КМ многоместные и могут иметь один или два ряда сидений; на тракторах одноместные кабины применяют для классов 6 – 20 Кн, двухместные – для классов 30 – 150 Кн, трехместные – для классов 250 – 350 Кн;

- по типу дверей – с распашными и выдвижными дверями;

- по способу изоляции – кабины, выполненные с тепло- и звуко-изолирующей прослойкой и без изоляции;

- по компоновке – с отдельным отсеком для двигателя, закрытым капотом и бескапотные. В бескапотных кабинах, как правило, двигатель расположен непосредственно под кабиной. Преимуществами таких кабин является хороший обзор дороги для водителя, возможность увеличения размеров грузовой платформы и улучшения доступа к двигателю при откидывании кабины вперед. В таком положении кабина фиксируется специальным упором.

Лобовое стекло кабины может быть расположено вертикально, наклонено вперед или назад на 15...20°. При наклоне назад обеспечивается хорошая обзорность из кабины и обтекаемость ее набегающим воздухом, при наклоне вперед – отсутствуют блики на стекле от подсветки приборов в темное время суток.

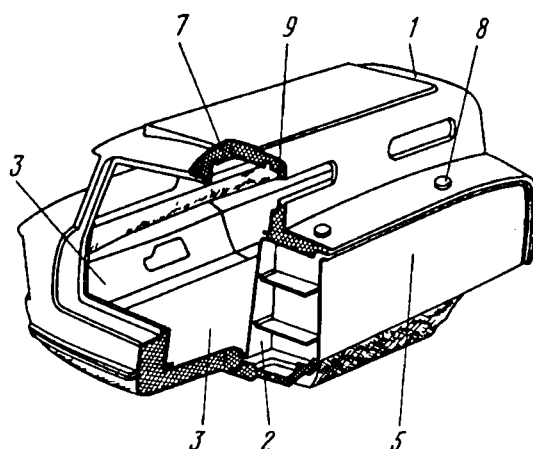
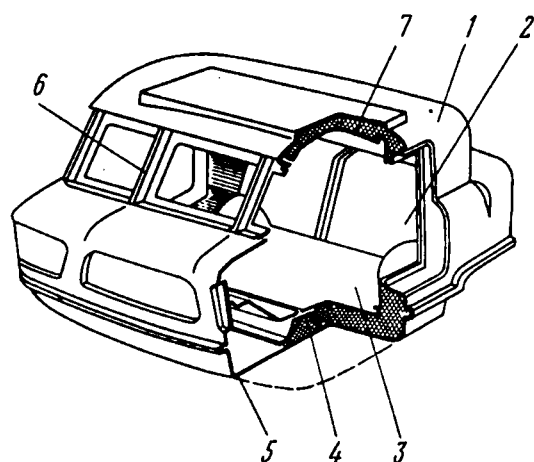


Рис. 9.2. Цельнопластмассовая бескаркасная кабина панельно-оболочечного типа:

1 - внешняя оболочка; 2 - панель топливного бака; 3 - панель пола;
 4 - усилитель основания; 5 - основание; 6 - рама лобового стекла;
 7 - панель крыши; 8 - заливная горловина бака; 9 - задняя внутренняя панель

Цельнопластмассовая бескаркасная кабина панельно-оболочечного типа представлена на рис. 9.2. Ее конструкция полностью соответствует мелкосерийному характеру производства, рассчитана на контактный метод формования элементов из полиэфирного стеклопластика холодного отверждения.

Ко всем этим конструкциям предъявляют общие требования: обеспечение необходимых значений жесткости, прочности и долго-

вечности при минимальной массе, технологичности, минимальной стоимости. Кроме того, при создании кузова и кабины необходимо выполнение следующих требований: защита людей при авариях и других видах воздействий; соответствие уровня вибраций и шумов действующим нормам; свободный доступ к системам, узлам и агрегатам КМ при их обслуживании; хорошая обзорность, удобство посадки и высадки, высокие эргономические качества; удобство погрузки и разгрузки перевозимых грузов; герметичность и достаточная тепло- и шумоизоляция; выполнение требований эстетики; обеспечение высокой коррозионной стойкости и др.

9.2. Нагрузочные режимы

В процессе эксплуатации на КМ действуют нагрузки, возникающие при ее движении по дорожной поверхности, которые обычно носят случайный характер. Как отмечалось в § 4.6, их можно подразделить на случайные и детерминированные. Эти нагрузки действуют на несущую систему КМ и образуют пространственную систему. Определение величин и направлений нагрузок – достаточно сложная задача, поэтому при расчетах из всей совокупности учитывают нагрузки, которые возникают в экстремальных условиях эксплуатации (предельные нагрузки) (рис. 9.3).

Рассмотрим экстремальные детерминированные нагрузки и соответствующие им режимы эксплуатации. Статические расчеты несущих систем КМ выполняют для симметричных (изгиб), косо-симметричных (кручение) и боковых (в горизонтальной плоскости) нагрузок.

Вертикальную симметричную нагрузку R_z (рис. 9.3, а) можно вычислить, используя выражение

$$R_z = k_d(G_m - \sum_i G_{ni}), \quad R_z = \sum_j R_j, \quad j = 1, 2, \dots, n,$$

где G_{ni} – вес i -го неподрессоренного узла или агрегата КМ, k_d – коэффициент динамичности, принимаемый в зависимости от типа КМ: для грузовых $k_d = 3,0$; для КМ высокой проходимости $k_d = 3,5 \dots 4,0$; для легковых КМ и автобусов $k_d = 2,0 \dots 2,5$; n – число колес, взаимодействующих с опорной поверхностью.

Вертикальная несимметричная нагрузка возникает при наезде колесом на препятствие и при вывешивании колеса (или колес)

(рис. 9.3, б). В первом случае вертикальную несимметричную нагрузку можно определить по приведенной выше формуле, учитывая, что $k_d = 1,5$ для грузовых КМ; $k_d = 1,8$ для автомобилей высокой проходимости; $k_d = 1,3$ для легковых КМ и автобусов. Момент, закручивающий несущую систему, равен

$$T = k_d(R_{\text{пр}} - R_{\text{л}})\frac{B}{2}.$$

Здесь $R_{\text{пр}}$, $R_{\text{л}}$ – нагрузки на правом (R_1) и левом (R_2) передних колесах соответственно, B – колея.

При расчете несущей системы на изгиб от действия вертикальных нагрузок необходимо учитывать координаты точек их приложения. Динамические нагрузки в этом случае характеризуются эмпирическими коэффициентами (например, коэффициентом динамичности).

Боковые силы действуют на КМ при ее движении по криволинейной траектории (рис. 9.3, в), в случае появления несимметричных нагрузок при тяговом и тормозном режимах, а также при боковом столкновении с препятствием.

Максимально возможная центробежная сила F_y до переворота при криволинейном движении определяется следующим выражением (см. рис. 9.3, в):

$$F_y = R_y = k_d G_m \frac{B}{2z_m},$$

где R_y – реакция от дороги на колеса, z_m – расстояние от опорной поверхности до центра масс КМ. При этом

$$R_y = R_{y\text{п}} + R_{y\text{з}}; \quad R_{y\text{п}} = F_y \frac{l_z}{L_m}; \quad R_{y\text{з}} = F_y \frac{l_{\text{п}}}{L_m},$$

l_z , $l_{\text{п}}$ – расстояние соответственно от задней и передней осей до центра масс. Для случая на рис. 9.3, г

$$R_y = k_d R_{z0} \operatorname{tg} \theta,$$

R_{z0} – статическая нагрузка на переднюю ось; $\theta = \operatorname{arctg} [1 - H/r_d]$, где r_d – динамический радиус колеса; H – высота препятствия.

Наибольшие горизонтальные нагрузки возникают при повороте и боковом ударе о препятствие и могут составлять до 80 % от веса КМ, приходящегося на ось; в случае несимметричных нагрузок при тяговом и тормозном режимах – порядка 8 % от веса КМ.

При боковом ударе передним колесом о препятствие на КМ действуют нагрузки, наибольшая из которых изгибает несущую систему в горизонтальной плоскости. В случае экстремального режима боковая нагрузка пропорциональна весу КМ и коэффициенту k_σ сцепления колеса с поверхностью дороги (с учетом коэффициента динамичности):

$$R_y = G_m k_\sigma, \quad k_\sigma = 0,7 \dots 1,0.$$

При наезде КМ передним колесом на препятствие на колесо действует сила, которую можно разложить на продольную R_x и вертикальную R_z (рис. 9.3, з). Вертикальная нагрузка может приводить к закручиванию несущей системы. Причем в этом случае крутящий момент, как правило, меньше, чем в режиме вывешивания колес. Поэтому при расчете несущей системы КМ воспользуемся силой R_x , приводящей к изгибу и сдвигу элементов несущей системы в горизонтальной плоскости: $R_x = \pm k_d (G_m - \sum_i G_{ni})$.

Для плавающих КМ следует учитывать выталкивающую силу воды и давления встречного потока (рис. 9.3, д).

Из рассмотренных выше режимов наихудшим по параметрам прочности и жесткости несущих систем является режим преодоления коротких препятствий (углублений, выступов) косым курсом. В этом случае на несущую систему действуют преимущественно кососимметричные нагрузки, вызывающие ее кручение относительно продольной оси КМ. Этот режим принимают как квазистатический в связи с тем, что движение осуществляется с минимальной скоростью и, следовательно, инерционными нагрузками пренебрегают. В предельном случае при преодолении препятствий косым курсом возможен отрыв колеса (колес) от дороги. При этом нагрузки можно определить, исходя из условия статического равновесия:

при $l_n > 0,5L_m$ (см. рис. 9.3, б)

$$R_1 = -0,5G_m, \quad R_2 = -G_m(0,5 - l_n/L_m), \quad R_3 = 0, \quad R_4 = -G_m l_n/L_m,$$

при $l_n < 0,5L_m$

$$R_1 = 0, \quad R_2 = -G_m(1 - l_n/L_m), \quad R_3 = -0,5G_m,$$

$$R_4 = -G_m(l_n/L_m - 0,5).$$

При вывешивании колес левого борта расчетные выражения для R_3 и R_4 аналогичны полученным для R_1 и R_2 .

Совокупность этих нагрузок можно заменить суммой симметричных и кососимметричных сил, вызывающих изгиб и кручение несущей системы относительно продольной оси. Следует учитывать, что для КМ с числом осей больше двух возможно вывешивание нескольких колес в различных сочетаниях. Подобным этому режиму является режим поддомкрачивания КМ.

Для самосвалов к числу предельных режимов следует также отнести момент начала высыпания груза из грузовой платформы в двух вариантах: самосвал стоит на горизонтальной и наклонной поверхностях.

Наряду с квазистатическими нагрузками к категории предельных можно отнести и динамические нагрузки, возникающие при ударе и низкочастотном резонансе.

Нагрузки, возникающие при ударе, как правило, имеют короткое (импульсное) воздействие. Поэтому в наибольшей степени последствия такого воздействия проявляются в локальной зоне (удара). В связи с этим данный режим рекомендуется использовать при уточненных расчетах и прежде всего расчете локальных зон.

В зависимости от микропрофиля дорожной поверхности, а также условий движения КМ могут возникать колебания с частотами, близкими к резонансным. Особенно опасны эти явления для несущих систем при частотах 0...5 Гц. Если возникает резонанс, то возможны поломки элементов КМ, и в том числе несущей системы, вследствие чрезмерных (предельных) динамических нагрузок. Поэтому с целью предотвращения поломок важно исследовать возможность появления таких режимов.

Внешнее возмущение зададим в виде синусоиды, поскольку задачи определения напряженно-деформированного состояния несущих систем КМ решаются, как правило, в линейной постановке. Амплитуды возмущения и период колебаний должны соответствовать эксплуатационным (возможным неровностям дороги и скорости движения КМ).

Для упрощения расчетов примем, что неровности по обоим бортам одинаковые, контакт колеса с дорогой точечный, колеса движутся без пробуксовки и отрыва от дороги. Расстояние l между двумя максимумами зададим равным расстоянию между передней и задней осью (при этом можно добиться наибольшего эффекта воздействия на КМ), что не противоречит статистическим данным. Эквивалентную скорость (км/ч) движения КМ по дороге с указанными параметрами определяем по формуле

$$v_m = \frac{3,6fl}{2\pi}, \quad (9.1)$$

где f – собственная частота колебаний агрегата, Гц.

Расчетным путем можно моделировать движение КМ по дороге со случайным характером микропрофиля и вычислять при этом динамические нагрузки, действующие на несущую систему. Возмущение от микропрофиля можно задавать как ряд случайных нормально распределенных чисел с математическим ожиданием $M = 0$ и средним квадратическим отклонением, обусловленным определенным типом дороги. В результате можно определить нагрузки, действующие на несущую систему и соответствующие реальным (случайным).

9.3. Рамы

9.3.1. Особенности определения напряженно-деформированных состояний рам лонжеронного типа на базе теории тонкостенных упругих стержней

Точность расчетов во многом зависит от адекватности воспроизведения в расчетной схеме нагрузочных режимов, способов закрепления рамы по отношению к реальным условиям эксплуатации. Практически расчеты рамы являются приближенными, поэтому их и дополняют натурными или стендовыми испытаниями. Статические расчеты рам обычно проводят на изгиб от вертикальной симметричной нагрузки и боковых сил, а также на кручение от действия вертикальной несимметричной нагрузки относительно продольной оси КМ.

Выполняемые до недавнего времени расчеты являлись приближенными и их использовали на начальной стадии проектирования, так как вследствие простоты они могут быть проведены оперативно. Рассмотрим некоторые из их особенностей.

Элементы рамы (поперечины и лонжероны) являются тонкостенными стержнями. Тонкостенными стержнями (по В.З. Власову) называют длинные призматические или цилиндрические оболочки, характеризующиеся тем, что протяженность их в пространстве по всем трем основным измерениям задается величинами разных порядков: $\delta/d \leq 0,1$; $d/l \leq 0,1$ (рис. 9.4).

Согласно гипотезе плоских сечений, плоское до деформации сечение остается плоским и после нее, при кручении стержня (чистое кручение) не происходит удлинения волокон и, следовательно, не возникает нормальных напряжений. Применение гипотезы плоских сечений при расчетах на кручение конструкций, состоящих из тонкостенных стержней, обычно не обеспечивает получение удовлетворительных результатов.

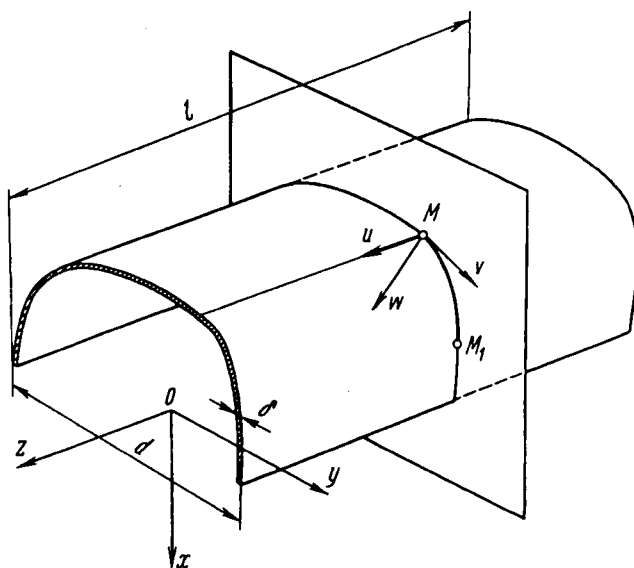


Рис. 9.4. Пример тонкостенного стержня с сечением открытого профиля

Лонжероны и поперечины рамы испытывают сложное воздействие силовых нагрузок, вызывающих изгиб, кручение, растяжение – сжатие и срез. При изгибе тонкостенных стержней поперечные сечения остаются плоскими (в соответствии с гипотезой плоских сечений). При кручении сечения деформируются (перестают быть плоскими), и при расчетах вместо гипотезы плоских сечений следует применять более общий закон секториальных координат.

Расчет рамы на изгиб от действия вертикальных симметричных нагрузок сводится к расчету наиболее нагруженного сечения лонжерона. При этом влияние поперечин не учитывается. В качестве нагрузок на лонжерон используют статические веса агрегатов, приложенные к раме в местах их крепления. Расчетную схему условно можно представить в виде невесомой упругой балки, имеющей в общем случае переменную по длине изгибную жесткость (рис. 9.5).

Опоры балки (и возникающие в них реакции R_1 и R_2) располагаются в зоне осей КМ. При определении реакций важно учитывать особенности системы поддрессирования. Если подвеска рычажная, то опора (соответственно и реакция от колеса) будет расположена на оси колеса; если подвеска выполнена в виде балансирной тележки, то на оси крепления тележки. В случае, если балка моста соединяется с рамой через рессору, реакции приложены в местах крепления рессоры к раме. Расчет проводят методами, основанными на гипотезе

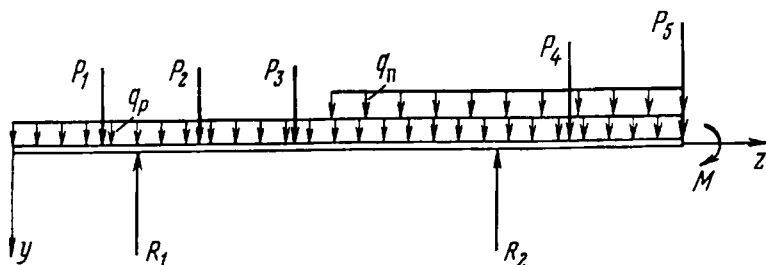


Рис. 9.5. Расчетная схема рамы

плоских сечений и известными из курса “Сопротивление материалов”.

При расчете рамы от действия горизонтальных сил расчетную схему рамы представляют в виде плоской статически неопределимой рамки, образованной из стержней (лонжеронов и поперечин с параметрами, адекватными реальным). Опоры рамки располагают в местах, соответствующих зонам крепления элементов поддрессоривания (рессор, рычагов и др.).

При расчете рамы крутящий момент T определяют для случая как вывешивания колеса (колес), так и наезда колесом на препятствие (см. рис. 9.3, б, г):

$$T = \frac{h}{B} \frac{c_n c_p}{c_n + c_p}, \quad (9.2)$$

где h – высота неровности дорожной поверхности; c_n и c_p – коэффициенты угловой жесткости подвески и рамы соответственно.

Коэффициент угловой жесткости рамы на кручение можно определить экспериментально и расчетным путем с помощью уравнения

$$\alpha = \alpha_1 - \alpha_2 = T/c_p,$$

где α – угол закручивания, $\alpha = 5 \dots 10^\circ$ (иногда $15 \dots 20^\circ$); α_1 и α_2 – угол поворота рамы относительно продольной оси КМ в зоне передней и задней осей соответственно.

Согласно уравнению (9.2), чем меньше c_p , тем ниже T , и, следовательно, прочность рамы выше. Однако при повышенной податливости рамы могут ухудшаться условия работы расположенных на ней узлов и агрегатов.

Известно, что если деформации не препятствовать, то напряженное состояние в стержне будет близко к свободному кручению

(депланация постоянна по длине стержня). Если ввести конструктивные элементы, ограничивающие депланацию (внутренние поперечины, диафрагмы, жесткое крепление к стенкам лонжерона – для поперечин, переменность высоты или ширины профиля по длине и др.), то при кручении тонкостенных стержней возникнут дополнительные нормальные напряжения

$$\sigma = \frac{M_{\text{и}}}{W_{\text{и}}} + \frac{B_{\omega}}{W_{\omega}}, \quad W_{\omega} = \frac{\omega}{J_{\omega}},$$

где $M_{\text{и}}$ – изгибающий момент Н·м; $W_{\text{и}}$ – момент сопротивления сечения изгибу и W_{ω} – секториальный момент сопротивления, м⁴; B_{ω} – бимомент, Н·м²; ω – секториальная координата сечения, м²; J_{ω} – секториальный момент инерции, м⁶.

Физический смысл бимомента идентичен изгибающему и крутящему моментам, т.е. бимомент равен произведению крутящего момента на плечо.

Депланация сечений тонкостенных стержней по его длине обычно неодинаковая, поэтому дополнительные нормальные напряжения соответственно изменяются по длине. Максимальные напряжения от стесненного кручения возникают в местах “стеснения”, причем чем выше коэффициент угловой жесткости, тем больше эти напряжения. Поэтому в лонжеронных рамах при кручении максимальные напряжения возникают в узлах. Если стержни имеют по длине переменное поперечное сечение, то для упрощения расчетов обычно геометрические характеристики сечения осредняют.

При проектировании рам КМ для правильного учета особенностей напряженно-деформированного состояния тонкостенных стержней необходимо знать элементы теории тонкостенных упругих стержней.

Основы теории тонкостенных упругих стержней. Расчеты базируются на следующих гипотезах, введенных В.З. Власовым: сдвиг на средней линии незамкнутого контура отсутствует; контур поперечного сечения при кручении стержня не меняется. Деформированное состояние стержня определяется по изменению положения некоторой произвольной точки M срединной поверхности (см. рис. 9.4).

Выделим участок срединной поверхности (рис. 9.6, см. также рис. 9.4). Угол сдвига γ в элементарной площадке:

$$\gamma = \alpha + \beta, \quad \alpha = \frac{dv}{dz}; \quad \beta = \frac{du}{ds}; \quad \gamma = \frac{dv}{dz} + \frac{du}{ds}.$$

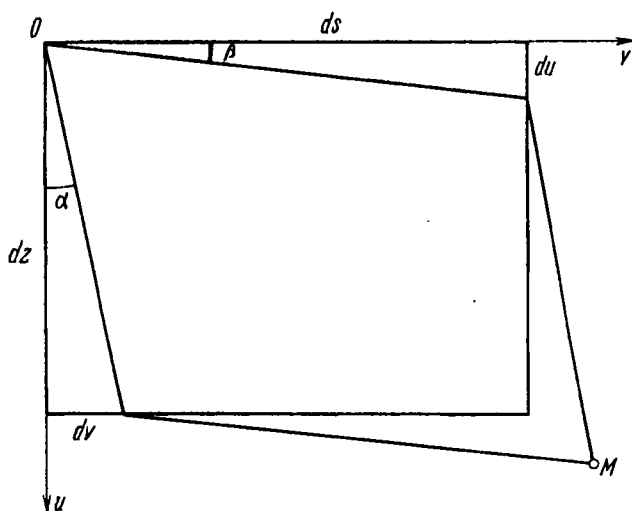


Рис. 9.6. Участок срединной поверхности до деформации и после

Согласно принятой гипотезе, для срединной поверхности $\gamma = 0$, следовательно,

$$\frac{dv}{dz} + \frac{du}{ds} = 0.$$

Продольное перемещение точки M определяется выражением

$$u(z, s) = \zeta(z) - \int_{M_1}^M \frac{dv}{dz} ds, \quad (9.3)$$

где $\zeta(z)$ – произвольная функция, зависящая только от координаты z и представляющая собой продольное перемещение точки M (рис. 9.7). Это перемещение можно выразить, согласно гипотезе о неизменяемости контура поперечного сечения, через перемещения точек M и A вдоль осей Ox и Oy соответственно:

$$u(z, s) = \zeta(z) - \zeta'(z)x(s) - \eta'(z)y(s) - \theta'(z)\omega(s), \quad (9.4)$$

где x и y – координаты точки M ; ζ_M , ζ и η_M , η – перемещения точек M и A вдоль осей Ox и Oy соответственно (рис. 9.8, а также рис. 9.7).

Из зависимостей (9.4) получим, что $d\omega = h ds$. Графически $d\omega$ – удвоенная площадь элементарного сектора, основанием которого является дифференциал дуги ds , а высота определяется длиной

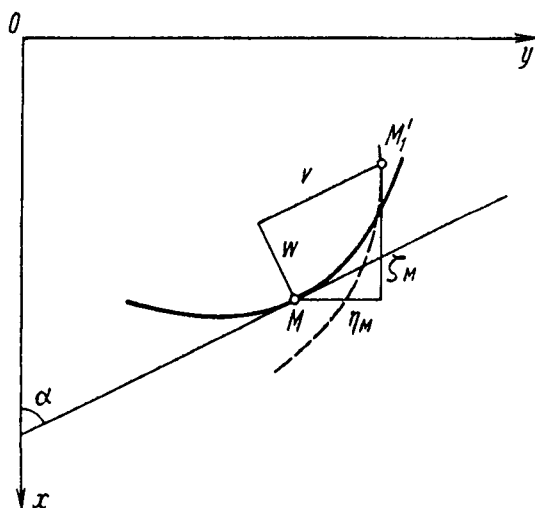


Рис. 9.7. Перемещение точки M при деформации

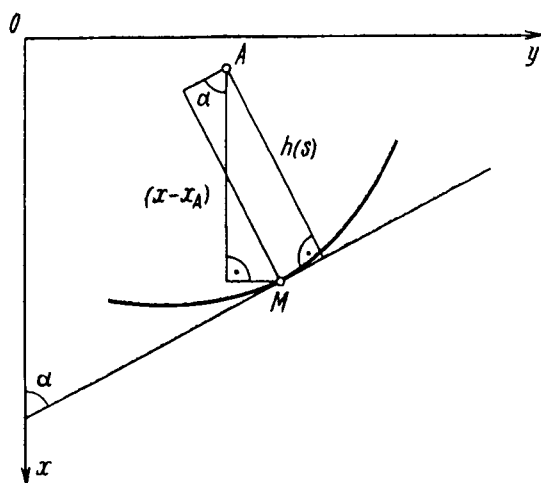


Рис. 9.8. К определению расстояния между точками A и M

перпендикуляра h , опущенного из точки A на касательную в точке M профильной линии (рис. 9.9). Функция $w(s) = \int_{M_0}^M d\omega$ — секториальная координата точки M — представляет собой удвоенную площадь сектора, ограниченного отрезком дуги M_0M профильной линии и двумя прямыми AM_0 , AM , соединяющими концы отрезка с точкой A (рис. 9.10). Она зависит от расположения полюса и начала

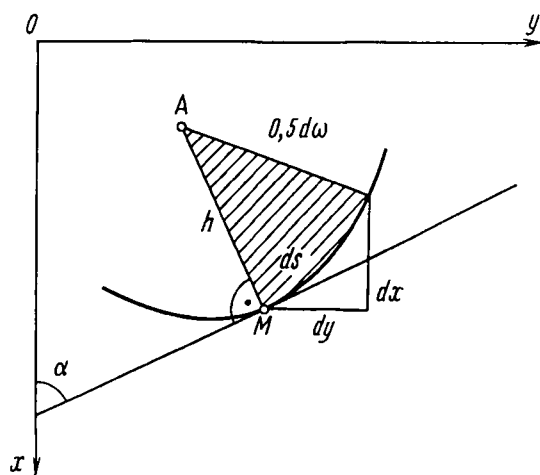


Рис. 9.9. Удвоенная площадь элементарного сектора

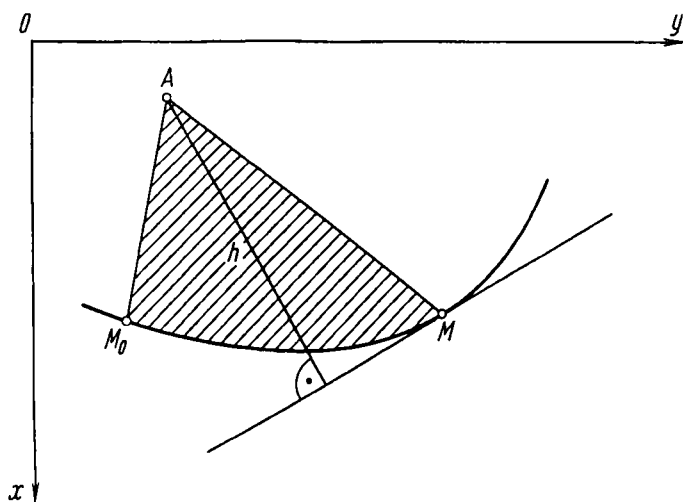


Рис. 9.10. Секториальная координата точки M

отсчета дуговой координаты (т.е. от выбора точки A и точки M_0 соответственно). Нормальное напряжение, согласно закону Гука,

$$\sigma = E\varepsilon,$$

относительное удлинение

$$\varepsilon = \frac{\partial u}{\partial z},$$

где E – модуль упругости первого рода.

Продифференцировав (9.4) по z , получим

$$\frac{\partial u}{\partial z} = \varepsilon = \zeta' - \zeta''x - \eta''y - \theta''\omega;$$

$$\sigma = E(\zeta' - \zeta''x - \eta''y - \theta''\omega). \quad (9.5)$$

Для расчета нормальных напряжений по формуле (9.5) необходимо определить неизвестные коэффициенты ζ' , ζ'' , η'' и θ'' .

Функции выберем произвольно и примем следующие условия:

$$\int_F x dF = 0; \quad \int_F y dF = 0; \quad \int_F \omega dF = 0;$$

$$\int_F xy dF = 0; \quad \int_F x\omega dF = 0; \quad \int_F y\omega dF = 0. \quad (9.6)$$

Здесь F – площадь поперечного сечения стержня. Координаты x , y и ω , удовлетворяющие условиям (9.6), являются главными обобщенными координатами, полюс A – главным секториальным полюсом.

С учетом этих условий после соответствующих преобразований уравнение (9.5) примет вид

$$\sigma = \frac{N}{F} - \frac{M_y}{I_y}x + \frac{M_x}{I_x}y + \frac{B_\omega}{I_\omega}\omega, \quad (9.7)$$

где N – продольная сила; M_y и M_x – изгибающие моменты относительно осей Oy и Ox .

Первые три члена уравнения (9.7) совпадают с известными формулами из сопротивления материалов, опирающимися на закон плоских сечений. Четвертый член определяет нормальные напряжения, возникающие вследствие того, что сечения при кручении не остаются плоскими, а деформируются в соответствии с законом секториальных координат.

Дифференциальные уравнения кручения упругого тонкостенного стержня. Пусть стержень нагружен крутящим моментом T , при этом

$$N = 0; \quad M_x = M_y = 0. \quad (9.8)$$

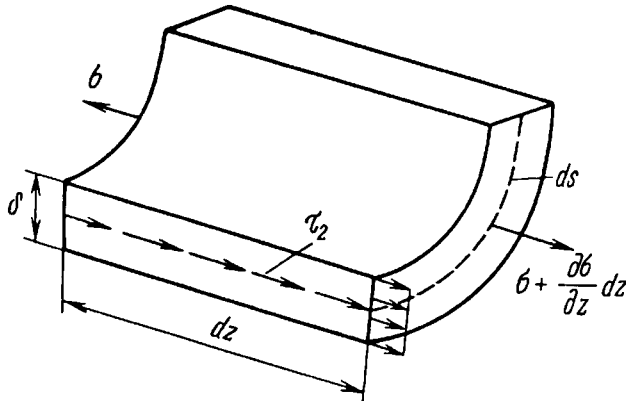


Рис. 9.11. Элементарный расчетный участок тонкостенного стержня

Как известно, крутящий момент при свободном кручении связан с углом закручивания стержня:

$$T_1 = GJ_k \theta', \quad (9.9)$$

где G – модуль упругости второго рода; J_k – момент инерции при кручении; θ' – производная от угла закручивания по длине стержня.

Так как сечение тонкостенного стержня деформируется, возникают нормальные напряжения

$$\sigma = -E\theta''\omega. \quad (9.10)$$

Они уравновешиваются вторичными касательными напряжениями τ_2 , постоянными по толщине стержня. Исходя из условия равновесия обобщенных сил для отсеченной части стержня (рис. 9.11), имеем

$$\tau_2 \delta dz = - \int_s \frac{\partial \sigma}{\partial z} dz \delta ds.$$

При интегрировании по заданной площади F^* сечения (отсеченной части стержня)

$$\tau_2 \delta = - \int_{F^*} \frac{\partial \sigma}{\partial z} dF, \quad F^* = \int_s \delta ds. \quad (9.11)$$

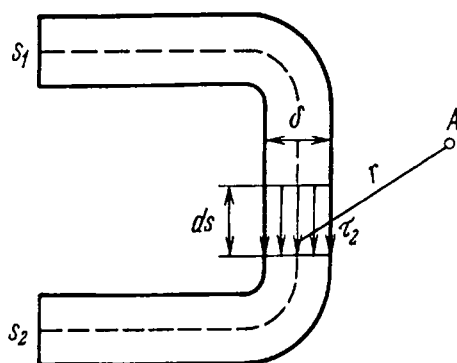


Рис. 9.12. Вторичные касательные напряжения

Подставляя уравнение (9.10) в (9.11), получаем

$$\tau_2 \delta = \int_{F^*} E \theta''' \omega dF = E \theta''' \int_{F^*} \omega dF. \quad (9.12)$$

Крутящий момент связан со вторичными касательными напряжениями (рис. 9.12) следующим выражением:

$$T_2 = \int_F \tau_2 \delta d\omega = E \theta''' \int_F \left(\int_{F^*} \omega dF \right) d\omega. \quad (9.13)$$

После интегрирования (9.13) по частям получим

$$\int_F \left(\int_{F^*} \omega dF \right) d\omega = \omega \int_{F^*} \omega dF \Big|_{s_1}^{s_2} - \int_{F^*} \omega^2 dF.$$

По условию (9.6)

$$\int_F \omega dF = 0.$$

Тогда из уравнения (9.13)

$$T_2 = -E J_\omega \theta'''. \quad (9.14)$$

Внешний крутящий момент уравнивается моментами T_1 и T_2 :

$$T = G J_\kappa \theta' - E J_\omega \theta'''. \quad (9.14)$$

Продифференцируем (9.14) по z :

$$EJ_{\omega}\theta^{IV} - GJ_{\kappa}\theta'' = -\frac{dT}{dz}$$

или

$$EJ_{\omega}\theta^{IV} - GJ_{\kappa}\theta'' = m, \quad (9.15)$$

где $m = -\frac{dT}{dz}$ – крутящий момент, распределенный по длине стержня.

Уравнение (9.15) представляет собой дифференциальное уравнение кручения упругого тонкостенного стержня с постоянным сечением.

Рассмотрим влияние конструкции узла на деформации концов стержней рамы, сходящихся в узле, способов крепления поперечин к полкам лонжерона и стенкам.

Упругая депланация узла. Если стержень с сечением швеллерного типа, то при депланации верхняя полка поворачивается в одну сторону, нижняя – в другую.

Углы поворота полок можно определить, взяв производную от продольного перемещения u по координате s . С учетом зависимостей $h ds = d\omega$ и $u = \chi\omega$ имеем

$$\alpha = \frac{du}{ds} = \chi \frac{d\omega}{ds} = \chi h, \quad (9.16)$$

где χ – мера депланации, $\chi = -\frac{d\theta}{dz}$; h – расстояние от главного секториального полюса сечения до полки.

Если линии центра изгиба стержней, соединенных в узле, пересекаются в одной точке (пересечение без эксцентриситета), то при единичной депланации узла депланации концов стержней соответствуют эпюре ω для каждого стержня. Этот случай является основным. Мера депланации положительная, если при виде сверху верхняя полка сечения поворачивается против хода часовой стрелки, а нижняя – по ходу часовой стрелки. Согласно зависимости (9.16), меру депланации можно определить как отношение взаимного угла поворота полок сечения к расстоянию между ними.

Рассмотрим, как связаны между собой меры депланации лонжерона и поперечины. Для поперечины с горизонтальными полками мера депланации (рис. 9.13, а) поперечины

$$\chi_{\Pi} = 2 \frac{\varphi}{t_{\Pi}}, \quad (9.17)$$

а лонжерона

$$\chi_{\text{л}} = 2 \frac{\gamma}{h_{\text{л}}}. \quad (9.18)$$

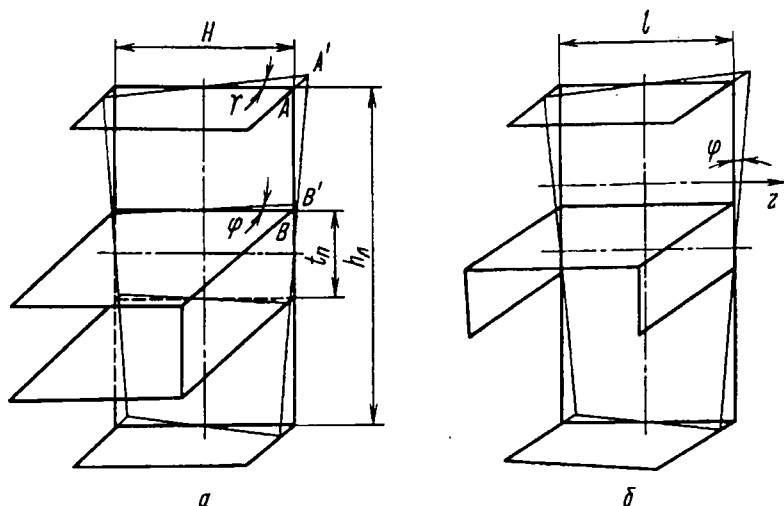


Рис. 9.13. Поперечина с полками:
а – горизонтальными; б – вертикальными

Примем, что мера депланации лонжерона в узле – постоянная по длине H узла величина:

$$\frac{AA'}{BB'} = \frac{h_{\text{л}}}{t_{\text{п}}}; \quad (9.19)$$

$$AA' = 0,5\gamma H; \quad BB' = 0,5\varphi H. \quad (9.20)$$

Из выражений (9.19) и (9.20) имеем $\gamma/\varphi = h_{\text{л}}/t_{\text{п}}$, откуда $2\varphi/t_{\text{п}} = 2\gamma/h_{\text{л}}$ и

$$\chi_{\text{л}} = \chi_{\text{п}}. \quad (9.21)$$

Если мера депланации лонжерона положительная, то и мера депланации поперечины с горизонтальными полками также положительная.

Для поперечины с вертикальными полками мера депланации поперечины (рис. 9.13, б) $\chi_{\text{п}} = 2\varphi/t_{\text{п}}$, а лонжерона

$$\chi_{\text{л}} = \frac{d\varphi}{dz}. \quad (9.22)$$

Если принять, что мера депланации лонжерона постоянна по длине l узла, то $\chi_{\text{л}} = 2\varphi/l$ и $\chi_{\text{п}} = -\chi_{\text{л}}$, знак “–” соответствует тому, что при повороте верхней полки лонжерона по часовой стрелке верхняя полка поперечины поворачивается против часовой стрелки.

Уравнение равновесия бимоментов. Вырежем i -й узел и рассмотрим его равновесие. Будем учитывать только нормальные

напряжения. Согласно принципу возможных перемещений, работа всех сил равновесной системы на любом возможном перемещении $\sum_i \int_F \sigma u dF = 0$. При депланации узла $u = \chi \omega$. Тогда

$$\sum_i \chi_i \int_F \sigma \omega dF = 0 \text{ или}$$

$$\sum \chi_i B_{\omega i} = 0. \quad (9.23)$$

Поскольку меры депланации u поперечины и лонжерона равны, зависимость (9.23) примет вид

$$\sum B_{\omega i} = 0.$$

9.3.2. Определение напряженно-деформированного состояния рам с помощью метода конечных элементов

Этот метод является одним из наиболее эффективных методов расчета несущих систем. Применение МКЭ для исследования рам (несущих систем) КМ позволяет в рамках единого подхода решать задачи статики и динамики, исследовать конструкции практически любой формы, из разных материалов при высокой точности результатов. С помощью МКЭ можно оценить напряженно-деформированные состояния, как всей конструкции, так и отдельных ее элементов. При этом не обязательно подразделять общую задачу на частные.

Для обеспечения эффективности в зависимости от целей расчетов необходимо применять разные КЭМ объекта, имеющие такую структуру, число узлов и элементов, которые позволяют получить заданную точность при минимуме затрат труда и времени на подготовку, решение задачи и обработку результатов. В связи с этим для моделирования рам целесообразно использовать несколько видов КЭМ: стержневую, оболочечно-стержневую, оболочечную или составленную из трехмерных КЭ. Стержневая КЭМ представляет собой систему стержневых КЭ, образованную продольными осями этих элементов, проходящими через центры масс сечений или центры изгиба. Элементы стержневых КЭ имеют геометрические и прочностные характеристики соответствующих сечений рамы.

В качестве границ элементов (в виде узлов КЭМ) принимают места, в которых изменяются геометрические характеристики сечений

или свойства материалов, а также места приложения нагрузок и закрепления. Участки с переменным по длине стержня сечением либо моделируют подобными КЭ, либо заменяют на КЭ со ступенчато-переменным сечением, т.е. совокупностью стержневых КЭ, имеющих по длине постоянное сечение. При этом размеры элементов выбирают, исходя из условия разброса жесткостных параметров по длине, не превышающего 10...15 %.

Пример стержневой КЭМ несущей системы КМ показан на рис. 9.14. Чтобы приблизить работу модели рамы к реальным условиям, а следовательно, повысить точность решения, необходимо адекватно смоделировать условия закрепления. Так, если в КМ в качестве упругих элементов подвески используется рессора, то в КЭМ следует вводить модель рессоры, состоящую, как минимум, из двух КЭ балочного типа (узлы 82, 84, 16 и 152, 154, 99 на рис. 9.14). В противном случае погрешности расчетных значений прогибов и углов закручивания по сравнению с экспериментальными могут превысить 40 %.

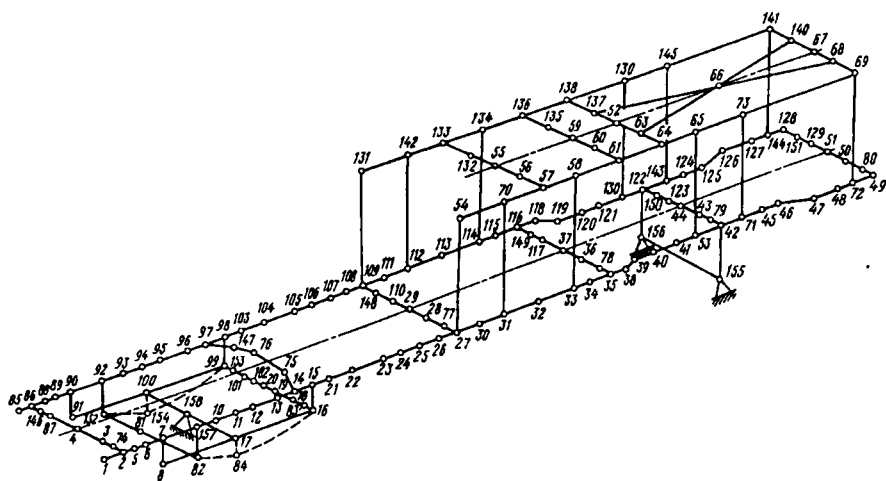


Рис. 9.14. Стержневая КЭМ несущей системы КМ

Благодаря симметрии конструкции при расчете можно почти вдвое уменьшить число исходных данных, время на подготовку и выполнение расчетов.

Как отмечено ранее, важным моментом при расчете тонкостенных конструкций на кручение является учет эффекта стесненного кручения, выполнение которого возможно в результате использования специальных стержневых КЭ. Потенциальная энергия деформации

ции тонкостенного стержня с учетом деформации поперечного сечения при кручении

$$\Pi = 0,5 \int_0^l EJ_{\omega} [\theta''(x)]^2 dx + 0,5 \int_0^l GJ_k [\theta'(x)]^2 dx.$$

Используя известные подходы к выводу матриц жесткости стержневого элемента, получаем дополнительные члены матрицы, позволяющие учитывать деформацию сечений

$$R_{\text{доп}} = K_{\text{доп}} q,$$

где

$$R_{\text{доп}} = \{T(0) B_{\omega}(0) T(l) B_{\omega}(l)\}^T;$$

$$q = \{\theta(0) \theta'(0) \theta(l) \theta'(l)\}^T;$$

$K_{\text{доп}}$ – матрица жесткости элемента стержня при стесненном кручении; $R_{\text{доп}}$ – вектор обобщенных сил в узлах; q – вектор перемещений в узлах.

При использовании таких стержневых КЭ погрешность перемещения стержня от изгиба составляет 10...15 %, а углов закручивания от кручения 20...30 % при минимальных затратах труда и времени на решение задачи ввиду малого числа элементов и узлов в КЭМ. В связи с этим использование таких КЭМ предпочтительнее для многовариантных расчетов.

В большинстве случаев узлы соединения поперечин и лонжеронов рам конструктивно сложны и имеют многочисленные концентраторы. Определение напряженного состояния узлов моделированием их стержневыми элементами сопряжено с существенными погрешностями. Поэтому используют моделирование рамы оболочечными элементами в виде треугольников и многоугольников, а также трехмерные КЭ, имеющие 6 степеней свободы в узле. Соотношение сторон КЭ и углы при вершинах необходимо выбирать таким образом, чтобы КЭ имели форму, близкую к правильной (равносторонний треугольник, квадрат и т.д.). Размеры сторон следует выбирать, также исходя из условия, чтобы в зонах рамы (стенки или полки лонжерона, поперечины, усилителя и т.д.) размещалось один-два ряда КЭ (рис. 9.15).

Узлы КЭМ должны совпадать с заклепочными и болтовыми соединениями рамы. Так как узлы рамы являются наиболее напряженными, места соединения поперечин с лонжеронами моделируются большим числом КЭ с уменьшением их размеров. При этом в

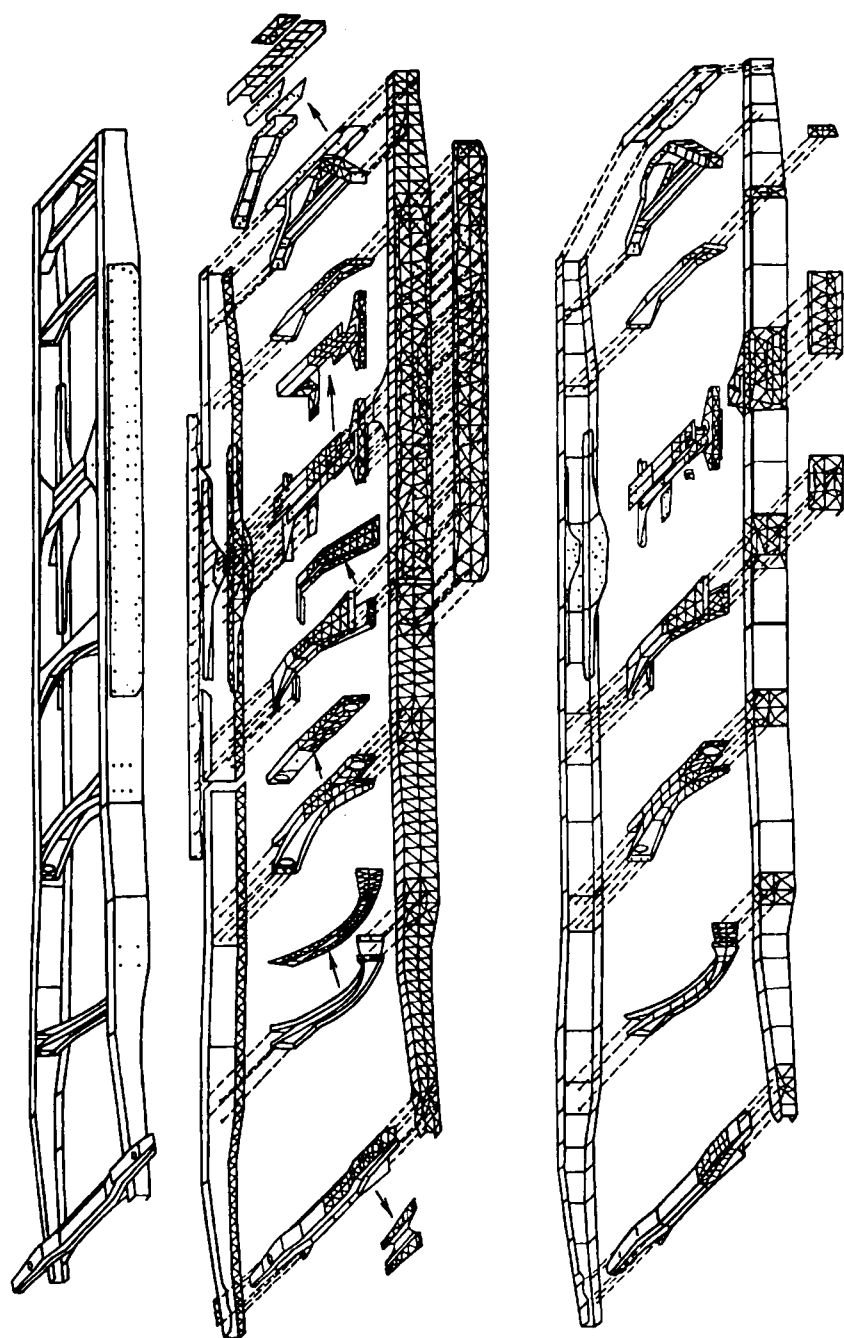


Рис. 9.15. Оболочечная КЭМ рамы КМ

зависимости от конструкции число рядов в отдельных частях детали рамы достигает 3 – 5 (см. рис. 9.15). КЭМ рамы может включать 2 – 3 тыс. узлов и 2 – 5 тыс. элементов. Погрешность расчета перемещений достигает 3...5 %, углов поворота 5...10 % и напряжений 10...15 %. Однако трудоемкость подготовки данных для расчетов и обработки результатов для оболочечных КЭМ и особенно для моделей, состоящих из трехмерных КЭ, высока.

Целесообразно в ряде случаев использовать комбинированные оболочечно-стержневые КЭМ. Сложные элементы конструкции (например, узлы) моделируются оболочечными КЭ, а остальные (элементы лонжеронов и поперечин постоянного сечения) – стержневыми. При использовании таких моделей при незначительном ухудшении точности результатов можно добиться существенного сокращения времени на подготовку задачи, ее решение и обработку результатов.

Как известно, наибольшие динамические нагрузки в несущих элементах КМ возникают, как правило, при ее движении по дорогам категории IV, V. В зависимости от целей расчета внешние воздействия задают либо как гармонические, либо как реальные динамические воздействия (случайные).

Большинство существующих пакетов программ, реализующих МКЭ, позволяет в качестве динамических воздействий задавать обобщенные силы, виброперемещения, виброскорости и виброускорения. Для определения амплитуд и частот воздействий на раму используют экспериментальные или расчетные данные.

Для их расчета необходимо смоделировать КМ в виде динамической системы и условия экстремальных режимов эксплуатации (т.е. воздействия на КМ). Предположение линейности модели рамы правомочно для большинства КМ.

Для рам, как и для других несущих систем, наихудшими режимами являются режимы, обусловленные ударными воздействиями в локальных зонах (при пробое подвески). Кроме ударных воздействий, относительно большие инерционные нагрузки могут возникать при таком режиме движения, когда внешнее воздействие будет вызывать резонансные явления данного агрегата. При этом также наибольшие значения могут появиться, когда подвеска упирается в буферное устройство или заблокирована.

Для решения задач динамики рам, как правило, используют стержневую КЭМ. Это связано прежде всего с тем, что продолжительность решения динамических задач в несколько раз больше,

чем статических при равном числе КЭ. Кроме того, для определения низших частот и форм колебаний рамы не требуется составление сложных КЭМ.

Резонансные режимы можно установить по известным собственным частотам элементов КМ. Поэтому на первом этапе целесообразно вычислить собственные частоты элементов КМ и построить формы колебаний на этих частотах.

Поскольку задача заключается в определении динамических воздействий на поперечины и лонжероны рамы и узлы их соединения, то важно адекватно реальному объекту смоделировать не только раму, но и двигатель, кабину, кронштейны навесных устройств и агрегатов (получить соответствующие реальным жесткость узла, распределение масс, для опор – их жесткость и правильно учесть места крепления), элементы системы поддрессирования (шарниры, рычаги, упругие, демпфирующие элементы) и колеса (жесткость).

В результате решения динамических задач получают амплитудно-частотные характеристики колебаний рамы, распределение напряжений в элементах рамы по времени.

Решение задач динамики в теории МКЭ строится на решении уравнения движения в матричной форме:

$$[M]\{q''(t)\} + [C]\{q'(t)\} + [K]\{q(t)\} = \{P(t)\}, \quad (9.24)$$

где $[M]$ – матрица масс конструкции; $[C]$ – матрица демпфирования конструкции; $[K]$ – матрица жесткости конструкции; $\{q''(t)\}$, $\{q'(t)\}$, $\{q(t)\}$ – матрицы ускорения, скорости и перемещений узловых точек конструкции соответственно; $\{P(t)\}$ – матрица внешних обобщенных сил.

При свободных колебаниях без сопротивления (для определения собственных частот колебаний)

$$\{P(t)\} = 0; \quad [C] = 0; \quad \{q(t)\} = \{q\} \sin \lambda t.$$

Уравнение (9.24) принимает вид

$$|[K] - \lambda^2[M]| \{q\} = 0.$$

Приравнявая определитель этой системы линейных алгебраических уравнений нулю (так как перемещения $\{q\}$ тождественно не равны нулю), получаем уравнение для свободных (собственных) колебаний:

$$|[K] - \lambda^2[M]| = 0.$$

Здесь λ – собственные значения этой матрицы, соответствующие i -м частотам собственных колебаний системы.

Для решения уравнения (9.24) используют два подхода: метод главных координат и прямые методы (численного интегрирования). Метод главных координат применяют в том случае, если решение можно представить в виде линейной комбинации гармоник, соответствующих нескольким низшим частотам системы. Это возможно, когда внешние гармоники в разложении $P(t)$ мало влияют на поведение рассматриваемой системы. Из всей совокупности выбирают собственные частоты, близко лежащие к частоте возмущения.

Точность решения зависит, в основном, от динамической модели и правильности выбора числа собственных частот.

При решении уравнения (9.24) прямыми методами этот процесс ведется по временным шагам. На каждом шаге по существу решается статическая задача, в которой в соответствии с принципом Даламбера используются силы инерции и сопротивления. При этом решение уравнений равновесия проводится многократно для всех дискретных точек, на которые разбит временной интервал. Точность решения зависит от динамической модели и в значительной степени от выбранного временного шага и числа этих шагов. Нередко для достижения заданной точности приходится использовать относительно малые временные шаги и большое их число. При этом время решения задачи находится в прямой зависимости от числа шагов.

Рассмотрим определение и исследование собственных частот и форм колебаний, а также напряженно-деформированного состояния рамы КМ с использованием МКЭ. Используемая для этого динамическая КЭМ КМ имеет 505 узлов и 789 элементов (рис. 9.16). Для оценки напряженно-деформированного состояния может быть рекомендован метод главных координат.

Основные расчетные значения собственных частот для такой динамической КЭМ лежат в диапазоне $0 \dots 7$ Гц. Одна из форм колебаний показана на рис. 9.16.

Смоделируем условия эксплуатации, при которых возможно возникновение наиболее неблагоприятных резонансных явлений.

Скорость движения КМ, рассчитанная по формуле (9.1) на 14-й частоте соответствует $v_m = 8,92$ км/ч, т.е. эта скорость вполне реальная и возможна при движении по грунтовым дорогам с высокими неровностями (например, грунтовой, замерзшей колеи и др.).

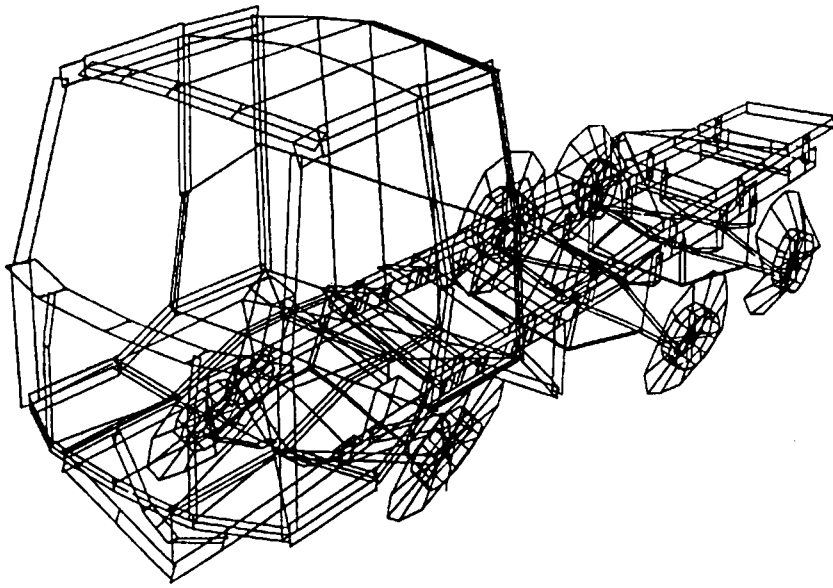


Рис. 9.16. КЭМ КМ для динамических расчетов

Внешнее возмущение зададим в виде синусоидальных перемещений точек соприкосновения колес с покрытием дороги в двух вариантах: симметричное относительно двух бортов автомобиля и несимметричное (за счет сдвига фазы внешних возмущений одного борта относительно другого на 180°).

Проанализировав значения амплитуд перемещений и внутренних силовых факторов при других различных внешних воздействиях (с иной частотой воздействия), выделим наиболее нагруженный режим – в нашем случае движение со скоростью $v_m = 8,92$ км/ч.

Амплитуды колебаний в узлах соединения поперечин 1 (возле двигателя) и последней поперечины 11, построенные с помощью программы МКЭ, показаны на рис. 9.17. Из этих графиков были выбраны моменты времени, соответствующие наибольшей амплитуде колебаний рамы (изгибное кручение). Отметим, что по сравнению с перемещениями, полученными для экстремальных квазистатических режимов, динамические перемещения в раме имеют большие значения. Для поперечин 4, 6 и 7 (как наиболее нагруженных по данным статического и динамического расчетов) были определены динамические реакции на 98-м временном шаге (4,9 с). В качестве примера в табл. 9.1 представлены значения составляющих внутренних сил в принятой системе координат в концевых частях 1, 4, 6 и 7 поперечин для статического и динамического нагружений.

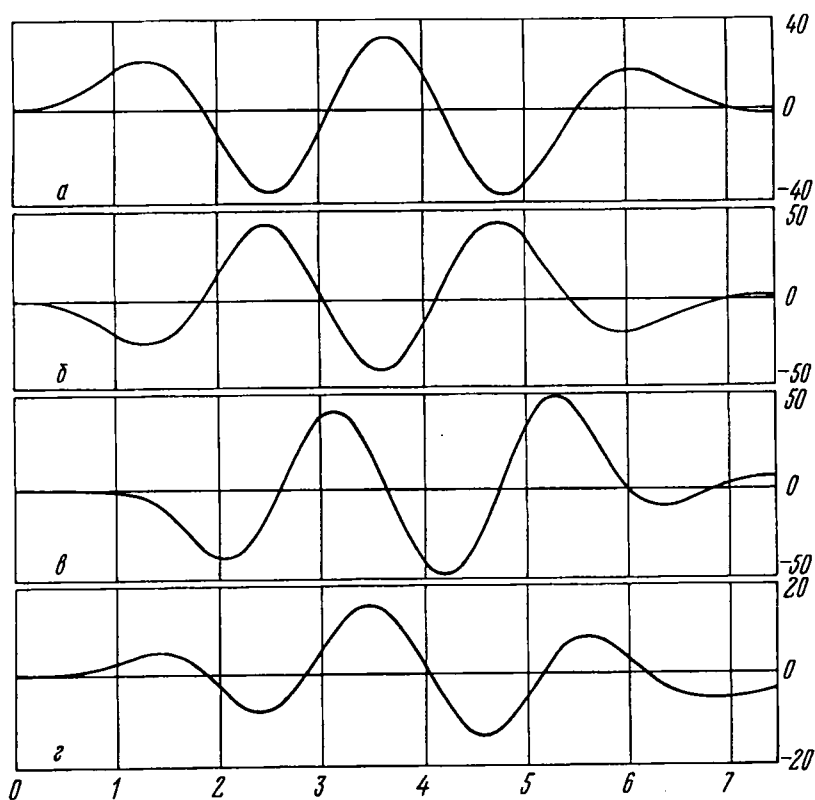


Рис. 9.17. Амплитуды колебаний, мм, узлов КЭ КЭМ:
а, б – поперечины 1; в, г – поперечины 11

Таблица 9.1. Значения внутренних сил, кН, в наиболее нагруженных элементах КЭМ

№ поперечины	R_x		R_y		R_z	
	статика	динамика	статика	динамика	статика	динамика
1	3,9	–	–	21	–	61
	3	13,79	17,66	52	8,33	11
4	1,5	0	–	–	4,1	–
	9	0,2	52,44	31,77	1	16,26
6	–	19	–	67	–	–
	27,58	14	54,32	80	43,49	30,12
7	49	–	–	89	30	–
	82	85,61	33,79	37	24	35,62

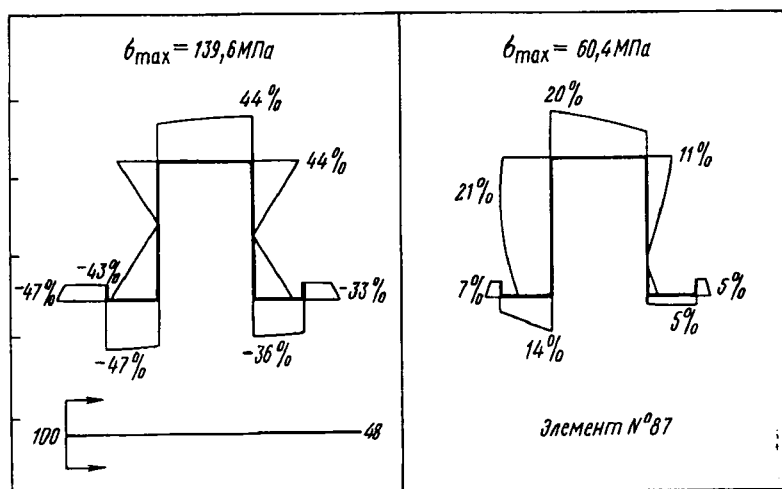


Рис. 9.18. Эпюры распределения напряжений по сечению в концевых частях поперечины b для квазистатического нагружения (КЭ № 87; узлы 100, 48)

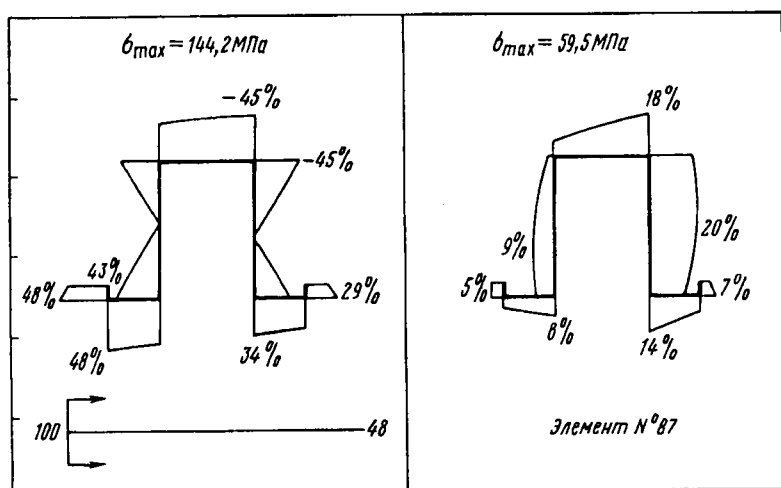


Рис. 9.19. Эпюры распределения напряжений по сечению в концевых частях поперечины b для динамического нагружения

Для сравнения на рис. 9.18 даны эпюры распределения напряжений по сечению в концевых частях поперечины b , определенных для квазистатического кручения, а на рис. 9.19 – для динамического нагружения.

Из сравнительного анализа следует, что за счет действия инерционных нагрузок внутренние силы перераспределяются и в целом для динамического нагружения их значения выше, чем для квазистатического.

Рассмотрим задачу поиска оптимальных решений для рамы лонжеронного типа с использованием теории упругих тонкостенных стержней.

Профиль лонжеронов рамы переменный (ширина и высота изменяются по линейному закону, толщина постоянная). Поперечины имеют постоянное сечение по длине.

Предположим, что рама обладает очень высокой жесткостью на вертикальный изгиб и податлива на кручение: при кручении рамы стержни скручиваются, но остаются прямолинейными. Напряженное состояние будем определять для наиболее напряженного кососимметричного случая нагружения. Суммарные нормальные напряжения обусловлены стесненным кручением и вертикальным изгибом, вызванными нагружением элементов рамы.

Напряжения для рассматриваемого случая пропорциональны углу закручивания рамы. Для каждого элемента рамы (поперечин и участков лонжеронов между поперечинами) наибольшие напряжения возникают на краю полков вблизи узлов.

Так как долговечность рамы определяется накоплением усталостных повреждений, этот процесс должен быть одинаковым для всех узловых точек, т.е. напряжения во всех узловых точках должны быть равны между собой (для рассматриваемого случая все напряжения пропорциональны углу закручивания рамы). Зададим целевую функцию (критерий качества) процесса оптимизации в виде

$$W = \sum_{\substack{i=1 \\ i \neq j}}^n (|\sigma_i| - |\sigma_j|),$$

где n – число точек, в которых определяются напряжения; i – номер точки, в которой определяется напряжение σ_i ; σ_j – напряжение в некоторой точке j из числа n точек.

Из множества вариантов с равнопрочными узлами следует выбрать такой, для которого длина L пробега КМ до появления усталостной трещины в раме не меньше заданной:

$$L_{\text{зад}} - L \leq 0. \quad (9.25)$$

Ограничивающее условие (9.25) наложено на вектор оптимизируемых параметров. Решим эту задачу, используя критерий равенства наибольших напряжений в узлах с учетом условия (9.25).

Длина пробега КМ до появления усталостной трещины (согласно гипотезе линейного суммирования усталостных повреждений)

$$L = \frac{s\sigma_{-1k}^m N_0}{\sum_{j=1} \sigma_j^m n_j}, \quad (9.26)$$

где s – длина пробега КМ, во время которого получена информация о нагруженности рамы; m – котангенс угла наклона левой ветви кривой усталости в логарифмических координатах; N_0 – базовое число циклов с амплитудой σ_{-1k} ; n_j – число циклов с амплитудой σ_j .

При анализе напряженного состояния рамы примем следующие допущения:

кручение тонкостенного стержня приближенно описывается дифференциальным уравнением $\varphi^{IV} = 0$;

депланация на концах стержней отсутствует;

при кососимметричной деформации ее стержни скручиваются, оставаясь прямолинейными.

Пренебрегая касательными напряжениями свободного кручения (ввиду их малости), получаем зависимости для бимоментов и крутящих моментов:

$$\begin{aligned} B_{\omega i} &= \frac{6EJ_{\omega i}}{l_i l_p} \varphi; \\ T_i &= \frac{12EJ_{\omega i}}{l_i^2 l_p} \varphi, \end{aligned} \quad (9.27)$$

где l_i – длина i -го элемента рамы; φ – угол закручивания рамы; l_p – длина рамы. После преобразований (9.27) получим

$$T_i = 2B_{\omega i}/l_i.$$

Так как крутящий момент, по крайней мере, на порядок меньше бимоменты, а секториальный момент сопротивления W_{ω} и момент сопротивления W_x сечения изгибу – величины одного порядка, напряжение в узловых точках зависит в основном от бимоменты:

$$\sigma_i = \frac{B_{\omega i}}{W_{\omega i}} = \frac{6E\omega_i}{l_i l_p} \varphi. \quad (9.28)$$

Отсюда напряжения в любом i -м узле рамы пропорциональны углу ее закручивания:

$$\sigma_i = \sigma_{i\text{ед}}\varphi.$$

Тогда формула (9.26) принимает вид

$$L_i = \frac{s\sigma_{-1k}^m N_0}{r \sigma_{i\text{ед}}^m \sum_{j=1}^m \varphi_j^m n_j},$$

где i – номер точки на раме, в которой определено напряжение; j – номер разряда при схематизации процесса $\varphi(t)$ (см. § 2.3 первого тома настоящего учебника).

Угол φ закручивания рамы входит в динамическую модель КМ как одна из обобщенных координат. В динамической модели рама рассматривается как стержень с коэффициентом жесткости c_φ упругого кручения.

Работа момента T , закручивающего раму на угол φ , равна работе моментов T_i , закручивающих элементы рамы на угол γ_i :

$$T\varphi = \sum_{i=1}^n T_i \gamma_i.$$

С учетом системы уравнений (9.27)

$$T = \varphi \frac{12E}{l_p} \sum_{i=1}^n \frac{J_{\omega i}}{l_i}.$$

Так как

$$T = c_\varphi \varphi,$$

$$c_\varphi = \frac{12E}{l_p} \sum_{i=1}^n \frac{J_{\omega i}}{l_i}.$$

Пусть стержни имеют профиль поперечного сечения в виде швеллера (рис. 9.20, *a*). Наибольшую секториальную координату и секториальный момент инерции сечения (рис. 9.20, *б*) определяют по следующим формулам:

$$\omega = \frac{Hb}{2} \frac{H + 3b}{H + 6b}; \quad J_\omega = \frac{H^2 b^3 d}{12} \frac{2H + 3b}{H + 6b}.$$

При увеличении в α раз ($H_i = \alpha H_{i0}$; $b_i = \alpha b_{i0}$; $d_i = \alpha d_{i0}$) в соответствии с уравнением (9.28) все напряжения возрастут в α^2 раз.

Следовательно, целевая функция не изменится. В табл. 9.2 приведены результаты оптимизации рамы по узлам.

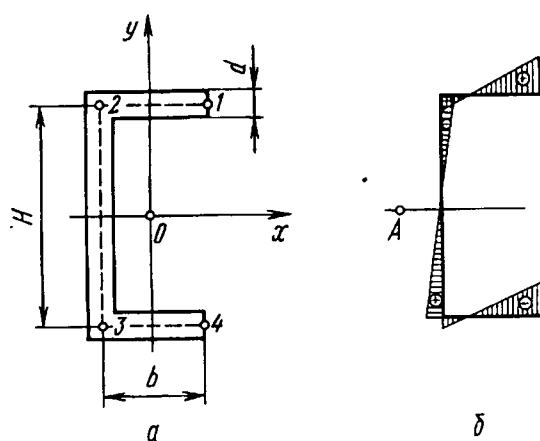


Рис. 9.20. Сечение рамы швеллерного типа:
а – основные геометрические размеры; б – эпюра секториальных координат относительно полюса А

Таблица 9.2. Значения основных размеров, мм, рамы до и после оптимизации

№ узла	Высота	Ширина	Толщина
<i>Лонжерон</i>			
1	300/319	85/173	7/7,1
2	–/270	–/73	–
3	–/304	–/82	–
4	–/298	–/54	–
5	–/285	–/90	–
6	–/217	–/52	–
<i>Поперечина</i>			
1	135/130	145/139	7/5,6
2	80/149	75/117	–/7,8
3	135/98	135/98	–/7,2
4	140/161	90/116	–/6,5
5	200/187	100/97	–/6,4
6	270/225	170/74	–/5,2

Примечание. В числителе даны значения, с которых начат поиск оптимальных размеров, в знаменателе – окончательный результат.

Таким образом, процесс оптимизации состоит из двух этапов: варьирование размеров сечений рамы с целью приближения критерия качества к нулю. Проверку выполнения условия (9.25) можно не проводить;

варьирование значений α при $W = 0$ для получения параметров, удовлетворяющих ограничениям (9.25).

Предложенный в этом примере подход к решению задач поиска оптимальных параметров рамы требует минимальных затрат машинного времени.

9.4. Кузова

9.4.1. Кузова легковых КМ

Особенности конструкции. При создании кузова легкой КМ основными факторами являются ее форма и компоновка. Конструкция агрегатов шасси определяет нижние детали нижней части кузова (детали пола), предназначенные для крепления элементов подвески, трансмиссии, выхлопной системы и топливного бака. С целью увеличения жесткости несущей системы пол кузова выполняют в виде пространственной рамоподобной конструкции, образуемой передними и задним лонжеронами, порогами, которые связаны между собой поперечинами. В рассматриваемом на рис. 9.21 примере этими поперечинами являются:

- передняя поперечная балка;
- усилители пола в зоне перехода пола к щитку моторного отсека;
- поперечная балка переднего сиденья;
- поперечная балка заднего сиденья;
- П-образные усилители пола в зоне задних колесных ниш;
- поперечная балка заднего моста;
- поперечный усилитель задней части кузова.

Тоннель для размещения коробки передач и выхлопной системы, который выполнен как выштамповка пола, несколько смещен вправо, что обуславливает несимметричность кузова относительно продольной оси. Топливный бак и глушитель размещены под задним сиденьем, что позволяет решить проблему пожаробезопасности, уменьшить вибрации от элементов выхлопной системы. Форма пола и арок задних колес определяется максимальными перемещениями последних с учетом поперечного сдвига, возможного при одностороннем ходе подвески.

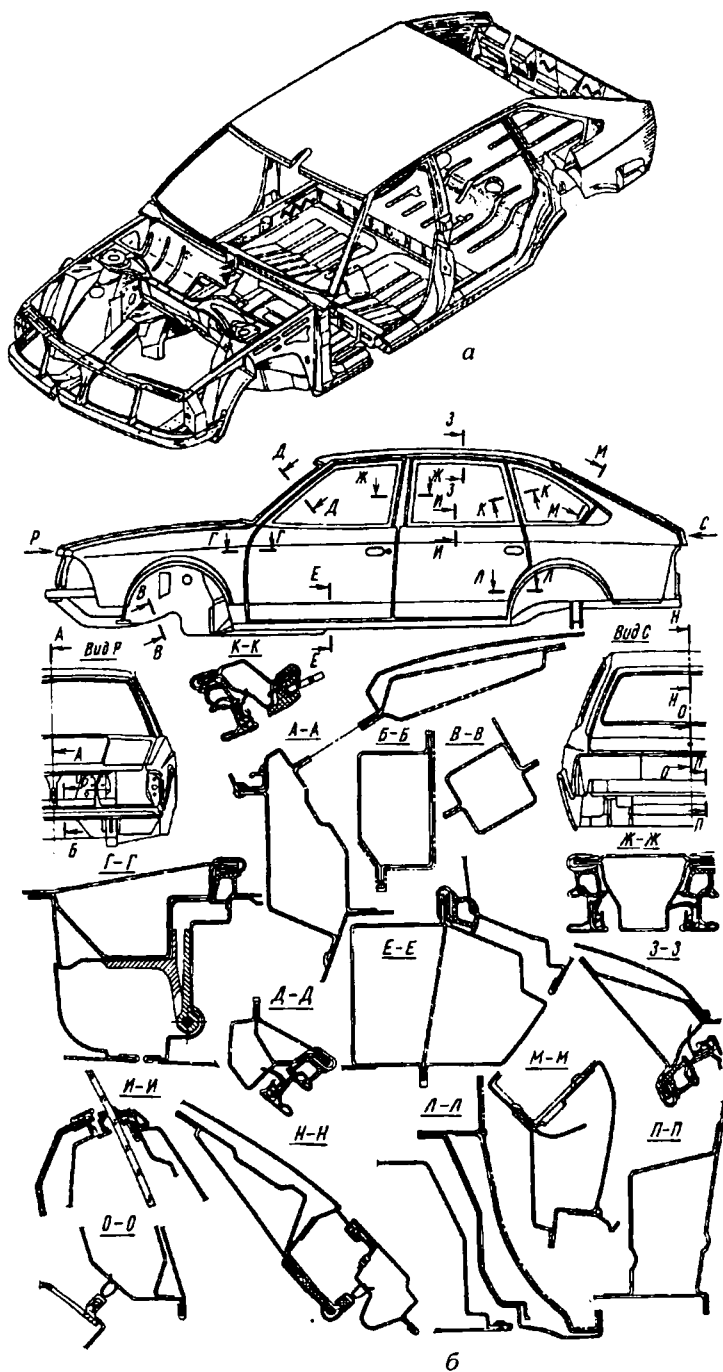


Рис. 9.21. Корпус кузова легковой КМ:
а – общий вид; б – основные сечения

Для улучшения технологического процесса сборки КМ двигатель, переднюю независимую подвеску (обычно типа Макферсон) с упругими элементами, передний мост и коробку передач можно агрегатировать как один сборочный узел, монтируемый на поперечной балке корытообразного вида с помощью специальных упругих опор. Поперечину силового агрегата болтовым соединением с помощью упругих элементов крепят к передним лонжеронам, заднюю опору – к кронштейну в районе тоннеля, а амортизационную стойку с упругим элементом – к чашкам переднего брызговика. В этом случае нагрузки от подвески на кузов передаются непосредственно через систему “лонжерон – передний брызговик – балка верхнего пояса передней части кузова”. Лонжерон коробчатого сечения, имеющий изогнутую форму в продольной плоскости, обладает достаточной жесткостью и является деформируемым элементом, воспринимающим энергию фронтального удара при столкновении. Форма брызговика должна способствовать хорошему омыванию потоком холодного воздуха двигательного отсека и обеспечивать удобный монтаж и демонтаж агрегатов.

Передний щит служит разделительной перегородкой между салоном и отсеком двигателя, а также является важнейшим поперечным элементом каркаса салона, в значительной степени определяющим его жесткость при кручении. В нижней части, где осуществляется присоединение силового агрегата, щит имеет усиление, а в средней части щита выполнен проем, необходимый для установки системы кондиционирования и отопления. Усиления в виде короба также выполнены в местах крепления элементов рулевого механизма.

Боковины изготавливают из трех отдельных штампованных деталей: наружной, простирающейся от передней стойки до задней части КМ (по всей длине), включая проемы дверей и боковых окон, внутренней и усилителя. При этом размеры детали должны быть очень точными, что позволяет облегчить подгонку и размещение дверей. Крышу с задним оконным проемом изготавливают из одного цельного листа металла, в этом случае проем получается достаточно точным.

Передний щит и задняя панель кузова, крыша, боковины и пол образуют салон КМ, который собирают в главном кондукторе после того, как предварительно подсобраны внутренние панели боковин и внутренняя рама крыши.

Передние крылья в целях упрощения их замены при повреждениях можно выполнять съемными. Задние крылья для получения

требуемой жесткости присоединены к кузову с помощью сварки, в результате чего крылья являются частью боковины.

Применяемые материалы. Способы соединения элементов кузова. Чтобы улучшить потребительские свойства КМ (топливную экономичность, коррозионную стойкость, экологичность), необходимо применять помимо традиционных (стали) новые материалы в несущих конструкциях КМ. Требования, предъявляемые к экономическим показателям эксплуатации КМ обусловлены последствиями топливно-экономических кризисов, для их удовлетворения необходимо искать новые подходы в вопросах снижения расхода топлива. Экологические требования связаны с полной переработкой, утилизацией устаревших КМ, поэтому при проектировании КМ необходимо учитывать, чтобы материалы, из которых они изготовлены, впоследствии можно было утилизировать и повторно использовать.

Для многих несущих систем, в частности легковых КМ, которые изготавливают из тонких стальных листов (0,6...1,6 мм), актуальна проблема коррозионной стойкости, особенно в наших климатических условиях. Материал должен хорошо свариваться, так как точечная сварка является основным способом соединения металлических элементов кузова. Шаг точечной сварки обычно изменяется в пределах 30...65 мм и зависит от требований, предъявляемых к прочности и герметичности соединения. Минимальный шаг принимают равным трем диаметрам сварной точки. Характеристики сварного соединения представлены в табл. 9.3.

Таблица 9.3. Характеристики сварных соединений

Толщина свариваемых стальных панелей, мм	Диаметр сварной точки, мм	Среднее значение сдвигающей силы, Н
0,90	4,6	6280
1,22	5,6	7970
1,60	6,4	8770

Вообще говоря, способ соединения играет существенную роль во взаимодействии частей и элементов корпусов. Например, крепление обшивки к каркасу с помощью самонарезающих шурупов или завальцовки не гарантирует надежную работу обшивки, так как при этом могут передаваться лишь незначительные нагрузки вследствие ограниченной локальной прочности панели под шурупом и взаимного трения панелей. К способам соединения, обеспечивающим передачу достаточно больших нагрузок, можно отнести сварку, клепку, склейку, соединение болтами (с небольшим шагом). Все части

и элементы, соединенные такими способами, составляют несущую конструкцию.

Допускаемое напряжение в элементах конструкции (например, 120 МПа) задают с учетом прочностных свойств выбранного материала, изменения структуры металла листовой стали при штамповке и гибке, действующих на кузов нагрузок, а также исходя из принятых в автомобилестроении подходов.

Определение напряженно-деформированного состояния несущей системы легкового КМ. Методы исследования несущих систем легковых КМ условно подразделяют на экспериментальные и расчетные. В целом экспериментальные методы являются длительными и дорогостоящими, несмотря на существенный прогресс в этой области за последние годы. Обычно их применяют для доводки экспериментальных образцов, при этом различают стендовые и натурные испытания.

Программа экспериментальных исследований несущей системы легковой КМ может включать в себя следующие этапы:

стендовые статические исследования напряженно-деформированного состояния корпуса от действия крутящего момента с определением напряжений, углов закручивания, деформаций оконных и дверных проемов;

стендовые статические исследования прочности и жесткости конструкции кузова от действия изгибающей нагрузки с определением напряжений и прогибов основания корпуса.

При определении напряженного состояния элементов несущего кузова в условиях стендовых испытаний задают характерные для эксплуатации виды нагрузок. В этом случае закрепление кузова и приложение нагрузки имитируют реальные дорожные условия.

Закручивание кузова можно осуществить двумя способами: путем вывешивания диагонально расположенных колес при полной нагрузке КМ (на подъемниках); на закручивающем стенде. При закручивании на стенде кузов крепят через фальш-подвеску. Передние и задние пружины заменяют трубами, которые сжаты стяжными болтами. При этом длина труб должна соответствовать длине сжатой пружины от действия веса подрессоренной части КМ.

Правильность и точность измеряемых параметров при всех видах исследований зависит от типа применяемой измерительной аппаратуры. Для определения значений напряжений наибольшее распространение получили автоматические многоточечные комплексы тензометрической аппаратуры. При проведении экспериментальных

исследований напряжения определяют тензометрическими проволочными датчиками. Углы закручивания измеряют с помощью оптического квадранта и по замеренным значениям строят график углов закручивания. Деформацию проемов кузова при действии крутящего момента измеряют с помощью специально изготовленной для этой цели раздвижной линейки с нониусом.

Для получения полной картины напряженного состояния конструкции несущего кузова легковой КМ перед началом исследований составляют схему расположения тензодатчиков. В этом случае стараются охватить практически все элементы несущей системы (переднюю, среднюю, заднюю стойки, порог, усилитель, крыши, лонжероны), а также места соединений этих элементов. При проведении стендовых статических тензометрических исследований кузова на изгиб замеряют прогибы основных силовых элементов корпуса – лонжеронов, порогов. Для этого снизу размещают несколько индикаторов часового типа. Два индикатора обязательно устанавливают в точках, через которые проходят оси колес, два в крайних (передней и задней) точках, остальные вдоль измеряемых элементов. По абсолютным величинам деформаций строят график прогибов конструкции кузова от действия изгибающей нагрузки. Для удобства сравнения максимальный прогиб различных кузовов в измеряемых точках передней и задней осей принимают равным 0 и через них проводят ось абсцисс (вдоль кузова).

На ранней стадии проектирования, еще до изготовления первых опытных образцов, для создания рациональной конструкции пониженной массы применяют высокоточные расчетные методы исследования кузовных конструкций, что позволяет рассмотреть несколько вариантов и выбрать наилучший. В настоящее время для исследования напряженно-деформированного состояния сложных нерегулярных кузовных конструкций наибольшее распространение получил МКЭ.

При использовании МКЭ можно воспроизвести форму любого объекта набором КЭ независимо от характера его закрепления, закона изменения внешней нагрузки и оценить с наперед заданной точностью напряженно-деформированное состояние конструкции.

Необходимо отметить, что применение МКЭ к решению поставленной задачи, как и любого другого приближенного метода, связано с появлением погрешностей решения, которые зависят от вида КЭМ. В результате накопления погрешностей затруднительно получить точное совпадение результатов расчета с результатами эксперимента. Выбор типа элемента во многом зависит от ожидаемой

погрешности решения. Погрешности решения с помощью МКЭ связаны со следующими факторами:

особенностями процесса решения задач – погрешностями дискретизации (зависят от выбора предполагаемого закона изменения перемещений или напряжений в элементе и обобщенных узловых координат) и округления (зависят от размерности задачи МКЭ, т.е. числа уравнений);

точностью приведения нагрузок к узловым точкам КЭ;

отклонениями геометрии КЭМ по отношению к реальному объекту;

неадекватным моделированием мест приложения нагрузок на кузов и характеристик материала.

На точность решения влияют в основном погрешности дискретизации и округления. При этом при увеличении числа элементов до определенного значения возможно уменьшение погрешности дискретизации, а затем возрастание вследствие накопления погрешности округления.

Важнейшая задача при использовании МКЭ – построение рациональных КЭМ. При этом необходимо учитывать особенности конструкции кузова легковой КМ, действующие на него нагрузки и специфику применения МКЭ к расчету автомобильных конструкций.

В зависимости от целей расчетов можно рекомендовать несколько видов моделей. Для предварительных расчетов, когда часто необходимо исследовать несколько вариантов, целесообразно использовать упрощенные оболочечно-стержневые модели, состоящие из нескольких сотен элементов и узлов (рис. 9.22). На создание таких моделей требуются относительно небольшие трудозатраты, но погрешности могут достигать для перемещений 20...30 %, для напряжений 30...50 %.

Балочными (стержневыми) КЭ моделируют части корпуса, которые соответствуют тонкостенным упругим стержням (см. § 9.3), оболочечными – элементы обшивки.

К особенностям моделирования стержневых элементов в кузовных конструкциях можно отнести характер их соединения и взаимодействия с оболочечными элементами кузова.

Для достижения удовлетворительной точности моделирования каркаса необходимо при построении КЭМ разбивать его на стержневые КЭ таким образом, чтобы они повторяли конструктивные формы каркаса. При этом оси в стержневых элементах должны проходить через центры изгиба сечений, а узловые точки КЭМ должны

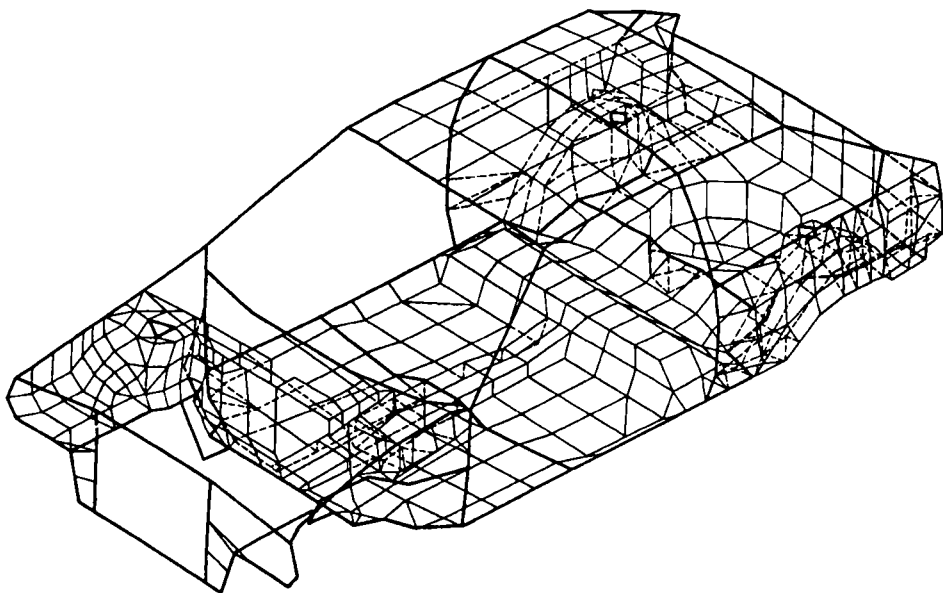


Рис. 9.22. Оболочечно-стержневая КЭМ корпуса легковой КМ

совпадать с конструктивными узлами, в которых соединяются элементы каркаса, имеющие различные сечения или расположенные под углом один к другому (отличным от 180°). Панели кузова обшивки, работающие в том числе и на изгиб, необходимо моделировать оболочечными КЭ. Плоские панели обшивки между подкрепляющими элементами (лонжероны, поперечины, стенки, расположенные перпендикулярно к обшивке, и т.д.) следует разбивать на $3 \dots 10$ и более элементов (вдоль подкрепляющего элемента).

Для моделирования обшивки, работающей в основном на растяжение – сжатие и сдвиг (как мембрана), достаточно использовать один элемент в отсутствие отверстий, люков, несущих криволинейных поверхностей и других конструктивных особенностей. Если размеры отверстий соизмеримы с размерами основных КЭ модели конструкции, то их можно не учитывать или моделировать достаточно грубо (например, в виде четырехугольника). В противном случае, следует разбивать модель на большее число КЭ, при этом число основных узлов вдоль отверстия должно быть не менее 12. Криволинейные поверхности, такие, например, как колесные ниши, можно моделировать криволинейными и плоскими КЭ, причем важно воспроизвести максимально точно геометрию моделируемой конструкции. В случае применения плоских элементов для достижения достаточной точности расчетов поверхность следует разбивать так, чтобы угол между плоскостями конечных элементов не превышал $5 \dots 7^\circ$.

Местные (локальные) утолщения при их относительно небольших размерах, не превышающих размеры соседних оболочечных элементов, целесообразно моделировать КЭ того же типа, что и для остальной части обшивки. В противном случае необходимо использовать КЭ толстой плиты или объемные.

Стержневые элементы каркаса могут быть смоделированы КЭ нескольких типов (например, стержневыми и оболочечными). Моделирование оболочечными элементами используют в подробных (уточненных) моделях при ожидаемых высокой степени точности не только деформированного, но и напряженного состояний. При этом довольно точно воспроизводится геометрия наиболее нагруженных элементов, таких, как узлы соединения элементов каркаса, сложные узлы соединения каркаса и обшивки. Для моделирования таких узлов требуется относительно частое разбиение с использованием оболочечных элементов. Если отношение длины стержневых КЭ, работающих совместно с обшивкой, к размерам их поперечных сечений меньше 5, то стержневые элементы необходимо заменить моделями из оболочечных элементов. В противном случае точность результатов расчетов будет невысокой.

Обшивка из пологих (в том числе плоских) тонкостенных оболочек, у которых расстояние между подкрепляющими элементами превышает толщину в 15...20 раз, при работе теряет, как правило, общую или местную устойчивость и практически не воспринимает изгибных нагрузок (безмоментная). Поэтому для нее очень важно учитывать эксцентриситет соединения каркаса и обшивки. Связь между узловыми перемещениями на оси стержня и его контуре (рис. 9.23, точки O и A) можно установить, воспользовавшись гипотезой Власова о неизменяемости контура поперечного сечения (см. § 9.2).

Используя эти преобразования в соответствии с положениями МКЭ, изложенными ранее, можно получить модифицированную матрицу жесткости стержневого элемента с учетом эксцентриситета, приведенную к точке взаимодействия A в глобальной системе координат:

$$K_A = L^T K'_0 L. \quad (9.29)$$

Здесь $L = FW'$; где F – матрица направляющих косинусов; W' – матрица преобразований; K'_0 – матрица жесткости стержневого элемента в локальной системе координат; штрих – принадлежность к локальной системе координат.

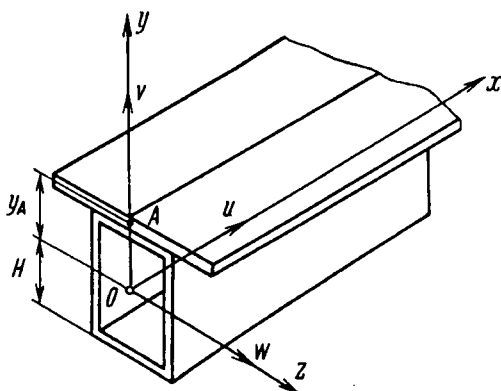


Рис. 9.23. Соединения элемента каркаса и обшивки с эксцентриситетом

Используя известные соотношения МКЭ, можно получить

$$u'_A = W' u'_0; \quad \bar{P}'_A = W' \bar{P}'_0; \quad K'_A = W'^T K'_0 W';$$

$$W = F^T W' F; \quad \bar{P}'_0 = W'^{-1} K'_A F \bar{u}'_A,$$

где $\bar{P}'_0$ – вектор обобщенных сил, приведенных к продольной оси, в локальной системе координат.

Для моделирования оболочечных элементов в таких конструкциях при учете эксцентриситета можно использовать грубое разбиение (в виде одного элемента). Это позволяет при относительно небольшом числе элементов, моделирующих конструкцию (порядка 1000 без учета симметрии), получить достаточно высокую точность результатов. Например, погрешность расчетных данных по отношению к результатам эксперимента для перемещений будет составлять 10...15 %, без учета эксцентриситета для такой же модели – 25...30 %, без учета обшивки – 40...60 %, для напряжений – соответственно 20...40 %, 40...60 % и примерно 100 %. Если доля нагрузок, воспринимаемая обшивкой, относительно высока (свыше 30...40 %), то ее необходимо моделировать большим числом оболочечных элементов.

Для проведения численного анализа напряженно-деформированного состояния корпуса с достаточно низкими погрешностями следует использовать КЭМ, составленную из нескольких тысяч оболочечных элементов (рис. 9.24, 5627 узлов и 6144 элементов). Такая модель позволяет обеспечить получение результатов с погрешностями для перемещений 5...10 %, и напряжений 15...30 %. Эта модель занимает промежуточное положение между упрощенной КЭМ

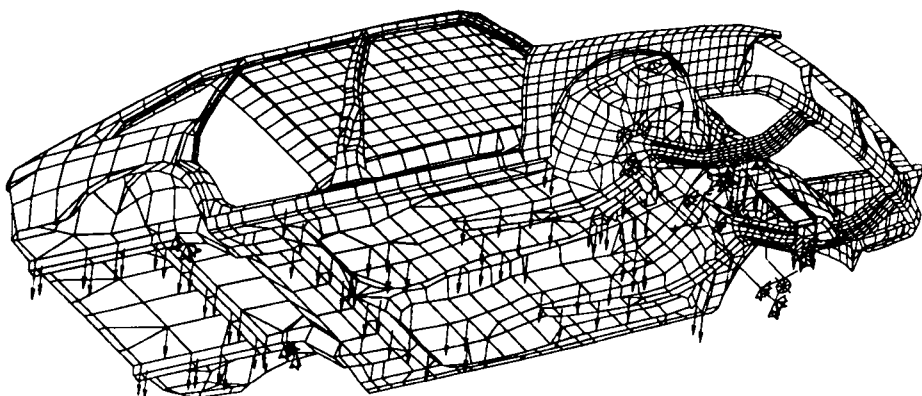


Рис. 9.24. Оболочечная КЭМ корпуса легковой КМ

и высокоточной, имеющей не менее 10000 оболочечных элементов. При ее составлении требуются наибольшие трудозатраты и поэтому она обычно используется на завершающей стадии исследований для уточнения распределения напряжений. Погрешности решения для перемещений составляют 3...5 % и напряжений 10...15 %, что соизмеримо с погрешностями экспериментальных исследований.

В данном случае для модели среднего уровня с целью улучшения моделирования сложных форм конструкции кузова в ярко выраженных зонах с ожидаемыми большими градиентами напряжений элементы несущей системы разбивают на большее число КЭ, причем размер элемента сетки КЭ определяют, исходя из требуемой точности решения. Для уменьшения разброса жесткостей соседних плоских элементов измельчение проводят постепенно с учетом требований к углам и соотношениям сторон плоских КЭ. Дискретное изменение толщин листов конструкций, составляющих кузов, при построении КЭМ учитывают путем совмещения границ элементов с границами изменения толщины листа и последующим заданием переменной толщины элементам. Радиусы в деталях в процессе гибки и штамповки в модели не учитывают, так как это может привести к нерациональному измельчению сетки.

Внешнюю кососимметричную нагрузку приводят к узловым силам путем моделирования передней подвески и в предположении, что ось кручения проходит через ось симметрии КМ. Поэтому при исследовании кузова на кручение закрепляют от перемещения по осям Ox , Oz узел, моделирующий поворотную балку, а также от перемещения Ox , Oy , Oz узлы, моделирующие опору задней подвески.

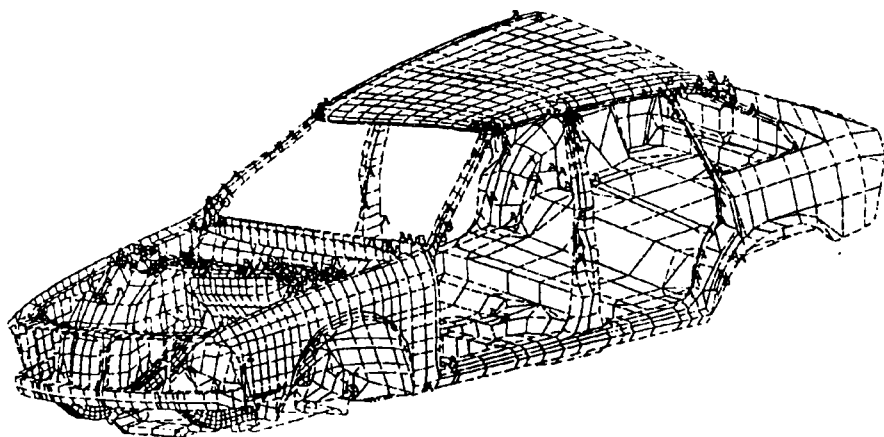


Рис. 9.25. КЭМ корпуса легковой КМ при кручении

Нагрузку на несущую систему принимают для экстремального режима, когда в КМ находятся водитель и четыре пассажира. В этом случае на переднюю ось приходится 52,7 % от общего веса КМ, а значение вертикальной реакции составляет 7,6 кН. Эту задачу на ПЭВМ типа Pentium можно решить в течение нескольких минут.

Анализ деформированного состояния кузова позволяет оценить общую жесткость несущей системы и исследовать деформации в ее отдельных элементах, выявить зоны пониженной жесткости каркаса кузова, а также определить характер и численное значение деформаций дверных и оконных проемов.

Картина напряженно-деформированного состояния основных силовых элементов получена в результате моделирования поведения кузова КМ при кручении (рис. 9.25). Найденные при этом значения деформаций и напряжений целесообразно сопоставить с экспериментальными. При динамических расчетах КЭМ обычно имеют в 5...10 раз меньше элементов и узлов, чем при статических, что обусловлено сокращением времени на расчет. Динамическое воздействие и подход к решению динамической задачи аналогичен описанному в § 9.2.

Определение напряженно-деформированного состояния несущих деталей кузовов. Масса несущих элементов кузова КМ (двери, крылья, капот и др.) может составлять значительную часть от общей массы конструкции. Элементы, не являющиеся несущими,

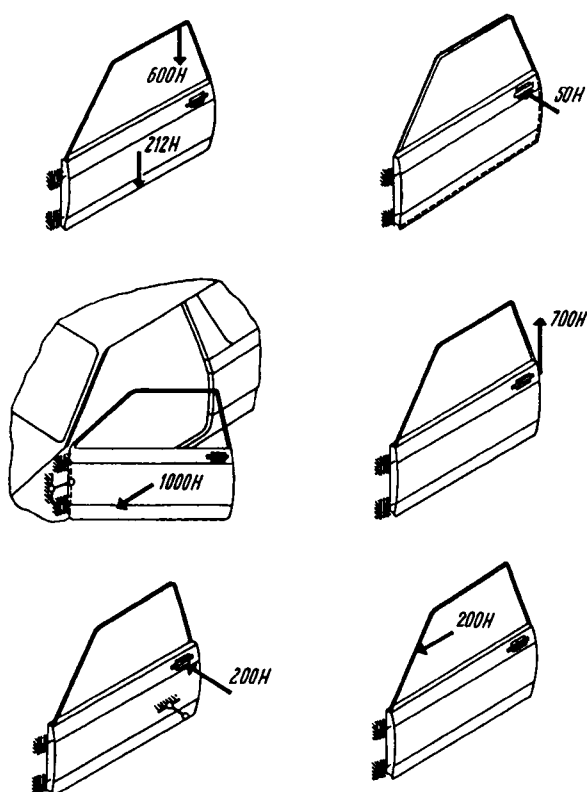


Рис. 9.26. Расчетные варианты нагружения боковой двери

воспринимают незначительную часть общей нагрузки, приходящейся на конструкцию, но могут воспринимать значительные локальные нагрузки. Например, для двери КМ расчетными являются силы в зонах петель и замка, возникающие при деформации кузова, а также при попадании посторонних предметов между дверью и кузовом, вертикальные силы на наибольшем плече (облокачивание на дверь) и т.д. (рис. 9.26). Условия закрепления могут быть как упрощенными (кузов абсолютно жесткий), так и уточненными (с учетом деформаций кузова и жесткости элементов крепления). Расчетные случаи для типовых элементов, не являющихся несущими, показаны на рис. 9.27. Принципы составления КЭМ таких элементов аналогичны применяемым при моделировании несущих элементов кузовов. Для элементов, не являющихся несущими, как правило, определяющий параметр – жесткость, а в локальных зонах (петель и замка дверей и капотов) – прочность. Поэтому КЭМ для них могут быть менее точными и с меньшим числом КЭ. Определяемые геометрические параметры должны удовлетворять требованиям по жесткости и

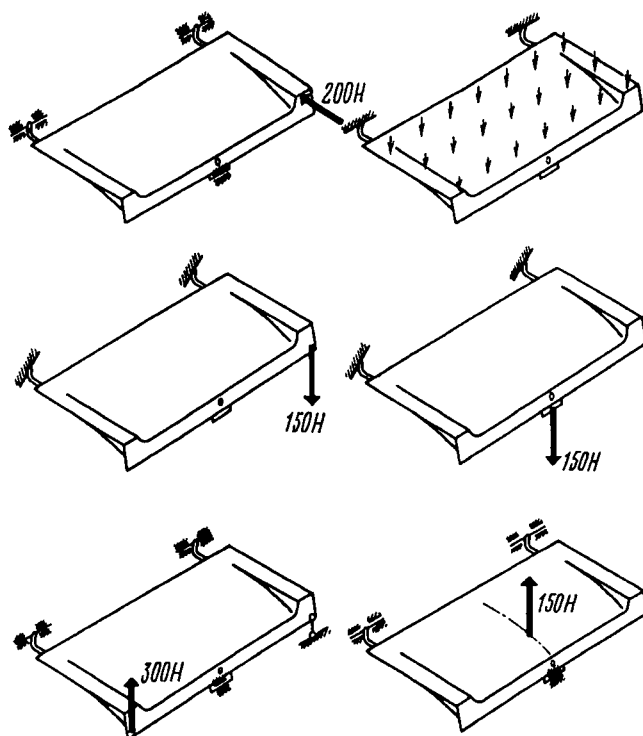


Рис. 9.27. Расчетные варианты нагружения крышки багажника

прочности и обеспечивать минимальную массу конструкции. Следует отметить, что жесткость навесных деталей кузова непосредственно зависит от их прочности. Вместе с тем КЭМ должна обеспечивать нормальные условия эксплуатации замков, сохранение требуемых зазоров между деталями кузова и др.

Типовые КЭМ навесных деталей кузова в зависимости от цели расчета, числа элементов и узлов классифицируют следующим образом:

Модель	Упрощенная	Базовая	Уточненная
Примерное число элементов и узлов	100 — 500	500 — 2000	2000 и более

Примеры КЭМ приведены на рис. 9.28 – 9.30.

Для навесных деталей с узлами крепления в виде петель и замков (капот, двери) жесткость системы “навесная деталь – крепление” существенно зависит от жесткости узлов крепления. Навесные детали могут иметь уплотнители. Если жесткость уплотнителя составляет долю жесткости от жесткости в зоне контакта навесной

детали (но менее 10 %), то необходимо при составлении уточненных КЭМ учитывать особенности его работы. Моделирование может быть осуществлено стержневыми элементами, работающими на растяжение – сжатие с приведенными жесткостями (эквивалентными реальным).

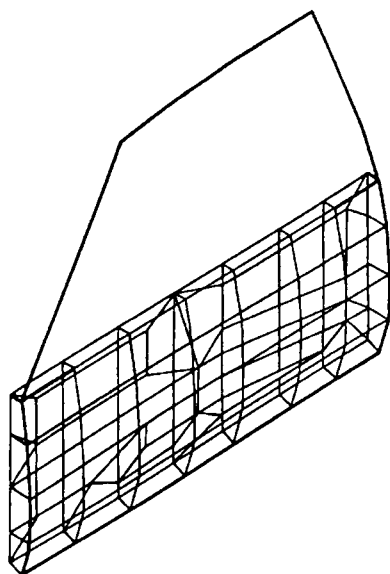


Рис. 9.28. Оболочечно-стержневая КЭМ боковой двери

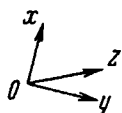
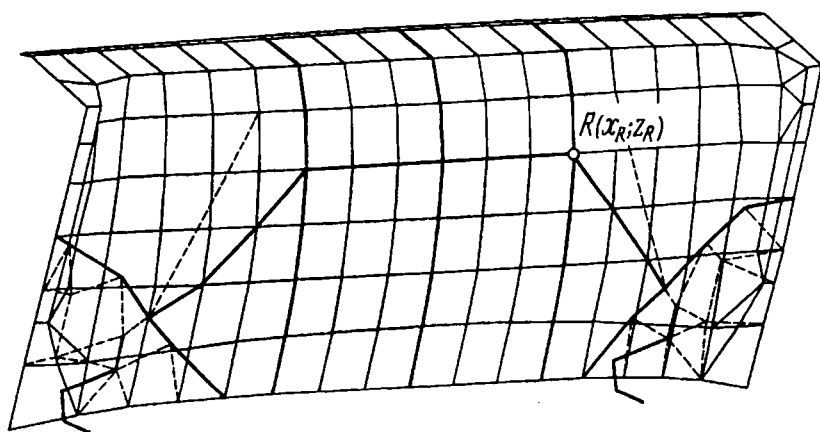


Рис. 9.29. Оболочечно-стержневая КЭМ крышки багажника

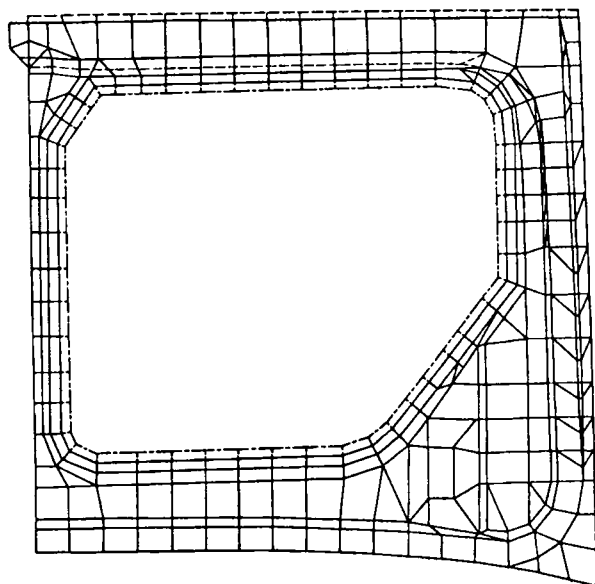


Рис. 9.30. Оболочечная КЭМ половины внутренней панели крышки багажника

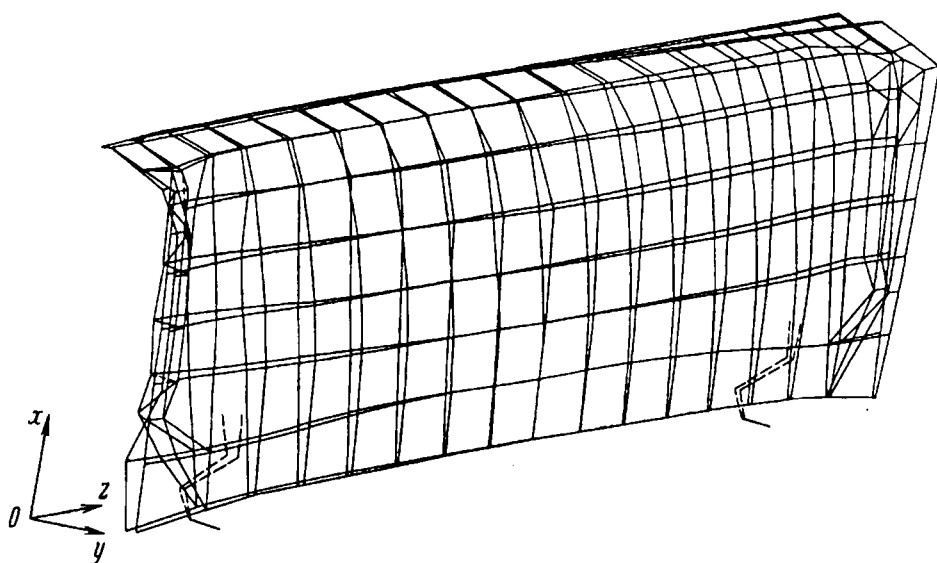


Рис. 9.31. КЭМ крышки багажника в деформированном состоянии

Модель крышки багажника в деформированном состоянии представлена на рис. 9.31. Расчетные данные отличаются от экспериментальных для перемещений на 5...10 %, напряжений – на 15...30 % для уточненной модели, на 20...30 % и 30...50 % для базовой, на 30...50 % и 50...100 % для упрощенной моделей.

Последовательность этапов расчетов на прочность и жесткость кузовов и их элементов в основном идентична последовательности расчета других несущих конструкций, например рам. Вместе с тем, в некоторых случаях, например в случае расчета с высокой степенью точности навесных деталей при их совместной работе с несущим кузовом, последовательность расчетов следующая: описание модели кузова с навесными деталями, которые могут быть представлены в виде упрощенных КЭМ; составление уточненной КЭМ навесных деталей и расчет каждой при граничных условиях, полученных при расчете объединенной системы.

Особенности поиска оптимальных решений для навесных деталей кузовов. Применительно к специфике оболочечно-стержневых конструкций несущих систем КМ, например кузова и его элементов или кабины, возможна реализация следующих направлений оптимизации:

- толщин составляющих панелей и геометрических характеристик поперечных сечений подкрепляющих элементов (каркаса или ребер жесткости);

- структуры конструкции (возможной совокупности связей между узловыми точками конструкции, имеющими неизменные координаты);

- формы конструкции;

- топологии несущей структуры (координат ее узловых точек).

Однако возможности практического использования указанных направлений оптимизации неравноценны. В настоящее время оптимизируют проектирование в основном простых элементов КМ, имеющих десятки варьируемых параметров.

Для сложных основных элементов КМ, при описании которых требуются сотни проектных параметров и наложение большого количества трудно формализуемых технологических ограничений, решение задачи оптимального проектирования приводит к большим затратам машинного времени. В связи с этим принято ограничивать проводимые исследования выбором основных параметров оптимизируемых элементов КМ, что позволяет при приемлемых затратах машинного времени получить оптимальное решение, например: снижение массы конструкции. В качестве примера оптимального проектирования конструкций КМ рассмотрим методику оптимизации навесных деталей кузова с целью минимизации массы.

При структурно-параметрической оптимизации в качестве варьируемых показателей, помимо указанных выше характеристик

поперечных сечений и толщин составляющих панелей, используют также возможную совокупность связей между узловыми точками системы, имеющими неизменные координаты. При этом обычно предварительно задают избыточную совокупность возможных связей между узлами конструкции, а затем в процессе оптимального проектирования исключают избыточные связи в соответствии с их значимостью.

При таком процессе оптимизации, однако, трудно выявить оптимальную взаимную ориентацию стержневых элементов (топологию конструкции), которая оказывает определяющее воздействие на жесткостные свойства деталей кузова. Кроме того, в ходе структурно-параметрической оптимизации деталей кузова часто нарушаются технологические условия процесса штамповки тонколистовых панелей. Поэтому целесообразно сравнить различные укрупненные структуры деталей несущей системы, выбрать рациональную конфигурацию подкрепляющих элементов и соответствующие геометрические характеристики сечений, а затем провести оптимизацию по другим направлениям (по топологии и толщинам составляющих панелей или стенок) с целью получения минимальной массы детали.

К наиболее сложным видам оптимального проектирования упругих конструкций относится оптимизация формы и топологии конструкции. При оптимизации формы конструкции рассматривают варьируемые переменные, характеризующие форму и расположение внешней границы и внутренних контуров. Но форма несущих структур обусловлена их функциональным назначением, дизайнерскими разработками, поэтому данный тип оптимизации при анализе кузовов КМ использовать нецелесообразно.

При проектировании деталей несущей системы можно варьировать толщины панелей или стенок, составляющих деталь, а также топологию и поперечные сечения подкрепляющих элементов. При оптимизации топологии несущей структуры в качестве варьируемых параметров используют координаты узловых точек стержней каркаса (или других подкрепляющих элементов), но размерность решаемой задачи и соответствующее ей машинное время существенно возрастают при большом числе узлов. В качестве варьируемых переменных следует рассматривать координаты только наиболее значимых узловых точек, в которых сходятся основные подкрепляющие элементы.

В случае варьирования координат только одной узловой точки поверхность целевой функции является унимодальной, что существенно облегчает сходимость процесса оптимизации и с учетом возможного разделения переменных позволяет эффективно решить эту задачу оптимизации.

Стратегия поиска оптимальных параметров деталей несущей системы с учетом возможности декомпозиции варьируемых переменных следующая:

на основе анализа напряженно-деформированного состояния различных конструктивных вариантов деталей кузова выбирают рациональную конфигурацию и геометрические характеристики сечений подкрепляющих элементов;

оптимизируют топологию конфигурации подкрепляющего каркаса по критерию минимума массы одновременно с толщинами тонколистовых панелей. При этом для снижения размерности решаемой задачи принимают минимальное число наиболее значимых узловых точек, для которых варьируются глобальные узловые координаты;

окончательно оценивают эффективность предложенных конструктивных изменений и характер напряженно-деформированного состояния оптимизированной детали с использованием уточненной КЭМ детали.

Жесткостные свойства деталей кузова зависят от изменения конфигурации и топологии подкрепляющих элементов, поэтому дополнительно разрабатывают рациональную конфигурацию подкрепляющего каркаса, образуемого панелями капота. Так, при штамповке наружной панели жесткость детали увеличивается на 20 %, несмотря на утонение внутренней панели до предельных значений. Но при этом происходит изменение внешнего вида детали и в целом кузова, что не всегда приемлемо.

В случае введения диагональных стержневых раскосов обеспечивается незначительное (6...7 %-ное) увеличение общей жесткости при одновременном утонении внутренней панели, но общее снижение металлоемкости несущественное.

Наиболее перспективным является использование внутренней панели с двумя усилителями X - или Y -образной формы, установленными симметрично относительно продольной плоскости детали. Так, при использовании X -образной конфигурации усилителя внутренней панели, несмотря на ее утонение, можно повысить жесткость при кручении крышки на 30 % и одновременно усилить наружную панель, предотвращая местные прогибы. В случае использования Y -образной конфигурации усилителя внутренней панели при

одинаковом ее утонении обеспечивается не столь существенное увеличение жесткости детали по сравнению с жесткостью детали серийной конструкции (на 25 %), а также слабое подкрепление наружной панели при местном прогибе по сравнению с конструкцией Х-образной конфигурации. Однако в последнем случае достигается наибольшее снижение массы детали.

В итоге отметим, что задачу оптимизации топологии подкрепляющего каркаса и толщин тонколистовых панелей, составляющих деталь, решают в соответствии с предложенной стратегией оптимального исследования деталей кузова после выбора рациональных конфигурации и геометрических характеристик сечений подкрепляющего каркаса.

Рассмотрим задачу поиска оптимальных решений по критерию минимума массы навесных деталей (например, крышки багажника).

Согласно исследованиям напряженно-деформированного состояния крышки багажника, при статическом нагружении наиболее эффективной для одновременного увеличения жесткости детали и снижения ее массы является Y-образная конфигурация внутренней панели. В соответствии с этим определяют задачу оптимизации топологии Y-образной внутренней панели и проводят вычисление толщин наружной и внутренней панелей.

Массу конструкции, состоящей из наружной и внутренней панелей (конфигурация внутренней панели Y-образная) определяют следующим образом:

$$m_{кр.б} = \delta_n \rho_n \left(\sum_{i=1}^k p_{in} l_{in} + \sum_{j=1}^m F_{jn} \right) + \delta_v \rho_v \left(\sum_{i=1}^n p_{iv} l_{iv} + \sum_{j=1}^l F_{jv} \right) + \delta_v \rho_v \sum_{i=1}^6 p_{iv} l_{iv}(x_R, R(x_R, z_R), z_R),$$

где δ_n, δ_v – толщина наружной и внутренней панелей соответственно; ρ_n, ρ_v – плотность материала наружной и внутренней панелей соответственно; p_{in}, p_{iv} – периметры поперечных сечений тонкостенных стержней; l_{in}, l_{iv} – длины тонкостенных стержней; F_{jn}, F_{jv} – площади плоских элементов; x_R, z_R – координаты в глобальной системе центральной узловой точки, в которой соединяются стержни Y-образной формы.

Обоснование выбора варьируемых параметров проводят с учетом данной стратегии решения задачи топологопараметрической

оптимизации оболочечно-стержневых упругих систем деталей кузова, возможных значений варьируемых переменных, а также с учетом предельной размерности решаемой задачи и соответствующего ограничения используемого машинного времени.

Отметим, что для решаемой задачи методы оптимизации первого порядка в явном виде не применимы вследствие недифференцируемости целевой функции по варьируемым параметрам. Поэтому применим методы оптимизации нулевого порядка, для которых число обращений $NЦ$ к вычислению целевой функции $Ц$ и машинное время пропорциональны квадрату числа n варьируемых параметров:

$$NЦ = bn^2.$$

Для навесных деталей кузова КМ конструкцию подразделяют на стержневую (внутренняя панель) и оболочечную (наружная панель), причем оболочечную проектируют в соответствии с дизайнерскими разработками, аэродинамическими требованиями и учетом сопротивления образованию вмятин и повреждению при ударе. В качестве варьируемых параметров выбирают толщины наружной δ_n и внутренней δ_b панелей детали. Варьируемыми параметрами также являются координаты узловых точек, в которых сходятся Y -образные стержни подкрепляющих элементов каркаса (см. рис. 9.29).

Использование большого числа координат узловых точек в качестве варьируемых переменных нецелесообразно, так как при несущественном уточнении конфигурации детали значительно возрастают затраты машинного времени и затрудняется сходимость решения.

При исследованиях боковых дверей, имеющих X -образную конфигурацию внутренней панели, в качестве варьируемых параметров кроме δ_n и δ_b можно использовать координаты x и y узловой точки, в которой сходятся балочные элементы внутренней панели X -образной формы.

Геометрические ограничения на координаты центральной узловой точки R балочного элемента Y -образной формы имеют следующий вид:

$$\begin{aligned} x_{R\min} &\leq x_R \leq x_{R\max}; \\ 0 &\leq z_R \leq z_{R\max}, \end{aligned}$$

где $x_{R\min}$, $x_{R\max}$, $z_{R\max}$ — размеры внутренней панели детали в глобальной системе координат.

При оптимальном проектировании боковых дверей на координаты узловой точки балочного элемента X -образной формы также

накладываются геометрические ограничения с учетом монтажа стеклоподъемника и механизма открывания замка двери. Жесткостные свойства облегченной детали не должны ухудшаться в процессе оптимизации и быть ниже нормативных. Поэтому для обеспечения требуемой жесткости навесной детали при наиболее опасных режимах нагружения (кручение и изгиб вследствие заклинивания петель навески) (см. рис. 9.27) применяют следующие условия:

$$c = Pa/\alpha \geq c_{\text{норм}};$$

$$c_{\text{и}} = P/\Delta \geq c_{\text{и норм}},$$

где P – сила, действующая на навесную деталь; a – расстояние от точки приложения силы P до оси петель навески; α – угол закручивания навесной детали при кручении; Δ – прогиб навесной детали при изгибе; c и $c_{\text{и}}$ – коэффициент жесткости крутильной и изгибной соответственно; $c_{\text{норм}}$ и $c_{\text{и норм}}$ – нормативные значения коэффициента жесткости крутильной и изгибной соответственно.

Ограничение на прочность имеет вид

$$\sigma_{li} \leq \sigma_T,$$

где σ_{li} – напряжения в элементах конструкции навесной детали; l – число точек со значениями напряжений, $l = 1, 2, 3, \dots, n$; i – номер наиболее опасного режима нагружения, $i = 1, 2, 3, \dots, m$; σ_T – предел текучести материала.

Для определения сопротивления образованию вмятин на наружной панели необходим анализ больших деформаций с использованием упругопластичной КЭМ объекта, который связан со значительными затратами машинного времени. Известно, что сопротивление образованию вмятин определяется в основном толщиной используемого стального листа и прочностью (пределом текучести) материала. Поэтому для снижения массы навесной детали путем утонения ее панелей и обеспечения требуемого сопротивления вдавливанию следует применять высокопрочные стали с большим значением предела текучести.

Локальная жесткость наружной панели и возможная потеря устойчивости зависят от модуля упругости материала, толщины наружной панели и условий закрепления, определяемых конструкцией внутренней панели. При использовании высокопрочной стали локальная жесткость наружной панели не повышается, так как модули упругости низкоуглеродистой и высокопрочной сталей практически равны.

Для того чтобы улучшить условия закрепления наружной панели без существенного изменения конструкции и технологии изготовления деталей, необходимо наложить ограничение на толщину наружной панели:

$$\delta_n \geq \delta_{n \min},$$

где $\delta_{n \min}$ – минимально допустимая толщина наружной панели. Таким образом, для задачи оптимального проектирования навесной детали кузова, в частности крышки багажника, сформулированы пять типов ограничений. Указанная совокупность ограничений приемлема для исследований всех навесных деталей кузова.

Выбор метода математической оптимизации. Для решения задач оптимального проектирования упругих конструкций с различным числом варьируемых параметров существует много алгоритмов минимизации целевой функции и их модификации. Однако каждый из них в отдельности не обладает универсальностью использования. Особо остро эта проблема возникает при решении задач оптимизации с большим числом ограничений. Для определения эффективности методов проводят оценку затрат машинного времени на решение задачи в целом с заданной точностью (включая определение напряженно-деформированного состояния и вычисление целевой функции). При использовании МКЭ вычисление целевой функции сопряжено с анализом напряженно-деформированного состояния конструкции. Поэтому в данном случае для оценки эффективности выбирают более простой критерий – количество вычислений целевой функции.

Для оптимального проектирования упругих конструкций наиболее широко применяют методы критериев оптимальности, математического программирования, а также эвристические методы, разновидностью которых является итерационный метод поиска дискретных равнопрочных систем.

Наиболее эффективными для решения поставленной задачи топологопараметрической оптимизации навесных кузовных деталей с учетом жесткостных ограничений являются методы математического программирования. Выбор метода проводят на основе анализа эффективности алгоритмов оптимизации только нулевого порядка (в связи с тем, что целевая функция в большинстве случаев не имеет производных). Для рассматриваемого случая сравнивают наиболее широко используемые методы математического программирования: метод покоординатного спуска, метод деформируемого многогранника, а также квазиньютоновский метод с конечно-разностной аппроксимацией производных.

При использовании метода покоординатного спуска требуется неприемлемо большое число обращений к вычислению целевой функции и соответственно большие затраты машинного времени (рис. 9.32). Кроме того, метод недостаточно эффективен при решении задач с жесткими ограничениями. Поэтому применение метода покоординатного спуска целесообразно для задач небольшой размерности, содержащих не более трех варьируемых параметров.

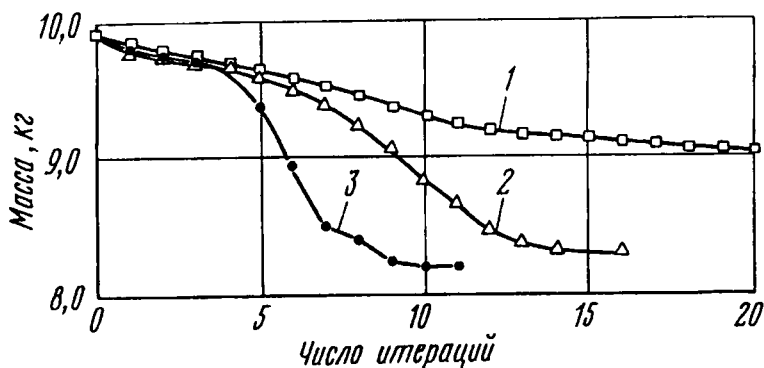


Рис. 9.32. Изменение целевой функции в процессе оптимизации: 1 – с использованием метода покоординатного спуска; 2 – то же деформированного многогранника; 3 – то же квазиньютоновского метода

На первых трех итерациях наряду с квазиньютоновским методом достаточно эффективен метод деформируемого многогранника. На последующих итерациях по мере приближения к экстремуму сходимость целевой функции при использовании метода деформируемого многогранника замедляется (см. рис. 9.32), следовательно, получение точных оптимальных значений одновременно всех варьируемых параметров затрудняется.

Наиболее эффективным является квазиньютоновский метод с конечно-разностной аппроксимацией производных, который можно отнести к классу градиентных методов оптимизации. После двух-трех итераций сходимость целевой функции в соответствии с этим методом ускоряется. В случае применения квазиньютоновского метода достаточно 10 итераций (см. рис. 9.32), т.е. он является наиболее эффективным при решении задач с числом варьируемых параметров более четырех.

Для проведения оптимального проектирования кузовных деталей в дальнейших расчетах рекомендуется использование квазиньютоновского метода нулевого порядка с конечно-разностной аппроксимацией производных.

Учет ограничений. В нашем случае учет ограничений осуществляется введением штрафных функций (STRF1, ..., STRF8), суммируемых с минимизируемой величиной – массой конструкции m_k . При этом целевая функция принимает следующий вид:

$$\Pi = m_k + \text{STRF1} + \text{STRF2} + \text{STRF3} + \text{STRF4} + \text{STRF5} + \\ + \text{STRF6} + \text{STRF7} + \text{STRF8}.$$

Одновременно происходит переход от задачи оптимизации при наличии ограничений к задаче оптимизации без ограничений, что позволяет использовать доступные алгоритмы стандартных подпрограмм безусловной оптимизации. При использовании методов штрафных функций наибольшую эффективность процесса оптимизации можно получить при соблюдении ограничений и минимизации массы m_k , которая осуществляется введением соответствующих весовых коэффициентов для функций, задающих ограничения относительно функции массы конструкции.

Вследствие больших значений градиентов функции массы по варьируемым переменным δ_n и δ_b и для исключения их колебаний относительно нижних граничных значений используют внешние штрафные функции STRF1, STRF2 в виде

$$\text{STRF1} = \left(\frac{\delta_{n \min} - \delta_n}{\delta_n} \right) m_k k_1, \quad k_1 = 1,00 \dots 1,01, \quad \text{при } \delta_n < \delta_{n \min};$$

$$\text{STRF1} = 0 \quad \text{при } \delta_n \geq \delta_{n \min};$$

$$\text{STRF2} = \left(\frac{\delta_{b \min} - \delta_b}{\delta_b} \right) m_k k_2, \quad k_2 = 1,00 \dots 1,01, \quad \text{при } \delta_b < \delta_{b \min};$$

$$\text{STRF2} = 0 \quad \text{при } \delta_b \geq \delta_{b \min}.$$

Квазиньютоновские методы оптимизации также эффективны и при введении штрафных функций.

Для учета геометрических ограничений для Y-образной конфигурации достаточно использовать линейные внешние штрафные функции STRF3...STRF6 вида

$$\text{STRFJ} = \left(\frac{X(i) - \text{OGRJ}}{\text{OGRJ}} \right) m_k \quad \text{при } X(i) > \text{OGRJ};$$

$$\text{STRFJ} = 0 \quad \text{при } X(i) < \text{OGRJ}, \quad J = 3 \dots 6, \quad i = 1 \dots 3,$$

где OGRJ – геометрическое ограничение на координаты варьируемой узловой точки.

Оценку жесткостных ограничений проводят методом Кэррола барьерных поверхностей, являющегося разновидностью метода внутренней точки, который гарантирует соблюдение принятых ограничений. Использование метода барьерных поверхностей позволяет с высокой эффективностью осуществлять учет жесткостных ограничений в процессе оптимального проектирования кузовных деталей:

$$\text{STRF7} = \frac{\eta m_k}{\text{ITER}} \left(\frac{\alpha c_{\text{норм}}}{c - c_{\text{норм}} \beta} + \frac{\alpha_k c_{\text{инорм}}}{c_k - c_{\text{инорм}} \beta} \right),$$

где η , α , α_k – весовые коэффициенты; ITER – номер текущей итерации; β – коэффициент запаса, $\beta = 0,9 \dots 0,95$. Для учета прочностных ограничений используют внешнюю штрафную функцию

$$\text{STRF8} = m_k \sum_{i=1}^n \xi_i \left(\frac{\sigma_{li} - \sigma_T}{\sigma_T} \right)^2, \quad \xi_i = \begin{cases} 0 & \text{при } \sigma_{li} \leq \sigma_T; \\ 1 & \text{при } \sigma_{li} > \sigma_T. \end{cases}$$

Отметим, что для навесных деталей кузова, на которые действуют небольшие внутренние напряжения, активными ограничениями являются жесткостные ограничения, соответствующие ограничениям максимальных деформаций детали в целом, а также ограничения минимальных толщин панелей. При решении тестовых задач оптимальные значения весовых коэффициентов относительно массы детали для некоторых штрафных функций следующие:

$$k_1, k_2 = 1,0 \dots 1,01; \quad \eta = 10,0; \quad \alpha = 1,8; \quad \alpha_k = 1,2.$$

При изменении напряженно-деформированного состояния конструкции число ограничений может быть увеличено. Так, при высоком уровне напряжений сжатия добавляются ограничения на общую и местную потери устойчивости сжатых элементов. При высоком уровне динамических напряжений возможно дополнительное наложение ограничений на собственные частоты конструкции.

Определение исходных значений варьируемых переменных. Известно, что в процессе оптимизации, в частности при использовании градиентных методов, скорость достижения локального минимума зависит от выбора начальных значений проектных параметров. В связи с этим исследуют и выбирают множество начальных условий, которые можно задавать на основе детерминированных и случайных

методов. В последнем случае процесс оптимизации осуществляют последовательно для нескольких значений, которые выбирают в соответствии с одним из законов случайного распределения. В результате определяют несколько локальных экстремумов, из которых выбирают один, ближайший к абсолютному минимуму (минимальное значение массы конструкции), но при таком подходе затрачивается большое количество машинного времени.

Последовательность выполнения оптимизационных расчетов заключается в проведении двух-трех итераций по принципу усиления перегруженных и ослабления недогруженных элементов конструкции. При этом, если в массиве параметров существует начальная точка, в которой достигается равнопрочность конструкции, процесс сходится к ней; обычно вблизи нее располагается значение минимальной массы. В этом случае в качестве начальной точки выбирают начальные значения проектных параметров в точке равнопрочности конструкции. Если же за две-три итерации точка равнопрочности не определена, то продолжать итерации такого типа бессмысленно, и в качестве начальной точки для поиска конструкции минимальной массы выбирают одно из вычисленных промежуточных значений с наименьшей полученной массой конструкции и ненарушенными наложенными ограничениями.

С целью выравнивания эквивалентных напряжений в Y -образных стержневых КЭ для крышки багажника был проведен многовариантный расчет. При этом были получены рациональные весовые характеристики. Оптимальное проектирование конструкции осуществлялось с использованием оболочечно-стержневой КЭМ, имеющей высокую степень дискретизации зон с особенностями, смоделированными оболочечными КЭ, и насчитывающую 209 узлов и 282 элемента (см. рис. 9.31).

После достижения параметром δ_n стабильного значения (начиная с десятой итерации), выбирается его постоянное значение и далее решается задача уже с тремя варьируемыми параметрами. Необходимо отметить, что полученные в процессе оптимизации координаты x_R и z_R определяют оптимальную Y -образную конфигурацию, обеспечивающую минимальную массу конструкции и требуемые жесткостные свойства конструкции при заданных значениях внешних нагрузок.

Для крышки багажника вследствие невысоких значений действующих напряжений (около 30 МПа) активными ограничениями,

определяющими ход оптимального проектирования детали, являются жесткостные ограничения, соответствующие ограничениям максимальных деформаций конструкции в целом, и ограничения максимальных толщин панелей детали, определяемые технологией листовой штамповки и требуемым уровнем локальной жесткости наружной панели.

По результатам анализа ограничений жесткости конструкции на кручение и изгиб на каждой итерации оптимизационного процесса минимизации массы крышки багажника наилучшее значение массы при одновременном выполнении жесткостных и прочностных ограничений достигается на десятой итерации. Снижение массы составило 10 % по сравнению с массой серийной конструкции. Эффективность предложенных конструктивных изменений и выполнение ограничений необходимо подтверждать результатами анализа с использованием уточненной КЭМ конструкции.

Анализ результатов проведенного оптимального проектирования, решения тестовых задач с использованием упрощенных моделей показывает, что наложенные ограничения и сама результирующая целевая функция имеют “овражный” характер. Это позволяет из множества точек, расположенных на “дне оврага”, которым соответствуют практически одинаковые значения минимальной массы и отличающиеся значения варьируемых параметров, выбрать такой конструктивный вариант, который также удовлетворяет требованиям, не сформулированным при постановке задачи оптимизации.

Необходимо также отметить, что целевая функция плавно изменяется без разрывов и локальных минимумов, т.е. близка к унимодальной. Таким образом, можно сделать вывод о том, что при варьировании координат только одной узловой точки целевая функция является унимодальной.

Рассмотренную в данном примере методику оптимального проектирования конфигурации подкрепляющих элементов (или каркаса) и толщин панелей, составляющих конструкцию, можно использовать при проектировании других деталей кузова.

Проблемы пассивной безопасности КМ. Принятые конструктивные решения необходимо тщательно проанализировать не только с позиции удовлетворения прочности и жесткости, но и с позиции обеспечения условий безопасного нахождения водителя и пассажиров при ДТП (сохранение обитаемого пространства и относительно невысокие значения замедления КМ).

В общем случае безопасность легковой КМ зависит от двух факторов:

динамических свойств КМ, т.е. от ее конструкции и принципиальных решений, которые отражаются на ходовых качествах (устойчивость), реакции машины как системы на возмущающие воздействия, возникающие в экстремальных условиях (обратная связь), и при ошибках управления (невозмутимость водителя), пригодность КМ к движению по дорогам (обзорность, световая сигнализация, комфорт). Все это характеризует активную безопасность КМ;

собственно безопасности КМ, т.е. от конструктивных и технологических решений, позволяющих смягчить последствия аварии для людей, находящихся в КМ, и других участников движения. Это достигается продуманной формой КМ, средствами защиты (создание необходимых деформационных свойств у наружных панелей кузова, уменьшение ударных нагрузок, действующих на пассажиров, путем поглощения энергии внутренними элементами кузова), разработкой и улучшением существующих систем удержания пассажиров и водителя на своих местах. Перечисленные факторы позволяют уменьшить травматизм, их относят к элементам пассивной безопасности автомобиля.

Создание безопасной КМ становится одной из важнейших задач при проектировании кузова и его несущей системы. Основной же целью мероприятий, направленных на повышение безопасности машины, наряду с сохранением пространства выживания и работоспособности дверей, является уменьшение пиковых значений воздействий при ударе. Это в значительной степени зависит от деформируемости передней части КМ и, прежде всего, ее каркаса, так как наиболее опасным является фронтальный удар. Освобождающаяся при ударе кинетическая энергия должна расходоваться на деформацию передней части КМ в течение возможно большего времени, причем последнее ограничивается максимально допустимой деформацией. Поэтому следует стремиться к тому, чтобы сопротивление удару возрастало от передней части к задней и зона деформации ограничивалась передними частями кузова при небольших столкновениях. Для этого передний лонжерон, создающий большое сопротивление деформации, выполняют податливым путем придания соответствующей формы (профиль коробчатого сечения с возможным наполнением пенополиуретаном, лонжерон изогнут в пространстве с целью задания направления возможной деформации).

При деформации каркас кузова и входящие в него деформируемые элементы должны воспринимать наибольшую часть нагрузки, а все остальные штампованные детали – лишь небольшую ее часть.

Деформация кузова возможна при фронтальном ударе и в задней части КМ в случае, когда КМ имеет большой задний свес. Поэтому кузов КМ проектируют с учетом этого фактора. Основную энергопоглощающую роль играет задний лонжерон коробчатого профиля, а также другие элементы, включая запасное колесо, размещенное в нижней части багажника.

С целью уменьшения степени деформирования при боковом ударе приходится значительно повышать жесткость порогов, придавая им коробчатое сечение достаточно больших размеров, усиливать каркас крыши, а также вводить в конструкции дверей специальный защитный брус, позволяющий наилучшим образом распределить нагрузки от удара по элементам конструкции. При этом брус должен соединяться с креплением петель и усилителями замка.

В основе теоретических методов оценки пассивной безопасности лежит МКЭ. Несмотря на сложность супернелинейной задачи динамики удара КМ и требуемые для ее решения огромные быстродействие и память вычислительной техники, ведущие автомобильные фирмы решают такие задачи с целью доводки конструкции перспективных автомобилей и повышения их пассивной безопасности еще до изготовления или на стадии изготовления опытных образцов. При составлении КЭМ моделируют несущие элементы кузова, двигатель с коробкой передач, колеса с элементами системы поддрессоривания, многослойные стекла, иногда двери со стороны удара, водителя на сиденьи, рулевую колонку. Общее число КЭ может при этом достигать до 70 тыс. Понятно, что решение таких задач весьма трудоемко, требует больших временных затрат даже при использовании суперкомпьютеров и не может носить многовариантный характер.

На первоначальной стадии создания КМ, при определении структуры кузова, которая бы соответствовала требованиям пассивной безопасности, необходимы многовариантные исследования, невозможные при постановке нелинейной динамической задачи удара МКЭ.

Для решения проблемы оценки безопасности может быть рекомендован упрощенный подход, предполагающий решение задачи в два этапа. На первом решается динамическая задача удара на базе упрощенной двухмассовой модели (двигатель с подвеской и кузов) и определяется необходимое соотношение жесткостей лонжерона до двигателя и после. На втором этапе с помощью МКЭ решается статическая задача сжатия передней части кузова с возможным внесением изменений в структуру КЭМ кузова.

Последовательность определения параметров пассивной безопасности (деформации и максимальных ускорений замедления) при этом может быть следующей. При столкновении в случае наезда КМ на неподвижный барьер его кинетическая энергия $E = m_M v_M^2 / 2$ (где m_M – масса КМ; v_M – скорость КМ при столкновении) преобразуется в кинетическую энергию отдельных ее частей, энергию упругой и пластической деформаций:

$$\bar{E} = E + E_{\text{упр}} + E_{\text{пласт}} \text{ или } \bar{E} = E + \Pi.$$

Здесь Π – потенциальная энергия деформации. Следует принять во внимание то, что на кинетическую энергию деформируемых элементов приходится 0,1 % от общей кинетической энергии, которую имела КМ в начальный момент удара.

Таким образом, возможна постановка нелинейной итерационной статической задачи пластической деформации кузова КМ при сжатии, критерием останова решения которой будет достижение определенного значения энергии потенциальной деформации. При этом КЭМ кузова КМ закрепляется от перемещений, а “неподвижному” барьеру предписываются перемещения в виде шагов, значения которых убывают по нелинейному закону. Шаги, в свою очередь, разбиты на итерации, нагружение в пределах которых изменяется линейно.

На каждой итерации решается статическая задача с учетом нелинейных характеристик материала и изменения геометрии модели вследствие больших значений деформаций и, следовательно, ее жесткостных характеристик.

На каждом шаге граничные условия корректируют, исходя из условия недопущения перехода границы “неподвижного” барьера деформируемыми элементами кузова. Это достигается связыванием поступательных степеней свободы в направлении удара точек препятствия и точек элементов кузова, расстояние между которыми меньше некоторого значения.

В результате решения нелинейной задачи сжатия с помощью МКЭ для некоторых КЭМ могут быть получены зависимости нагрузок от относительных деформаций (жесткостные характеристики), которые как нелинейные жесткости с учетом влияния скорости деформации затем будут включены в динамическую многомассовую систему, моделирующую удар КМ о неподвижное препятствие. Решая систему нелинейных дифференциальных уравнений каким-либо численным методом, можно получить наибольшие значения замедления и деформации при ударе.

9.4.2. Кузова плавающих колесных машин

Общие сведения. Плавающими называют КМ, обладающие способностью преодолевать водные преграды.

Плавающие КМ различаются назначением, компоновкой, грузоподъемностью, числом осей, типом водного движителя, конструкцией кузова. К ним предъявляется ряд специфических требований, связанных с конструкцией кузова. Основными из них являются:

- надежность и безопасность плавания (обеспечиваемые такими свойствами КМ, как плавучесть, остойчивость, непотопляемость);
- высокая подвижность и маневренность на плаву;
- надежный вход и выход из воды.

В зависимости от назначения КМ основными могут быть либо сухопутные, либо водоходные качества. Так, например, для транспортных плавающих КМ в одинаковой степени важны и те и другие качества, для специальных (самоходные паромы, плавучие краны) – водоходные, а для КМ многоцелевого назначения – сухопутные.

Кузова плавающих КМ существенно отличаются от кузовов сухопутных КМ. При их проектировании необходимо учитывать следующие основные требования:

- соответствие водоизмещения полной массе КМ и требуемому запасу прочности;
- водонепроницаемость;
- хорошая обтекаемость для уменьшения сопротивления при движении по воде;
- стойчивость на воде;
- незатопляемость при входе в воду и выходе из нее;
- достаточная коррозионная стойкость.

Кузов плавающей КМ состоит (с определенной степенью условности) из корпуса, кабины, моторного, грузового отсеков, жесткой или мягкой (съёмной) крыши, откидывающихся или съёмных бортов, поручней. Корпус является основным элементом, определяющим водоходные качества КМ. Частями корпуса являются нос, корма, днище, борта, палуба, перегородки, колесные ниши.

Форма носовой и кормовой частей корпуса существенно влияет на сопротивление движению КМ по воде. Нос может быть плоским наклонным или заостренным (лодкообразный). Плавающие КМ с малым числом колес и гладкими бортами целесообразно выполнять с заостренной носовой частью, направляющей обтекающий поток воды по бокам корпуса. КМ с большим числом колес и гладким днищем выпускают с плоской носовой частью, направляющей поток воды под машину.

Машины, движущиеся по воде с малыми скоростями (до 20 км/ч), обычно имеют корпус со скругленной кормовой частью, обеспечивающей плавное обтекание ее потоком воды. Корпус КМ, движущейся по воде с большими скоростями (свыше 20 км/ч), выполняют с плоской прямоугольной кормой, так как вода не успевает сразу заполнить освобождающийся объем и при этом образуется за кормой своеобразная лунка. В этом случае форма кормы не имеет никакого значения.

При использовании обтекаемой заостренной носовой части и скругленной кормы объем подводной части корпуса уменьшается и, следовательно, увеличиваются габаритные размеры КМ, что, конечно, нежелательно.

Днище плавающих КМ обычно выполняют плоским и гладким, реже – с тоннелями для размещения мостов, карданных валов, водного движителя. Особенно нежелательны на днище поперечные тоннели, повышающие сопротивление движению КМ. Для увеличения жесткости днище иногда делают слегка выпуклым или V-образным.

Борта, как правило, вертикальные, несмотря на то, что для повышения остойчивости предпочтителен их наклон наружу. При использовании наклонных бортов либо увеличивается ширина КМ (по отношению к ширине между колесами), либо повышается сопротивление движению КМ за счет воздействия на колеса набегающего потока воды. При наличии в корпусе колесных ниш борта имеют соответствующие вырезы. Если корпус не имеет колесных ниш, то борта выполняют ступенчатой формы.

Палуба защищает корпус от попадания в него воды при волнении, входе в воду и выходе из нее. На плавающих КМ она составная, одна часть ее элементов неподвижная, другая – съемная. В элементах палубы могут быть расположены люки для доступа к агрегатам и системам КМ.

Корпус перегородками разделен на отсеки. Если перегородки обеспечивают герметичность отсеков, непотопляемость КМ существенно повышается. Различные варианты исполнения корпусов показаны на рис. 9.33.

Корпус без колесных ниш (рис. 9.33, а) конструктивно наиболее простой. Он имеет ступенчатый борт по всей длине, колеса открыты набегающему потоку воды, что приводит к повышению сопротивления движения КМ по воде. Такой корпус имеет минимальный объем нижней части и поэтому его выполняют либо очень длинным, либо высоким и с глубокой посадкой. В последнем случае вход и выход

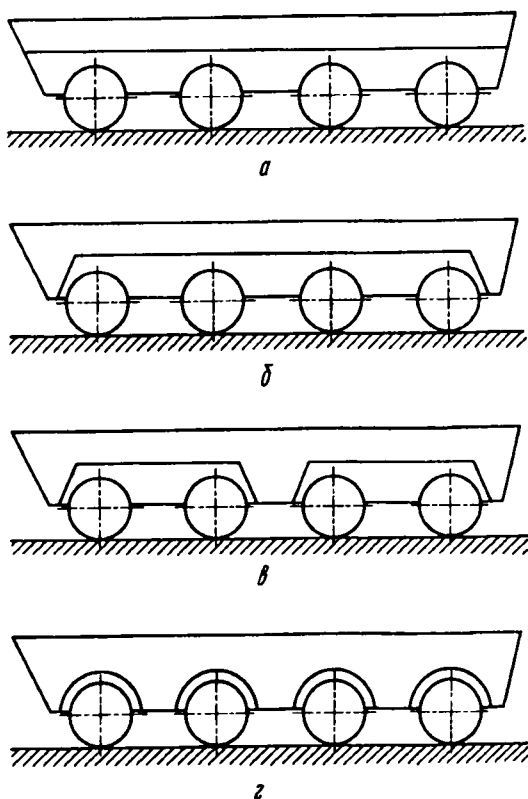


Рис. 9.33. Схема корпусов плавающих КМ:
 а – без колесных ниш; б – с одной колесной нишей;
 в – с нишами на группы колес; г – с числом ниш,
 соответствующим числу колес

КМ из воды могут быть затруднены в результате потери проходимости на донном грунте.

Корпус с одной общей нишей вдоль борта (рис. 9.33, б) обеспечивает несколько меньшее сопротивление движению КМ по воде, чем корпус на рис. 9.33, а. Конструкция корпуса с нишами для групп колес (например, по два колеса) более сложная, чем в предыдущих случаях, но при этом водоизмещение увеличивается (уменьшаются габаритные размеры), сопротивление движению КМ по воде уменьшается. Корпус с числом колесных ниш, равным числу колес, конструктивно наиболее сложный, но имеет ряд существенных преимуществ по сравнению со всеми вариантами.

Отметим, что колесные ниши плавающих КМ, как правило, делают разными (для управляемых колес бóльшего размера, чем для неуправляемых). Это усложняет производство, но позволяет увеличить объем подводной части корпуса. Желательно, чтобы все ниши имели минимальные размеры, т.е. колеса были неуправляемыми, а поворот осуществлялся за счет разницы скоростей вращения колес левого и правого бортов, как, например, на английской плавающей КМ "Террапин".

Все элементы плавающих КМ, кроме ходовой части, расположены внутри кузова, поэтому его компоновка практически полностью определяет компоновку КМ в целом, которая, в свою очередь, оказывает влияние на ее водоходные качества, такие, как плавучесть и остойчивость. Они во многом зависят от положения центра масс КМ.

Центр масс плавающей КМ должен быть расположен на ее продольной оси и незначительно смещен назад для обеспечения так называемого дифферента (наклона) на корму. При дифференте в диапазоне значений $2 \dots 30^\circ$ улучшаются условия работы гребного винта, уменьшается захлестывание волной носовой части кузова и др. Как у порожней, так и у полностью груженной КМ плавучесть и остойчивость машины должны быть одинаково хорошими.

Соппротивление движению плавающего средства по воде во многом зависит от формы и размеров подводной части корпуса. В судостроении принято оценивать форму обводов корпуса с точки зрения сопротивления коэффициентом общей полноты водоизмещения μ , отношениями ширины корпуса B к осадке T и длины L к его ширине.

Наиболее характерные значения этих параметров для различных типов судов и плавающих КМ представлены в табл. 9.4. При этом коэффициент полноты водоизмещения представляет собой отношение действительного объема подводной части корпуса к ее габаритному объему.

Таблица 9.4. Характеристика обводов корпусов

Тип корпуса	L/B	B/T	μ
Быстроходные пассажирские суда	8 – 10	2,3 – 2,6	0,55 – 0,65
Грузовые суда	6 – 9	2,0 – 2,5	0,65 – 0,85
Буксиры	4,5 – 5,5	2,3 – 2,2	0,55 – 0,65
Плавающая КМ 4 × 4	2,7	2,6	0,47
Плавающая КМ 6 × 6	3,6	3,1	0,64

Корпуса плавающих КМ имеют плохо обтекаемую форму, определяемую малым значением отношения L/B и большим значением B/T . Сравнивать корпуса судов и плавающих КМ по коэффициенту μ нельзя, так как малое значение μ у судов характеризует хорошо обтекаемый корпус с заостренным носом и кормой, а у КМ малое значение μ соответствует наличию колесных ниш и тоннелей (продольных и поперечных) в корпусе. Таким образом, число колес (колесных ниш) плавающих КМ двояко влияет на обтекаемость. Чем больше колесных ниш, тем меньше μ , но это не означает, что корпус имеет плавные очертания. И чем больше колесо выступает за пределы габаритов корпуса при движении по воде, тем выше сопротивление движению.

Кузова плавающих КМ выполняют несущими или полунесущими (так называемые интегральные конструкции, состоящие из жестко соединенных рамы и корпуса), открытыми или закрытыми, металлическими или из композиционных материалов (перспективными являются кузова из панелей трехслойного типа).

9.4.3. Оптимизация создания трехслойных конструкций

При проектировании трехслойных пластин и оболочек проектировщик стремится создать оптимальную конструкцию, поэтому проектирование в определенной степени можно считать оптимальным.

Методы оптимизации позволяют алгоритмизировать процесс проектирования, экономить материал и уменьшать массу конструкции, повышая ее эффективность. Их применение обязательно при создании корпусов из трехслойных элементов.

Рассмотрим алгоритм проектирования трехслойных пластин и оболочек:

- определение приведенных жесткостных, прочностных и массовых характеристик сердцевины;

- расчет предельных нагрузок и проверка общей устойчивости;

- определение напряженно-деформированного состояния пластины или оболочки;

- расчет местной устойчивости элементов пластин или оболочки и проверка выполнения условий сохранения несущей способности при потере местной устойчивости элементами трехслойной конструкции;

- оценка по критерию прочности сердцевины и прочности связи ее с несущими слоями (обшивками);

- определение параметров трехслойных пластин и оболочек, удовлетворяющих предыдущим условиям.

Анализируя этот алгоритм, видим, что задача выбора оптимальных параметров трехслойных пластин и оболочек является более сложной по сравнению с задачей определения параметров традиционных конструкций. Это связано со значительным разнообразием расчетных схем трехслойных конструкций и большим числом варьируемых параметров.

Рассматриваемые в теории оптимального проектирования задачи применительно к расчетам трехслойных пластин и оболочек заключаются в определении формы, физико-механических и геометрических характеристик и условий работы конструкции, обеспечивающих достижение экстремума (максимума или минимума) выбранной характеристики качества пластин и оболочек при ряде ограничений.

Критериями качества в задачах оптимизации трехслойных пластин и оболочек, как правило, являются масса конструкции и стоимость; функциями состояния – напряжения, деформации, перемещения несущих слоев и сердцевины. Управляющими переменными могут быть толщины несущих слоев (обшивок), физико-механические характеристики (и углы ориентации осей анизотропии в случае использования волокнистых композиционных материалов) несущих слоев, параметры сердцевины (толщина, модуль сдвига, модуль упругости и коэффициент Пуассона).

Такие параметры оптимизации, как физико-механические характеристики материалов несущих слоев (обшивок), структура сердцевины и другие, могут принимать ряд дискретных значений. При этом задача оптимизации сводится к перебору вариантов и сравнению значений критерия качества, соответствующих этим вариантам, с целью выбора оптимального значения.

При оптимизации параметров трехслойных пластин и оболочек на фазовые и управляющие переменные, например на силы, действующие на панели, максимально возможные напряжения в несущих слоях и сердцевине, технологию, накладываются ограничения (типа равенств и неравенств).

В математической формулировке задача оптимизации имеет вид

$$\begin{aligned} J &= J(h) \rightarrow \min h; \\ h &\in \{h; f_i(h, u) \geq 0; g_i(h, u) = 0; R \geq R_0; \Omega \geq \Omega_0; p \geq p_0; \dots\}; \\ L(h)u &= q, \end{aligned}$$

где J – выбранный оптимизируемый критерий качества; h – управляющая функция; $f_i(h, u) \geq 0$; $g_i(h, u) = 0$ – ограничения типа равенств и неравенств, накладываемые на управляющую функцию;

u – фазовые перемещения; $R = R(h, u)$; $\Omega = \Omega(h, u)$ – функционалы, характеризующие несущую способность трехслойной пластины и оболочки и зависящие от h и u ; $p = p(h, u)$ (p и q – нагрузки, действующие на конструкцию).

9.4.4. Способы изготовления трехслойных панелей

В общем случае трехслойные конструкции могут иметь обшивку, изготовленную из металлов (сталь, алюминий), пластмасс (стеклопластики, duroпласты и др.), фанеры и прессованного картона. В качестве среднего слоя используют пенопласты (полистирольные, полихлорвиниловые, полиуретановые и др.), соты (из алюминиевой фольги, стеклоткани или бумаги, пропитанных смолами), древесину (бруски, древесно-стружечные плиты), гофры (из металлов или пластмасс) и ячейки из стеклопластика.

Возможны комбинированные обшивки (например, наружная стальная, внутренняя пластмассовая) и срединный слой (например, соты, гофры и ячейки, заполненные пенопластом; армированный пенопласт). Пенопласт обычно армируется фанерой, листовым стеклопластиком или алюминием. Шаг армирования (расстояние между армирующими элементами) оказывает существенное влияние на жесткость сердцевины. В процессе армирования плиточных пенопластов блок, набранный из последовательно чередующихся и покрытых клеем плит пенопласта и листов армирования, склеивают при определенном давлении и температуре. Затем из него нарезают плиты необходимой толщины для срединного слоя. Основные свойства некоторых типов срединных слоев приведены в табл. 9.5.

В зависимости от материала обшивки и типа сердцевины применяют различные способы образования трехслойных панелей: пайку, сварку, склеивание, вспенивание пенопласта в собранной конструкции, формование. Наиболее широко распространен метод склеивания. При этом обшивка и сердцевина могут быть выполнены из различных материалов. Склеивание чаще всего осуществляют с помощью эпоксидных клеев жидких или в виде полуотвержденных пленок, обладающих высокой адгезией.

Процесс изготовления трехслойных панелей с использованием клеев включает в себя следующие операции: раскрой обшивок и сердцевины; подготовку к склеиванию (обезжиривание); нанесение клея на поверхности; соединение элементов и сжатие пакета; выдержку до полного отверждения клея (с нагревом или без него). Сжатие чаще всего осуществляют с помощью вакуумных мешков или в

Таблица 9.5. Характеристика срединных слоев (сердцевин)

Вид сердцевины	Структура	Плотность, кг/м ³	Предел прочности, МПа		Влаго- стойкость	Горючесть
			при рас- тяжении	при сжатии		
Древесина (бальза)	Волокнистая	100 – 300	0,4 – 1,4	2,1 – 13,3*	Плохая	Горит
Прессованные опилки	Склеенные частицы древесины	500 – 700	12,6	0,3 – 1,3** 3,7 – 14,2	То же	То же
Соты бумажные	Шестигранные	20 – 40	–	0,3 – 0,9	«	«
Соты стекло- пластиковые	То же	10 – 140	–	0,9 – 15,4	Средняя, водо- поглощение незначительное	Само- затухает
Соты алюминиевые	«	20 – 130	–	0,4 – 8,4	Хорошая	Не горят
Пеностекло	Ячеистая	140	0,5	0,9	Средняя, водо- поглощение незначительное	То же
Пенопласт полистирольный	То же	20 – 300	0,4 – 0,7	0,1 – 0,25	Плохая	Горит
Пенопласт фенольный	«	80 – 320	0,4 – 3,4	0,4 – 6,8	Хорошая	Не горит
Пенополи- уретан	«	10 – 480	0,02 – 1,4	0,03 – 2,7	То же	Само- затухает

* Вдоль волокон.

** Поперек волокон.

автоклаве, что гарантирует равномерное давление по всей длине панели. При использовании этого метода большое влияние на качество панелей оказывают состояние обшивок (отсутствие волнистости, коробления, вмятин и т.п.) и равномерность толщины сердцевины.

При изготовлении обшивок из формуемого стеклопластика трехслойные панели получают в процессе их формования. Так, на отформованную, но не отвержденную обшивку, укладывают сердцевину, по которой затем формируют другую обшивку из стеклопластика. Масса таких панелей на 5 – 15 % меньше, чем склеенных обычным способом. Таким образом, например, были получены элементы корпуса ЗИЛ-135П.

Пайку и сварку используют в тех случаях, когда обшивки и сердцевина выполнены из металлов.

Метод получения трехслойных панелей в процессе формования обшивок и сердцевины (в виде прямоугольных или трапециевидных ячеек) применяют только для стеклопластиков. Он заключается в следующем. На покрытую разделительным составом плиту (форму) последовательно укладывают и пропитывают связующим несколько слоев стеклоткани для образования наружного слоя обшивки. Одновременно на специальных приспособлениях наматывают стеклоткань на прямоугольные или трапециевидные скалки и пропитывают ее связующим, которые затем плотно укладывают на наружный слой обшивки. Скалки последовательно закрывают еще несколькими слоями стеклоткани, пропитанной связующим, которые образуют наружный слой другой обшивки. Весь пакет помещают в вакуумный мешок для сжатия и выдерживают до отверждения связующего. Затем скалки удаляют.

Достоинство метода – получение монолитных панелей, обладающих высокой динамической прочностью и жесткостью при очень малой собственной массе. Так, например, при равной массе такой плиты со стальным листом ее жесткость превышает аналогичный показатель стального листа в 18... 20 раз вдоль ячеек и в 8... 10 раз поперек ячеек.

Метод образования трехслойных панелей (конструкций) путем вспенивания в них срединного слоя наиболее прост и удобен, несмотря на ограниченный выбор материала этого слоя (самовспенивающиеся пенопласты на основе твердых полуфабрикатов или жидких компонентов). Пенопласты на основе твердых полуфабрикатов вспениваются при повышенных температурах на основе жидких компонентов – в результате химической реакции после их смешивания.

При вспенивании происходит повышение давления газов внутри заполняемого объема, поэтому деталь (панель) устанавливают в соответствующую ограничительную форму. Пенополиуретаны отличаются от всех других самовспенивающихся материалов высокой технологичностью.

В трехслойных конструкциях каждый из составляющих элементов работает с максимальным использованием их возможностей. При этом основную нагрузку воспринимают обшивки, а сердцевина обеспечивает их совместную работу и препятствует потере устойчивости при сжатии и сдвиге. Наиболее распространенные типы трехслойных панелей и способы их соединения представлены на рис. 9.34 (I, II).

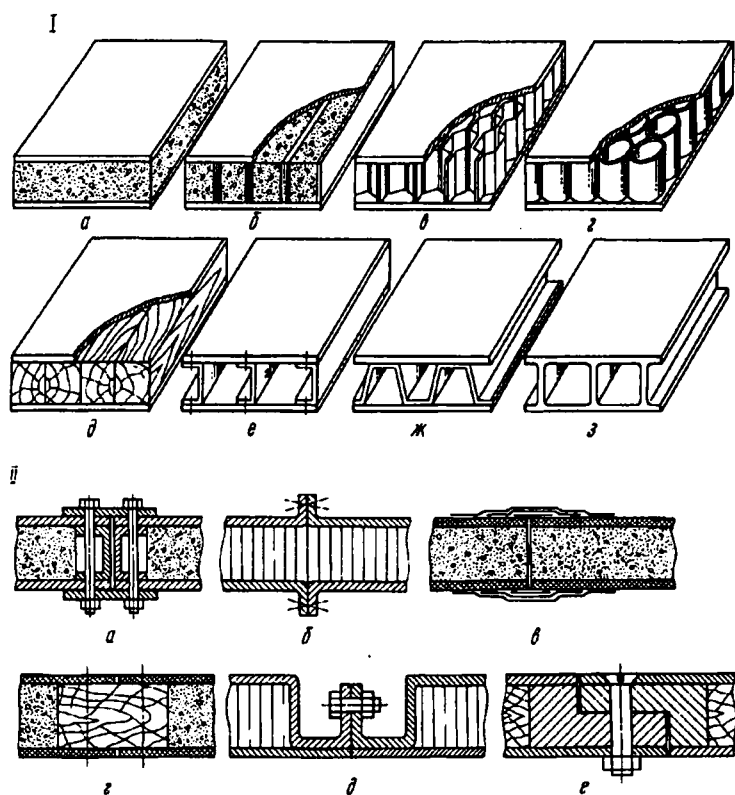


Рис. 9.34. Трехслойные панели:

I – конструктивные варианты; а – с пенопластом; б – с армированным пенопластом; в – с шестигранными сотами; г – с трубчатой сердцевиной; д – с деревянными брусками; е – со связями Е-образного или другого типа; ж – с гофрами; з – с ячейками; II – способы соединения: а – болтами с накладками; б – точечной сваркой; в – наформовыванием стеклопластика; г – шурупами или болтами; д – болтами встык; е – болтами без накладок

Широкое применение этих конструкций ограничивается трудностью проведения контроля качества соединения обшивок и сердцевины, низкой производительностью изготовления, более высокой стоимостью по сравнению с обычными конструкциями. Трехслойные конструкции обладают высокими прочностью, жесткостью при минимальной массе, а также усталостной прочностью, обусловленной непрерывностью связей составных частей и отсутствием концентраторов напряжений; хорошими теплоизоляционными, вибро- и звукоизоляционными свойствами и др.

9.4.5. Кузова плавающих колесных машин с использованием трехслойных панелей

Примером конструкции кузова такой КМ служит четырехосная американская плавающая КМ многоцелевого назначения ХМ-521 (рис. 9.35). Ее несущий корпус состоит из 24-х плоских трехслойных плит, соединенных между собой с помощью клея и заклепок. Каждая из плит образована двумя алюминиевыми обшивками и сотовой сердцевиной (из алюминиевой фольги толщиной $0,02 \dots 0,13$ мм) между ними. Соты с обшивками склеены в автоклаве. Для обшивок используют листы толщиной от 0,6 мм (внутренние) до 2,3 мм (внешние). Такая конструкция при одинаковой прочности и жесткости в 10 раз легче monosлойной алюминиевой и в 16 раз – стальной. Основные агрегаты силовой установки и трансмиссии этой КМ установлены в герметизированном отсеке между гладким днищем и полом грузовой платформы и кабины.

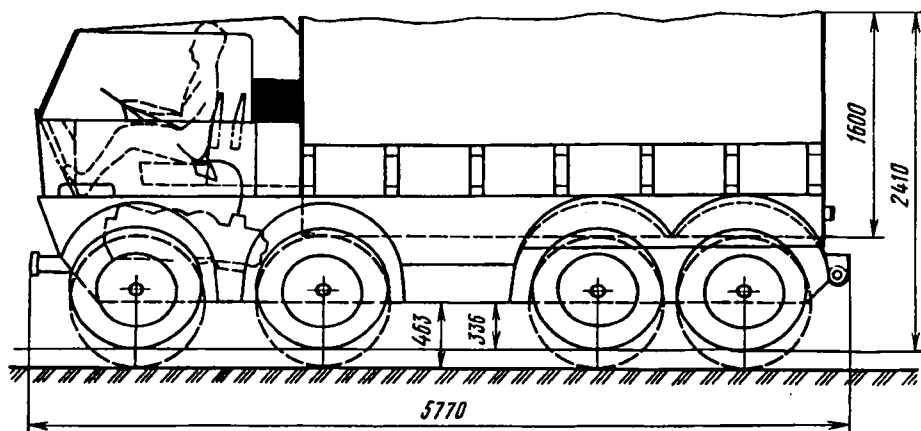


Рис. 9.35. Плавающая КМ ХМ-521

Воздух для охлаждения двигателя поступает из кабины и выбрасывается через специальные короба, расположенные между ней и грузовым отсеком. Воздух для создания рабочей смеси в двигателе также поступает из кабины.

Свободные объемы в корпусе между колесными нишами заполнены пенополиуретаном для увеличения прочности и жесткости конструкции, уменьшения вибрации и закрепления топливных баков, масляного резервуара, аккумуляторов и других элементов. Это исключает попадание воды в отсеки корпуса. При длине 5,5 м, ширине 2,2 м и высоте 0,7 м масса корпуса составляет около 635 кг. Грузоподъемность машины 2,3 т, собственная масса 2 т. Максимальная скорость движения по воде равна 8 км/ч.

Еще более интересным примером трехслойных конструкций является несущий кузов четырехосной плавающей КМ ЗИЛ-135П (рис. 9.36), выполненный впервые в практике мирового автомобилестроения из композиционных материалов. Его корпус состоит из трехслойной лодкообразной оболочки длиной около 14 м и шириной 3 м с восемью колесными нишами (средние ниши объединены), двух продольных балок, идущих от носа до кормы и состоящих из вертикальных и горизонтальных плит, четырех основных поперечин, расположенных между колесными нишами. Все эти элементы изготовлены из полиэфирного стеклопластика (обшивка), полистирольного и поливинилхлоридного пенопластов (сердцевина). Элементы соединяются с помощью клея, приформовывания и болтов. Толщина обшивок оболочки 3...4 мм, сердцевины 30 мм.

В передней части корпуса расположена кабина, в средней – грузопассажирский отсек, в кормовой – моторное отделение. Воздух к двигателям поступает через заборник, расположенный за грузопассажирским отсеком. Благодаря плавным обводам корпуса, минимальному зазору между колесами и нишами, щитам, закрывающим сбоку средние колеса, и особой форме носа со “скулами”, направляющими поток воды под днище, КМ может двигаться по воде со скоростью свыше 15 км/ч.

Преимущества такого корпуса заключаются в том, что ЗИЛ-135П может преодолевать ледовый припай, двигаться по мелколесью, работать в тяжелых условиях бездорожья, кроме того, он не подвержен коррозии.

При использовании кузовов плавающих КМ из трехслойных панелей обеспечивается ее непотопляемость, поскольку их условная плотность меньше плотности воды, при этом все свободные объемы в кузове должны быть заполнены легким пенопластом.

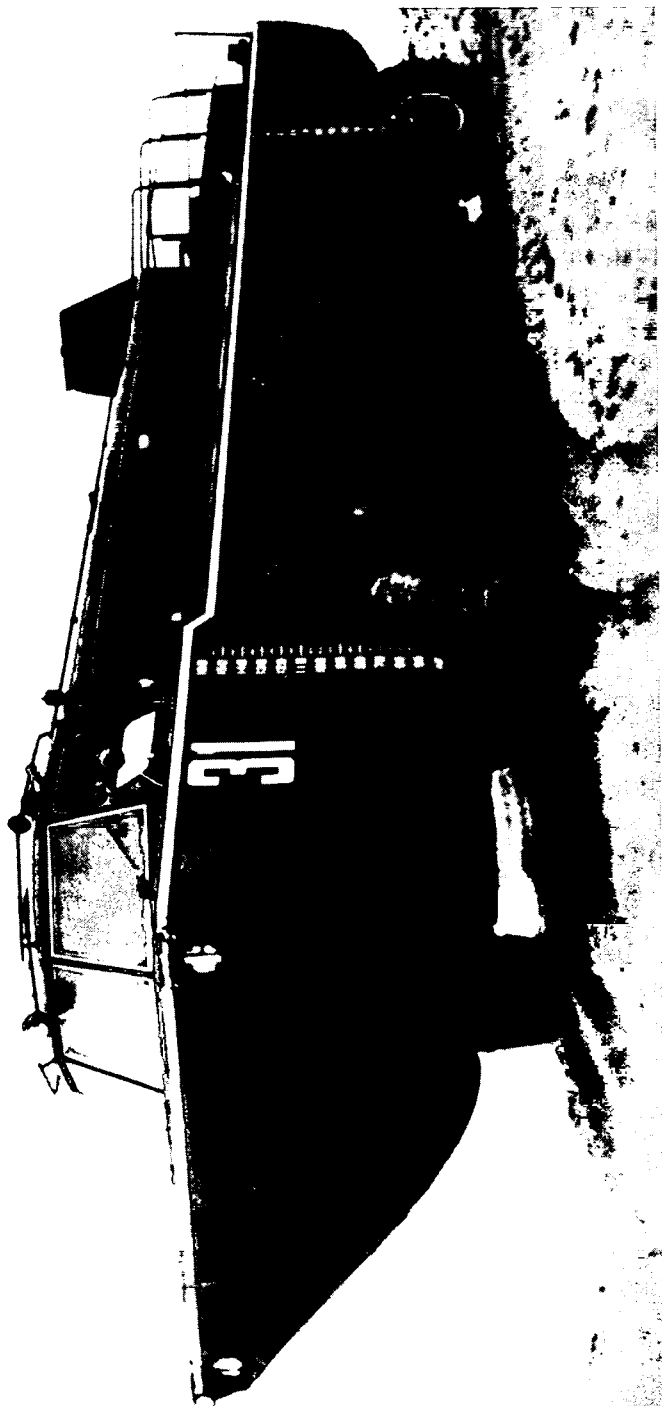


Рис. 9.36. Полноприводная плавающая колесная машина

9.4.6. Особенности проектирования кузовов из композиционных полимерных материалов

Проблема выбора конструкции кузова в последнее время приобретает особое значение в связи с существенным повышением требований, обусловленных уменьшением его массы и металлоемкости, коррозионной стойкости и т.д.

До недавнего времени вариант конструкции стального кузова выбирали на основании интуитивных соображений, которые формировались под влиянием практического опыта лиц, ответственных за принятие соответствующих решений. Эффективность конструкции зависела от сравнительно небольшого числа факторов, поэтому специалист, принимающий решение, был в состоянии осмыслить их взаимосвязь и оценить их совокупное влияние. Кроме того, стоимости различных вариантов металлических (стальных) кузовов были сравнительно близкими, а разница в их эффективности не была такой существенной, чтобы привести к большому ущербу из-за принятия неоптимального решения. Следовательно, подход к выбору конструкции, основанный на практическом опыте, не противоречил существующим в то время условиям.

В настоящее время коренные изменения, произошедшие в результате развития науки и техники вообще и химии в частности, существенно усложнили проблему выбора конструкции кузова. В кузовостроении с успехом стали использоваться легированные стали, алюминиевые сплавы, керамика, армированные и неармированные пластмассы. В случае применения новых конструкционных материалов значительно снижается масса КМ, повышается ее безопасность, улучшаются акустические характеристики и т.д. При использовании этих материалов, значительно отличающихся от применявшихся ранее, проектирование кузовов, а именно: выбор силовой схемы изделия, определение толщины стенок, оформление сборочных единиц (узлов), соединение деталей, должно базироваться на научных исследованиях и расчетах.

В силу многочисленных причин (многообразие конструктивных решений, большая разница в стоимости конструкций, существенное различие их характеристик и т.д.) нельзя быть уверенным в том, что решение, принятое на основании логических и интуитивных рассуждений, будет наилучшим.

Для количественной оценки возможных вариантов и выбора наилучшего из них широко используют методы исследования операций. Первой особенностью этих методов является количественная оценка каждого варианта при условии достижения одной и той же цели.

Второй – системный (комплексный) подход, основанный на учете всех существующих взаимосвязей принимаемого решения. При таком подходе необходимо рассматривать каждую задачу значительно шире, чем она поставлена.

При проектировании кузова КМ из композиционных полимерных материалов (КПМ) требуется его конструктивное решение увязать с конструкцией других элементов КМ. Таким образом, КМ можно представить как некоторую систему. Чтобы эта система успешно функционировала, необходимо отыскать наилучшее сочетание составляющих ее элементов. В связи с этим важно, чтобы элементы системы проектировались одновременно и согласованно.

В процессе накопления опыта по созданию крупногабаритных элементов из КПМ выяснилось, что в том случае, если элемент из КПМ встраивается в уже существующую КМ, возникают многочисленные трудности при его проектировании. Во-первых, не всегда удается сохранить габаритные размеры прежнего (металлического) изделия и поэтому невозможно его выполнить из нового материала. Примером служат работы, проведенные в МГТУ им. Н.Э. Баумана, по созданию пластмассового колеса для машины ЗИЛ-135Л в условиях невозможности изменения “обстановки” (толщину колеса из КПМ необходимо было увеличить в 1,5 раза, но, с одной стороны, ограничителем толщины явился колесный тормоз, а с другой, – шина). Под термином “обстановка” мы понимаем условия, в которых должно функционировать изделие (положение соседних элементов, их перемещения и деформации, нагрев и т.д.).

Во-вторых, если удастся создать работоспособную конструкцию из КПМ при модернизации готовой КМ, эффект от нее значительно меньше, чем в случае, когда вся КМ проектируется заново – с учетом выполнения ее элементов из КПМ.

В-третьих, требуется, как правило, существенное изменение соседних сборочных единиц (узлов) и деталей, т.е. “обстановки”, обеспечивающей условие для создания работоспособной конструкции из КПМ, что, в свою очередь, вызывает необходимость изменения других элементов КМ, так как все они взаимосвязаны.

Наилучшим способом оценки эффективности любой конструкции является эксперимент. Однако провести эксперименты на стадии проектирования практически невозможно. Выход из этого положения – создание математической модели, являющейся упрощенным представлением характеристик реального объекта в виде совокупности уравнений и логических правил, пользуясь которыми можно с

той или иной степенью приближения определить численные значения показателей конструкции.

Построение математической модели для выбора конструкции таких сложных крупногабаритных элементов КМ, как кузова из КПМ, представляет большие трудности. Поэтому в ряде случаев можно использовать физическое моделирование, позволяющее решать задачи прочности и жесткости изделий, технологичности и т.д.

Одним из первых и важных вопросов, который необходимо решить при создании изделий из КПМ, является определение эффективности применения в них новых конструкционных материалов.

Особенностью процесса проектирования является тот факт, что на одном из первых этапов необходимо решить вопрос, какой эффект может быть получен при использовании КПМ. Новые материалы имеет смысл внедрять только в том случае, если при этом появляется возможность существенно повысить эксплуатационные характеристики машины. Следующей отличительной особенностью процесса проектирования является учет и изучение "обстановки", в которой предстоит функционировать элементу из КПМ. Как показывают исследования, в процессе эксплуатации изделия из КПМ могут значительно больше деформироваться без изменения их прочности, что не влияет на работу соседних элементов из других материалов. В свою очередь, например, нагрев соседних металлических элементов может привести к существенному снижению прочности элементов из КПМ или даже к их термическому разрушению. В ряде случаев контакт КПМ с металлом может вызвать его коррозию, с резиной – ее быстрое старение. Это обстоятельство необходимо тщательно проанализировать и учитывать его на дальнейших этапах проектирования.

В случае отрицательного результата анализа "обстановки" необходимо изменить техническое задание на изделие или даже отказаться от проектирования данного изделия.

Самым важным этапом проектирования изделий из КПМ является выбор его конструктивного исполнения, материала и способа переработки (технологии). Эти три вопроса следует решать одновременно в полной взаимосвязи. Только комплексный подход к их решению может обеспечить создание эффективного изделия, отвечающего современным требованиям. В конечном счете на этом этапе формируется концепция будущего изделия.

В процессе эскизного проектирования изделий из КПМ многие вопросы могут быть решены с использованием моделирования. Этот метод уже в начальной стадии проектирования помогает избежать

возможных ошибок, что несомненно имеет большое значение при создании изделий из КППМ.

При выполнении расчетов на прочность изделий из КППМ также требуется учитывать особенности этих материалов. Прежде всего это касается коэффициента запаса прочности. Изменение свойств КППМ в результате действия различных факторов (старение, усталость и т.д.) может быть значительным. Это обстоятельство необходимо учитывать при назначении коэффициента запаса, чтобы обеспечить работоспособность изделия в течение всего периода его эксплуатации.

При этом следует иметь в виду, что увеличение коэффициента запаса приводит к повышению массы изделия. Для уменьшения массы следует либо применять материал, менее подверженный изменению свойств, либо повышать допускаемые напряжения с соответствующим сокращением срока службы изделия. Второй путь является более перспективным.

Особенности определения напряженно-деформированного состояния кузовов плавающих КМ МКЭ. Для расчета напряженно-деформированного состояния деталей кузовов таких КМ наряду с перечисленными ранее нагрузочными режимами необходимо ввести режим воздействия воды на корпус на плаву, а также режимы входа и выхода КМ из воды. Кроме того, следует учитывать, что кузова плавающих КМ имеют жесткую обшивку (часто она многослойная), которая воспринимает изгибающие нагрузки. Поэтому разбиение обшивки на КЭ должно быть соответственно достаточно частое. В качестве КЭМ разного уровня можно рекомендовать оболочечно-стержневую (состоящую из нескольких тысяч элементов и узлов) и оболочечную (уточненную – состоящую из более 5000 элементов). Погрешность расчетов с использованием этих КЭМ по сравнению с экспериментальными данными составляет 5...10 % и 3...5 % для перемещений, 15...25 % и 10...15 % – для напряжений. Пример КЭМ первого типа машины с колесной формулой 8 × 8 представлен на рис. 9.37. Принципы составления таких моделей близки к принципам составления КЭМ кузовов легковых КМ, рассмотренным ранее.

9.5. Кабины

9.5.1. Конструктивные схемы, нагрузочные режимы, особенности работы кабин

К конструкции кабин КМ предъявляют следующие требования: необходимые прочность и жесткость при минимальной массе;

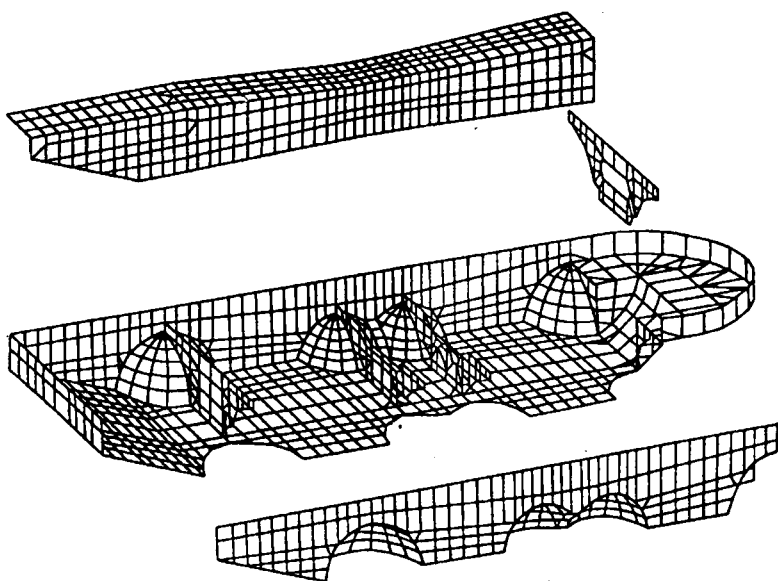


Рис. 9.37. КЭМ кузова плавающей КМ

удобство размещения водителя;
 рациональное расположение органов управления и сидений;
 надежная защита водителя от солнечной радиации, атмосфер-
 ных осадков, ветра, пыли, отработанных газов, вибрации и шума;
 хорошая обзорность.

Для термо- и шумоизоляции, уменьшения вибрации пол, крышу и переднюю панель кабин покрывают изоляционными и звукопоглощающими материалами. Все двери оснащают замками. Широкие окна кабины обеспечивают необходимую обзорность. На передние стекла устанавливают стеклоочистители. Иногда кабины (например, тракторов) оборудованы стеклоочистителями также на задних стеклах.

Кабины состоят из основания 4, передней стенки 3 (внизу – сплошной, сверху – с вырезом лобового стекла), задней стенки 6, крыши 1 и оконных стоек 2 (рис. 9.38). Боковые стенки практически отсутствуют, если не считать узких боковин 5 задней и передней стенок. Примеры конструкций кабин КМ с характерными сечениями показаны на рис. 9.39 – 9.42.

Двери кабин, как и двери кузовов легковых КМ, собраны из наружной и внутренней панелей. На внутренней панели двери располагаются люки для установки и регулировки механизмов замка

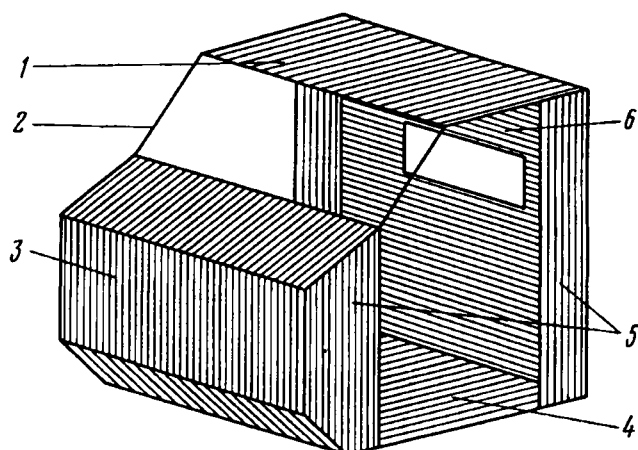


Рис. 9.38. Составные части конструкции кабины

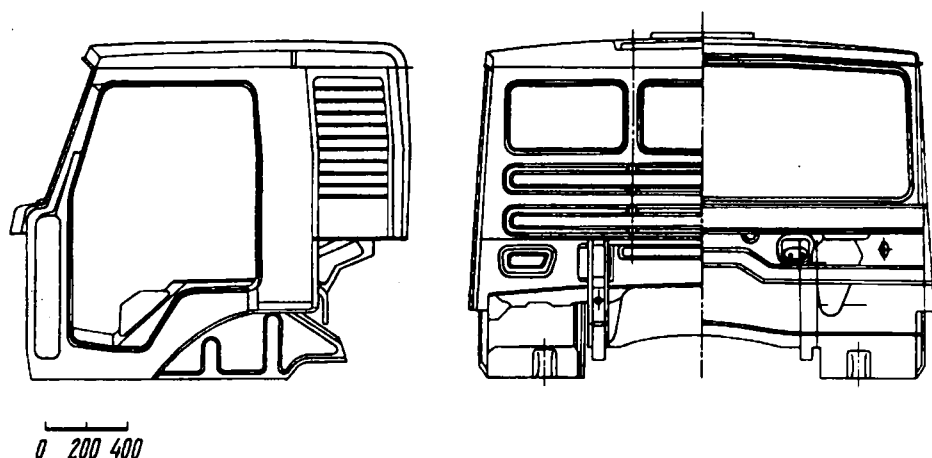


Рис. 9.39. Общий вид кабины КМ КамАЗ

и стеклоподъемника. Полное открытие дверей ограничивается упорами. В закрытом положении двери кабин удерживаются на месте замком и клиновым фиксатором для ее фиксации по вертикальному направлению, который при захлопывании двери входит в клиновой вырез, расположенный в задней стойке кабины. Двери кабины навешены на вертикальные части передних стоек каркаса кабины с помощью специальных петель.

Конструкция крепления петель позволяет регулировать расположение дверей по отношению к проему. Двери также имеют шумоизолирующие прокладки и герметично закрывают дверной проем благодаря резиновым уплотнениям. Стекла дверей перемещаются стеклоподъемниками.

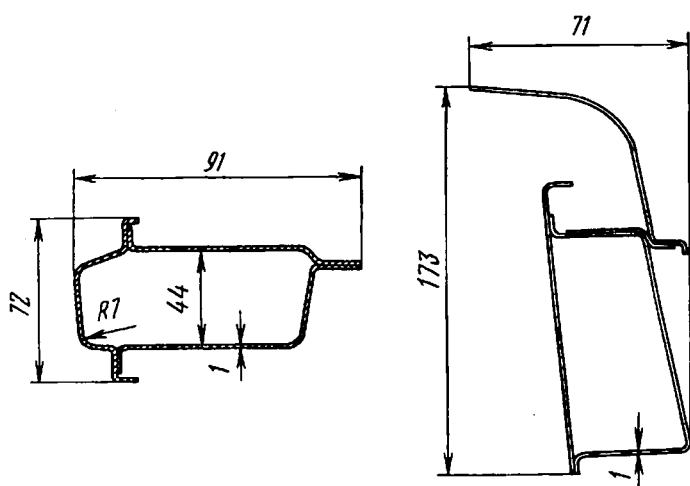


Рис. 9.40. Характерные поперечные сечения кабины КМ КамАЗ

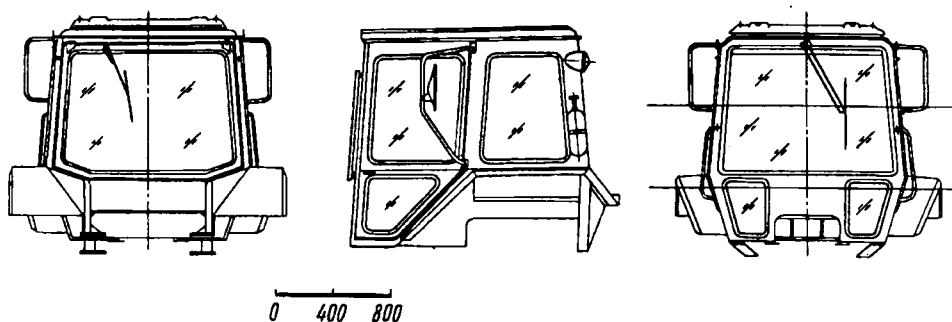


Рис. 9.41. Кабина трактора "Беларусь"

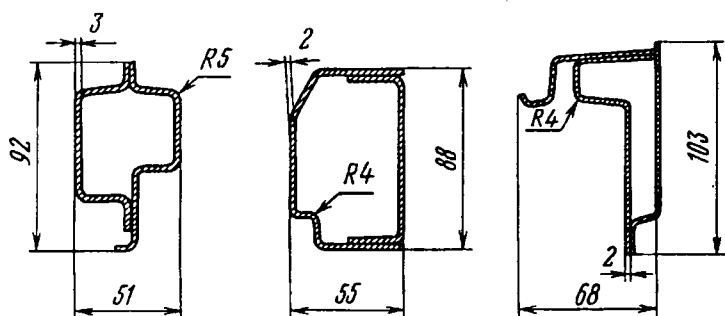


Рис. 9.42. Характерные поперечные сечения кабины трактора "Беларусь"

Кабина на несущей системе КМ может быть установлена на трех или четырех опорах (реже используется крепление кабины по контуру основания). Для того чтобы корпус кабины в наименьшей степени воспринимал воздействия, вызванные перекосами и прогибами несущей системы КМ, опоры делают эластичными. При установке на трех опорах деформация несущей системы в меньшей степени передается на кабину. При креплении в четырех точках передние крепления обычно расставляют широко, а задние – широко или сближают. При трех креплениях два из них ставят в передней части кабины.

Конструкция кабин КМ во многом определяется особенностями условий эксплуатации, а также видом аварийной ситуации, характерной для каждого вида КМ. Например, для некоторых КМ требуется хороший обзор не только спереди, но и сзади, а также с боков.

Каркас кабины КМ выполняют сварным из стали специального профиля (см. рис. 9.40). Стенки и крыша штампуются из листовой стали толщиной 1,0 – 1,5 мм. Для придания жесткости стенкам, особенно в бескаркасных кабинах, выштамповываются ребра жесткости. Соединение стенок с каркасом, между собой и с крышей осуществляется сваркой. Пол кабины выполняют из стального листа толщиной 3 – 5 мм.

Обычно кабины изготавливают цельнометаллическими с двумя герметично закрывающимися дверями.

9.5.2. Нагрузки, действующие на кабины

Для каждого типа кабины характерна своя система приложения нагрузок. Определение расчетных нагрузок является одним из основных этапов теоретического исследования напряженно-деформированного состояния кабины. Кабина в процессе эксплуатации воспринимает различные нагрузки, которые можно подразделить на детерминированные и случайные. Различают детерминированные статические и динамические нагрузки. К статическим нагрузкам относятся нагрузки, постоянно действующие на элементы кабины, такие, как вес пассажиров и оборудования внутри кабины, реакции в петлях дверей (см. рис. 9.26), аэродинамическое воздействие при установившемся движении транспортного средства, а также от скопившегося слоя снега на крыше при длительной стоянке КМ.

Основными весовыми нагрузками являются следующие: собственный вес корпуса, вес дверей, сидений, оборудования, вес водителя и пассажиров. Наибольший вес (48 – 53 %) приходится примерно на середину кабины (по ее длине ближе к задней стенке) и распределен поперек кабины.

Главными источниками динамических нагрузок при движении КМ являются двигатель и дорожная поверхность. Воздействие от двигателя, расположенного, как правило, в непосредственной близости от кабины, влияющее на ее долговечность и обитаемость, носит обычно высокочастотный характер (вибрационное воздействие).

Динамическое воздействие от неровностей микропрофиля дорожной поверхности приводит к колебаниям несущей системы и кабины, что обуславливает появление инерционных нагрузок. Динамические и статические нагрузки, действующие на корпус кабины, могут быть разложены на симметричные относительно продольной плоскости (вызывающие изгиб) и кососимметричные (вызывающие кручение, и в том числе от раскачивания массы кабины в стороны, а также от перекосов несущей системы КМ в дорожных условиях), кроме того, на кабину действует вибрация от колебаний со стороны подвески (колебания высокой частоты).

В свою очередь, деформация несущей системы КМ вызывает деформацию кабины, установленной на ней. Нагружение от неровностей микропрофиля является случайным, зависит от типа дороги, скорости движения и может быть определено только статистическими параметрами. Моделирование нагрузок подобного рода может быть осуществлено при следующих допущениях: контакт колеса с дорогой является точечным, математическое ожидание скорости движения постоянно и равно средней скорости движения.

Возмущения от неровностей микропрофиля задают как ряд случайных нормально распределенных чисел с математическим ожиданием $M = 0$ и средним квадратическим отклонением S , соответствующим определенному типу дороги.

Нагрузки, описанные ранее, возникают при нормальной (штатной) эксплуатации КМ. Однако в аварийной ситуации на кабину действуют нагрузки, во много раз превышающие штатные, которые могут вызвать очень высокие напряжения и необратимые деформации кабины. Эти напряжения и деформации необходимо учитывать при проектировании кабины, поскольку каждое транспортное средство должно соответствовать требованиям стандартов на пассивную безопасность. Определение этих параметров – сложная задача, поэтому нередко конечным этапом исследований являются натурные испытания. В результате анализа статистических данных устанавливают наиболее характерные и наиболее тяжелые режимы эксплуатации (и соответственно нагружения) для КМ каждого типа. Расчетная методика определения подобных нагрузок для кабин грузовых

КМ приведена в ОСТ 37.001.221 – 80. Для тракторов требования к испытаниям изложены в ГОСТ 12.2.002 – 91.

Особенности работы и силовые схемы. Основная нагрузка (вес водителя, пассажиров и сиденья) передается на опоры практически полностью через среднюю поперечину и жесткие продольные элементы (обычно через стенку подставки сидений на пороги и задние стойки). Небольшая часть этой нагрузки распределяется и на заднюю поперечину через продольные усилители подставки сидения.

Если задняя опора одинарная, то нагрузка на нее передается от продольных жестких элементов через заднюю поперечину, связанную с задней стенкой. В этом случае важно жестко связать продольные и поперечные элементы. В противном случае в углах кабины возникают большие деформации и при этом сильно нагружаются другие элементы корпуса, не предназначенные для этой работы. Связь между передними опорами и продольными элементами также должна быть достаточно жесткой. Поперечные элементы системы, передающие вес людей и сидений, должны быть жестко связаны с продольными элементами; недостаточная жесткость связи подставки с продольными элементами может привести к большим деформациям в местах соединений и даже к смятию пола под сиденьями.

При наличии двух задних опор изгибающая нагрузка передается на опоры непосредственно через продольные силовые элементы. При двух сближенных задних опорах нагружаются задние углы кабины и частично задняя поперечина.

Кручение кабины при трех точках крепления к несущей системе КМ происходит за счет инерционных сил при раскачивании кабины, так как раскачиванию противодействует только передняя опора. Основная составляющая силы действует на боковые продольные элементы основания кабины около стенки подставки сидений. Узел соединения продольных элементов основания с передними опорами и задними поперечными элементами в этом случае испытывает большие относительные деформации и напряжения. На заднюю стенку, крышу, лобовое окно и переднюю стенку приходится меньшая часть скручивающего кабину момента. Для получения наименьшего угла закручивания кабины в этом случае необходимо выполнить жесткой конструкцию основания или конструкцию всех элементов.

При креплении кабины в четырех точках ее скручивание происходит от перекосов несущей системы КМ на участке между опорами. Для крепления используют болты с пружинами (или резиновыми блоками). Чтобы не возникало чрезмерных раскачиваний кабины,

ее изолируют от слишком больших сил при кручении, при этом несущая система КМ, пружины или блоки должны быть достаточно жесткими. Момент, возникающий вследствие раскачивания кабины и груза, приходится на две опоры и не скручивает всю кабину, а только нагружает продольные элементы с одной стороны кабины, увеличивая их изгиб и уменьшая изгиб с другой стороны.

Нагрузки от перекоса несущей системы КМ действуют непосредственно на переднюю и заднюю стенки, которые обычно достаточно жесткие. Нижние (основание) и верхние (крыша) продольные элементы и узлы их крепления препятствуют скручиванию кабины.

Основными вибрационными нагрузками кабины являются колебания с частотой 400 – 600 Гц, передаваемые через крепления к несущей системе КМ от подвески. Эти нагрузки сказываются больше всего в местах недостаточно жесткого закрепления больших масс, например вблизи узлов крепления кабины, в местах крепления сидений, около петель дверей и т.д. Высокие деформации в этих местах, даже при небольших изменениях напряжений, приводят к усталостной поломке или к остаточным деформациям. Такие узлы и детали должны быть не только прочными и жесткими, но и надежно связанными с жесткими элементами несущей системы.

Кабины КМ обычно не имеют замкнутого каркаса, который мог бы без панелей выполнять функции несущей системы. Элементы каркаса являются жесткими узлами для восприятия сосредоточенных нагрузок в отдельных местах корпуса и деталями усиления облицовки по контуру дверных и оконных проемов. Нежесткая связь между деталями каркаса приводит к большим деформациям в таких местах кабины. При жестком соединении панелей с каркасом повышается и жесткость корпуса.

Для получения наибольшей жесткости и прочности корпуса необходимо использовать замкнутую силовую систему, желательнее из стержней закрытого профиля, как более жестких и прочных по сравнению со стержнями открытого профиля при равной их массе (см. рис. 9.39, 9.40).

В зависимости от размещения опор и их связи с жесткими элементами каркаса кабины при различных по вместительности кабинах (двухместные и трехместные) и расположения опор относительно поперечин рамы выбирают силовые схемы корпуса кабины. При трех точках крепления одно из передних креплений может быть жестким, а два других (переднее и заднее) – эластичными, допускающими незначительные перемещения, в основном для уничтожения перекосов в креплениях. При четырех точках крепления кабины к

несущей системе КМ следует применять такие опоры, при которых возможны небольшие ее перекосы при деформациях несущей системы и не возникает раскачивание кабины.

Отметим, что имеются и другие зоны кабины, жестко связанные с несущей системой КМ, например верхнее крепление рулевой колонки, растяжки радиатора и т.д. Для того чтобы такие жесткие связи не нарушали эластичности крепления кабины к несущей системе и не способствовали разрушению деталей в местах крепления, эти детали усиливают (увеличивая их массу). Если узел жесткий и жестко связан с несущей системой КМ, то его крепление к кабине должно быть эластичным и допускать перемещение относительно кабины в пределах возможных отклонений кабины.

Исходя из положения, что несущая система кабины должна иметь замкнутую схему силовых элементов, жестко связанную с зонами крепления опор к несущей системе КМ и местами приложения сосредоточенных нагрузок, можно наметить рациональные схемы крепления для кабин с тремя и четырьмя точками крепления.

Кабину с тремя точками крепления необходимо выполнять более жесткой, чем кабину с четырьмя точками. Для КМ с возможными большими перекосами несущей системы кабины предусмотрено устанавливать на трех креплениях, хотя при этом кабина больше подвержена скручиванию при раскачивании. Передние опоры кабины должны быть жестко связаны с продольными элементами основания и передними стойками, задние – с задней поперечиной основания, которая, в свою очередь, жестко связывается с продольными элементами и задними стойками. Углы задней стенки должны быть такими жесткими, чтобы крыша вместе с корпусом работала на кручение. Поперечина между передними опорами не обязательна, так как они жестко связаны несущей системой КМ. Углы передней части кабины и поперечную связь между правой и левой стойками под лобовым стеклом следует выполнять жесткими. Стойки лобового стекла при кручении изгибаются, а углы перекашиваются; их деформации не должны быть значительными и допускать больших перекосов проемов лобового стекла и дверей. Проемы дверей нужно обрамлять жесткими элементами, связанными между собой. Необходимо, чтобы задние стойки, кроме нижней поперечины, были связаны одна с другой на уровне нижней части заднего окна; при этом желательно, чтобы элемент связи был соединен с обшивкой. Вырез заднего окна надо обрамлять достаточно жесткими элементами, не допускающими выпучивания и разрыва краев выреза. Задние и передние углы

кабины должны обеспечивать ее жесткость и не допускать значительных ее деформаций при кручении. Передняя часть крыши над лобовым стеклом также должна быть достаточно жесткой.

Детали, передающие нагрузку от веса людей в места опоры сидений, следует жестко связать с несущей системой корпуса. Места креплений дверных петель на стойке должны быть достаточно жесткими. Пол кабины необходимо усилить выштамповками или ребрами, чтобы избежать его продавливания и уменьшить вибрацию.

Силовая схема кабины с четырьмя точками крепления по углам отличается от предыдущей только работой задних элементов каркаса и схемой креплений. При четырех точках крепления нижняя задняя поперечная связь может быть менее жесткой, чем при трех. Нижние углы задней стенки также испытывают меньшие нагрузки. Продольные жесткие элементы имеют более благоприятную картину распределения напряженно-деформированного состояния.

Агрегаты шасси, жестко связанные с несущей системой машины (например, рулевая колонка) и одновременно связанные с кабиной, необходимо крепить к кабине с помощью эластичных элементов, допускающих перемещение агрегата по отношению к кабине.

Характеристика пружин опор кабины должна быть такой, чтобы обеспечивалось необходимое перемещение кабины относительно несущей системы КМ при ее перекосах без передачи на корпус кабины больших нагрузок.

Изложенные ранее сведения относятся ко всем типам кабин. Однако передние кабины имеют некоторые особенности: крепление передних кабин в трех точках, как правило, не применяется в связи с их большой шириной, а также вследствие того, что средняя часть задней стенки иногда перерезается отделением для двигателя. Вырез в основании для двигателя закрыт съемным капотом для доступа к двигателю изнутри кабины. При такой компоновке требуется значительно усилить поперечные связи – переднюю и заднюю стенки кабины, а также усилить в продольном направлении основание по краям выреза.

При большой ширине кабины рекомендуется усилить ее в продольном направлении в верхней части – от щита приборов посередине крыши кабины до нижней части задней стенки.

Перспективы развития конструкции кабин. В последнее время, в связи с законодательными ограничениями на длину автопоездов в странах Европы, наибольшее распространение получили грузовики с бескапотной компоновкой. Совершенствование конструкций кабин направлено в основном на повышение комфортабельности и

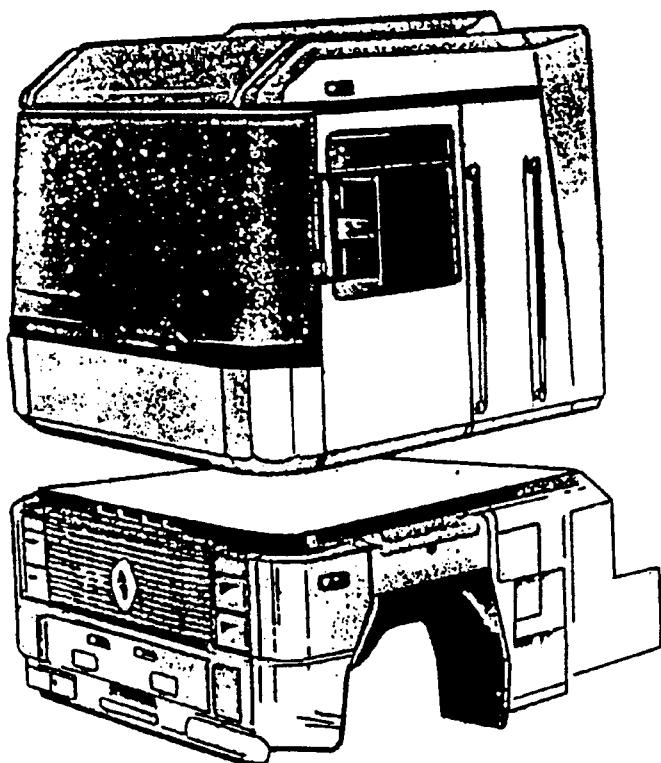


Рис. 9.43. Кабина Integrale фирмы Renault

улучшение условий труда водителя. Примером может служить кабина Integrale фирмы Renault для большегрузных тягачей (рис. 9.43).

Особенность такой кабины заключается в том, что она состоит из двух отдельных частей, обеспечивающих абсолютно ровный горизонтальный пол по всей ширине кабины на высоте 1700 мм от поверхности земли. В верхней части расположена собственно кабина, а в нижней – двигатель, коробка передач, передний мост. Такая конструкция способствует уменьшению шума двигателя в кабине за счет увеличения расстояния между ее двумя частями, улучшению комфорта, а также обзорности.

Подвеска кабины выполнена с двумя продольными рычагами на четырех пневмоэлементах, четырех амортизаторах и имеет стабилизатор поперечного крена; в задней части установлена реактивная штанга. Ровный горизонтальный пол в кабине обеспечивается за счет уравнивающих клапанов; отклонение составляет ± 50 мм. Давление воздуха в передних пневмоэлементах равно 0,45 МПа, в задних – 0,35 МПа.

Площадь пола кабины составляет $2,7 \text{ м}^2$, внутренняя высота 1870 мм, что позволяет большинству водителей стоять в полный рост. Ровный пол обеспечивает водителю большую свободу передвижения внутри кабины. Габаритная длина кабины 2020 мм, расстояние в кабине между лобовым стеклом и задней стенкой равно 2000 мм, ширина кабины 2360 мм (внутренняя – 2100 мм), вместимость $8,8 \text{ м}^3$. Для размещения багажа предусмотрены различные емкости и углубления в дверях, крыше, на стенках спального отделения, их суммарная вместимость равна 1 м^3 .

Хорошая обзорность обеспечивается выпуклым лобовым стеклом площадью $2,95 \text{ м}^2$, позволяющим иметь угол обзора вверх 19° и вниз 33° . Стекла тонированные. Площадь остекления боковых дверей составляет $0,72 \text{ м}^2$. Кабина оборудована двумя спальными местами размерами $1900 \times 750 \text{ мм}$.

Откидывание кабины на 71° с помощью гидропривода и насоса с ручным либо электроприводом обеспечивает удобный доступ к двигателю и прочим агрегатам. Двери оборудованы ограничителями безопасности во избежание их открытия во время откидывания кабины. Три ресивера, крепящиеся на полу кабины, откидываются вместе с ней. Для облегчения доступа к двигателю и его агрегатам предусмотрена возможность снятия внутренней части крыла каждого переднего колеса.

В конструкции кабины широко используются пластики, из них выполнено 62 % наружной обшивки, в то время как на сталь приходится 21 %, а остальное – на остекление.

Грузовые КМ серии АЕ отвечают требованиям активной и пассивной безопасности. Кабины прошли испытания в соответствии с требованиями, принятыми в ЕЭС и Швеции. Повышению безопасности способствуют высокое расположение сиденья водителя, а также больших размеров лобовое стекло и обогреваемое зеркало заднего вида (последнее с дистанционной регулировкой). Специальное устройство позволяет одновременно пользоваться фарами ближнего и дальнего света, имеются противотуманные фары.

Пассивная безопасность обеспечивается прежде всего за счет того, что передний мост максимально выдвинут вперед. Передний свес составляет 1070 мм, в то время как в среднем у КМ подобного класса он равен 1400 мм.

Инерционные ремни безопасности имеют трехточечное крепление. Кабины КМ серии АЕ соответствуют нормам: крыша выдерживает нагрузку, равную максимально допустимой на передний мост; задняя стенка поглощает удары силой до 2000 Н на тонну

грузоподъемности; кабина остается прикрепленной к раме при деформациях, которым она может подвергаться; двери не могут самопроизвольно открываться и в кабине сохраняется пространство для выживания.

9.5.3. Теоретическое определение напряженно-деформированных состояний

Для сокращения сроков постановки на производство новых кабин, создания конструкций оптимальной металлоемкости в инженерной практике широко применяют расчетные методы оценки жесткости, прочности и долговечности. Область применения прикладных расчетов существенно расширилась за счет накопления статистических данных о характере нагружения и поведения конструкций в процессе эксплуатации, а также благодаря развитию вычислительной техники.

При проектировании кабины после определения ее конструктивной схемы рассчитывают сечения несущих элементов кабины для обеспечения требований по жесткости, прочности и безопасности водителя (например, при опрокидывании КМ).

Силовые элементы кабины образуют, как правило, пространственную раму. При расчете прочности и жесткости пространственных конструкций в строительной механике ранее использовались методы сил, перемещений и смешанный метод. Сначала определяют степень статической неопределимости конструкции и выбирают соответствующую этой степени статически определимую основную систему. Затем вычисляют значения коэффициентов системы канонических уравнений и решают эту систему. Причем при расчетах реальный объект существенно упрощают. Область применения этих методов ограничена также необходимостью проведения расчетов конструкций в упругой стадии и при малых деформациях.

В целях упрощения расчета стержневых конструкций в упругопластической стадии для оценки пассивной безопасности применяют принцип пластических шарниров. При этом предполагают, что материал идеальный – упругопластический, а процесс изменения деформаций соответствует диаграмме Прандтля. Суть принципа пластических шарниров сводится к линеаризации зависимости нагрузка – деформация для отдельного сечения.

Предполагают также, что каждое сечение конструкции работает в упругой стадии до тех пор, пока оно не окажется полностью охваченным пластической деформацией. На практике такое состояние не может быть реализовано, так как для этого угол поворота

сечения должен быть неограниченно большим. Однако погрешность при таких допущениях незначительная и приемлема для практических расчетов. Эффективность принципа пластических шарниров подтверждается опытом использования его в расчетной практике.

Широкое применение ЭВМ при определении прочности и жесткости конструкций обусловило появление новых методов расчета, из которых наиболее распространен МКЭ. При расчете ряда сложных конструкций в соответствии с этим методом получают высокоточные результаты, близко совпадающие с экспериментальными. Это универсальный метод, применяемый также для расчета больших перемещений при работе конструкций за пределами упругой стадии и при ее динамическом нагружении. Однако определение деформаций и напряжений при динамических нагрузках, близких к ударным воздействиям, является сложной задачей.

МКЭ позволяет учитывать геометрическую и физическую нелинейность конструкции. Для решения нелинейных задач обычно используют алгоритм шагового нагружения: внешнюю расчетную нагрузку разбивают на небольшие части, которые прикладывают последовательно. При этом на любом шаге расчета нагрузка ступенчато возрастает и на последнем достигает заданного предельного значения. На каждом шаге поведение конструкции считают линейным; на стадии приближения к предельной нагрузке упругопластические характеристики материала корректируют в соответствии с диаграммой растяжения-сжатия.

Процесс получения решения для заданной нагрузки в отличие от других методов решения нелинейных задач имеет простую физическую интерпретацию – имитируется процесс постепенного деформирования конструкции при статическом нагружении. Поэтому расчет энергии деформации, необходимый для оценки защитных свойств конструкции, не представляет трудностей.

При расчете конструкций МКЭ важной является задача построения рациональной КЭМ этой конструкции, адекватно отображающей ее поведение и позволяющей получить результаты требуемой точности при минимальных затратах труда и времени.

В этом случае можно применять подход, основанный на использовании КЭМ различного уровня сложности. Сначала анализ и синтез проводят на основе упрощенной модели, содержащей несколько сотен элементов, преимущественно стержневых, с целью получения общего представления о работе конструкции и ее жесткостных параметрах. С помощью такой модели также можно достаточно быстро

и точно провести анализ собственных значений частот и динамический расчет с целью оценки поведения конструкции. В случае необходимости в конструкцию вносят изменения, после чего составляют уточненную КЭМ, содержащую несколько тысяч или десятков тысяч элементов, а затем проводят расчет, позволяющий получить подробную картину распределения напряжений и деформаций в конструкции. Точность решения при использовании таких моделей достигает 5 %.

В общем случае моделирование конструкций типа кабин для жесткостного и прочностного анализа можно выполнять с применением стержневых, оболочечных и объемных КЭ. Область применения КЭ каждого типа необходимо устанавливать по результатам анализа ожидаемой погрешности решения и допущений, принятых при выводе основных расчетных соотношений. Как правило, для полного анализа в зависимости от целей расчетов составляют несколько моделей разного уровня с использованием различных типов КЭ.

Особенностью таких конструкций является наличие в них каркасных элементов, которые можно представить в виде стержней из тонкостенного профиля (открытого или закрытого сечения). Исследование напряженно-деформированного состояния целесообразно начинать с построения упрощенной оболочечно-стержневой КЭМ. При этом для конструкций из тонкостенных стержней с открытым профилем сечения необходимо учитывать влияние стесненного кручения, эксцентриситеты и др. По результатам этого этапа оценивают общую и локальную жесткости и вклад в них отдельных элементов конструкции. Такая модель, как правило, состоит из небольшого числа элементов (порядка 100–500). Балочными КЭ моделируются все элементы каркаса. Узловыми точками являются места стыков каркаса, изменения геометрических размеров поперечных сечений и приложения граничных условий (нагрузок и закреплений). Каждый КЭ имеет геометрические и прочностные характеристики, адекватные моделируемому элементу конструкции. Элементы обшивки моделируются оболочечными КЭ. С помощью таких моделей можно правильно оценивать жесткость кабин, вклад отдельных элементов в несущую способность конструкции. Однако получить точные значения напряжений вблизи узлов с помощью такой модели не представляется возможным.

Для оценки напряжений, особенно в зонах с концентраторами (например, вблизи узлов), применяют расчетные модели конструкций с использованием оболочечных и объемных КЭ.

Наименьшее число допущений и ограничивающих предположений используется при выводе расчетных соотношений для трехмерных КЭ. Однако для адекватного описания модели требуется большое число таких элементов (при этом на разбиение оказывает влияние и то, что конструкция тонкостенная). Точность расчетов с использованием таких КЭМ обычно ниже по сравнению с аналогичной оболочечной (при равном числе элементов). Кроме того, при использовании трехмерных КЭ возрастает трудоемкость подготовки исходных данных и увеличивается время решения задачи. Поэтому использование трехмерных КЭ для построения КЭМ несущих систем КМ неэффективно. Для построения уточненных моделей кабины и кузова КМ рекомендуется применять оболочечные КЭ.

Кроме плоских изгибаемых КЭ для моделирования оболочек используют элементы с пространственной кривизной. Расчетные соотношения для элементов пластин и оболочек выводят в предположении малости толщины по сравнению с двумя другими размерами элемента конструкции, а также для пластин и оболочек средней толщины. Поэтому в зависимости от геометрических параметров конструкции используют разные типы оболочечных КЭ в одной КЭМ.

В таких моделях стержневые элементы не используются, за исключением фиктивных стержневых КЭ, с помощью которых можно моделировать упругие элементы подвески. Все элементы каркаса моделируются исключительно оболочечными КЭ, при этом сетка КЭ должна быть такой, чтобы по возможности все элементы имели правильную форму (для четырехугольных элементов углы должны быть прямыми, отношение сторон не менее 1:4; треугольные элементы должны иметь форму, близкую к равностороннему треугольнику). Размещение на поверхностях балок каркаса нескольких рядов КЭ существенно увеличивает точность значений расчетных напряжений. Элементы обшивки могут иметь более крупную сетку КЭ в местах, где отсутствуют контакт с подкрепляющими элементами каркаса, технологические отверстия или другие концентраторы напряжений и наоборот.

Для получения приемлемых результатов необходимо соответствие схемы разбиения на КЭ и свойств элементов характеру моделируемых полей (напряжений, деформаций или перемещений). Например, в зонах с резко меняющимися геометрическими параметрами или с высокими градиентами напряжений необходимо сгущение сетки КЭ. Практической гарантией достоверности в таких случаях могут служить близкие значения результатов при различных схемах разбиения, а также специальная диагностика с использованием

программы МКЭ. Использование моделей низшего и среднего уровней позволяет осуществлять проведение многовариантных расчетов и поиск оптимальных решений для конструкции с целью достижения требуемых прочностных и жесткостных свойств по разным критериям (например, по критерию минимума массы). После анализа и внесения всех изменений в конструкцию обычно создают супермодель, состоящую из нескольких десятков тысяч элементов (подробно отображающую конструкцию в целом, места соединений элементов каркаса между собой и обшивкой, стекла, двери и прочие элементы, оказывающие влияние на напряженно-деформированное состояние кабины). Такая модель позволяет с высокой точностью определить значения напряжений, перемещений и деформаций.

Примеры упрощенных моделей кабин КМ показаны на рис. 9.44, 9.45. Все элементы конструкции – пол, крыша, передняя и задняя стенки, боковины – смоделированы оболочечными КЭ, стойки – оболочечными (см. рис. 9.44) или стержневыми (см. рис. 9.45).

Поскольку перекосы рамы в процессе ее деформирования при эксплуатации значительно влияют на напряженно-деформированное состояние кабины, в расчетную модель необходимо вводить упругие элементы подвески кабины, которые обычно моделируются спе-

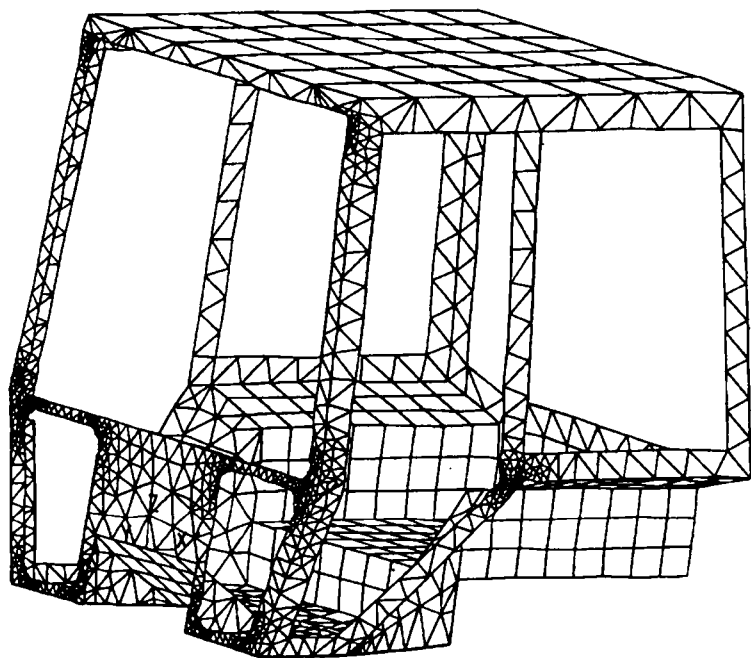


Рис. 9.44. Оболочечная КЭМ кабины трактора “Беларусь”

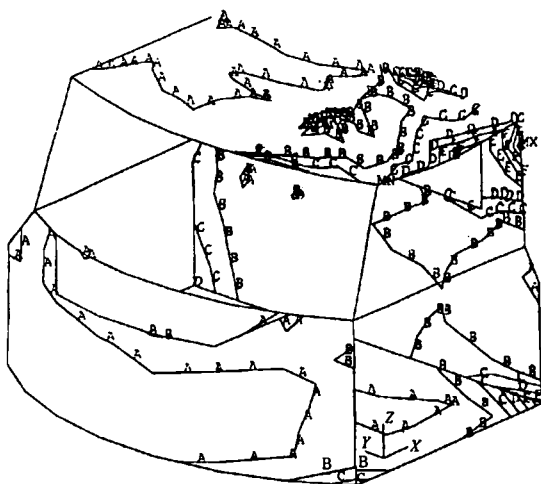


Рис. 9.45. Картина напряженно-деформированного состояния кабины КМ УАЗ. Распределение эквивалентных напряжений, МПа:

A=22; B=62; C=102; D=142; E=182; F=222; G=262; H=302; I=343

циальными пружинными КЭ, но нередко (при малых деформациях опор) могут быть смоделированы фиктивными стержневыми КЭ, работающими на растяжение-сжатие. При использовании таких КЭ требуется определить площадь упругого элемента подвески

$$F = Kl/E^*,$$

где K – жесткость КЭ, равная жесткости подвески; l – длина КЭ; E^* – приведенный модуль упругости первого рода.

Нагрузки от водителя, пассажира и оборудования моделируются сосредоточенными силами, кососимметричное воздействие от деформаций рамы задается относительными вертикальными смещениями в опорах.

В качестве примера на рис. 9.45 показана картина напряженно-деформированного состояния кабины КМ УАЗ.

9.6. Обитаемость колесных машин

Одной из особенностей эксплуатации полноприводных КМ, и, в частности, КМ высокой проходимости, является продолжительность их работы в условиях бездорожья и на дорогах с плохим покрытием в удалении от населенных пунктов и без снабжения в любых климатических условиях. Как известно, такая автономность определяется

следующими факторами: запасом топлива и других расходуемых материалов, надежностью транспортного средства, условиями обитаемости водителя и пассажиров (экипажа).

К числу основных факторов, определяющих обитаемость КМ высокой проходимости, относятся: поддержание необходимого газового состава воздуха в кузовах и кабинах; создание соответствующего микроклимата; обеспечение виброакустического комфорта, рациональная организация труда и отдыха водителя.

Поддержание газового состава воздуха в кузове КМ. Кузова КМ имеют ограниченные размеры: на каждого человека, находящегося в кузове, приходится $0,4 \dots 1,2 \text{ м}^3$ объема внутреннего помещения. При таком сравнительно малом объеме в отсутствие вентиляции быстро расходуется кислород и накапливаются продукты дыхания человека и вредные вещества (отработанные газы, пары топлива и т.д.), повышаются влажность и температура воздуха. Основным условием хорошей вентиляции кузова является воздухообмен. Необходимость в интенсивном воздухообмене подтверждается данными, приведенными в табл. 9.6.

Таблица 9.6. Влияние характера работы водителя на воздухообмен в кузове

Характер работы водителя	Число дыханий, мин	Объем, л		
		потребляемого воздуха	кислорода O_2	выделенного газа CO_2
В состоянии покоя	15	12	0,5	0,4
Легкая работа (движение по ровному малозагруженному шоссе)	17	18	0,9	0,75
Средняя работа (движение по пересеченной местности, загруженному шоссе)	19	32	1,6	1,5
Тяжелая работа (движение в условиях бездорожья)	22	52	2,6	2,4
Очень тяжелая работа (движение в сложной обстановке в условиях бездорожья)	27	60	3,0	3,0

Повышенное содержание CO_2 в воздухе приводит к нежелательным последствиям. Например, при 0,1 %-ной концентрации CO_2 в воздухе в течение 2...4 ч у водителя и пассажиров возникает ощущение духоты, а при 5 %-ной – в течение 30 мин наступает состояние, опасное для жизни. Наличие большого количества паров бензина также оказывает на них отрицательное воздействие. Если концентрация в течение рабочего дня составляет 0,5 %, у водителя и пассажиров появляются головная боль, кашель, боль в области желудка, раздражение слизистой оболочки глаз. Воздействие в течение 1 ч паров бензина, концентрация которых составляет 40 %, может привести к смертельному исходу.

Таким образом, кузов должен быть надежно изолирован от попадания отработавших газов и паров бензина. Содержание в нем при закрытых окнах оксида углерода не должно превышать 0,01 мг/л, углекислого газа – 1,5 мг/л.

В системе вентиляции КМ, работающих в запыленной местности, а такжедвигающихся в колоннах, необходимо устанавливать специальные фильтры, очищающие воздух от пыли и ядовитых компонентов выхлопных газов. В случае повышения температуры окружающей среды выше 35...40 °С воздух, поступающий в кузов, необходимо охлаждать с помощью кондиционеров. В случае понижения температуры окружающей среды воздух, поступающий в кузов, наоборот, необходимо подогревать с помощью теплообменника, располагаемого в воздуховоде.

Наибольшее распространение получили системы отопления, связанные с системой жидкостного охлаждения двигателя. Количество воздуха, поступающего в кузов через такие системы, зависит не только от интенсивности работы вентилятора, но и от скорости встречного потока воздуха (табл. 9.7).

Таблица 9.7. Количество воздуха, поступающего в кузов, м³/мин

Воздух, поступающий в кузов	Скорость КМ, км/ч			
	0	50	75	100
Только от вентилятора	3...7	–	–	–
От вентилятора и под действием встречного потока	–	7...8	8...12	до 15

Характеристика систем отопления с собственным источником теплоты представлена в табл. 9.8.

Таблица 9.8. Характеристика систем отопления

Параметры	Значение
Тепловой поток, Вт	1750 – 7550
Расход нагреваемого воздуха, м ³ /мин	1...3,5
Температура нагрева воздуха, °С	90...100
Расход топлива, л/ч	0,3...1

Шумо- и теплоизоляция кузова. Температура воздуха в кузове и шум оказывают большое влияние на работоспособность водителя и безопасность при движении КМ.

Известно, что шум может передаваться в кузов через детали шасси (структурный шум) и воздух (воздушный шум), поэтому работы для снижения его уровня необходимо проводить по двум направлениям.

Воздушный шум проникает внутрь кузова через неплотности в дверях, окнах и отверстиях для тяг и трубопроводов, а также вследствие определенной звукопроницаемости стенок. Снижение уровня воздушного шума осуществляют путем использования звукоизолирующих и звукопоглощающих материалов, а также устранением неплотностей.

Структурный шум, или вибрация, распространяется через раму, кронштейны крепления кузова или кабины и стенки. Вибрацию стенок можно уменьшить путем уничтожения акустических мостиков при помощи эластичных звеньев, а также за счет повышения жесткости и массы стенок.

Самым эффективным способом борьбы с шумом в кузове является уменьшение его в источнике. Для этого улучшают систему выпуска отработавших газов из двигателя, уменьшают вибрацию элементов трансмиссии, колес и подвески; делают кузов более обтекаемым и гладким (без выступающих частей); совершенствуют систему вентиляции и отопления и т.д. Если эти мероприятия не дают желаемого эффекта или не могут быть выполнены по каким-либо причинам (техническим или экономическим), исследуют пути проникновения шума в кузов.

Экспериментально установлено, что структурный шум даже при низком уровне воздушного шума оказывает решающее влияние

на самочувствие человека. Поэтому прежде всего необходимо уменьшить или исключить структурный шум. Для этого между элементами конструкции устанавливают эластичные прокладки; наносят на тонкостенные детали материалы с высокой внутренней вязкостью; вместо плоских деталей применяют выпуклые (вогнутые), гофрированные. Известно, что эластичные прокладки удовлетворительно работают при давлениях не выше 0,2 МПа; при большей нагрузке их звукоизолирующая способность падает. Для ликвидации или уменьшения вибрации плоских тонкостенных панелей перспективными являются пластмассы, так как у них демпфирующие свойства в 100...1000 раз выше, чем у металлов и в 10...100 раз выше, чем у мягкой резины. Увеличение толщины таких покрытий в 2 раза приводит к улучшению звукоизоляции примерно в 3 раза. При этом для алюминиевых панелей применение покрытия более эффективно, чем для стальных.

С уменьшением доли структурного шума, проникающего в кузов, эффективность изолирующей способности стенок повышается. Последняя зависит как от материала, из которого изготовлены стенки, так и от его толщины. Для гладких листов в диапазоне частот 250...2000 Гц получены следующие значения звукоизоляции, в дБ:

Стальной 1 мм	31
Стальной 2 мм	36
Алюминиевый 1 мм	20
Алюминиевый 2 мм	25

Таким образом, увеличение толщины материала вдвое приводит к улучшению звукоизоляции на 5...6 дБ. Это обусловлено тем, что для возбуждения колебаний в более тяжелых панелях требуется большая энергия. Однако такой способ улучшения звукоизоляции в кузовных конструкциях неприемлем, так как приводит к увеличению их массы.

Волокнистые и пористые материалы (войлок, вата, поролон, базальтовое волокно и др.) также обладают определенными звукоизолирующими свойствами, практически не зависящими от их плотности. Поэтому рационально использовать более легкие материалы. Известно, что в отличие от плотных материалов (сталь, алюминий, стеклопластик) при увеличении толщины волокнистых материалов очень быстро достигается предел эффективности звукоизоляции. Например, максимальное снижение уровня шума высокой частоты при использовании в качестве звукоизолирующего материала

стекловолокна толщиной 100 мм составляет 17 дБ, а при снижении частоты – 9 дБ. Подобные материалы эффективнее использовать для поглощения шума, проникающего в кузов, чем для звукоизоляции.

Каждый материал имеет определенный коэффициент звукопоглощения, который зависит от частоты звуковых колебаний, толщины материала и в некоторой степени от температуры и влажности воздуха. Коэффициенты звукопоглощения некоторых материалов, используемых в кузовостроении, представлены в табл. 9.9.

Таблица 9.9. Коэффициенты звукопоглощения материалов

Материал	Толщина, мм	Коэффициент звукопоглощения, %, при среднем геометрическом значении частоты октавных полос, Гц					
		130	250	500	1000	2000	4000
Мат из стекловолокна	40	11	30	60	80	92	94
То же с воздушной прослойкой толщиной 30 мм	40	25	60	85	100	1000	100
Пенопласт, жестко закрепленный с панелью	20	20	40	55	70	81	86
То же, упруго закрепленный	20	10	20	52	92	99	100
Войлок	50	9	12	18	30	55	59

Из таблицы ясно, что коэффициент звукопоглощения у всех материалов при низких частотах значительно ниже, чем при высоких. Поэтому борьба с шумом низкой частоты сложнее, чем с шумом высокой частоты.

При использовании волокнистых и пористых материалов в кузовах КМ возникают трудности, связанные с необходимостью их защиты от загрязнения, влаги и механических воздействий, приводящих к разрушению. Их защищают либо мягкими (ткани), либо твердыми обивочными материалами. Если для внутренней отделки применяют твердые материалы (картон, пластмассы), то для увеличения звукопоглощения следует их делать с перфорацией. Суммарная

площадь всех отверстий в панели должна составлять 20...30 % от общей площади.

Для оптимального уменьшения уровня шума в кузове необходимо одновременно применять все средства борьбы с распространением звука. Например, наружный стальной лист покрывают изнутри амортизирующим материалом (вдвое толще стального листа), пространство между наружным листом и внутренним заполняют стекловолокном, а внутреннюю обшивку выполняют из перфорированного листа. Решающее значение в такой конструкции имеет толщина покрытия и заполнителя. Практика показывает, что толщина заполнителя должна быть 50...100 мм, а масса покрытия составлять 15...20 % от массы наружного листа (обычно толщина его равна двойной толщине листа).

Кроме того, для снижения уровня шума необходимо корпус рулевой колонки покрыть слоем пластмассы толщиной 2...3 мм, а полость между корпусом и валом заполнить эластичным пенополиуретаном. Все тяги и трубопроводы, входящие в кузов, также следует покрыть пластмассой. И, наконец, необходимо обеспечить полную герметизацию кузова, так как при наличии даже незначительных неплотностей уровень шума значительно повышается.

Окна в кузове должны быть двойными (расстояние между стеклами 10...20 мм), а сами стекла необходимо изолировать от корпуса с помощью резиновых прокладок.

На уровень шума внутри кузова оказывает влияние и его форма. В более обтекаемых конструкциях уровень шума ниже. При наличии снаружи на кузове водостоков, зеркал, фар-искателей, антенн, стеклоочистителей, ручек и других деталей уровень шума повышается, особенно при движении с большими скоростями (свыше 60 км/ч).

Обычно мероприятия, обеспечивающие снижение уровня шума в кузове КМ, сочетают с решением вопросов теплоизоляции. Причем рассматриваются одновременно две задачи: проникновение тепловых потоков в кузов и охлаждение рабочего помещения. Воздействие солнечной радиации, повышение температуры окружающего воздуха, нагрев силовой установки и агрегатов трансмиссии приводят к нагреву рабочего помещения кузова. Так, в кабине грузовой КМ при работе в южных районах температура воздуха на уровне головы водителя может достигать значений 40...50 °С, а на уровне педалей (при переднем расположении двигателя) – 50...60 °С. Известно, что тепловой режим рабочего помещения существенно влияет на состояние водителя и пассажиров, находящихся в нем. Переохлаждение

тела при плохой теплоизоляции кузова в зимнее время года или перегрев летом могут привести к опасным последствиям.

Условия, в которых водитель не испытывает перегрева или переохлаждения, резкого движения воздуха и других неприятных ощущений, можно считать комфортными. Комфортные условия для зимы отличаются от летних в основном вследствие того, что водитель тепло одет.

Главными из параметров, определяющих тепловое состояние водителя, являются температура, влажность и скорость движения воздуха, температура и свойства окружающих его поверхностей. При различных сочетаниях этих параметров теплоощущения могут быть одинаковыми.

В результате многообразия особенностей теплообмена между организмом человека и окружающей средой выработка единого критерия, характеризующего человеческие ощущения и являющегося функцией параметров окружающей среды, является трудной задачей. Поэтому целесообразно представить комфортные условия как совокупность показателей, ограничивающих отдельные параметры: температуру, влажность, скорость воздуха, максимальный перепад температур воздуха в помещении и вне его, температура окружающих поверхностей (пола, стен, потолка), радиационный баланс поверхности человека, испарение пота, предельно допустимые концентрации посторонних примесей в воздухе, подачу воздуха в ограниченное помещение (кузов, кабину) на 1 человека в единицу времени или краткость воздухообмена.

Комфортные значения температуры и влажности воздуха, рекомендуемые разными исследователями, несколько различаются. Так, НИИ гигиены труда и профессиональных заболеваний для человека, выполняющего легкую работу, рекомендует температуру воздуха в производственном помещении в зимнее время $20 \dots 22^{\circ}\text{C}$, а в летнее – $23 \dots 25^{\circ}\text{C}$ при относительной влажности воздуха $40 \dots 60\%$. Допускаемой является температура воздуха 28°C при той же влажности воздуха и незначительной его скорости (около $0,1 \text{ м/с}$). Французские исследователи рекомендуют температуру воздуха $18 \dots 20^{\circ}\text{C}$ и влажность $50 \dots 85\%$ зимой и соответственно $24 \dots 28^{\circ}\text{C}$ и $35 \dots 65\%$ летом. По оценкам некоторых зарубежных специалистов температура воздуха должна быть $15 \dots 17^{\circ}\text{C}$ в зимнее время и $18 \dots 20^{\circ}\text{C}$ в летнее время при относительной влажности $30 \dots 60\%$ и скорости движения $0,1 \text{ м/с}$.

Считается, что летом перепад температур воздуха снаружи и внутри помещения не должен превышать 10°C . Разность температур по всему ограниченному объему во избежание простудных заболеваний не должна превышать $2 \dots 3^{\circ}\text{C}$. Допустимые пределы относительной влажности воздуха в помещении $30 \dots 70\%$. Для обеспечения комфортных условий скорость воздуха рекомендуется в зимнее время $0,15\text{ м/с}$, в летнее – $0,25\text{ м/с}$, но не более $0,4\text{ м/с}$. Кратность обмена воздуха в небольших помещениях составляет $20 \dots 30$, а подача воздуха должна быть не менее 30 кг/ч на 1 человека.

В зависимости от условий работы для обеспечения комфортных условий температуру помещений зимой можно принимать при легкой работе 21°C , при умеренной – $18,5^{\circ}\text{C}$, при тяжелой – 16°C . При этом зависимость между температурами воздуха $t_{\text{в}}$ и поверхностей стен помещения $t_{\text{ст}}$, окружающих человека, определяется уравнением конвективно-лучистого теплообмена человека:

$$Q_{\text{ч.к-л}} = \alpha_{\text{ч.к}}(t_{\text{ч}} - t_{\text{в}}) F_{\text{ч.к}} + \alpha_{\text{ч.л}}(t_{\text{ч}} - t_{\text{ст}}) F_{\text{ч.л}},$$

где $\alpha_{\text{ч.к}}$, $\alpha_{\text{ч.л}}$ – коэффициенты конвективного и лучистого теплообмена; $F_{\text{ч.к}}$, $F_{\text{ч.л}}$ – площади, участвующие в теплообмене поверхностей; $t_{\text{ч}}$ – средняя температура одетого человека. Подставляя в это уравнение для зимнего периода $t_{\text{ч}} = 25^{\circ}\text{C}$, $\alpha_{\text{ч.к}} = 2,0$ и $\alpha_{\text{ч.л}} = 4,4$; $F_{\text{ч.к}} = 1,9\text{ м}^2$ и $F_{\text{ч.л}} = 1,7\text{ м}^2$, получаем

$$t_{\text{ст}} = \frac{287,5 - Q_{\text{ч.к-л}}}{7,3} - 0,57t_{\text{в}}.$$

Учитывая, что зимой тепловой поток от человека $Q_{\text{ч.к-л}}$ составляет в помещении около 87 Вт , имеем $t_{\text{ст}} = 29^{\circ} - 0,57t_{\text{в}}$.

Для летних условий принимаем комфортную температуру при легкой работе 26°C и, учитывая, что $Q_{\text{ч.к-л}} = 64\text{ Вт}$, получаем $t_{\text{ст}} = 36^{\circ} - 0,57t_{\text{в}}$.

По данным отечественных исследователей для кабин КМ рекомендуется: температура воздуха летом и зимой $18 \dots 22^{\circ}\text{C}$, влажность воздуха $30 \dots 60\%$, разность температур воздуха и поверхностей не более 8°C , скорость воздуха не более $0,7\text{ м/с}$.

Известно, что кузов (кабина) КМ представляет собой замкнутую камеру с прозрачными и непрозрачными ограждениями, в которой находится водитель (пассажиры). Уравнение теплового баланса

кузова (кабины), при котором температура воздуха в нем будет постоянной, можно записать в виде

$$\sum Q_i = 0,$$

где Q_i – количество теплоты, поступающей в кузов (кабину) от различных источников.

В большинстве случаев имеем

$$\sum Q_i = Q_{\text{ч}} + Q_{\text{п.о}} + Q_{\text{нп.о}} + Q_{\text{дв}} + Q_{\text{тм}} + Q_{\text{эл}} + Q_{\text{внт}},$$

где $Q_{\text{ч}}$ – тепловой поток от человека; $Q_{\text{п.о}}$, $Q_{\text{нп.о}}$, $Q_{\text{дв}}$, $Q_{\text{тм}}$, $Q_{\text{эл}}$, $Q_{\text{внт}}$ – количество теплоты, поступающей через прозрачные и непрозрачные ограждения, от двигателя, трансмиссии, электрооборудования, а также поступающей через систему вентиляции соответственно.

Слагаемые теплового баланса имеют знак “+” при поступлении тепловых потоков в кузов (кабину) или знак “–” при отводе их из кузова (кабины).

Рассмотрим наиболее простой случай, когда кузов (кабина) вентилируется наружным воздухом. Тогда при наличии внутренних источников теплоты $Q_{\text{ч}}$, $Q_{\text{эл}}$ и других температура воздуха в кузове (кабине) будет выше наружной. Примем для расчета разность температур $\Delta t_{\text{в}} = t_{\text{в.вн}} - t_{\text{в.нар}} = 2,5^{\circ}\text{C}$.

Заметим, что возможности вентиляции ограничены прежде всего максимально допустимой скоростью воздуха внутри кузова (кабины) $v_{\text{в.вн}} = 1,5 \text{ м/с}$. Как показывает практика, в кабине объемом $2 \dots 4 \text{ м}^3$ это условие может быть обеспечено при объеме W воздуха, подаваемого вентилятором в единицу времени, не более $500 \text{ м}^3/\text{ч}$. При прохождении через вентилятор и по трубопроводам воздух нагревается. Ориентировочно принимают, что температура воздуха возрастает на 1°C при повышении давления внутри кузова на 1 кПа . Следовательно, воздух, подаваемый в кузов (кабину) нагревается не менее, чем на $0,3^{\circ}\text{C}$. С учетом этого максимальный тепловой поток, выводимый из кузова (кабины) вентилятором при плотности воздуха $\rho_{\text{в}} = 1,2 \text{ кг/м}^3$ и его объемной теплоемкости $c_0 = 1 \text{ кДж/(м}^3 \cdot ^{\circ}\text{C)}$, равен

$$Q_{\text{внт max}} = -\rho_{\text{в}} c_0 W (\Delta t_{\text{в}} - \Delta t_{\text{внт}}) = -1,2 \cdot 0,24 \cdot (2,5 - 0,3) = -370 \text{ Вт}.$$

Таким образом, сумма всех других составляющих теплового баланса (за исключением $Q_{\text{внт}}$) не должна превышать 370 Вт .

Рассмотрим отдельные составляющие теплового баланса и пути их снижения. Температура поверхностей кузова (кабины), обдуваемых горячим воздухом от системы охлаждения двигателя, может достигать 60 °С; температура поверхностей элементов трансмиссии также может быть 50...60 °С. Количество теплоты от двигателя можно рассчитать следующим образом:

$$Q_{\text{дв}} = \alpha_{\text{дв}} F_{\text{дв}} (t_{\text{дв}} - t_{\text{в.вн}}),$$

где $\alpha_{\text{дв}}$ – коэффициент теплоотдачи, кДж/(м² · ч · °С); $F_{\text{дв}}$ – площадь нагретых поверхностей, м²; $t_{\text{дв}}$ – температура нагретых поверхностей, °С.

Аналогично можно найти количество теплоты, поступающей от элементов трансмиссии.

Тепловой поток от электрооборудования для ламп освещения, проводов и электродвигателей определяют соответственно по формулам

$$Q_{\text{эл}} = 0,86 N_1;$$

$$Q_{\text{эл}} = 0,86 \frac{U^2}{R} L;$$

$$Q_{\text{эл}} = 860(1 - \eta) N_2,$$

где N_1 и N_2 – мощность электроламп, электродвигателя, кВт; U – напряжение, В; R – электрическое сопротивление провода, Ом/м; L – длина провода, м; η – КПД электродвигателя ($\sim 0,8$).

Приведем значения теплового потока от водителя, зависящий от интенсивности выполняемой им работы:

Температура воздуха в кузове (кабине), °С	20	25	30	35
<i>В покое</i>				
Тепловой поток, Вт				
явный	88	58	40	11
скрытый	29	35	53	82
общий	117	93	93	93
Влаговыделение, г/ч	40	50	75	115
<i>Легкая работа</i>				
Тепловой поток, Вт				
явный	99	64	40	6
скрытый	53	82	106	139
общий	151	146	146	146
Влаговыделение, г/ч	75	115	155	200

Работа средней тяжести

Тепловой поток, Вт				
явный	106	90	40	6
скрытый	99	128	157	192
общий	203	197	197	197
Влаговыделение, г/ч	140	185	230	280

Если в кузове (кабине) кроме водителя находятся еще и пассажиры, то их тепловой поток можно принять таким же, как и у людей, находящихся в покое.

Как известно, тепловой поток, поступающий через ограждения ($Q_{п.огр} + Q_{нп.огр}$) составляет 70...80 % от суммарного теплового потока; $Q_{дв} = 8...15\%$; $Q_{эл} = 3...8\%$; $Q_{ч} = 10...15\%$. Следовательно, главная задача состоит в снижении тепловых потоков, проникающих через прозрачные и непрозрачные ограждения кабины. Однако в связи с малостью допустимых суммарных тепловых потоков необходимо устранить или максимально уменьшить и второстепенные источники теплоты.

Так, можно снизить $Q_{ч}$, уменьшив затрачиваемые водителем усилия на управление КМ. Если машина оборудована усилителями руля и тормоза, то выполняемую им работу можно классифицировать как легкую. Тогда при температуре воздуха в кузове (кабине) около 30°C можно принять $Q_{ч} = 146$ Вт. Еще одним средством уменьшения $Q_{ч}$ является снижение его радиационного теплообмена с внутренними поверхностями кузова (кабины). Этого можно достичь, применяя специальную окраску или облицовку поверхностей материалами, хорошо отражающими тепловые лучи.

При выборе средств тепловой защиты следует учитывать специфику их применения на КМ: хранение под открытым небом при воздействии осадков и солнечной радиации; действие вибрации в широком диапазоне частот; загрязнение пылью и др. Поэтому важным требованием к средствам тепловой защиты является их высокая прочность и долговечность при сравнительно невысокой стоимости.

К числу приемов тепловой защиты кузовов (кабин) относятся: окрашивание наружных поверхностей в светлые тона для уменьшения воздействия солнечной радиации; установка на внутренние поверхности теплоизоляционных материалов (пенопласта, холста из стеклянных или асбестовых волокон); использование коробчатых конструкций с воздушной прослойкой между стенками); использование тепловых экранов (например, над крышей или со стороны нагретых агрегатов), жалюзи на окнах, козырьков над окнами; применение специальных стекол, не пропускающих тепловые лучи, или

двойного остекления с подачей воздуха в пространство между ними; вентиляция кузова (кабины) очищенным наружным воздухом искусственно подогретым или охлажденным.

Известно, что при вентиляции кабины наружным воздухом в летнее время удовлетворительные условия для водителя могут создаваться в большинстве центральных и восточных районов СНГ. В южных районах (их северная граница проходит через Харьков, Уральск, Актюбинск) желательнее применять вентиляцию с искусственным охлаждением воздуха. В зимнее время подогрев воздуха в колесных машинах необходим на всей территории СНГ.

Теплофизические свойства некоторых материалов, используемых в КМ, представлены в табл. 9.10. Из них теплоизоляционные материалы те, которые имеют низкую теплопроводность $\lambda < 0,23 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$.

Таблица 9.10. Теплофизические свойства воздуха и некоторых материалов

Материал	Плотность, кг/м ³	Коэффициент тепло- проводности, Вт/(м · °С)	Удельная тепло- емкость, кДж/(кг · °С)
Воздух	1,29	0,026	0,1
Картон плотный	700	0,174	1,507
Вата стеклянная	200	0,043	2,805
Резина:			
твердая	1200	0,159	1,381
губчатая	224	0,055	—
Сталь	7900	50	0,481
Алюминий	2670	209,3	0,896
Стекло	2500	0,756	0,670
Пенопласт			—
(типа ПС)	30 ... 200	0,035 — 0,052	—

Анатомия человека обуславливает его функциональные (физиологические) особенности. Знание строения тела человека, его размеров и пропорций, их изменчивость позволяет исключить бесполезную трату энергии при управлении КМ, обеспечить быструю и точную работу органов управления и безопасность водителя при движении.

Изменчивость строения тела человека изучается одним из разделов антропологии – вариационной анатомией с использованием антропометрии, занимающейся измерениями отдельных признаков человека, и вариационной статистики, обрабатывающей полученные данные.

Антропометрические признаки человека (рост, размеры частей тела, масса) характеризуются заметной групповой изменчивостью: этнической, возрастной, половой и профессиональной. Разные народы имеют неодинаковые средний рост и пропорции тела. Женщины в данной этнической группе всегда меньше мужчин, у них иные пропорции тела.

Применимость антропометрических данных характеризуется так называемой репрезентативностью – степенью охвата данным размером определенного контингента людей. Количественно репрезентативность представляет собой часть площади (в процентах) под кривой нормального распределения значений какого-либо антропометрического признака (размера) для определения контингента людей при сплошном отборе индивидов. Зная закон распределения, среднее значение m признака и среднее квадратическое отклонение σ , можно определить число людей, у которых значения антропометрического признака укладываются в тот или иной интервал. Для нормального закона распределения справедливы следующие соотношения:

Интервал	$m \pm 1,65\sigma$	$m \pm 0,67\sigma$	$m \pm 0,13\sigma$	$m \pm 0,06\sigma$
Вероятность, % . . .	95	90	10	5

Пользуясь этими данными, можно в каждом конкретном случае рассчитать число людей, размерам которых будет удовлетворять данная конструкция.

Как правило, в настоящее время при конструировании технических систем “человек–машина” невозможно добиться полного соответствия машины требованиям всех людей, от самых больших до самых малых. Обычно не учитываются размеры 5 % самых высоких или самых низких людей в зависимости от того, на что влияет данный размер.

В автомобилестроении при равной вероятности для самых высоких и самых низких людей не учитываются их размеры. Это можно пояснить на следующих примерах.

Выбирая высоту салона КМ, можно ограничиться размером, соответствующим наименьшему росту 5 % самых высоких людей. Наоборот, размещая органы управления, можно пренебречь тем, что

часть из них окажется вне зоны досягаемости для 5 % самых низких людей. Таким образом, в каждом случае для 95 % людей будут обеспечены нормальные условия. Если же рассматривать салон КМ в целом, то 90 % людей будут иметь достаточный комфорт и лишь 5 % самых высоких и 5 % самых низких людей будут испытывать неудобства. Как показывает опыт, такой компромисс вполне оправдан и экономически целесообразен.

Значительный разброс антропометрических показателей (так, например, рост 95 % мужского населения нашей страны колеблется в пределах ± 120 мм от среднего) указывает на то, что при расчетах параметров рабочего места нельзя ориентироваться на размеры человека среднего роста. Оборудование должно быть выполнено так, чтобы имелась возможность регулирования основных параметров рабочего места. Диапазон регулирования зависит от разброса антропометрических данных и условий работы.

Состояние организма водителя и его работоспособность зависят от правильной организации рабочего места и обеспечения нормальных условий для функционирования водителя и пассажиров (т.е. обитаемости КМ). Под организацией рабочего места понимают создание комплекса организационных условий для бесперебойного и качественного осуществления процесса управления КМ. В состав этого комплекса входят оснащение, оборудование рабочего места водителя в соответствии с психофизиологическими и антропометрическими требованиями.

Рабочее место водителя характеризуется его размерами, показателями обзорности, расположением органов управления, положением сиденья, наличием и размещением контрольно-измерительных приборов, освещением и т.д.

Вследствие ограниченного пространства в кузове (кабине) КМ невозможно предоставить водителю и пассажирам полную свободу для выбора наиболее удобных положений при посадке и выполнении работы. В соответствии с современными требованиями внутренняя ширина помещения для водителя должна быть не менее 750 мм. Расстояние от подушки сиденья до обивки потолка кузова (с учетом прогиба подушки под статической нагрузкой от массы человека, равной в среднем 75 кг) должно быть не менее 1000 мм. Расстояние от рулевого колеса до спинки сиденья — 370...390 мм (предельные значения размеров кабины регламентируются стандартами).

Возможны различные варианты положения водителя в КМ: стоя, сидя, лежа (на животе или на спине). В КМ применяется только сидячее положение водителя, обеспечивающее минимальное утомление при длительной работе, возможность создания значительных

усилий на органах управления (рулевое колесо, педали) при сравнительно небольших габаритах рабочего помещения (высота, длина).

Применяются различные варианты посадки водителя. При низкой посадке углы наклона подушки и спинки сиденья, угол наклона передней части пола, угол наклона рулевого колеса должны быть достаточно большими, и наоборот, при высокой посадке – достаточно малыми. Величины этих параметров оказывают как влияние на удобство посадки, так и на возможности водителя создавать усилия на органах управления.

Зависимости относительных сил $\bar{P}$, создаваемых водителем на органах управления от углов наклона рулевого колеса γ , подушки α и спинки сиденья β при различной высоте h_n подушки от пола, приведены на рис. 9.46. Из рисунка ясно, что усилие, которое водитель может приложить к рулевому колесу, увеличивается с уменьшением угла наклона рулевого колеса, так как при этом большее число мышц тела (рук, плеч, спины) участвует в работе. Усилие, создаваемое

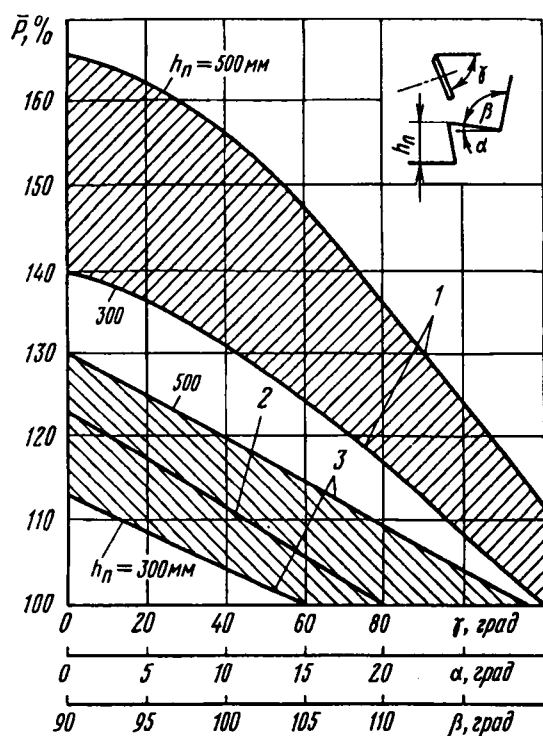


Рис. 9.46. Графики зависимостей относительных сил на органах управления от углов наклона:

1 — на педали от β ; 2 — на рулевом колесе от γ ; 3 — на педали от α

на педалях, зависит, главным образом, от углов наклона подушки и спинки и высоты подушки над полом. Чем выше сиденье и меньше углы, тем большим будет усилие на педали.

При удобной посадке и длительной работе для приведения в действие органов управления максимально допускаемые силы не должны превышать следующих значений, Н: на рулевом колесе – 60; на педали тормоза – 700; на педали сцепления – 150; на рычаге стояночного тормоза – 400; на рычаге переключения переда – 60.

В случае наличия усилителей в рулевом управлении или тормозной системе при прекращении их действия должна быть обеспечена возможность управления без усилителей. При этом сила, создаваемая на рулевом колесе, не должна превышать 150 Н, а на педали тормоза – 1500 Н.

Движения водителя в процессе управления КМ должны быть естественны, соответствовать физиологической и анатомической структуре тела и быть ограниченными в пространстве. Количество и траектории движений должны быть минимальны и совершаться в пределах поля зрения.

При разработке рабочего места водителя используют обычно шарнирный шаблон человека в соответствующем масштабе. Недостатком такого шаблона является неопределенность углов между элементами тела. Поэтому более удобны фиксированные шаблоны для различных типов посадки (низкая, средняя, высокая), полученные по результатам замеров углов на наиболее удачно выполненных конструкциях.

При проектировании рабочего места водителя за базовую плоскость можно принять уровень пола кабины, плоскость (поверхность) сиденья или положение глаза относительно кабины (кузова) при виде сбоку. Если за базу принять уровень пола, то при посадке водителей максимального и минимального роста будет иметь место большая разница в положении глаза по высоте. Это приводит к различной оценке дорожной обстановки водителями. При этом требуется обязательная регулировка сиденья в продольном направлении – до 100 мм, в вертикальном – до 80 мм (рис. 9.47).

Если за базу принять плоскость сиденья, разность между положениями глаз уменьшается, что благоприятно сказывается на обзорности водителей разного роста. Упрощается регулировка сиденья – необходимо предусматривать только его горизонтальное перемещение. Однако возникает необходимость в регулировке положения педалей (подставы для ног).

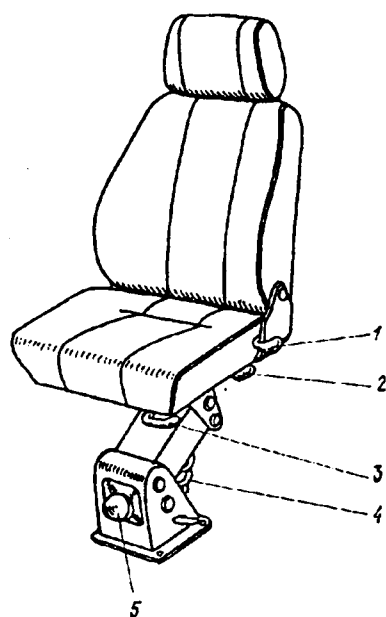


Рис. 9.47. Сиденье водителя с механизмом подвесивания:

1 – рычаг регулирования наклона спинки; 2 – рычаг регулирования высоты подушки; 3 – рычаг продольного перемещения сиденья; 4 – упругий элемент; 5 – рычаг регулирования упругого элемента

Принятые за базу положения глаз водителя относительно кабины (кузова) обеспечивают одинаковую обзорность для водителей любого роста. Однако при этом требуется регулировка положения сиденья по вертикали и регулировка положения педалей (подставы для ног) в бóльших пределах, чем в предыдущем случае.

Обзорность характеризуется размерами пространства, видимого водителем из кабины (кузова). Для измерения и оценки обзорности используют различные методы, основанные на определении геометрических границ пространства, видимого с точек (областей) расположения глаз водителя. Для определения положения глаз водителя используют специальные манекены соответствующего (для данной страны и типа машины) размера и массы.

Обзорность тем лучше, чем больше размеры лобового окна и чем ближе оно расположено к глазам водителя, чем меньше наружных элементов машины попадает в поле зрения водителя (в случае, если правильно выбраны размеры поперечного сечения стоек ветрового

окна с учетом бинокулярности зрения), чем больше зона очистки ветрового окна стеклоочистителями и т.д.

Существенно влияет на обзорность и конструкция лобового стекла. Стекла большой кривизны и стекла, установленные с большим наклоном, приводят к оптическим искажениям видимых предметов, к неверной оценке их размеров и положения. Для КМ высокой проходимости целесообразно использовать плоские лобовые стекла с малым углом наклона назад, без наклона или с небольшим наклоном вперед (до 15°). В этом случае в заданных габаритах можно несколько увеличить внутренний объем кабины (кузова), упростив конструкцию кабины (кузова) и особенно дверей (при вертикальном положении стекла). Если кабина очень широкая, то лобовое стекло следует разделить на элементы и установить их под углом друг к другу, как это сделано, например, у машин ГАЗ-66 и Татра-813.

Большое значение для обеспечения нормальных условий для водителя имеет и правильное размещение органов управления. Так, рулевое колесо должно быть расположено с левой стороны КМ в плоскости, перпендикулярной вертикальной плоскости КМ (допустимое отклонение не более 5°). Между рулевым колесом и деталями кабины должен оставаться зазор не менее 100 мм. Рулевое колесо должно быть расположено симметрично по отношению к сиденью водителя.

Рукоятка рычага переключения коробки передач должна находиться в зоне видимости водителя, справа от сиденья, не ниже его и не менее чем на 100 мм впереди. Расстояние от нее до других деталей – не менее 40 мм.

Педаля сцепления должна приводиться в действие левой ногой водителя, а педаль тормоза – правой. Педаль управления дроссельной заслонкой карбюратора (или топливным насосом для дизельного двигателя) должна быть справа от педали тормоза.

Рычаги переключения раздаточной коробки, переднего моста, блокировки дифференциала, лебедки должны находиться справа от водителя. Они должны быть расположены прямо перед водителем, несколько ниже лобового стекла, их число должно быть минимальным, главные приборы должны занимать центральную часть. Плоскость циферблатных приборов должна быть перпендикулярна линии зрения водителя во избежание искажения показаний. Желательно, по возможности, вместо циферблатных приборов применять световые сигнализаторы (давление масла, температура охлаждающей жидкости и др.).

В процессе движения КМ на водителя действуют световые, цветовые, звуковые, механические и другие раздражители. Из всего огромного потока информации только незначительная ее часть используется для организации целенаправленной деятельности. Необходимая информация отбирается по двум признакам: биологической значимости для организма и смысловой значимости для процесса управления машиной. Такую информацию несут сигналы, связанные с изменениями в придорожном пространстве и в характеристиках движения КМ. В их число включаются угловые скорости движения объектов среды, положение этих объектов относительно направления движения, показания приборов, шумы двигателя и других элементов и т.д. До 85 % полезной информации водитель получает с помощью зрения. Причем 91 % от общего времени движения водитель смотрит на дорогу, 8,1 % – в зеркала задней видимости, 0,4 % – на рычаги управления и 0,5 % – на приборы. Поэтому основными сигналами являются угловые скорости объектов среды и их положение относительно направления движения. Шум двигателя, вибрация кузова и другие показатели дополняют информацию, полученную за счет зрения.

При восприятии объектов дорожной среды их угловые скорости трансформируются в видимые. Посредством видимых скоростей водитель воспринимает абсолютную удаленность движущихся объектов, а посредством различия или изменения видимой скорости – изменения абсолютной удаленности. Условно рефлекторная связь между видимой скоростью и абсолютной удаленностью формируется в течение всей жизни человека как результат обучения ориентации в пространстве. Следовательно, угловую скорость можно рассматривать как условный раздражитель, информирующий водителя об удаленности объекта.

Минимальное значение угловой скорости, которое вызывает у водителя едва заметное ощущение движения объекта, равно 0,05 рад/с. При угловой скорости 0,17 рад/с создается впечатление, что объекты стремительно несутся навстречу водителю, а при 3,6 рад/с зрительные ощущения не возникают вообще, вследствие малости времени экспозиции изображения на сетчатке глаза.

Связь угловой скорости с удаленностью объектов предопределяет ее сигнальное значение, под которым подразумевают способность угловой скорости объекта как бы сигнализировать появление опасного объекта и вызывать условную реакцию, выражающуюся в непроизвольном отклонении человека от этого объекта. Сигнальное

значение угловой скорости определяет ее информативность для водителя.

Важным является не только количество информации, которую несет окружающая среда, но и какую часть информации воспринимает водитель. Обычно неравномерное распределение носителей информации в поле восприятия не позволяет охватить их одним взглядом. Поэтому водителю приходится перебрасывать взгляд с одного участка поля на другой. За счет этого теряется 25...30 % информации, так как человек видит только в моменты фиксации взгляда продолжительностью не менее 0,1...0,3 с. Другие потери, ограничивающие приток информации на 10...20 %, связаны с миганием. Наличие этих потерь заставляет водителя концентрировать внимание только на той части поля восприятия, которая несет наиболее ценную информацию, связанную с необходимостью ориентации машины. Наибольшее значение приобретают те объекты, которые имеют большую угловую скорость, а соответственно, и высокий показатель ее сигнального значения.

Одной из характеристик зрительного восприятия является скорость передачи информации от входа в систему к ее выходу. Максимальную скорость передачи информации называют пропускной способностью канала передачи. Для зрительного восприятия она составляет 25...75 бит/с.

Если в процессе движения КМ поток информации от дороги превышает пропускную способность каналов передачи, то некоторая часть информации теряется и процесс движения контролируется неполностью. Создаются предпосылки для возникновения аварий. Возможно и обратное явление – малая скорость поступления информации (ниже пропускной способности каналов восприятия). В этом случае развивается “дорожный гипноз”, приводящий к потере активности водителя, притуплению его внимания и другим отрицательным явлениям.

Поток информации, поступающий к водителю через зрительный аппарат, зависит во многом от обзорности. Обзорность с места водителя является одной из важнейших характеристик активной безопасности, так как она определяет возможность водителя наиболее полно воспринимать и правильно оценивать дорожные условия.

Поле зрения водителя, находящегося в кузове (кабине), ограничено кромками оконных проемов и обводами непрозрачных элементов конструкции. Их конфигурация и положение относительно дороги и глаз водителя являются параметрами обзорности. Значение параметров обзорности приведены далее:

Длина невидимой части дороги	
от передней части машины (буфера)	
с кабиной за двигателем	4 м
с кабиной перед двигателем	6 м
Угол обзора вверх от горизонтальной плоскости	8°
Поле переднего обзора в горизонтальной плоскости	180°

Улучшение обзорности достигается приближением места водителя к передней части КМ, увеличением площади лобового стекла и рациональным расположением оконного проема относительно глаз водителя.

При рассмотрении вопросов обзорности различают обзорность из машины и обзорность внутри салона. Важнейшей характеристикой обзорности из машины считается видимость объектов на дороге и вблизи ее границ с учетом неблагоприятной внешней обстановки (недостаточная освещенность в сумеречное и ночное время, при осадках и пыли) и оптических искажений через лобовое стекло, а также при ослеплении фарами встречного транспорта.

Оптические искажения возникают вследствие чрезмерного изгиба или наклона стекла, а блеск и зеркальный эффект – от недостаточного наклона. Оптимальным принято считать угол наклона около 30° к вертикали при максимальном сближении центра кривизны стекла и центра поля зрения водителя.

Видимость через очищаемые стеклоочистителями стекла, как и обзорность, не всегда полностью удовлетворяют требованиям безопасности. Режим работы стеклоочистителей не должен зависеть от скорости движения машины и частоты вращения коленчатого вала двигателя. Необходимо устанавливать омыватели лобового стекла и системы обогрева его в холодное время года. Известно, что стекло очищается лучше, если распылители омывателей расположены на некотором расстоянии от него, а струя жидкости попадает в центр очищаемого сектора.

При установке сферических зеркал увеличивается угол обзора, но такие зеркала искажают (уменьшают) размеры видимых объектов и (увеличивают) расстояния до них. Поэтому целесообразно устанавливать плоские зеркала больших размеров. Однако большие зеркала обладают и большей массой, что приводит к необходимости их более жесткого крепления на кузовах. Через нежестко закрепленное и поэтому вибрирующее зеркало водитель практически ничего не видит.

Кроме наблюдения за окружающей обстановкой, водитель эпизодически обращается и к контрольным приборам. Их количество,

расположение и форма определяются требованиями наилучшей читаемости, частоты пользования, важности информации и т.д. В любом случае число контрольных приборов должно быть минимальным, но достаточным.

Особенности проектирования сиденья КМ. К числу важнейших элементов оборудования кузова относится сиденье. В соответствии с требованиями эргономики сиденья подразделяют на рабочие и пассажирские. Конструкция рабочего сиденья, например водителя, зависит от назначения КМ и характера работы водителя. При проектировании сиденья пассажиров необходимо учитывать продолжительность их нахождения на нем.

Сиденья для КМ отличаются от других видов тем, что должны обеспечивать не только удобное положение водителя и минимальное давление на его тело, но и иметь заданные динамические характеристики.

К сиденьям КМ предъявляют следующие требования: наличие системы виброизоляции, обеспечивающей необходимую защиту человека с учетом эргономических требований; обеспечение безопасности при авариях; обеспечение удобного положения водителя, возможности изменения его, минимального давления на водителя; возможность хорошей обзорности из кузова; обеспечение удобного положения водителя относительно органов управления.

Необходимые виброизолирующие качества сиденья обеспечиваются либо только особым конструктивным исполнением подушки (и частично спинки), либо установкой сиденья на подвеску, состоящую из направляющего аппарата, упругого элемента и амортизатора, либо использованием того и другого способов. В первом случае подушка сиденья представляет собой сравнительно мягкий матрац (волосяной, из эластичного пенопласта или губчатой резины), позволяет максимально снизить давление на человека. Матрац уложен на упругие элементы (цилиндрические вертикальные пружины, плетеные горизонтальные пружины растяжения, эластичные горизонтальные ремни и т.д.), связанные с основанием сиденья.

Подушка и спинка сиденья должны иметь обшивку из кожзаменителя (искусственная кожа). Обшивка должна обладать высокой прочностью, хорошей воздухо- и паропроницаемостью, эластичностью при температуре $\pm 60^{\circ}\text{C}$, не быть скользкой и липкой, легко очищаться. Искусственная кожа представляет собой, например, хлопчатобумажную ткань трикотажного переплетения, покрытую одним или двумя слоями поливинилхлорида (во втором случае один из слоев пористый).

Жесткость подушки зависит от числа и типа пружин, толщины и упругости матраца. Мягкая подушка приводит к значительным перемещениям водителя относительно спинки, что совершенно недопустимо.

Матрац подушки и спинки сиденья, кроме уменьшения давления на человека, защищает его от вибраций. Он может быть прикреплен к основанию сиденья и быть легко съёмным.

Основание сидений также может быть различным: жестким и эластичным; одноэлементным или двух- и трехэлементным (раздельно для подушки, спинки, подголовника); трубчатым или панельным; металлическим или пластмассовым; без устройства для регулировки положения и с ним; с ремнями безопасности и без них. Кроме того, сиденья могут быть поворачивающимися, раскладными, сдвигающимися, откидными, съёмными. Сиденье водителя имеет более сложную конструкцию, чем сиденье пассажира.

Сиденье водителя КМ, снабженное системой подпрессоривания с гидравлическим амортизатором, показано на рис. 9.47. Жесткость подвески регулируется в зависимости от массы водителя. Спинка сиденья может занимать три фиксированных положения с наклоном от вертикали на угол от 9 до 19°. Подушка и спинка сиденья выполнены из губчатой резины толщиной 50...70 мм и обиты искусственной кожей на поролоне. Сиденье может перемещаться вперед-назад и вверх-вниз.

В заключение отметим, что рассмотренные в этой главе подходы к проектированию рам, кузовов, кабин и их элементов позволяют создать конструкции с рациональными и оптимальными параметрами.

Г л а в а 10

РУЛЕВОЕ УПРАВЛЕНИЕ

10.1. Общие сведения

Рулевое управление (РУ) предназначено для обеспечения поворота КМ и поддержания заданного водителем направления ее движения.

Поворот КМ может осуществляться несколькими способами: поворотом управляемых колес, поворотом управляемых осей; силовым складыванием звеньев и затормаживанием колес одного борта. На большинстве КМ применяется первый способ поворота. Третий способ используется в конструкциях сочлененных КМ.

Основными элементами системы РУ являются: рулевой механизм, усилитель (при его наличии) и рулевой привод управляемых колес (рис. 10.1). Под рулевым приводом понимается система валов,

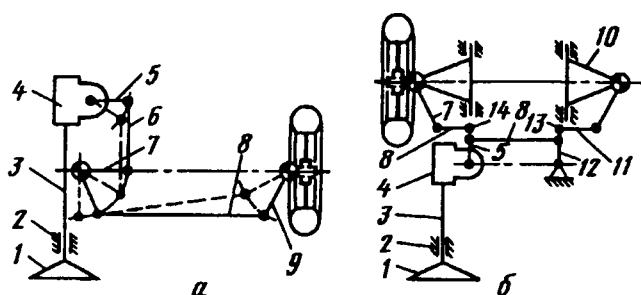


Рис. 10.1. Схема РУ с зависимой (а) и независимой (б) подвесками управляемых колес:

1 – рулевое колесо; 2 – рулевая колонка; 3 – рулевой вал;
4 – рулевой механизм; 5 – сошка; 6, 8, 11 – соответственно
продольная, поперечная и боковая тяги; 7, 9, 10, 12 – рычаги
соответственно поворотной цапфы, рулевой трапеции,
подвески и маятниковый; 13, 14 – шарниры

рычагов, тяг и т.п., обеспечивающая передачу необходимого усилия от сошки рулевого механизма на управляемые колеса с помощью рулевого усилителя или без него.

К РУ предъявляют следующие требования.

1. РУ должно обеспечивать заданную траекторию движения КМ с необходимыми параметрами поворотливости, поворачиваемости и устойчивости криволинейного и прямолинейного движения. При этом КМ должна поворачиваться с заданным минимальным радиусом. Это требование влияет на выбор числа управляемых колес, схему поворота, максимальные углы поворота управляемых колес, а также определяет тип РУ (механическое, гидравлическое, электрическое, комбинированное, с усилителем или без него и т.д.), передаточное число рулевого механизма и закон его изменения. Оценочные показатели, методы их экспериментального определения и нормативные (предельно допустимые) значения показателей для различных категорий КМ приведены в ОСТ 37.001.471 – 88 и РД 37.001.005 – 86. Максимальные углы поворота передних управляемых колес современных КМ находятся в пределах $35 \dots 45^\circ$. У полноприводных КМ углы поворота управляемых колес определяются условиями надежной работы карданных шарниров в приводе колес и не превышают $25 \dots 35^\circ$.

2. Усилие, прикладываемое к рулевому колесу для осуществления маневра, не должно превышать нормированного значения. Вместе с тем оно должно возрастать по мере увеличения угла поворота колес для возможности определения водителем положения, занимаемого управляемыми колесами. В соответствии с требованиями ГОСТ 21398 – 89 усилие, прикладываемое водителем к рулевому колесу, не должно превышать следующих значений: 120 Н – при наличии рулевого усилителя; 500 Н – при неработающем усилителе; 250 Н – для рулевого управления без усилителя. Рекомендуемые усилия, прикладываемые к рулевому колесу грузовых КМ, составляют $120 \dots 160$ Н – для стран Западной Европы и $50 \dots 120$ Н – для США.

3. Суммарное число оборотов рулевого колеса от среднего положения до каждого из крайних не должно превышать 1,8 – для легковых и 3,0 – для грузовых КМ. Оптимальный закон изменения передаточного числа рулевого механизма следующий: максимальное значение в начале поворота ($u_{рм}$ около 20) и регрессивное уменьшение $u_{рм}$ к концу поворота (рис. 10.2). Для достижения высокой чувствительности при передаче нагрузки от рулевого колеса к управляемым колесам зазоры в сочленениях рулевого привода должны

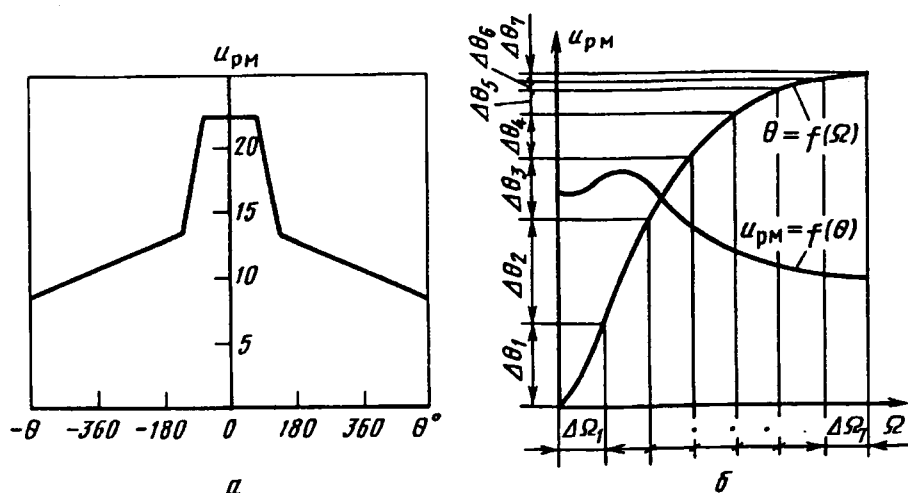


Рис. 10.2. Зависимость углового передаточного числа u_{pm} рулевого механизма от угла θ поворота рулевого колеса (а) и графический способ определения u_{pm} (б)

быть минимальными. Холостой угол поворота рулевого колеса не должен превышать $25 \dots 30^\circ$.

4. При повороте колёса должны катиться по концентрическим окружностям. Это требование необходимо учитывать при выборе конструкции рулевой трапеции, типа шин, кинематической схемы направляющего устройства системы поддрессоривания.

5. Для снижения динамических нагрузок на рулевом колесе, передаваемых от управляемых колес при наезде их на неровности опорной поверхности, необходимо иметь рулевой механизм, у которого прямой КПД (передача нагрузок от рулевого колеса к управляемым колесам) больше обратного (передача нагрузок от управляемых колес к рулевому колесу). Так, в червячном рулевом механизме это достигается выбором угла наклона винтовой линии червяка. Однако для осуществления стабилизации управляемых колес рулевое управление проектируется на пределе обратимости, т.е. так, чтобы почти все нагрузки от управляемых колес уравнивались в рулевом механизме и на рулевое колесо практически не передавались.

6. При выходе из строя рулевого усилителя должна сохраняться возможность управления КМ.

7. Конструкция РУ должна быть проста, иметь малые размеры и массу, позволять проводить техническое обслуживание и быть надежной в работе.

10.2. Схема поворота колесной машины

Схема поворота КМ (рис. 10.3) должна обеспечивать минимальное боковое скольжение колес или исключать его для повышения параметров устойчивости КМ при выполнении поворота, а также для увеличения срока службы шин. Отсутствие бокового скольжения задних неуправляемых колес для КМ с колесной формулой 4×2 обеспечивается при положении центра поворота на продолжении задней оси. Если это по конструктивным особенностям выполнить трудно, то смещение центра поворота от задней оси должно быть минимальным (см. рис. 10.3, а). Отсутствие бокового скольжения управляемых колес обусловлено перемещением их по концентрическим траекториям. Для этого при повороте управляемые колеса должны поворачиваться на разные углы, что определяется соотношением

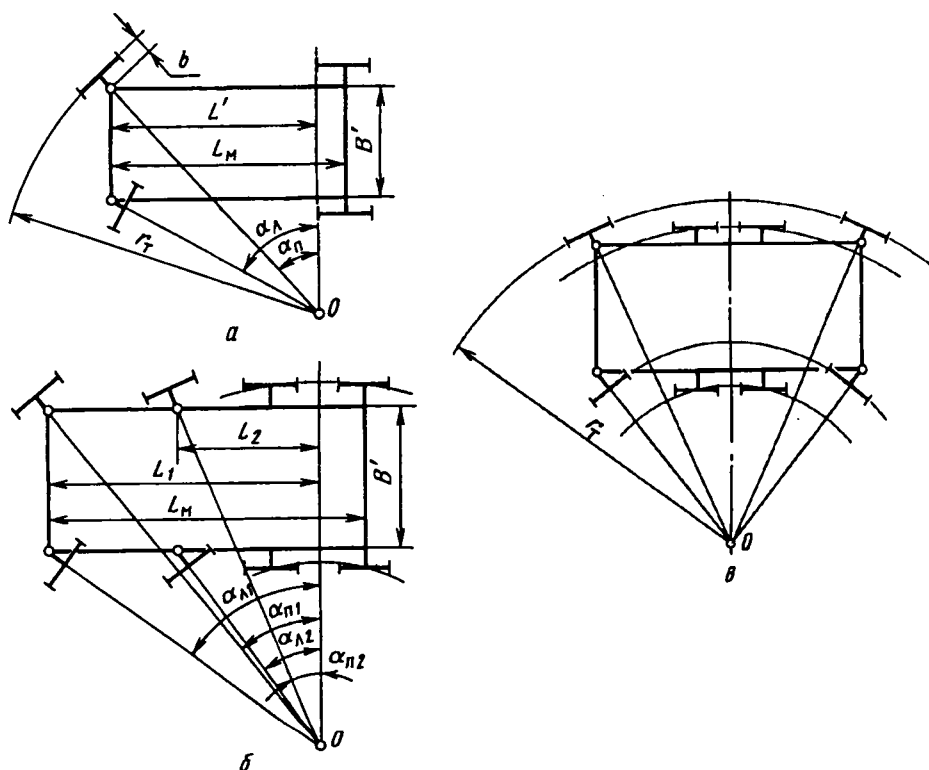


Рис. 10.3. Схемы поворота КМ с колесной формулой 4×2 (а), четырехосной КМ с двумя парами передних управляемых колес (б) и четырехосной КМ с управляемыми колесами передней и задней осей (в)

$$r_T = \frac{B' \sin \alpha_{\text{л}}}{\sin(\alpha_{\text{л}} - \alpha_{\text{п}})} + b,$$

где r_T – теоретический радиус поворота КМ по внешнему управляемому колесу; B' – расстояние между осями поворота управляемых колес; $\alpha_{\text{л}}$ и $\alpha_{\text{п}}$ – углы поворота управляемых колес соответственно левого и правого борта; b – вынос переднего колеса относительно оси поворота колеса.

Координата положения центра поворота

$$L' = (r_T - b) \sin \alpha_{\text{п}}.$$

Приведенные выше выражения не учитывают явление увода колес, которое имеет место в результате действия на колесо боковых сил, отклоняющих плоскость качения от плоскости вращения колес. При этом в случае большего угла увода колес передней оси по сравнению с задней КМ обладает недостаточной, а в противном случае – избыточной поворачиваемостью.

Габаритные размеры и число осей КМ в наибольшей степени отражаются на показателях поворотливости и поворачиваемости транспортных средств. На КМ с числом осей от 2 до 7 управляемыми в основном являются колеса передних осей. Причем тенденция такова, что с повышением общего числа осей увеличивают число передних осей, имеющих управляемые колеса.

Для многоприводных КМ, например с колесной формулой 8×8 , расположение управляемых колес связано с назначением машины по условиям маневренности и проходимости. На рис. 10.3, б показана схема поворота четырехосной КМ с двумя парами передних управляемых колес. Для уменьшения бокового скольжения РУ проектируют так, чтобы точка пересечения осей управляемых колес находилась на оси задней тележки, т.е. на линии, проходящей посередине между осями неуправляемых колес. Для многоосной КМ при расчете соотношений углов используют уравнения котангенсов $\text{ctg } \alpha_{\text{п1}} - \text{ctg } \alpha_{\text{л1}} = B'/L_1$; $\text{ctg } \alpha_{\text{п2}} - \text{ctg } \alpha_{\text{л2}} = B'/L_2, \dots$ и уравнения связи $L_1 \text{ctg } \alpha_{\text{п1}} - L_2 \text{ctg } \alpha_{\text{п2}}, \dots$

На рис. 10.4 представлены варианты расположения осей для многоосных КМ с управляемыми колесами. Как следует из их анализа, увеличение числа передних управляемых колес многоосных КМ не решает проблему улучшения параметров поворачиваемости. Минимальный радиус поворота возрастает с 13,5 м у четырехосного шасси до 33,6 м у восьмиосного. Схемы с передними управляемыми

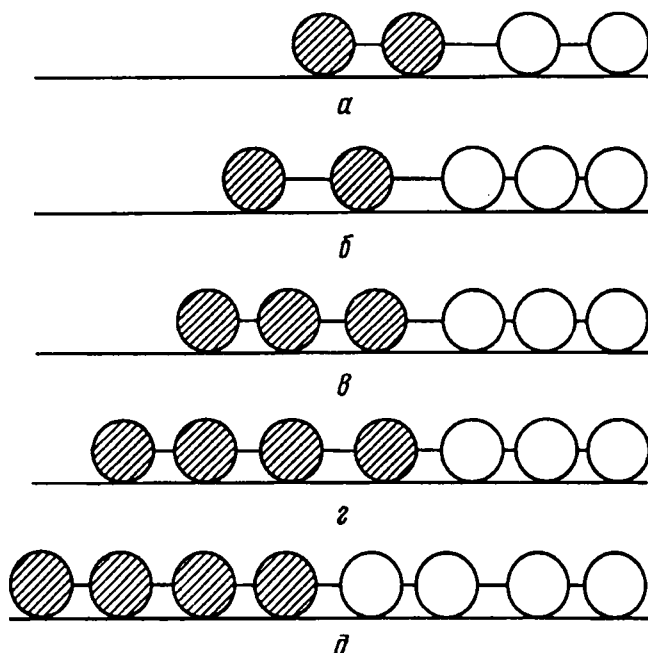


Рис. 10.4. Схемы расположения осей существующих многоосных КМ:

a – колесная формула 8×8 , минимальный радиус поворота $R_{\min} = 13,5$ м; *б* – колесная формула 10×8 , $R_{\min} = 18,5$ м; *в* – колесная формула 12×12 , $R_{\min} = 22,5$ м; *г* – колесная формула 14×12 , $R_{\min} = 26,5$ м; *д* – колесная формула 16×16 , $R_{\min} = 33,6$ м (управляемые колеса заштрихованы)

колесами привлекают лишь простотой конструктивного исполнения привода РУ и обеспечением устойчивости движения КМ.

Существенный недостаток таких схем – большие затраты мощности при движении по криволинейным траекториям, особенно по таким, кривизна которых соизмерима с минимальным радиусом поворота КМ. Связаны они с большим сопротивлением повороту, создаваемым неуправляемыми колесами задней тележки, база которой у рассматриваемых типов КМ составляет $2,5 \dots 3,5$ м, т.е. $27 \dots 32\% L_M$.

С учетом того, что до 10% номинальной мощности двигателя расходуется на нужды монтируемого оборудования, возникает проблема рационального использования мощности силовой установки для обеспечения подвижности КМ в различных условиях, в том числе при движении по криволинейной траектории.

Одним из главных направлений решения проблемы улучшения маневренных свойств КМ и рационального использования мощности двигателя при движении по криволинейной траектории можно считать совершенствование расположения управляемых осей и схем поворота. Основными являются следующие варианты: с управляемыми колесами передних осей, с управляемыми колесами передних и задних осей, с управляемыми колесами всех осей. Особую группу составляют КМ, у которых могут применяться колесные опоры, поворачивающиеся на большие углы, что обеспечивает возможность, кроме кругового движения, двигаться перпендикулярно или под углом к продольной оси КМ.

Схемы с управляемыми колесами одной и двух передних осей используют на КМ с числом осей от двух до пяти, с управляемыми колесами трех передних осей – на КМ с колесной формулой 12×12 , с управляемыми колесами четырех передних осей – на КМ с колесными формулами 14×12 и 16×16 .

У некоторых образцов КМ наряду с управляемыми колесами передних осей используются управляемые колеса части задних осей. Примером может служить шасси ЗИЛ-135 (8×8) и его модификации, у которого применяются управляемые колеса первой и последней осей (см. рис. 10.3, в). На КМ с колесной формулой 16×16 , на которых управляемыми являются колеса трех передних и трех задних осей, минимальный радиус поворота этих шасси составляет около 17,0 м. Этот же показатель у шасси с колесной формулой 14×12 и управляемыми колесами четырех передних осей равен 26,5 м.

Такой же минимальный радиус поворота имеет 12-осная КМ с управляемыми колесами четырех передних и четырех задних осей.

Схемы с управляемыми колесами передних и задних осей, а также схемы со всеми управляемыми колесами имеют ряд преимуществ, однако у них имеется и недостаток – снижение устойчивости при движении по переходным траекториям. Снижение устойчивости связано с разными по величине и направлению угловыми скоростями поворота КМ и колес задних осей, ведущими к резкому кратковременному изменению бокового ускорения с соответствующим кратковременным изменением направления боковых реакций на колесах задних осей в начале и увеличением этих реакций в конце выполнения маневра. Эти кратковременные импульсы боковых реакций воспринимаются шинами как ударная нагрузка, способная привести в определенных условиях к потере сцепления колес с опорной поверхностью в боковом направлении и заносу.

Одним из способов борьбы с этим недостатком является применение запаздывания поворота колес задних осей относительно передних на угол около $5 \dots 6^\circ$. Это конструктивное решение дает положительный эффект. Однако применение запаздывания ведет к тому, что управляемые колеса задних осей практически во всем диапазоне углов поворота образуют свой мгновенный центр поворота $O_{p.z}$, отличный от мгновенного центра поворота передних колес $O_{p.n}$, а единый центр поворота O_n образуется в результате дополнительного увода шин (рис. 10.5). Касаясь вопроса конструктивной реализации РУ с запаздыванием поворота задних колес, следует отметить его усложнение в связи с необходимостью введения в рулевой привод

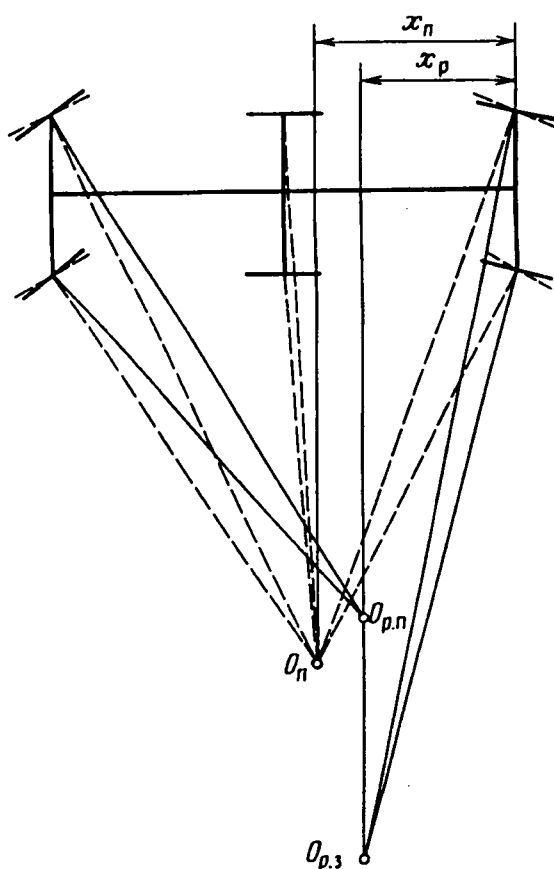


Рис. 10.5. Схема поворота КМ с запаздыванием поворота задних колес (x_n — смещение полюса поворота, x_p — смещение полюса РУ)

задних колес механизма запаздывания и устройства стабилизации для прямолинейного движения. Если для двух- и трехосных машин рулевой привод задних колес с учетом всех этих конструктивных доработок выглядит не таким уж сложным, то с увеличением числа осей сложность привода существенно возрастает. Даже без механизма запаздывания и устройства стабилизации рулевой привод многоосной КМ, например шасси с колесной формулой 12×12 с управляемыми колесами двух передних и двух задних осей, представляет собой громоздкую конструкцию (рис. 10.6), легкость и простота обслуживания которой вызывает сомнения.

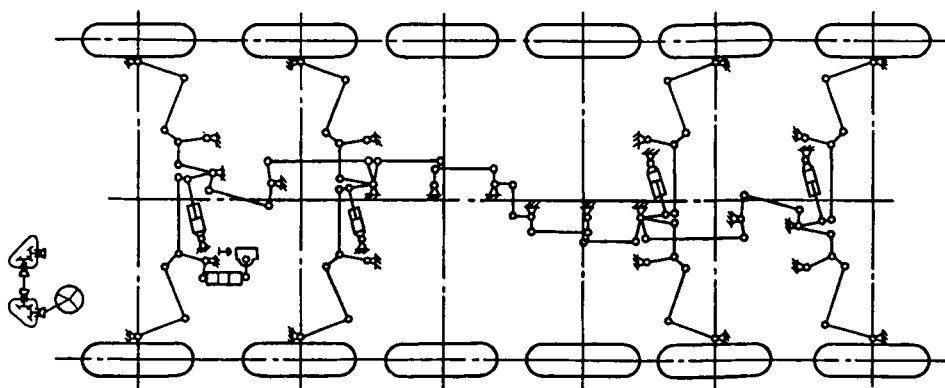


Рис. 10.6. Схема РУ шасси с колесной формулой 12×12

Для выражения соотношения между углами поворота управляемых колес введены термины “полюс РУ” и “закон управления смещением полюса РУ”. Под *полюсом РУ* понимается проекция P мгновенного центра поворота O_p (рис. 10.7) на продольную ось КМ. *Закон управления смещением полюса РУ* – это изменение смещения x_p мгновенного центра поворота P в процессе криволинейного движения КМ в зависимости от постоянно изменяющегося соотношения между углами поворота всех управляемых колес в соответствии с выбранным критерием (критериями) регулирования.

Существуют два основных способа регулирования соотношения между углами поворота передних и задних управляемых колес. В первом способе эти соотношения регулируются в зависимости от угла поворота передних колес и скорости движения КМ. На большой скорости при малых углах поворота передних колес колеса задних осей поворачиваются в ту же сторону, что и передние (синфазно). По мере увеличения кривизны траектории и уменьшения скорости

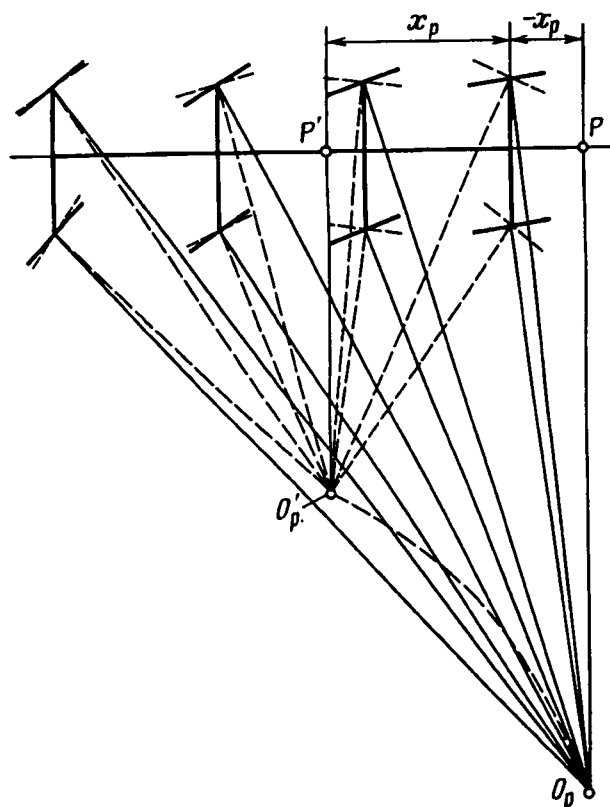


Рис. 10.7. Схема поворота КМ, имеющей РУ с подвижным полюсом

движения колёса задних осей поворачиваются в противоположную сторону относительно передних (в противофазе). Второй способ отличается от первого тем, что соотношения между углами поворота передних и задних колес от скорости движения КМ не зависят (остаются постоянными).

Для компенсации влияния внешних воздействий в систему регулирования перемещением полюса РУ при расчете вводят дополнительные параметры.

Синфазный поворот задних колес в начале маневра с переходом к повороту в противофазное состояние с увеличением кривизны траектории улучшает устойчивость движения в результате реализации принципа запаздывания поворота колес задних осей в противофазе по отношению к передним. Вместе с тем улучшаются показатели маневренных свойств при повороте колес задних осей в противоположную сторону относительно передних.

Реализация сложных схем поворота, в которых соотношения между углами поворота управляемых колес зависят от большого числа критериев регулирования, с помощью механического рулевого привода является проблематичной. Как показывает анализ, наилучшими возможностями обладают схемы РУ с электрогидравлическим рулевым приводом, в которых гидравлическая часть используется в качестве силового устройства, а электрическая – как командное, в состав которого может быть включена бортовая ЭВМ. Большинство известных схем РУ такого типа можно свести к функциональной схеме, представленной на рис. 10.8. Выбор необходимого угла поворота задних колес производится ЭВМ 4 по вырабатываемому датчиком 1 сигналу, пропорциональному углу поворота передних колес. В ЭВМ могут поступать также сигналы с датчиков 2 и 3 (например, о скорости движения, угловой скорости поворота и т.п.). Команда, вырабатываемая ЭВМ, через преобразователь 5 управляет гидроцилиндром 6. Угол поворота заднего колеса контролируется датчиком 7, вырабатывающим сигнал обратной связи.

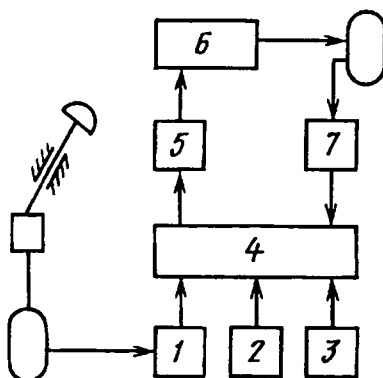


Рис. 10.8. Функциональная схема РУ с электрогидравлическим рулевым приводом

Наличие в системе рулевого привода бортовой ЭВМ позволяет задавать различные управляющие программы. Подобные схемы РУ применяются, например, в конструкциях многоопорных КМ, предназначенных для перевозки крупногабаритных грузов. Такие КМ выпускаются фирмами “Шевроле” (США), “Камаг” (Германия), “Кометто” (Италия) и др.

Система РУ этих КМ обеспечивает поворот всех колес на углы, при которых поворот КМ происходит вокруг единого центра (полюса РУ), чье положение задается выбором программы (рис. 10.9, а).

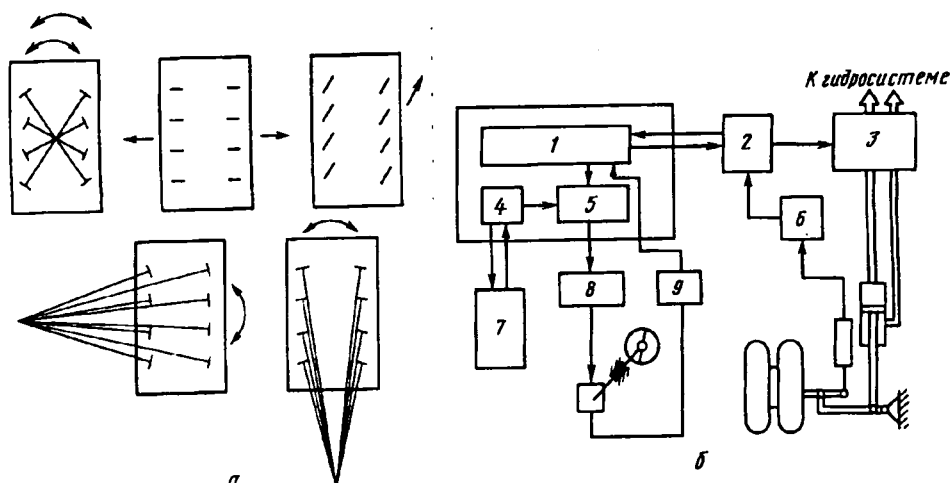


Рис. 10.9. Схемы поворота (а) и функциональная схема РУ (б) КМ фирмы "Кометто"

Функциональная схема РУ представлена на рис. 10.9, б. Сигнал, пропорциональный углу поворота рулевого колеса, вырабатывается потенциометром 9 и поступает в процессор 1 ЭВМ. Водителем выбирается управляющая программа на пульте 7 из блока программ 4. В процессор также поступает сигнал с усилителя обратной связи 2, пропорциональный углу поворота колеса. Команда управления, выходящая из процессора, через усилитель 2 поступает на управляющий золотник 3 гидроцилиндра. Потенциометр обратной связи 6 вырабатывает сигнал, пропорциональный повороту колеса. Система имеет автомат загрузки 5 рулевого колеса через золотник 8.

Из анализа приведенных схем РУ можно сделать вывод о том, что их применение на КМ позволит повысить маневренные свойства (поворачиваемость и поворотливость) при достаточно широком диапазоне изменения скорости движения. Применение на КМ гибкой схемы электрогидравлического привода РУ позволит отказаться от громоздкой системы промежуточных рычагов и тяг. Кроме того, подобные схемы с бортовой ЭВМ легко реализуют любые алгоритмы управления, беря на себя полностью или частично функцию управления криволинейным движением транспортного средства. Главной задачей при проектировании РУ является разработка и обоснование законов (алгоритмов) изменения соотношения между углами поворота управляемых колес в зависимости от условий движения для машин различного назначения.

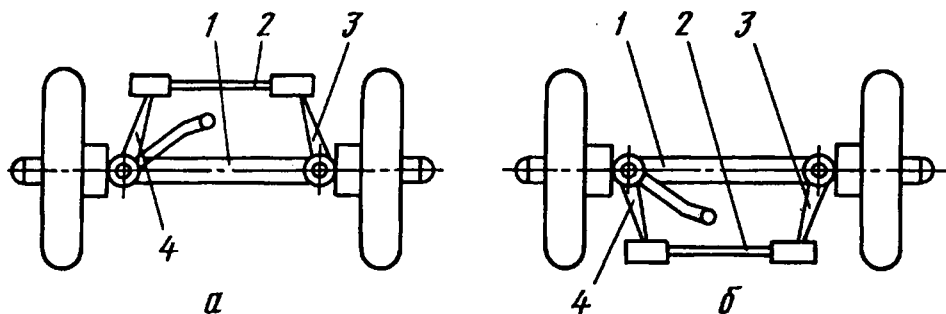


Рис. 10.10. Схема рулевого привода при переднем (а) и заднем (б) положении рулевой трапеции:

1 - передняя ось; 2 - поперечная тяга; 3 и 4 - рычаги рулевой трапеции

В механическом приводе управляемых колес для выполнения необходимых соотношений между углами поворота колес выбирают соответствующие параметры рулевой трапеции (рис. 10.10).

Стабилизация (способность КМ сохранять прямолинейное движение или возвращаться к нему при выводе управляемых колес из нейтрального положения) управляемых колес при всех схемах РУ должна обеспечиваться упругостью шин и углами наклона осей поворота колес. При этом стабилизация управляемых колес для обеспечения высокой управляемости КМ также должна быть оптимальной. Это связано с тем, что излишняя стабилизация затрудняет управление при криволинейном движении, может привести к повышенному износу шин управляемых колес и вызвать их колебания, а недостаточная стабилизация ухудшает управляемость при прямолинейном движении и завершении маневров.

10.3. Расчет основных параметров криволинейного движения колесной машины при управлении углами поворота колес

Расчетная схема движения КМ по криволинейной траектории при управлении углами поворота колес приведена на рис. 10.11. На схеме КМ представлена в виде единого физического тела, перемещающегося в продольном (по координате x), поперечном (по координате y) направлениях с учетом бокового крена (по координате γ) и вращающегося вокруг вертикальной оси Oz . При этом система подвижных координат жестко связана с центром масс машины. Нагрузка по всем осям распределена равномерно.

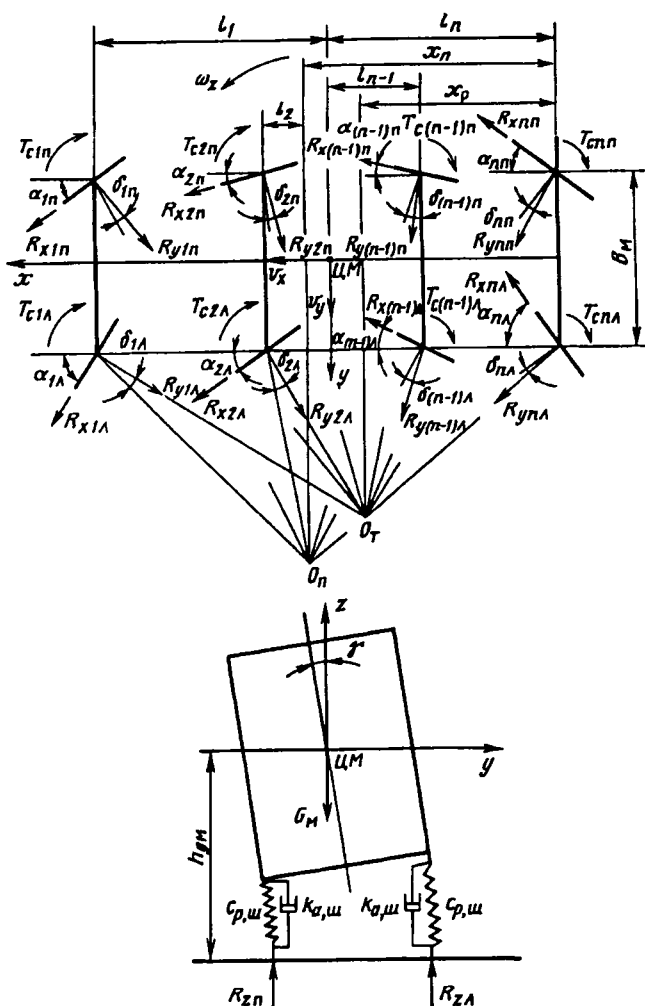


Рис. 10.11. Расчетная схема криволинейного движения КМ

Движение КМ по криволинейной траектории описывается с помощью системы дифференциальных уравнений, которые для схемы, приведенной на рис. 10.11, имеют следующий вид:

$$\frac{dv_x}{dt} = \frac{1}{m_m} \left[\sum_{i=1}^n \left(R_{xi\lambda} \cos \alpha_{i\lambda} + R_{xi\pi} \cos \alpha_{i\pi} - R_{yi\lambda} \sin \alpha_{i\lambda} - \right. \right. \\ \left. \left. - R_{yi\pi} \sin \alpha_{i\pi} + f_{ci\lambda} R_{zi\lambda} \cos \alpha_{i\lambda} + f_{ci\pi} R_{zi\pi} \cos \alpha_{i\pi} \right) - P_{доп} \right] + v_y \omega_z;$$

$$\begin{aligned}
\frac{dv_y}{dt} &= \frac{1}{m_m} \left[\sum_{i=1}^n \left(R_{yi\lambda} \cos \alpha_{i\lambda} + R_{yi\pi} \cos \alpha_{i\pi} + R_{xi\lambda} \sin \alpha_{i\lambda} + \right. \right. \\
&\quad \left. \left. + R_{xi\pi} \sin \alpha_{i\pi} - f_{ci\lambda} R_{zi\lambda} \sin \alpha_{i\lambda} - f_{ci\pi} R_{zi\pi} \sin \alpha_{i\pi} \right) \right] - v_x \omega_z; \\
\frac{d^2\gamma}{dt^2} &= \frac{1}{J_x} \left\{ h_{gm} \left[\sum_{i=1}^n \left(R_{xi\lambda} \sin \alpha_{i\lambda} + R_{xi\pi} \sin \alpha_{i\pi} + R_{yi\lambda} \cos \alpha_{i\lambda} + \right. \right. \right. \\
&\quad \left. \left. + R_{yi\pi} \cos \alpha_{i\pi} - f_{ci\lambda} R_{zi\lambda} \sin \alpha_{i\lambda} - f_{ci\pi} R_{zi\pi} \sin \alpha_{i\pi} \right) \right] - \\
&\quad \left. - 0,5 B_m \sum_{i=1}^n (R_{zi\lambda} - R_{zi\pi}) + m_m g h_{gm} \gamma \right\}; \\
\frac{d\omega_z}{dt} &= \frac{1}{J_z} \left\{ 0,5 B_m \left[\sum_{i=1}^n \left(R_{xi\pi} \cos \alpha_{i\pi} - R_{xi\lambda} \cos \alpha_{i\lambda} - R_{yi\pi} \sin \alpha_{i\pi} + \right. \right. \right. \\
&\quad \left. \left. + R_{yi\lambda} \sin \alpha_{i\lambda} - f_{ci\pi} R_{zi\pi} \cos \alpha_{i\pi} + f_{ci\lambda} R_{zi\lambda} \cos \alpha_{i\lambda} \right) \right] + \\
&\quad + \sum_{i=1}^n l_i \left(R_{xi\pi} \sin \alpha_{i\pi} + R_{xi\lambda} \sin \alpha_{i\lambda} - f_{ci\pi} R_{zi\pi} \sin \alpha_{i\pi} - \right. \\
&\quad \left. - f_{ci\lambda} R_{zi\lambda} \sin \alpha_{i\lambda} + R_{yi\pi} \cos \alpha_{i\pi} + R_{yi\lambda} \cos \alpha_{i\lambda} \right) - \sum_{i=1}^n (T_{ci\lambda} - T_{ci\pi}) \right\},
\end{aligned}$$

где v_x , v_y – продольная и боковая скорости движения центра масс КМ; m_m – полная масса КМ; n – число осей КМ; $R_{xi(l,\pi)}$, $R_{yi(l,\pi)}$, $R_{zi(l,\pi)}$ – продольная, боковая и вертикальная реакции в пятне контакта шины (левого, правого) колеса i -й оси КМ с опорной поверхностью; $\alpha_{i(l,\pi)}$ – угол поворота (левого, правого) колеса i -й оси; $f_{ci(l,\pi)}$ – коэффициент сопротивления качению колеса i -й оси; $P_{доп}$ – сила сопротивления движению КМ на повороте; ω_z – угловая скорость движения КМ по криволинейной траектории; γ – угол бокового крена массы подрессоренной части КМ; J_x , J_z – моменты инерции КМ относительно продольной и вертикальной осей, проходящих через ее центр масс; h_{gm} – высота центра масс КМ; B_m – колея КМ; l_i – расстояние от центра масс КМ до i -й оси; $T_{(ci\lambda,\pi)}$ – момент сопротивления повороту (левого, правого) колеса i -й оси.

Вертикальную реакцию R_{zi} определяют через деформацию Δ_i и скорость деформации $\dot{\Delta}_i$ системы “подвеска – шина” колеса i -й оси при угловом перемещении γ :

$$R_{zi} = \frac{G_m}{2n} \pm (c_{p,шi} \Delta_i + k_{a,шi} \dot{\Delta}_i) = \frac{G_m}{2n} \pm \frac{B_m}{2} (c_{p,шi} \gamma + k_{a,шi} \dot{\gamma}),$$

где $c_{p,шi}$, $k_{a,шi}$ – соответственно коэффициенты жесткости и демпфирования системы “подвеска – шина” колеса i -й оси, приведенные к колесу машины.

Боковую реакцию R_{yi} рассчитывают с помощью углов бокового увода шин δ_i , исходя из теории линейного увода:

$$R_{yi} = -k_y \delta_i,$$

где k_y – коэффициент сопротивления боковому уводу.

Углы бокового увода шин (т.е. угол между плоскостью вращения и вектором скорости колеса) при малых углах поворота управляемых колес определяют по зависимости

$$\delta_i = \frac{v_y + l_i \omega_z + \dot{\gamma} h_{gm}}{v_x \pm 0,5 B_m \omega_z} - \alpha_i.$$

Для нахождения продольной реакции R_{xi} решают уравнения, описывающие совместную работу двигателя и трансмиссии. При этом крутящий момент двигателя $T_{дв}$ устанавливают в зависимости от знака и величины рассогласования между требуемой (заданной) $v_{xт}$ и фактической v_{xf} скоростями движения КМ, используя уравнение

$$\dot{T}_{дв} = \frac{1}{\tau_{дв}} [K_{дв}(v_{xт} - v_{xf}) - T_{дв}],$$

где $\tau_{дв}$ – постоянная времени двигателя, характеризующая время выхода двигателя на заданный режим (для дизелей $\tau_{дв} = 4 \dots 6$ с); $K_{дв}$ – коэффициент динамичности выхода двигателя на заданный режим, $K_{дв} = 39 \dots 59$ Н·с.

С учетом равномерного распределения момента двигателя по ведущим мостам момент на каждом из них составит

$$T_{вмi} = \frac{T_{дв}}{n_{вм}},$$

где $n_{вм}$ – число ведущих мостов КМ.

Моменты, подводимые к колесам отстающего ($T_{кio}$) и забегающего ($T_{киз}$) бортов с учетом коэффициента блокировки K_6 межколесного дифференциала, вычисляют согласно выражениям

$$T_{кio} = \frac{K_6 T_{вми}}{1 + K_6}; \quad T_{киз} = \frac{K_6 T_{вми}}{1 - K_6}.$$

Тогда

$$\gamma_{xi} = \frac{T_{ки}}{r_{cti} - \lambda_{ш}(R_{xi} - R_{yi}\delta_i)},$$

где $\lambda_{ш}$ – коэффициент тангенциальной эластичности шины; r_{cti} – статический радиус колеса, $r_{cti} = r_{сви} - \frac{R_{zi}}{c_{ши}}$, где $r_{сви}$ – свободный радиус колеса; $c_{ши}$ – коэффициент радиальной жесткости шины.

Дополнительная сила сопротивления движению в продольном направлении $P_{доп}$ при движении КМ по криволинейной траектории равна

$$P_{доп} = \sum_{i=1}^{2n} R_{yi}\delta_i \cos \alpha_i.$$

Момент сопротивления повороту колес правого и левого бортов КМ с учетом их качения по криволинейной траектории определяют из выражения

$$T_{ci} = \frac{R_{yi}B_{ши}}{3} + \frac{\varphi_i R_{zi}l_{ши}}{\pi(1 + 0,15r'_{ки}B_{ши})},$$

где $B_{ши}$ – ширина профиля шины; $l_{ши}$ – длина пятна контакта шины с опорной поверхностью; $r'_{ки}$ – радиус траектории качения колеса i -й оси КМ.

Значение $r'_{ки}$ находят из геометрических соображений:

$$r'_{ки} = \frac{r_{xp} \pm 0,5B_{м}}{\cos(\alpha_i + \delta_i)}.$$

Здесь r_{xp} – радиус траектории, описываемый полюсом поворота, вычисляемый по формуле

$$r_{xp} = \frac{L_{м}}{\operatorname{tg} [\alpha_{к1} + 0,5(\delta_{1л} + \delta_{1п})] - \operatorname{tg} [0,5(\alpha_{нл} + \alpha_{нп}) + 0,5(\delta_{нл} + \delta_{нп})]},$$

где L_m – база КМ; α_{k1} – угол поворота условного (расположенного в середине первой оси) колеса; $\delta_{1л}, \delta_{1п}$ – углы увода колес первой оси; $\alpha_{nл}, \alpha_{nп}$ и $\delta_{nл}, \delta_{nп}$ – соответственно углы поворота и увода управляемых колес последней оси.

Движение КМ по криволинейной траектории заданной кривизны обеспечивается отслеживанием этой траектории условным колесом. Угол поворота α_{k1} этого колеса определяют при решении дифференциального уравнения

$$\frac{d\alpha_{k1}}{dt} = -K_b \left(\frac{dv_y}{dt} + v_x \omega_z + l_b \frac{d\omega_z}{dt} + h_b \frac{d^2 \gamma}{dt} - v_x^2 \rho_0 \right),$$

где K_b – коэффициент, учитывающий точность отслеживания заданной траектории водителем и характеризующий точность следования направляющей точки (точки, которую водитель “направляет” по траектории движения КМ) по заданной траектории; l_b, h_b – продольная и вертикальная координаты расположения направляющей точки; ρ_0 – текущая кривизна траектории движения.

Очевидно, что при $K_b \rightarrow \infty$ движение будет происходить с нулевыми отклонениями, т.е. коэффициент K_b характеризует величину и частоту возможных линейных (боковых) отклонений направляющей точки от заданной траектории движения. Как правило, в исследованиях и расчетах принимают $K_b = 5 \dots 20$.

В зависимости от значения α_{k1} определяют углы поворота колес i -й оси КМ:

$$\alpha_i = \arctg \left[\frac{(l_i + |l_n| - x_p) \operatorname{tg} \alpha_{k1}}{l_1 + |l_n| - x_p} \right],$$

где l_n – расстояние от центра масс КМ до последней оси.

Использование многоосных КМ в качестве транспортной базы для различного оборудования (кранов, буровых установок и т.п.) на ограниченных площадках потребовало от автомобилестроителей поиска принципиально новых технических решений, значительно улучшающих поворачиваемость и поворотливость КМ по сравнению с КМ с классической схемой РУ (только с группой передних осей с управляемыми колесами) при сохранении такой же устойчивости. При этом в качестве альтернативных классической схеме конструкторы рассматривают схемы КМ с группами передних и задних осей с управляемыми колесами и с управляемыми колесами всех осей, а также с механическим, гидравлическим и электрогидравлическим приводами управляемых колес.

Еще одним способом улучшения устойчивости многоосных КМ с управляемыми колесами передних и задних осей, а также всеколесного РУ является регулирование соотношений между углами поворота управляемых колес в зависимости от условий движения. Кинематика таких схем РУ основана на специальных законах управления углами поворота управляемых колес.

Анализ расчетной схемы (см. рис. 10.11) и зависимостей, описывающих криволинейное движение КМ, показывает, что формирование различных вариантов кинематики функционирования схем РУ возможно либо при фиксированном, либо при переменном значении смещения полюса РУ. В первом случае можно получить схемы РУ с традиционной кинематикой (с управляемыми колесами только передних осей, с управляемыми колесами передних и части задних осей или с всеколесным управлением). Во втором случае, задаваясь перемещением полюса РУ по определенному алгоритму (закону), можно получить схемы РУ с регулируемым соотношением между углами поворота управляемых колес.

Одним из вариантов алгоритма управления смещением полюса РУ является его зависимость от угла поворота α задающего колеса:

$$x_p = (|\alpha|^k - \alpha^*) K_n,$$

где k – показатель степени, определяющий вид закона перемещения полюса РУ: $k = 1$ – линейный закон, $k > 1$ – параболический закон, $k < 1$ – гиперболический закон; α^* – угол задержки поворота задних управляемых колес в противофазное состояние по отношению к передним колесам; K_n – коэффициент пропорциональности.

Для моделирования кинематики работы схем РУ на ЭВМ последнее выражение удобно представить в виде

$$x_p = \frac{|\alpha|^k x_{p \max}}{|\alpha_{\max}|^k \left(1 - \frac{x_{pi}}{x_{pi} - x_{p \max}}\right)} + x_{pi},$$

где $x_{p \max}$ – максимально возможное из конструктивных условий смещение полюса РУ; $\alpha_{\max}$ – максимально возможное угловое перемещение задающего колеса; x_{pi} – исходное смещение полюса РУ при $\alpha = 0$, $x_{pi} = 0,5L_m$.

В целях унификации законов управления и сокращения объемов исследований целесообразно смещение полюса РУ в обе стороны от задней оси выразить в относительных величинах через базу КМ:

$$x_{p \max} = K'_x L_m; \quad x_{pi} = K''_x L_m,$$

где K'_x и K''_x – коэффициенты пропорциональности.

Тогда можно записать

$$x_p = \left[\frac{|\alpha|^k K'_x}{|\alpha_{\max}|^k \left(1 - \frac{K''_x}{K''_x - K'_x} \right)} + K''_x \right] L_m.$$

Таким образом, полученная аналитическая зависимость смещения полюса РУ от угла поворота α задающего колеса совместно с математической моделью криволинейного движения многоосной КМ служит основой для построения алгоритма функционирования электронных систем при управлении поворотом колес с регулируемым положением полюса РУ. Разница с упомянутым выше способом обеспечения принципа простого запаздывания заключается в том, что в рассматриваемой схеме присутствует синфазный поворот задних колес и, что особенно важно, имеет место полная согласованность кинематики во всем диапазоне углов поворота управляемых колес.

Основываясь на вышеизложенных рассуждениях и данных, закон смещения полюса РУ (типа РСП-УС) в зависимости от угла α задающего колеса и скорости движения v_x формируется, исходя из следующих соображений. Ввиду того, что при малых скоростях движения на первое место выдвигаются требования по поворачиваемости и поворотливости, синфазный поворот передних и задних колес не требуется. При таком режиме движения с увеличением кривизны траектории полюс РУ желательно переместить в середину базы. Поэтому исходное смещение полюса РУ для бесконечно малой скорости движения зададим равным нулю $x_p = 0$. По мере увеличения задающего угла до максимального значения полюс РУ должен переместиться в середину базы. Кроме того, в расчетах при обосновании схемы РУ должно быть рассмотрено перемещение полюса РУ из исходного положения в середину базы по различным видам траекторий. Тогда текущее смещение полюса РУ определится по зависимости

$$x_p = K_{\Pi} |\alpha|^k.$$

С увеличением скорости движения по траекториям малой кривизны на первый план все больше выдвигаются требования по устойчивости. В этих условиях необходим синфазный поворот передних и задних колес в начале маневра и плавный переход к повороту этих колес в противофазе, если это диктуется условиями движения. Этого

можно достичь, поставив величину этого смещения в зависимость от скорости движения. С учетом такого смещения текущее положение полюса РУ в зависимости от задающего угла и скорости движения КМ запишется в виде

$$x_p = K_{п1}|\alpha|^k + K_{п2}v_x^m,$$

где m – показатель степени, определяющий вид закона перемещения полюса РУ; $K_{п1}$; $K_{п2}$ – коэффициенты пропорциональности.

Преобразуем данное выражение, приведя его к виду

$$x_p = \left(|\alpha|^k + K_{vx}v_x^m \right) K_m,$$

где K_{vx} – коэффициент пропорциональности по скорости, $K_{vx} = K_{п2}/K_{п1}$; K_m – коэффициент пропорциональности по перемещению, $K_m = K_{п1}$.

Таким образом, при помощи коэффициентов K_m , K_{vx} , а также значений показателей степени k и m при параметрах α и v_x можно устанавливать различные законы перемещения полюса РУ. Коэффициенты определяют, исходя из начальных условий, когда $x_{p\max} = 0,5L_m$ и $v_x = 0$, а $\alpha = \alpha_{\max}$, тогда

$$x_{p\max} = |\alpha|^k K_m, \text{ или } K_m = \frac{x_{p\max}}{|\alpha_{\max}|^k}.$$

Задаваясь максимально возможной скоростью $v_x = v_{x\max}$, нулевым значением задающего угла ($\alpha = 0$), а также используя найденное выражение для K_m , получают исходное смещение полюса РУ при заданных условиях:

$$x_{pi} = \frac{K_{vx}v_{x\max}^m x_{p\max}}{|\alpha_{\max}|^k},$$

откуда находят

$$K_{vx} = \frac{x_{pi}|\alpha_{\max}|^k}{v_{x\max}^m x_{p\max}}.$$

С учетом полученных соотношений закон смещения полюса РУ принимает вид

$$x_p = \left| \frac{\alpha}{\alpha_{\max}} \right|^k x_{p\max} + \left| \frac{v_x}{v_{x\max}} \right|^m x_{pi}.$$

По опыту проектирования многоосных КМ с системой РУ с подвижным полюсом для получения высоких показателей поворотливости, поворачиваемости и устойчивости движения необходимо иметь в виду следующее:

1) для машины с базой не более 8,0 м предпочтительной является схема РУ с регулированием смещения полюса по параболическому закону ($k = 2,0$) только по углу поворота задающего колеса (схема типа РСР-У) с обеспечением запаздывания поворота задних колес относительно передних на угол около 0,2 рад;

2) с увеличением осности и базы машины до 14,0 м необходим переход к управлению смещением полюса РУ по гиперболическому закону ($k = 0,8$) и дополнительным регулированием смещения полюса по скорости движения (схема типа РСР-УС);

3) для улучшения свойств поворачиваемости, поворотливости и устойчивости движения многоосной КМ с колесной формулой 8×8 , базой не более 8,0 м и схемой РУ типа РСР-УС целесообразно использовать параболический закон управления смещением полюса РУ с параметрами $k = 2,0$ и $m = 1,58$, обеспечивающими рациональное изменение угла запаздывания поворота колес задней оси в противофазе передним. Схема РУ с такими значениями параметров закона управления смещением полюса РУ по критерию устойчивости при движении по переходным траекториям типа "переставка" и показателям поворотливости и поворачиваемости удовлетворяет установленным требованиям;

4) для многоосной КМ с колесной формулой 16×16 , базой более 8,0 м и схемой РУ типа РСР-У оптимальными являются следующие значения: $k = 0,8$, $m = 1,43$, угол запаздывания 0,1 рад;

5) шасси с числом осей от 4 до 8 (базой от 8,0 до 14,0 м) и схемами РУ с подвижным полюсом (типа РСР-У, РСР-УС) имеют преимущества по свойствам поворотливости, поворачиваемости и устойчивости движения по сравнению со своими аналогами, имеющими схемы РУ с фиксированным положением полюса;

6) применение схем РУ типа РСР-У или РСР-УС приводит к уменьшению минимального радиуса поворота в 1,3...1,4 раза, при этом ширина следа колеи уменьшается в 1,13...1,15 раза;

7) применение схем РУ типа РСР-У, РСР-УС, реализующих принцип запаздывания поворота колес задних осей в противофазе относительно передних на угол 0,1...0,2 рад, позволяет устранить резкое "изменение" бокового ускорения во всех фазах совершения маневра или снизить его амплитуду в 1,13...2,0 раза по сравнению со

схемами, имеющими фиксированное положение полюса, что в конечном итоге приводит к снижению вероятности возникновения заноса и потери устойчивости движения;

8) всеколесное РУ обеспечивает снижение затрат мощности на совершение криволинейного движения по сравнению со схемами, включающими две и более оси с неуправляемыми колесами. Наиболее эффективное снижение этого показателя (в 1,13...1,6 раза) достигается на радиусах поворота, близких к минимальным.

10.4. Выбор рулевого управления

При выборе рулевого управления и его основных размеров определяющими показателями являются назначение КМ, схема РУ и вес, приходящийся на управляемые колеса полностью нагруженной КМ.

При выборе РУ с усилителем и без него определяющим является расчетное усилие, необходимое для поворота КМ на месте. При этом важно обеспечить безопасность движения КМ на высокой скорости при выходе шины из строя, а также уменьшить утомляемость водителя при эксплуатации в тяжелых дорожных условиях.

Расчетный момент сопротивления повороту на цапфах управляемых колес определяют из уравнений движения по криволинейной траектории с минимально возможной скоростью или при повороте на месте по зависимости

$$T_{c\Sigma} = T_f + T_\varphi + T_h,$$

где T_f – момент сопротивления качению колес; T_φ – момент сопротивления скольжению, возникающий при повороте колес на месте; T_h – момент сопротивления, обусловленный наличием углов наклона осей поворота колес.

Момент сопротивления качению колес

$$T_f = zG_k f_c a_k,$$

где z – число управляемых колес; a_k – плечо обкатки колеса (для тяжелых КМ $a_k = 60 \dots 100$ мм, для остальных $a_k = 40 \dots 60$ мм).

Момент сопротивления скольжению

$$T_{\varphi} = zG_{\kappa}\varphi a_{\varphi},$$

где φ – коэффициент сцепления колеса с опорной поверхностью; a_{φ} – плечо момента трения скольжения, $a_{\varphi} = 0,14r_c$.

При повороте управляемых колес из-за наклона оси их поворота в поперечной и продольной плоскостях КМ (соответственно на углы δ_0 и γ_0) происходит подъем КМ, необходимый для стабилизации управляемых колес. Момент сопротивления этому подъему определяют по формуле

$$T_h = mG_{\kappa}a_{\kappa} \left[\delta_0(\sin \alpha_{\text{в}} + \sin \alpha_{\text{н}}) + \gamma_0(\cos \alpha_{\text{в}} + \cos \alpha_{\text{н}}) \right],$$

где m – число осей (мостов) с управляемыми колесами; $\alpha_{\text{в}}$ и $\alpha_{\text{н}}$ – средние углы поворота внутренних и наружных колес КМ (можно принять равными 0,5 от $\alpha_{\text{в max}}$ и $\alpha_{\text{н max}}$).

Для КМ высокой проходимости (типа ЗИЛ-131, “Урал-4320”) усилия на поворотных рычагах при прямолинейном движении на ровной асфальтированной дороге со скоростью 45 км/ч составляют 1,6 кН, а при переезде через ров шириной 1,65 м и вертикальную стенку высотой 450 мм со скоростью 10 км/ч – соответственно 17,7 кН и 27,5 кН. При снижении внутреннего давления воздуха в шинах с 0,343 МПа до 0,049 МПа момент сопротивления повороту управляемых колес увеличивается в 1,8 раза. Момент сопротивления повороту в процессе движения в 2...3 раза меньше момента, необходимого для поворота КМ на месте. Увеличение нагрузки на управляемые колеса на 25 % повышает суммарный момент сопротивления на 10...35 %. Общий КПД РУ

$$\eta_{\text{ру}} = \eta_{\text{рм}}\eta_{\text{рп}},$$

где $\eta_{\text{рм}}$ – КПД рулевого механизма; $\eta_{\text{рп}}$ – КПД рулевого привода. Для одной управляемой оси $\eta_{\text{р1}} = 0,7...0,85$, для двух и более – $\eta_{\text{р2}} = 0,5...0,7$.

Выбор диаметра рулевого колеса проводят по отраслевой нормали, которая дает следующий ряд диаметров, мм: 380, 400, 425, 440, 475, 550.

10.5. Оценочные параметры и показатели рулевого управления

РУ оценивают по ряду признаков, которые рассматривают отдельно для рулевого механизма, рулевого привода и усилителя РУ.

10.5.1. Рулевой механизм

Рулевой механизм увеличивает момент на валу сошки, первоначально прикладываемый к рулевому колесу. Его оценочными параметрами являются угловое передаточное число и КПД. Угловое передаточное число рулевого механизма определяется отношением элементарных углов поворота рулевого колеса $d\theta$ и вала сошки $d\Omega$:

$$u_{\text{рм}} = \frac{d\theta}{d\Omega}.$$

Угловое передаточное число рулевого механизма может быть найдено и графически, если известна зависимость $\theta = f(\Omega)$ (см. рис. 10.2, б). Тогда

$$u_{\text{рм}} = \Delta\theta/\Delta\Omega,$$

где $\Delta\theta$, $\Delta\Omega$ – малые угловые перемещения соответственно рулевого колеса и вала сошки. На рис. 10.2, а показана полученная таким образом зависимость $u_{\text{рм}} = f(\theta)$. Максимальное значение передаточного числа для КМ высокой проходимости обычно составляет 20...25. При этом за 1,5...2,5 полных оборота рулевого колеса управляемые колеса из нейтрального положения поворачиваются на максимальный угол 35...45°.

КПД рулевого механизма оценивает потери на трение. Прямой и обратный КПД соответственно равны

$$\eta_{\text{рм}}^{\text{пр}} = 1 - \frac{T_1}{T_\theta}; \quad \eta_{\text{рм}}^{\text{обр}} = 1 - \frac{T_2}{T_\Omega},$$

где T_1 – момент трения в рулевом механизме, приведенный к валу рулевого колеса; T_θ – момент, создаваемый на валу рулевого колеса от усилия $P_{\text{в}}$, прикладываемого к рулевому колесу; T_2 – момент трения в рулевом механизме, приведенный к валу сошки; T_Ω – момент на валу сошки, передаваемый от управляемых колес.

Таким образом, в случае отсутствия усилителя РУ КПД рулевого механизма характеризует его совершенство. При наличии усилителя легкость управления и гашения динамических ударов, идущих

со стороны дороги, обеспечивается его действием и поэтому требование к КПД не является определяющим. В существующих конструкциях рулевых механизмов зазор в паре рулевого механизма неравномерный, и он тем больше, чем больше отклонение рулевого колеса от нейтрального положения. Это вызвано тем, что наибольшему износу подвергаются те элементы рабочей пары рулевого механизма, которые взаимодействуют при положениях рулевого колеса вблизи нейтрального положения. Такой неравномерный зазор существенно облегчает регулировку рабочей пары рулевого механизма. Ниже приведены значения прямого (числитель) и обратного (знаменатель) КПД для рулевых механизмов различных типов:

Винт – шариковая гайка – рейка – сектор (кривошип)	0,82/0,82
Червяк – кривошип с вращающимся (на роликовом подшипнике) пальцем	0,75/0,65
Червяк – кривошип с невращающимся пальцем	0,55/0,32
Глобоидальный червяк – ролик	0,80/0,70
Винт – скользящая гайка	0,65/0,25
Червяк – сектор	0,60/0,40

10.5.2. Рулевой привод

Рулевой привод предназначен для передачи нагрузки от сошки рулевого механизма к управляемым колесам. Оценочными параметрами привода являются угловое и силовое передаточные числа, а также КПД. Угловое передаточное число рулевого привода u_{pn} определяется отношением углов поворота сошки рулевого механизма и управляемых колес. В случае одной оси с управляемыми колесами

$$u_{pn} = \frac{2d\Omega}{d\alpha_n + d\alpha_d},$$

где $d\Omega$, $d\alpha_n$, $d\alpha_d$ – элементарные углы поворота вала сошки, цапф правого и левого колес соответственно.

В случае m осей с управляемыми колесами угловое передаточное число рулевого привода – это отношение элементарного угла поворота сошки к среднему элементарному углу поворота цапф управляемых колес:

$$u_{pn} = \frac{2d\Omega}{m^{-1} \sum_{i=1}^m (d\alpha_{ni} + d\alpha_{li})}.$$

Силовым передаточным числом рулевого привода называется отношение суммарного момента на поворотных цапфах всех управляемых колес к моменту на валу сошки:

$$u'_{\text{рп}} = \frac{T_{\Sigma}}{T_{\Omega}} = \frac{2m\chi T_{\text{ц}}}{T_{\Omega}},$$

где χ – коэффициент, учитывающий увеличение момента $T_{\text{ц}}$, необходимое для преодоления стабилизирующего момента, $\chi = 1,07 \dots 1,15$; $T_{\text{ц}}$ – момент на поворотной цапфе колеса.

В процессе поворота управляемых колес передаточные числа рулевого привода не остаются постоянными, а характер их изменения обычно определяют графическим путем.

КПД рулевого привода $\eta_{\text{рп}}$ – это отношение элементарной работы $dA_{\text{к}}$, затрачиваемой на поворот всех колес, к элементарной работе dA_{Ω} , совершаемой на валу сошки, т.е.

$$\eta_{\text{рп}} = \frac{dA_{\text{к}}}{dA_{\Omega}} = \frac{u'_{\text{рп}}}{u_{\text{рп}}}.$$

Податливость рулевого привода должна быть как можно меньшей. При большой податливости рулевого привода могут возникнуть колебания его элементов, а это, в свою очередь, отрицательно скажется на устойчивости движения КМ. Податливость всего РУ определяют при закрепленных управляемых колесах, для чего изменяют углы поворота рулевого колеса и измеряют соответствующие этим углам моменты, приложенные к рулевому колесу.

10.5.3. Усилители рулевого управления

Оценочными показателями усилителя РУ являются:

1) показатель эффективности действия усилителя

$$\mathcal{E} = P_{\text{в}}/P_{\text{в,у}},$$

где $P_{\text{в}}$, $P_{\text{в,у}}$ – усилие, прикладываемое водителем к рулевому колесу при работе без усилителя и с усилителем соответственно. В современных конструкциях усилителей $\mathcal{E}_{\text{max}} = 10 \dots 15$;

2) показатель чувствительности, определяемый усилием, которое необходимо приложить к рулевому колесу, и минимальным углом поворота, вызывающим действие усилителя. Угол поворота, при котором включается усилитель, определяется суммарным зазором в

РУ и смещением при этом золотника распределителя. Этот угол находится в пределах $10 \dots 15^\circ$. Усилие на рулевом колесе, необходимое для включения усилителя, составляет $20 \dots 50$ Н;

3) показатель реактивного воздействия усилителя на рулевое колесо, который характеризует силовое следящее действие усилителя

$$\rho_p = \frac{dP_{p,y}}{dT_{c\Sigma}},$$

где $dP_{p,y}$ – приращение усилия на рулевом колесе при работающем усилителе; $dT_{c\Sigma}$ – приращение суммарного момента сопротивления повороту. У современных КМ $\rho_p = 0,02 \dots 0,05 \text{ м}^{-1}$;

4) показатель обратного включения усилителя, характеризующий нагрузку, передаваемую от колес через рулевой привод на распределительное устройство, необходимую для перемещения корпуса золотника, при которой усилитель может включиться.

10.6. Расчет рулевых механизмов и приводов

10.6.1. Нагрузочные режимы

При проектировании РУ обычно проводят два расчета: кинематический и прочностной. Кинематический расчет необходим для вычисления размеров деталей рулевого привода, углов их наклона и передаточных чисел. Все эти величины определяют для какого-либо одного положения управляемых колес и проверяют для разных их положений. Зная геометрию привода, найти положение деталей рулевого привода графическим путем не представляет труда. Это дает возможность определить боковое скольжение колес на разных радиусах поворота. Прочностной расчет позволяет установить размеры деталей РУ, а также максимальные напряжения, действующие в деталях, выбранных по конструктивным соображениям.

В основу определения расчетных сил положены сила P_b , действующая от рулевого колеса в самых трудных условиях поворота, и обратные ей силы $P_{pн}$ или $P_{pт}$, действующие от управляемого колеса при одновременном наезде управляемых колес на препятствие или

их неодинаковой интенсивности торможения. Силу P_b вычисляют по формуле

$$P_b = \frac{T_{с\Sigma}}{R_p \eta_{py}^{пр} u_{py}},$$

где R_p – радиус рулевого колеса; $\eta_{py}^{пр}$ – прямой КПД РУ; u_{py} – угловое передаточное число РУ.

Силу $P_{p\tau}$ (наиболее неблагоприятный случай будет, когда коэффициент сцепления под одним колесом максимальный, а под другим равен нулю) определяют так:

$$P_{p\tau} = \frac{P_{\tau} l_{\tau} \eta_{py}^{обр}}{R_p u_{py}},$$

где P_{τ} – тормозная сила на тормозящем управляемом колесе; l_{τ} – плечо действия тормозной силы (или длина поворотной цапфы); $\eta_{py}^{обр}$ – обратный КПД РУ.

При наличии усилителя в РУ детали, расположенные между усилителем и управляемыми колесами, нагружены силой, создаваемой усилителем, и усилием, приложенным водителем к рулевому колесу. В случае отсутствия усилителя для проведения прочностного расчета используют расчетное значение силы P_b . Рекомендуемые значения силы P_b , прикладываемой к рулевому колесу, были приведены в § 10.1. Причем, если расчетное значение P_b значительно превышает рекомендуемое, то обязательно применение усилителя РУ. Однако одним из основных требований, предъявляемых к усилителю, является возможность управления КМ в случае его выхода из строя. Тогда, если $P_b < 0,5 \text{ кН}$, то при прочностном расчете нужно использовать расчетное значение P_b ; если же $P_b > 0,5 \text{ кН}$, то принимают $P_b = 0,5 \text{ кН}$ и для этого значения рассчитывают все детали РУ, расположенные до усилителя.

Вал рулевого колеса рассчитывают на кручение:

$$\tau = T_p / W_p,$$

где T_p – крутящий момент на валу рулевого колеса, $T_p = P_b R_p$; W_p – полярный момент сопротивления сечения вала, для сплошного вала $W_p = 0,2 D^3$, (где D – диаметр вала), для полого вала $W_p = \frac{0,2(D^4 - d^4)}{D}$ (где D и d – наружный и внутренний диаметры вала).

Коэффициент запаса прочности вала $n = \tau_T / \tau = 2,5 \dots 3,5$ (где τ_T – предел текучести материала вала).

Жесткость вала проверяют по формуле

$$\varphi_{\text{в}} = 2\tau L / (DG),$$

где L – длина вала; D – диаметр сплошного вала; G – модуль упругости второго рода.

Максимальный угол закручивания $\varphi_{\text{в}}$ не должен превышать $5,5 \dots 7,5^\circ$.

10.6.2. Расчет рулевых механизмов

Механизм типа червяк – сектор

Механизм такого типа изображен на рис. 10.12, а. Ввиду различия углов наклона витков червяка γ_1 и нарезки зубьев сектора γ_2 силы, действующие на червяк и сектор, определяют отдельно. Поскольку рассматриваемое зацепление является гипоидным и $\delta_1 = 0$, $\delta_2 = \pi/2$ (где δ_1 и δ_2 – половина угла начального конуса шестерни и колеса), то зависимости для расчета имеют следующий вид:

$$P_{t\text{ч}} = \frac{2P_{\text{в}}R_{\text{п}}}{d_0}, \quad P_{t\text{с}} = \frac{P_{t\text{ч}}\eta_{\text{рм}}^{\text{пп}} \cos \gamma_2}{\cos \gamma_1}$$

– для расчета окружных сил;

$$P_{x\text{ч}} = \mp P_{t\text{ч}} \operatorname{tg} \gamma_1, \quad P_{x\text{с}} = \frac{P_{t\text{ч}} \operatorname{tg} \alpha_3 \eta_{\text{рм}}^{\text{пп}}}{\cos \gamma_1}$$

– для расчета осевых сил и

$$P_{r\text{ч}} = \frac{P_{t\text{ч}} \operatorname{tg} \alpha_3}{\cos \gamma_1}, \quad P_{r\text{с}} = \pm \frac{P_{t\text{ч}} \eta_{\text{рм}}^{\text{пп}} \sin \gamma_2}{\sin \gamma_1}$$

– для расчета радиальных сил, действующих на червяк и сектор соответственно, где α_3 – угол зацепления; при совпадении вращения червяка с направлением спирали в выражении для $P_{x\text{ч}}$ и $P_{r\text{с}}$ берется верхний знак, в противном случае – нижний.

Элементы зацепления рассчитывают для сектора, который менее прочен, чем червяк. Напряжение изгиба в зубьях сектора

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{P_{t\text{с}}}{b_{\text{с}} m_0 y K_{\varepsilon} \pi \cos \gamma_2},$$

где $b_{\text{с}}$ – радиальная длина зубьев сектора; m_0 – осевой модуль; y – коэффициент формы зуба; K_{ε} – коэффициент перекрытия, $K_{\varepsilon} = 1,6 \dots 1,8$.

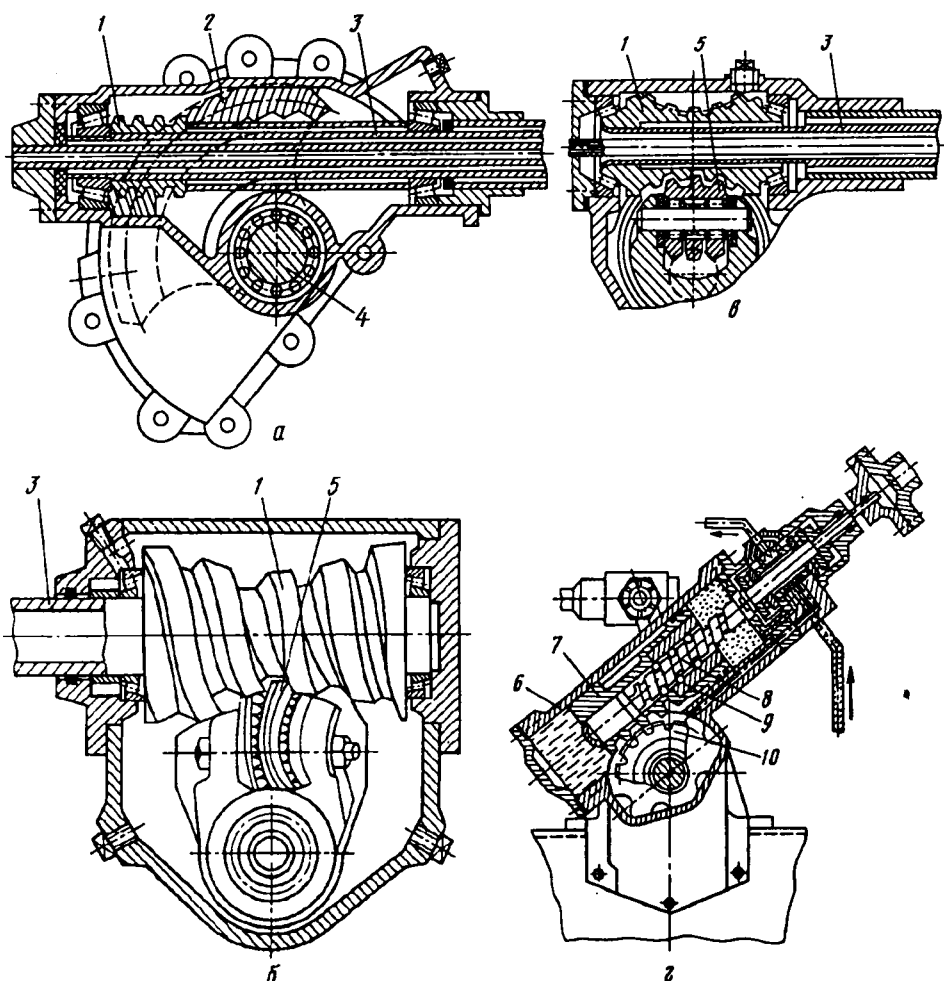


Рис. 10.12. Схемы рулевых механизмов типа червяк – сектор (а), глобоидальный червяк – одногребневый ролик (б), глобоидальный червяк – трехгребневый ролик (в), винт – шариковая гайка – рейка – сектор (г):

1 – червяк; 2 – сектор; 3 – вал рулевого колеса; 4 – вал сошки; 5 – ролик; 6 – силовой цилиндр; 7 – рейка; 8 – винт; 9 – гайка; 10 – зубчатый сектор

Углы спиралей рассчитывают согласно выражениям

$$\gamma_1 = \arctg \frac{m_0 z_{\text{ч}}}{d_0}; \quad \gamma_2 = \arccos \frac{m_0 z_{\text{с}} \cos \gamma_1}{D_0},$$

где d_0 и D_0 – диаметры начальных окружностей червяка и сектора; $z_{\text{ч}}$ – полное число заходов червяка; $z_{\text{с}}$ – полное число зубьев сектора.

В действующих конструкциях $\sigma_k = 500 \dots 700$ МПа.

Контактное напряжение для зубьев сектора

$$\sigma_k = 0,418 \cos \gamma_2 \sqrt{\frac{2P_{tc} E_{\Pi}}{b_c D_0 \sin \alpha \cos \alpha}},$$

где E_{Π} – приведенный модуль упругости, равный $\frac{2E_{\text{ч}}E_c}{E_{\text{ч}} + E_c}$ (где $E_{\text{ч}}$, E_c – модули упругости материалов червяка и сектора), должно быть $\leq 1000 \dots 1500$ МПа.

Механизм типа глобоидальный червяк – ролик

В глобоидальной передаче рулевого механизма применяются ролики трех типов: одногребневой (рис. 10.12, б), двухгребневой и трехгребневой (рис. 10.12, в). Одногребневой ролик входит в контакт с боковыми поверхностями канавки червяка боковыми коническими поверхностями. Двухгребневой ролик может контактировать или внутренними коническими поверхностями лунки с боковыми поверхностями витка червяка, или наружными коническими поверхностями лунки с наружными поверхностями двух смежных канавок червяка. В последнем случае расположенный между этими канавками виток не соприкасается с лункой. Трехгребневой ролик зацепляется сначала средним гребнем, а затем при повороте червяка в соприкосновение с его витком вступает один из крайних гребней, который остается в зацеплении до полного поворота вала сошки. В этом зацеплении особое внимание уделяется износостойкости и прочности, которую оценивают по напряжению смятия

$$\sigma_{\text{см}} = P_{tc} \operatorname{tg} \gamma_1 / F,$$

где F – площадь контакта гребня ролика с витком червяка.

Площадь контакта находят из условия, что лишь один гребень ролика находится в зацеплении с червяком (крайние положения). В существующих конструкциях $\sigma_{\text{см}} = 300 \dots 500$ МПа.

Механизм типа винт – шариковая гайка – рейка – сектор

Механизм этого типа показан на рис. 10.12, г. По аналогии с шариковыми подшипниками радиальная нагрузка на шарик в винтовом устройстве механизма не должна превосходить допускаемую:

$$P_{r\text{ш}} \leq \frac{5P_{xв}}{n_r z_{\text{ш}} \cos \delta_0^I},$$

где $P_{xв}$ – осевая сила, действующая на винт; n_r – число рабочих витков в гайке; $z_{ш}$ – число шариков в одном витке; δ'_0 – угол контакта шариков в беговой дорожке, равный $\approx 45^\circ$. Наибольшие напряжения в контакте шариков с резьбой винта не должны превышать 2500...3500 МПа.

Зубья сектора рассчитывают на изгиб и контактную прочность по формулам

$$\sigma_{и} = \frac{2T_{с\Sigma}}{D_0 u_{рп} \eta_{рп}^{обр} y b_c t_c};$$

$$\sigma_{к} = 0,418 \sqrt{\frac{4T_{с\Sigma} E}{D_0^2 u_{рп} \eta_{рп}^{обр} b_c \cos \alpha \sin \alpha}},$$

где t_c – шаг зубьев сектора.

Червяк – кривошип с вращающимся пальцем

Шип кривошипа рассчитывают на изгиб и срез от действия силы

$$N_{ш} = \frac{2P_{в} R_p}{d_{в} \sin \gamma_1}.$$

За плечо приложения силы $N_{ш}$ для вычисления изгибающего момента принимают величину $l_{ш}$ (рис. 10.13, а). Износостойкость шипа оценивают по контактному напряжению на длине l :

$$\sigma_{к} = 0,418 \sqrt{N_{ш} / (l r_{ср.ш})},$$

где $r_{ср.ш}$ – средний радиус шипа кривошипа.

В существующих конструкциях $\sigma_{к} = 2000 \dots 3000$ МПа.

10.6.3. Расчет рулевых приводов

Расчет сошки

Рассмотрим случай, когда усилитель РУ не совмещен с рулевым механизмом.

Расчетная сила $P_{сош}$ на шаровом пальце сошки равна:

$$P_{сош} = \frac{P_{в} R_p u_{рм} \eta_{рм}^{пр}}{l_0},$$

где l_0 – расстояние между осями вала сошки и шарового пальца.

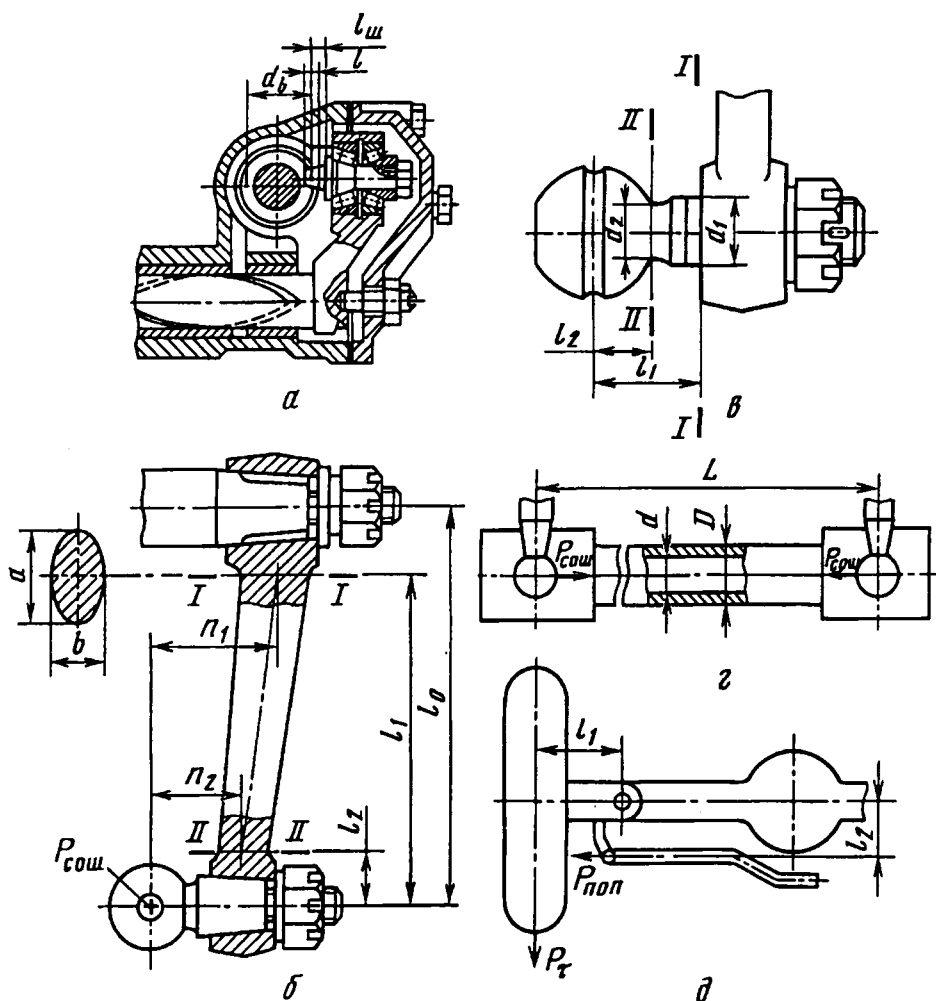


Рис. 10.13. Расчетные схемы кривошипного механизма (а), сошки (б), шарового пальца (в), продольной (г) и поперечной (д) тяги рулевого привода

Под действием приложенной к шаровому пальцу силы $P_{\text{сош}}$ опасные сечения $I-I$ и $II-II$ (рис. 10.13, б) находятся в сложном напряженном состоянии (изгиб и кручение). Напряжение изгиба в сечении $I-I$

$$\sigma_{\text{н}I-I} = \frac{M_{\text{н}I-I}}{W_{I-I}},$$

где $M_{\text{н}I-I}$ — изгибающий момент в сечении $I-I$, $M_{\text{н}I-I} = P_{\text{сош}}l_1$; W_{I-I} — момент сопротивления сечения $I-I$ при изгибе, должно быть

$\leq 500 \dots 550$ МПа. Для эллиптического сечения момент сопротивления относительно меньшей оси $W_{I-I} = \pi a^2 b / 32$, (a, b – размеры поперечного сечения $I-I$ сошки).

Напряжение кручения в сечении $I-I$

$$\tau_{I-I} = \frac{T_{I-I}}{W_{\kappa I-I}},$$

где T_{I-I} – крутящий момент в сечении $I-I$, $T_{I-I} = P_{\text{сош}} n_1$; n_1 – расстояние от линии действия силы $P_{\text{сош}}$ до средней плоскости сечения $I-I$; $W_{\kappa I-I}$ – момент сопротивления сечения $I-I$ при кручении, должно быть $\leq 30 \dots 50$ МПа.

Для эллиптического сечения полярный момент сопротивления относительно меньшей оси $W_{\kappa I-I} = \pi a b^2 / 16$, а относительно большей оси $W_{\kappa I-I} = \pi a^2 b / 16$.

Для сечения $II-II$ соответственно можно записать

$$M_{\kappa II-II} = P_{\text{сош}} l_2; \quad T_{II-II} = P n_2.$$

Напряжения изгиба и кручения в опасном сечении $II-II$ определяют так же, как и в сечении $I-I$. Затем вычисляют эквивалентное напряжение, которое должно быть меньше допускаемого:

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma_{\text{н}}^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma].$$

При наличии гидроусилителя, встроенного в рулевой механизм, необходимо к $P_{\text{сош}}$ добавить силу, создаваемую в цилиндре гидроусилителя.

Расчет шарового пальца сошки

Шаровой палец сошки (рис. 10.13, в) рассчитывают на изгиб и смятие под действием силы $P_{\text{сош}}$.

В сечениях $I-I$, $II-II$ напряжения изгибов

$$\sigma_{\text{н} I-I} = \frac{M_{\text{н} I-I}}{W_{I-I}} = \frac{P_{\text{сош}} l_1}{0,1 d_1^3};$$

$$\sigma_{\text{н} II-II} = \frac{M_{\text{н} II-II}}{W_{II-II}} = \frac{P_{\text{сош}} l_2}{0,1 d_2^3}$$

должны быть $\leq 250 \dots 300$ МПа.

Напряжение смятия на шаровой части пальца

$$\sigma_{см} = P_{сош}/F,$$

где F – площадь контакта шаровой части пальца с корпусом продольной тяги, должно быть 50...60 МПа.

Расчет продольной тяги без усилителя РУ

На рис. 10.13, г изображена продольная (прямолинейная) тяга. Ее рассчитывают на растяжение, сжатие и продольный изгиб.

Расчет на продольный изгиб ведут по уравнению

$$\sigma_{кр} = \frac{\pi^2 E J_{\min}}{L^2 F},$$

где $\sigma_{кр}$ – критическое напряжение при продольном изгибе шарнирно закрепленной тяги; $J_{\min}$ – минимальный момент инерции поперечного сечения, $J_{\min} = \pi(D^4 - d^4)/64$ (здесь D и d – наружный и внутренний диаметры трубы продольной тяги); L – расстояние между опорами продольной тяги; F – площадь поперечного сечения, для трубы $F = \pi(D^2 - d^2)/4$.

Коэффициент запаса устойчивости

$$n = \sigma_{кр}/\sigma_{сж} \geq 1,5,$$

где $\sigma_{сж}$ – напряжение сжатия продольной тяги, $\sigma_{сж} = P_{сош}/F$.

При наличии в РУ усилителя в зависимости от места расположения силового цилиндра и конструкции продольных тяг поступают следующим образом:

1) при схеме компоновки, когда усилитель объединен с рулевым механизмом, к $P_{сош}$ добавляют силу, действующую от силового цилиндра гидроусилителя (КМ типа ЗИЛ);

2) при схеме компоновки, когда роль продольной тяги выполняет шток силового цилиндра, $P_{сош}$ равна силе, развиваемой силовым цилиндром (КМ типа БелАЗ, МАЗ);

3) при схеме компоновки гидроусилителя, когда силовой цилиндр вынесен на передний мост (как в ГАЗ-66), вычисление $P_{сош}$ не отличается от приведенного выше.

Кроме того, рассчитывают пружины продольной тяги. При передаче силы $P_{сош}$ они сжимаются на определенную длину (дальнейшее их сжатие ограничено). Напряжения кручения в пружинах достигают $\tau_{\max} = 1000 \dots 1200$ МПа.

Расчет деталей рулевой трапеции

Расчет боковых рычагов и поперечной тяги рулевой трапеции проводят из условия приложения к управляемым колесам максимального тормозного момента. Наибольшая тормозная сила на одном заторможенном колесе

$$P_{\tau} = G_{\kappa} m_{\tau 1} \varphi,$$

где $m_{\tau 1}$ – коэффициент перераспределения реакций при торможении. Для асфальтобетонного дорожного покрытия можно принять $m_{\tau 1} = 1,2 \dots 1,4$; $\varphi = 0,7$.

Согласно схеме, приведенной на рис. 10.13, d , сила, действующая на поперечную тягу,

$$P_{\text{поп}} = P_{\tau} l_1 / l_2.$$

Расчет поперечной тяги, имеющей прямую ось, на сжатие и продольный изгиб аналогичен расчету продольной тяги. Однако большинство полноприводных КМ с мостовой схемой трансмиссии имеют поперечную тягу с изгибом в горизонтальной плоскости (см. рис. 10.13, d). В этом случае напряжение в опасном сечении тяги будет равно сумме напряжений изгиба (на плече l_1) и сжатия. Боковые рычаги трапеции рассчитывают на изгиб и кручение.

Расчет шарового пальца поперечной тяги

На рис. 10.14 представлен один из конструктивных вариантов крепления шарового пальца поперечной тяги. Шаровой палец рассчитывают на смятие и изгиб под действием силы $P_{\text{поп}}$:

$$\sigma_{\text{см}} = P_{\text{поп}} / F_{\text{см}}; \quad \sigma_{\text{и}} = P_{\text{поп}} l_2 / W,$$

где $F_{\text{см}}$ – площадь смятия, $F_{\text{см}} = \frac{\pi(d_1 + d_2)l_1}{4}$; $W = 0,1d_3^3$. При этом $\sigma_{\text{см}} \leq 50 \dots 60$ МПа; $\sigma_{\text{и}} \leq 250 \dots 300$ МПа.

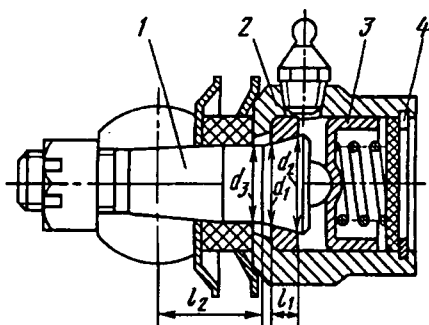


Рис. 10.14. Расчетная схема шарового пальца поперечной тяги:
1 – палец; 2 – корпус пальца; 3 – шайба;
4 – пружинное кольцо

10.7. Расчет усилителей рулевого управления

Ввиду малого распространения других типов усилителей РУ остановимся только на расчете гидравлического усилителя, причем в расчетной схеме примем, что усилитель и рулевой механизм конструктивно выполнены отдельно (рис. 10.15). Для усилителя проводят статический, гидравлический и динамический расчеты.

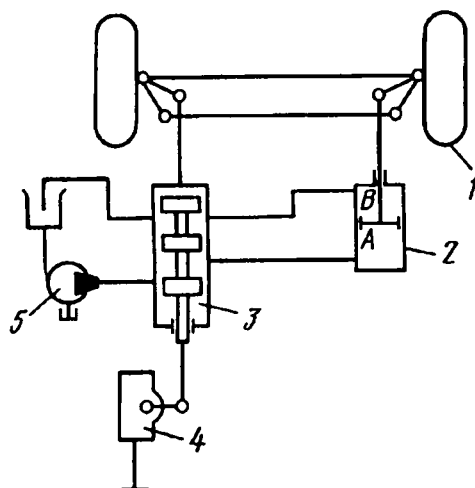


Рис. 10.15. Схема РУ КМ с гидроусилителем:

1 – управляемые колеса; 2 – гидроцилиндр;
3 – золотниковый распределитель; 4 – рулевой механизм; 5 – насос

10.7.1. Статический расчет

Под статическим расчетом подразумевают прочностной расчет отдельных деталей усилителя и определение размеров основных его агрегатов. Из всех деталей усилителя рассмотрим только силовой цилиндр.

Стенку цилиндра рассчитывают на разрыв от максимального внутреннего давления $p_{\max}$. Напряжение, возникающее в стенках цилиндра,

$$\sigma = \frac{1,3r_1^2 + 0,1r_2^2}{r_1^2 - r_2^2} p_{\max},$$

где r_1 и r_2 – наружный и внутренний радиусы цилиндра.

Коэффициент запаса прочности $n = \sigma_T / \sigma \geq 3$ при внутреннем давлении до 30 МПа.

Шток силового цилиндра усилителя рассчитывают на сжатие и продольный изгиб для крайнего (выдвинутого) положения. Коэффициент запаса устойчивости должен быть не менее 1,5.

10.7.2. Гидравлический расчет

Размеры и зазоры золотникового распределителя выбирают из следующих соображений:

1) распределитель должен обеспечивать максимальное рабочее давление в силовом цилиндре при условии, что утечки через золотник не превышают 5...10 % от подачи насоса;

2) ход золотника не должен заметно (не более 2...3°) увеличивать люфт рулевого колеса при работающем усилителе;

3) распределитель не должен оказывать значительного сопротивления перетеканию жидкости при нейтральном расположении золотника; потери давления в щелях золотника должны быть не более 29...59 кПа.

Диаметры трубопроводов гидросистемы выбирают такими, чтобы давление на режиме холостого хода было бы минимальным, что уменьшает потери на перекачивание жидкости в гидросистеме и ее нагрев, которые составляют 196...392 кПа при подаче насоса 10...20 л/мин. Подачу насоса усилителя с непрерывной циркуляцией потока жидкости (с открытым центром) выбирают такой, чтобы цилиндр гидроусилителя успевал поворачивать управляемые колеса КМ со скоростью, большей, чем это в состоянии сделать водитель. При несоблюдении этого условия водитель во время быстрых поворотов будет затрачивать усилие не только на сопротивление колес повороту, но и на перекачивание рабочей жидкости в гидравлическом цилиндре из одной полости в другую. Поэтому должно соблюдаться условие

$$\frac{V_{сц}}{Q_{ном.н} \eta_n - \Delta Q} < \frac{\theta_{max}}{360n}, \quad (10.1)$$

где $V_{сц}$ – объем силового цилиндра; $Q_{ном.н}$ – номинальная подача насоса; η_n – объемный КПД насоса при $p = 0,5p_{max}$; ΔQ – утечки жидкости, при $p = 0,5p_{max}$ $\Delta Q \leq 0,05Q_{ном.н}$; θ_{max} – угол поворота рулевого колеса из одного крайнего положения в другое; n – максимальная частота вращения рулевого колеса ($n = 1,5 \text{ с}^{-1}$).

Для лопастных насосов $\eta_n = 0,8...0,85$ при $p = 5,5 \text{ МПа}$ и $0,85...0,9$ при $p = 3,0 \text{ МПа}$.

Для шестеренчатых насосов значения объемного КПД приведены ниже:

Марка насоса	НШ-60	НШ-40
η_n при		
$p = 5$ МПа	0,90 – 0,93	0,96
$p = 10$ МПа	0,87 – 0,89	0,86

Номинальная подача насоса должна быть достигнута при частоте вращения двигателя, превышающей его частоту на режиме холостого хода не более, чем на 25 %, и давлении $p = 0,5p_{\max}$.

Из выражения (10.1) следует

$$Q_{\text{ном.н}} < \frac{360nV_{\text{сц}}}{\theta_{\max}\eta_n} + \frac{\Delta Q}{\eta_n}.$$

Диаметр золотника распределителя

$$d_{\text{зол}} = \frac{Q_{\text{ном.н}}}{2\pi\Delta_1} \sqrt{\frac{\rho\xi}{\Delta p_{\text{зол}}}},$$

где Δ_1 – осевой зазор между кромками золотника и корпусом распределителя в нейтральном положении золотника, $\Delta_1 = 0,2 \dots 0,5$ мм; ρ – плотность рабочей жидкости, для веретенного масла марки “АУ” $\rho = 880$ кг/м³, для индустриального марки “20” $\rho = 900$ кг/м³; ξ – коэффициент местного сопротивления, $\xi = 3 \dots 6$ (определяется экспериментально); $\Delta p_{\text{зол}}$ – потери давления в распределителе без учета потерь в присоединительных штуцерах и соединительных каналах, равные 39...78 кПа.

Ход золотника от перекрытия кромок до упора выбирают из условия плавности включения усилителя. Время срабатывания усилителя t_1 (время, необходимое для нарастания давления в силовом цилиндре до $p = 0,5p_{\max}$) должно быть меньше времени t_2 , необходимого для перемещения золотника до упора:

$$t_1 = \frac{\Delta V_2}{Q_{\text{ном.н}}\eta_n - \Delta Q},$$

где ΔV_2 – увеличение объема гидросистемы при возрастании давления от $p_{\text{сл}}$ (давление слива) до $0,5p_{\max}$.

Значение ΔV_2 определяется эластичностью шлангов (трубопроводов) и упругостью деталей крепления гидравлического цилиндра.

Время t_2 вычисляется по формуле

$$t_2 = \frac{(\Delta_0 - \Delta_1)u}{2\pi n R_p},$$

где Δ_0 – полный ход золотника до упора; u – передаточное число между перемещениями золотника и рулевого колеса.

Разность $(\Delta_0 - \Delta_1)$ находят из условия, что $t_1 < t_2$. Тогда

$$\frac{\Delta V_2}{Q_{\text{ном.н}}\eta_n - \Delta Q} < \frac{(\Delta_0 - \Delta_1)u}{2\pi n R_p};$$

$$(\Delta_0 - \Delta_1) > \frac{2\pi n R_p \Delta V_2}{u(Q_{\text{ном.н}}\eta_n - \Delta Q)}.$$

После определения $d_{\text{зол}}$ и Δ_0 вычисляют действительное значение потерь давления в распределителе по формуле

$$\Delta p_{\text{зол}} = \rho \xi \left(\frac{Q_{\text{ном.н}}}{2\pi \Delta_1 d_{\text{зол}}} \right)^2$$

и сравнивают его с рекомендованным (29...59 кПа).

Далее проверяют утечки жидкости через золотник при давлении p_{max} по формуле

$$\Delta Q \leq \frac{\pi p_{\text{max}} \Delta r_{\text{max}} d_{\text{зол}}^3}{32\nu\rho(\Delta_0 - \Delta_1)},$$

где Δr_{max} – максимальный зазор (с учетом допусков) между золотником и корпусом распределителя; ν – кинематическая вязкость.

Значения кинематической вязкости ν при различных температурах приведены ниже:

$T, \text{ К}$	283	293	303	313	323	333
$\nu \cdot 10^6, \text{ м}^2/\text{с}$:						
индустриальное масло "20"	185	100	60	30	20	15
веретенное масло "АУ"	100	50	26	17	13	10

Кроме потерь давления в золотнике, определяют еще потери по длине трубопровода и в местных сопротивлениях. У КМ потери по длине трубопроводов не должны превышать 196...490 кПа. Исходя

из этих значений, диаметр трубопровода должен быть равен

$$d = \sqrt[5]{\frac{8\rho\lambda L Q_{\text{ном.н}}^2}{\pi^2 \Delta p_\lambda}},$$

где λ – коэффициент гидравлического трения; L – длина трубопровода; Δp_λ – потери давления по длине трубопровода. Для турбулентного движения жидкости $\lambda \approx 0,316 \text{ Re}^{-0,15}$. Число Рейнольдса $\text{Re} = \frac{v_2 d}{\nu} > 2500$, где v_2 – скорость течения жидкости в трубопроводе (табл. 10.1).

Таблица 10.1. Скорости течения жидкости v_2 в трубопроводе при различных давлениях

Трубопровод	p , МПа, не более	v_2 , м/с, не более
Всасывающий	–	1,2
Нагнетательный	4,91	3,0
	9,81	4,0
Сливной	–	2,0
Распределительный	9,81	6,0 – 8,0

После определения диаметра трубопровода рассчитывают действительные потери давления по его длине:

$$\Delta p_\lambda = \frac{\rho \lambda L v_2^2}{2d}.$$

Потери давления в местном сопротивлении определяют по формуле

$$\Delta p_{\text{мест}} = 0,5 \rho \xi v_2^2.$$

Суммарные потери давления в системе с гидроусилителем равны

$$\Delta p_\Sigma = \Delta p_{\text{зол}} + \Delta p_{\Sigma\lambda} + \Delta p_{\Sigma\text{мест}}.$$

Однако в этой зависимости не учтены еще потери давления в фильтре, которые составляют 196...294 кПа. Суммарные потери давления в гидросистеме КМ составляют 392...589 кПа.

10.7.3. Динамический расчет

Основная цель динамического расчета усилителя РУ – выяснить, является ли система РУ устойчивой при заданных параметрах. Считается, что система РУ является устойчивой, если при движении КМ в различных дорожных условиях не возникают колебания управляемых колес. Поскольку РУ с усилителем представляет собой обычную следящую систему, то для ее расчета применимы методы теории автоматического регулирования.

Рассмотрим уравнения движения элементов и всей системы РУ.

Привод

Входной величиной для оценки характеристик привода является угол поворота θ рулевого колеса, выходной – перемещение $x_{\text{зол}}$ золотника распределителя. Будем считать, что привод обладает большой жесткостью и малой массой по сравнению с другими элементами рассматриваемой системы. Тогда имеем

$$x_{\text{зол}} = \frac{l_{\text{сош}}}{u_{\text{рм}}} \theta,$$

где $l_{\text{сош}}$ – расчетная длина сошки.

Распределитель и трубопроводы

Распределитель регулирует поступление жидкости в рабочие полости силового цилиндра. Его характеристика представляет собой зависимость между расходом жидкости Q в рабочих полостях цилиндра и смещением Δx золотника относительно корпуса:

$$\Delta x = x_{\text{зол}} - x_{\text{корп.}}$$

Расходную характеристику обычно строят при давлении в линии питания $p_n = 0,5(p_A + p_B)$, где p_A и p_B – давление жидкости в полостях A и B цилиндра гидроусилителя (см. рис. 10.15).

Распределитель характеризуется коэффициентом усиления $K = dQ/d(\Delta x)$, вычисляемым для перепада давления $0,5p_n$. Он определяет наклон (крутизну) характеристики $Q = f(\Delta x)$. Это понятие является основным для анализа гидросистем с золотниковым распределителем. Пусть Q_A и Q_B – расходы жидкостей в направлении

рабочих полостей A и B силового цилиндра. Тогда

$$\begin{aligned} Q_A &= F_{\Pi} \frac{dx_{\Pi}}{dt} + \left(\frac{V_{\Pi}}{b_{\text{сж}}} + e \right) \frac{dp_A}{dt}; \\ Q_B &= -F_{\Pi} \frac{dx_{\Pi}}{dt} + \left(\frac{V_{\Pi}}{b_{\text{сж}}} + e \right) \frac{dp_B}{dt}, \end{aligned} \quad (10.2)$$

где F_{Π} – рабочая площадь силового цилиндра; x_{Π} – перемещение поршня; V_{Π} – объем полости цилиндра в среднем положении поршня; $b_{\text{сж}}$ – коэффициент сжимаемости жидкости (для жидкости, используемой в гидросистемах, $b_{\text{сж}} = 170$ МПа); e – объемная податливость гидросистемы, включающая шланги и трубопроводы, $e = dV/dp$.

Первые слагаемые правой части уравнений (10.2) соответствуют изменению объема полостей A и B силового цилиндра при перемещении поршня, вторые – изменению объема гидросистемы вследствие ее податливости. При повороте направо

$$Q_A = K \Delta x \sqrt{\frac{p_{\Pi} - p_A}{0,5p_{\Pi}}}; \quad Q_B = -K \Delta x \sqrt{\frac{p_B}{0,5p_{\Pi}}}, \quad (10.3)$$

при повороте налево

$$Q_A = K \Delta x \sqrt{\frac{p_A}{0,5p_{\Pi}}}; \quad Q_B = -K \Delta x \sqrt{\frac{p_{\Pi} - p_B}{0,5p_{\Pi}}}. \quad (10.4)$$

Так как из условия неразрывности потока жидкости

$$Q_A + Q_B = 0,$$

то последнее уравнение удовлетворяется при

$$p_{\Pi} = p_A + p_B,$$

т.е. давления p_A и p_B остаются симметричными относительно $0,5p_{\Pi}$. Тогда можно записать

$$p_A = 0,5(p_{\Pi} + p_A - p_B); \quad p_B = 0,5(p_{\Pi} - p_A + p_B)$$

и уравнения (10.3) и (10.4), определяющие значения Q_A и Q_B , привести к виду

$$Q_A = -Q_B = K \Delta x \sqrt{1 - \varepsilon \frac{p_A - p_B}{p_{\Pi}}}, \quad (10.5)$$

где $\varepsilon = +1$ при повороте направо и $\varepsilon = -1$ при повороте налево.

Подставляя уравнение (10.5) в уравнение (10.2), находим

$$F_{\text{ц}} \frac{dx_{\text{п}}}{dt} + \left(\frac{V_{\text{ц}}}{b_{\text{сж}}} + e \right) \frac{dp_A}{dt} = K \Delta x \sqrt{1 - \varepsilon \frac{p_A - p_B}{p_{\text{н}}}}; \quad (10.6)$$

$$- F_{\text{ц}} \frac{dx_{\text{п}}}{dt} + \left(\frac{V_{\text{ц}}}{b_{\text{сж}}} + e \right) \frac{dp_B}{dt} = - K \Delta x \sqrt{1 - \varepsilon \frac{p_A - p_B}{p_{\text{н}}}}. \quad (10.7)$$

Вычитая уравнение (10.7) из уравнения (10.6), получаем

$$2F_{\text{ц}} \frac{dx_{\text{п}}}{dt} + \left(\frac{V_{\text{ц}}}{b_{\text{сж}}} + e \right) \left(\frac{dp_A}{dt} - \frac{dp_B}{dt} \right) = 2K \Delta x \sqrt{1 - \varepsilon \frac{p_A - p_B}{p_{\text{н}}}},$$

или

$$2F_{\text{ц}}^2 l_1 \frac{dx_{\text{п}}}{dt} + \left(\frac{V_{\text{ц}}}{b_{\text{сж}}} + e \right) \frac{dT}{dt} = 2F_{\text{ц}} l_1 Q(\Delta x) \sqrt{1 - \varepsilon \frac{T}{T_{\text{н}}}}, \quad (10.8)$$

где l_1 – расчетная длина рычага, связанного со штоком цилиндра; T – момент, действующий на колеса со стороны гидроцилиндра, $T = (p_A - p_B) F_{\text{ц}} l_1$ при $T \leq T_{\text{н}}$; $T_{\text{н}}$ – момент, соответствующий давлению $p_{\text{н}}$, $T_{\text{н}} = p_{\text{н}} F_{\text{ц}} l_1$.

Силовой цилиндр

Перемещение поршня цилиндра

$$x_{\text{п}} = l_1 \alpha,$$

где α – текущий осредненный угол поворота управляемых колес. С учетом этого уравнение (10.8) принимает вид

$$2F_{\text{ц}}^2 l_1^2 \frac{d\alpha}{dt} + \left(\frac{V_t}{b_{\text{сж}}} + e_t \right) \frac{dT}{dt} = 2F_{\text{ц}} l_1 Q(\Delta x) \sqrt{1 - \varepsilon \frac{T}{T_{\text{н}}}},$$

где V_t и e_t – объем полости цилиндра и объемная податливость с учетом перемещения поршня при повороте колес.

Управляемые колеса

При повороте рулевого колеса, например вправо, сошка рулевого механизма повернется по ходу часовой стрелки и сместит золотник распределителя назад по отношению к принятому направлению движения КМ. При этом жидкость из насоса подается в полость A и си-

ловой цилиндр начинает поворачивать управляемые колеса вправо. Полость B в это время соединяется со сливом через распределитель. После прекращения поворота рулевого колеса управляемые колеса вследствие воздействия давления рабочей жидкости в цилиндре гидроусилителя продолжают поворачиваться вправо. При этом через систему рычагов и тяг, образующих обратную связь, корпус распределителя смещается назад и перекрывает поступление жидкости в полость A цилиндра, что соответствует прекращению поворота управляемых колес. Однако вследствие инерции системы (в основном управляемых колес) может произойти переход корпуса распределителя через нейтральное положение золотника, нагнетательная магистраль соединится с полостью B цилиндра и начнется поворот колес в обратном направлении, т.е. влево. Таким образом, при определенных условиях возможно появление колебаний управляемых колес. Учитывая, что эти колебания происходят с относительно малыми амплитудами (до $3 \dots 4^\circ$), уравнение движения для колес можно записать в виде

$$J\ddot{\alpha} + \gamma\dot{\alpha} + c\alpha = T - T^*,$$

где J – момент инерции колес относительно осей шкворней; γ – коэффициент трения в шинах колес, учитывающий также трение в гидросистеме; c – коэффициент тангенциальной жесткости шины с учетом стабилизирующего момента, возникающего вследствие наклонов осей шкворней; T^* – момент, действующий на колесо со стороны реактивных камер распределителя. Учитывая, что $T^* \ll T$, им можно пренебречь.

Обратная связь

Обратная связь соединяет управляемые колеса с корпусом распределителя и обеспечивает следящее действие системы. В результате смещение золотника относительно корпуса распределителя

$$\Delta x = \frac{l_{\text{сош}}}{u_{\text{рм}}} \theta - l' \alpha,$$

где l' – расчетная длина рычага, связанного с распределителем.

Таким образом, поведение системы описывается следующими уравнениями движения:

$$\begin{cases} 2F_{\kappa}^2 l_1^2 \frac{d\alpha}{dt} + \left(\frac{V_t}{b_{\text{сж}}} + e_t \right) \frac{dT}{dt} = 2F_{\kappa} l_1 Q(\Delta x) \sqrt{1 - \varepsilon \frac{T}{T_{\text{н}}}}; \\ J \frac{d^2 \alpha}{dt^2} + \gamma \frac{d\alpha}{dt} + c\alpha = T; \\ \Delta x = \frac{l_{\text{сош}}}{u_{\text{рм}}} \theta - l' \alpha. \end{cases} \quad (10.9)$$

Для определения динамических характеристик РУ (устойчивость, быстродействие и т.д.) с помощью АВМ уравнения (10.9) могут быть представлены в виде

$$\begin{aligned} \frac{dT}{dt} &= a_1 Q(\Delta x) \sqrt{T_{\text{н}} - \varepsilon T} - a_2 \frac{d\alpha}{dt}; \\ \frac{d^2 \alpha}{dt^2} &= \frac{1}{J} T - \frac{\gamma}{J} \frac{d\alpha}{dt} - \frac{c}{J} \alpha; \\ \Delta x &= \frac{l_{\text{сош}}}{u_{\text{рм}}} \theta - l' \alpha, \end{aligned}$$

$$\text{где } a_1 = \frac{2F_{\kappa} l_1}{\left(V_t / b_{\text{сж}} + e_t \right) \sqrt{T_{\text{н}}}}; \quad a_2 = \frac{2F_{\kappa}^2 l_1^2}{V_t / b_{\text{сж}} + e_t}.$$

Структурная схема для решения этих уравнений с помощью АВМ приведена на рис. 10.16. Сигнал, соответствующий моменту, который действует на управляемые колеса со стороны гидроцилиндра, формируется на усилителе 1, а угол поворота колес – на усилителе 5. На блоке нелинейностей БН-3 набрана характеристика распределителя. Признак поворота направо или налево формируется на блоках БН-1 и БН-2. Блок БН-2 имеет идеальную релейную характеристику. Напряжение +100 В означает, что колеса поворачиваются налево, а –100 В – направо. Для моделирования смещения золотника Δx относительно корпуса распределителя в пределах $\pm \Delta x_{\text{max}}$ используется блок БН-5. На усилителе 6 формируется сигнал, характеризующий упругий момент, который возникает в зоне контакта шины с дорогой. Для ограничения этого момента (не более T_{φ}) применяется блок БН-4. Данная структурная схема позволяет рассчитать переходной процесс в системе при повороте КМ, оценить влияние подачи насоса, момента сопротивления повороту, номинального давления и т.д. на устойчивость работы РУ.

где $b_1 = 2F_{\text{ц}}^2 l_1^2$; $b_2 = V_t/b_{\text{сж}} + e_t$; $b_3 = 2F_{\text{ц}} l_1 K l'$; $b_4 = 2F_{\text{ц}} l_1 K l_{\text{сош}}/u_{\text{рм}}$, или в операторной форме

$$b_1 p \bar{\alpha} + b_2 p \bar{T} + b_3 \bar{\alpha} = b_4 \bar{\theta};$$

$$J p^2 \bar{\alpha} + \gamma p \bar{\alpha} + c \bar{\alpha} = \bar{T},$$

где p – оператор Лапласа; $\bar{\alpha}$, $\bar{T}$ и $\bar{\theta}$ – преобразования Лапласа α , T и θ .

Подставив второе уравнение в первое, получим

$$b_1 p \bar{\alpha} + b_2 p (J p^2 \bar{\alpha} + \gamma p \bar{\alpha} + c \bar{\alpha}) + b_3 \bar{\alpha} = b_4 \bar{\theta},$$

или

$$[b_2 J p^3 + b_2 \gamma p^2 + (b_1 + b_2 c) p + b_3] \bar{\alpha} = b_4 \bar{\theta}.$$

Таким образом, характеристическое уравнение имеет вид

$$b_2 J p^3 + b_2 \gamma p^2 + (b_1 + b_2 c) p + b_3 = 0.$$

Согласно критерию Гурвица, для того чтобы система была устойчивой, для уравнения третьего порядка необходимо соблюдение следующего условия:

$$b_2 \gamma (b_1 + b_2 c) - J b_2 b_3 > 0,$$

или

$$\frac{\gamma(b_1 + b_2 c)}{J b_3} > 1. \quad (10.10)$$

Из неравенства (10.10) следует:

а) при отсутствии трения в системе ($\gamma = 0$) она является неустойчивой;

б) увеличение податливости гидросистемы и тангенциальной жесткости шин приводит к повышению устойчивости системы;

в) увеличение момента инерции колес J снижает устойчивость системы;

г) повышение подачи насоса и коэффициента обратной связи увеличивает склонность системы к возникновению колебаний управляемых колес.

При разработке РУ, обладающих высокими динамическими характеристиками, необходимо стремиться к тому, чтобы переходной процесс в системе был аperiодическим, что достигается соответствующим подбором параметров. В этом случае корни характеристического уравнения должны быть действительными и отрицательными.

10.8. Гидростатическое рулевое управление

Гидростатическое РУ имеет ряд преимуществ по сравнению с механическим. Во-первых, не имея жесткой механической связи с управляемыми колесами, рулевое колесо может быть расположено в любом месте кабины водителя, как этого требуют условия компоновки и комфортабельности. Во-вторых, благодаря гидростатическому РУ можно добиться минимального усилия на рулевом колесе. Один из вариантов системы гидростатического РУ показан на рис. 10.17. Система состоит из силового рулевого насоса 1, который работает, когда работает двигатель, и имеет встроенные клапаны 3, 4 для регулирования потока и предохранения от перегрузки; дозирующего насоса 8, который приводится в действие усилием водителя через рулевое колесо 9; исполнительного цилиндра, соединенного с управляемыми колесами; резервуара 2 для масла; фильтров; трубопроводов.

Дозирующий насос имеет определенный профиль внутренней поверхности, определяющий его передачу. Лопасти ротора, скользящие по этой поверхности, подпружинены для увеличения эффективности и снижения утечек. Устройство может иметь два режима работы – силовой и ручной. При силовом режиме, а именно этот режим показан на рис. 10.17, поворот рулевого колеса, а с ним и ротора дозирующего насоса направляет соответствующее этому повороту количество жидкости к золотнику. Возникает разное давление на торцах золотника и он, преодолевая усилие центрирующей пружины, начинает передвигаться и включает силовой привод через клапаны 3 и 4. Давление подается к входу ручного насоса, далее на исполнительный цилиндр и к управляемым колесам. Ручной же лопастной насос работает в этом случае как дозирующий, контролируя непосредственно количество жидкости, направляющееся в исполнительный цилиндр, и задавая таким образом угол поворота управляемых колес. Как только вращение рулевого колеса прекращается, центрирующая пружина возвращает золотник в исходное положение и жидкость, подаваемая силовым насосом, направляется в резервуар. Система симметрично работает в правую и левую стороны. При неработающем силовом насосе дозирующий насос подает жидкость в исполнительный цилиндр при повороте рулевого колеса. Однако теперь на поворот управляемых колес расходуется только усилие водителя. При ручном режиме обратные клапаны 3 и 4 остаются закрытыми, а жидкость подается из резервуара всасывающим

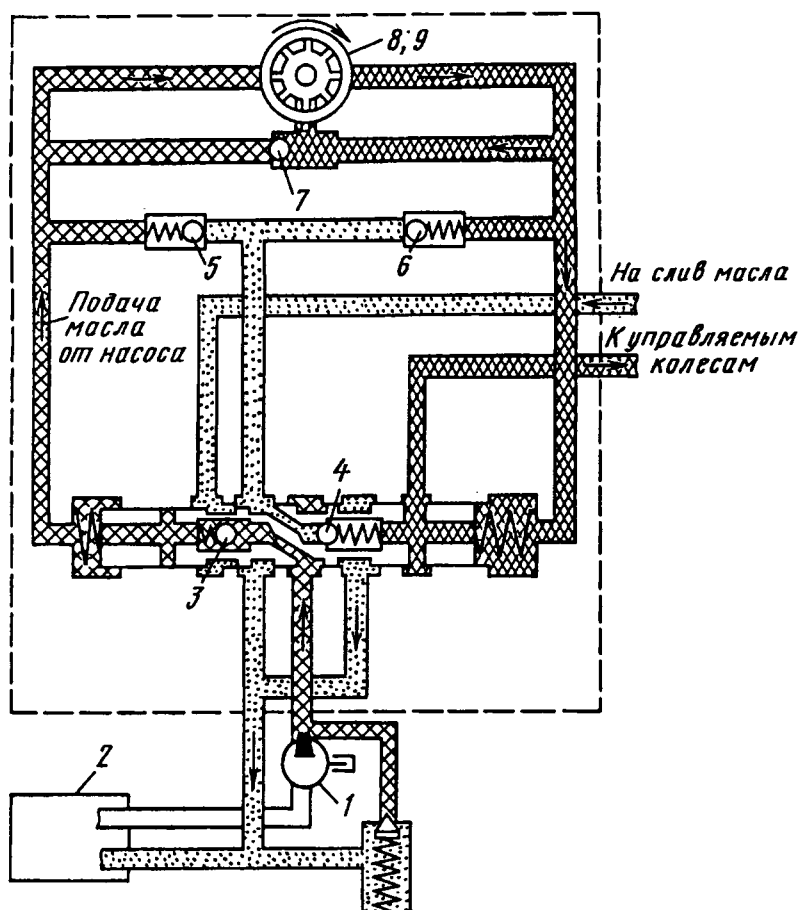


Рис. 10.17. Функциональная схема гидростатического РУ

действием дозирующего насоса через обратные клапаны 5 и 6. При ручном и силовом режимах клапан 7 срабатывает и соединяет трубопровод, подающий поддерживающее давление на лопасти ручного насоса со стороны бóльшего давления системы.

10.9. Рулевое управление сочлененных колесных машин

10.9.1. Общие сведения

РУ сочлененной КМ имеет ту особенность, что поворот осуществляется отклонением не управляемых колес, а всей оси или звена машины в целом. Рулевой механизм выполняет чисто командные

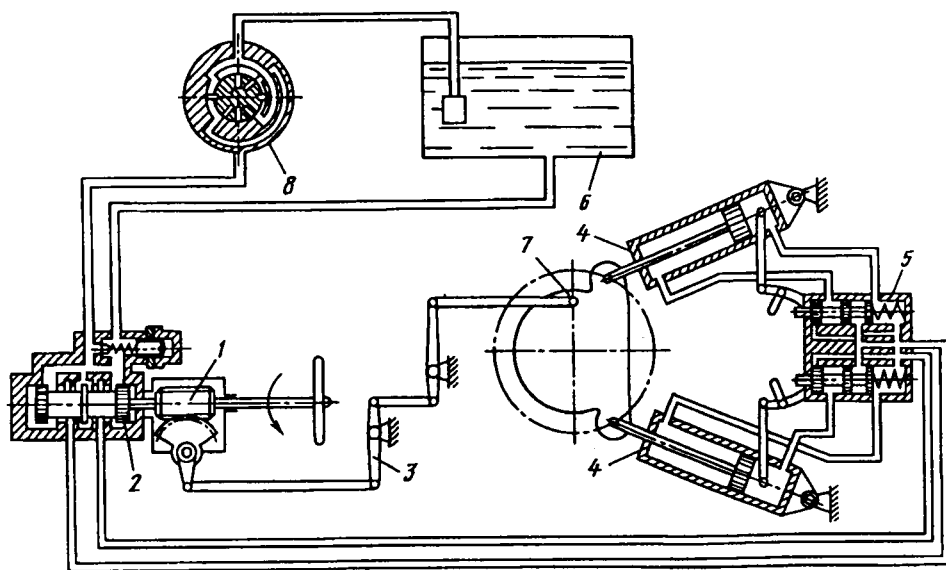


Рис. 10.18. Схема РУ сочлененной КМ:

1 – рулевой механизм; 2 – распределитель рулевого механизма; 3 – рулевой привод; 4 – цилиндры, закрепленные на втором звене; 5 – золотниковая коробка; 6 – резервуар для масла; 7 – консольная рамка первого звена; 8 – насос

функции, а силовое воздействие на ось или звено осуществляется гидросилителем. Схема РУ сочлененной КМ показана на рис. 10.18.

При расчете РУ машин сочлененного типа применяют основные формулы, используемые для расчета обычных КМ с управляемыми колесами. Однако в связи с отличающимся от обычных КМ способом поворота и, как следствие этого, большим моментом обеспечения стабилизации прямолинейного движения, расчет некоторых параметров сочлененной КМ, оказывающих непосредственное влияние на управляемость, имеет некоторые особенности.

10.9.2. Выбор размеров и масс звеньев сочлененной КМ

Одной из основных проблем при создании сочлененной КМ в настоящее время является обеспечение управляемости и курсовой устойчивости при движении с высокими скоростями, характерными для КМ с управляемыми колесами.

Эта задача не может быть решена только путем совершенствования системы РУ, так как на стабилизацию прямолинейного движения такой КМ решающее влияние может оказывать компоновка

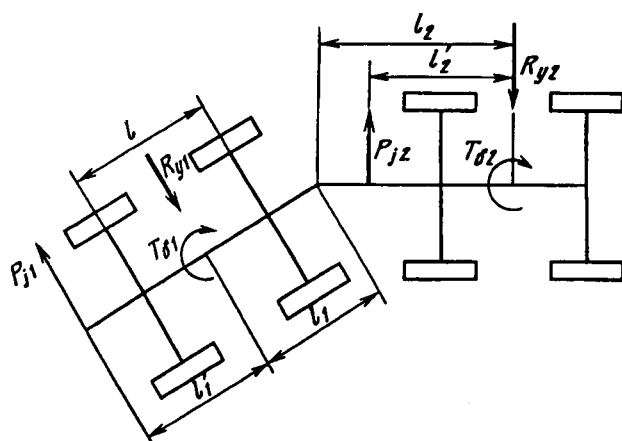


Рис. 10.19. Расчетная схема четырехосной сочлененной КМ при движении по криволинейной траектории

шасси, в частности расположение узла сочленения звеньев на продольной оси машины.

Основные силы и моменты, действующие на четырехосную сочлененную КМ, движущуюся равномерно со скоростью v по криволинейной траектории с некоторым радиусом r , приведены на рис. 10.19. Здесь приняты следующие обозначения: l_1, l_2 – расстояния от вертикальной оси узла сочленения звеньев (УСЗ) до оси балансирной подвески соответственно первого и второго звеньев (или до центра упругости звена для независимой подвески); l'_1, l'_2 – расстояния по горизонтали от центра масс соответственно первого и второго звеньев до оси балансирной подвески; P_{j1}, P_{j2} – центробежные силы, действующие соответственно на первое и второе звенья; R_{y1}, R_{y2} – боковые реакции дороги на колеса соответственно первого и второго звеньев; $T_{\delta 1}, T_{\delta 2}$ – моменты сил сопротивления уводу, действующих на колеса соответственно первого и второго звеньев.

При расчете используют следующие допущения:

- 1) угол относительного поворота звеньев и угловые ускорения звеньев при повороте на больших скоростях сравнительно малы;
- 2) все колеса нагружены одинаковыми нормальными и касательными силами;
- 3) рассматриваются не отдельные силы, действующие на каждое из колес, а суммарные силы, действующие на колеса каждой оси или тележки в целом;
- 4) углы увода правых и левых колес каждой оси одинаковые;

5) ввиду малых углов увода коэффициенты сопротивления уводу шин принимаются одинаковыми.

Движение сочлененной КМ будет стабилизированным, если при отклонении какого-либо звена от направления прямолинейного движения возникают силы или моменты, действующие на него и возвращающие его к прямолинейному движению.

В соответствии с расчетной схемой (см. рис. 10.19) сила P_{j1} и момент $T_{\delta 1}$ стремятся вернуть первое звено в положение, соответствующее прямолинейному движению, т.е. стабилизируют прямолинейное движение КМ. Сила P_{j2} и момент $T_{\delta 2}$ стремятся увеличить угол относительного поворота звеньев в плане, т.е. дестабилизируют прямолинейное движение КМ.

Таким образом, условие стабилизации движения КМ определяется следующим выражением:

$$\frac{P_{j1}l'_1 + T_{\delta 1}}{l_1} > \frac{P_{j2}l'_2 + T_{\delta 2}}{l_2}.$$

Учитывая, что $P_{j1} = m_1 v^2 / r$, $P_{j2} = m_2 v^2 / r$, а $T_{\delta 1} = T_{\delta 2} = k_y l^2 / r$, где m_1, m_2 – массы агрегатов соответственно первого и второго звеньев; l – база звена, выражение, определяющее условие стабилизации прямолинейного движения четырехосной сочлененной КМ с вертикальной осью УСЗ, имеет вид

$$m_1 l'_1 l_2 - m_2 l'_2 l_1 + (l_2 - l_1) \frac{k_y}{v^2} > 0. \quad (10.11)$$

Преобразовав зависимость (10.11) применительно к расчетной схеме, приведенной на рис. 10.20, получаем выражение, связывающее

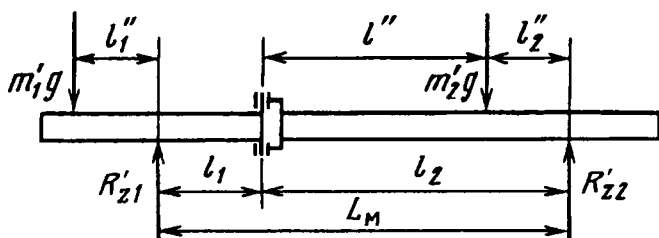


Рис. 10.20. Расчетная схема для определения размеров и масс агрегатов сочлененной КМ

размеры и массы агрегатов звеньев сочлененной КМ при условии обеспечения стабилизации:

$$m'_1 g l''_1 l_2 - m'_2 g l''_2 l_1 > 0. \quad (10.12)$$

Здесь, а также на рис. 10.20 приняты следующие обозначения: m'_1, m'_2 – массы агрегатов соответственно первого и второго звеньев без балансирующей тележки; l''_1 и l''_2 – расстояния по горизонтали от центра масс соответственно первого и второго звеньев (без балансирующих тележек) до осей балансирующих подвесок каждого звена; R'_{z1}, R'_{z2} – вертикальные реакции соответственно от первой и второй балансирующих тележек на раме КМ; l'' – расстояние от центра масс второго звена (без балансирующей тележки) до вертикальной оси УСЗ.

Исключение массы балансирующей тележки облегчает анализ при проектировании, позволяя перемещать ее вдоль продольной оси КМ не изменяя положения центра масс рассматриваемого звена. Уравнение, связывающее размеры звеньев и массы их агрегатов рассматриваемой сочлененной КМ с учетом требуемого распределения нагрузки по тележкам, имеет вид

$$R'_{z1} L_m = m'_2 g l''_2 + m'_1 g (L_m + l''_1). \quad (10.13)$$

Преобразовав выражения (10.12) и (10.13), получим зависимость между размерами и массой агрегатов первого звена сочлененной КМ с вертикальной осью УСЗ, обеспечивающую стабилизацию и являющуюся исходной при разработке компоновки КМ с шарнирно-сочлененной рамой:

$$\frac{l''_1}{l_1} > \left(\frac{R'_{z1}}{m'_1 g} - 1 \right).$$

Исходя из заданного распределения нагрузок по тележкам мостов и массы агрегатов первого звена, с помощью этого выражения можно определить требуемое для обеспечения стабилизации положение центра масс первого звена l''_1 в зависимости от расстояния l_1 между вертикальной осью УСЗ и осью передней балансирующей подвески.

Зная расстояние l_1 , массу агрегатов второго звена m'_2 и расстояние l'' между центром масс второго звена и вертикальной осью УСЗ, можно вычислить базу всей КМ

$$L_m = \frac{m'_2 g (l_1 + l'') - m'_1 g l''_1}{R'_{z2}}$$

и расстояние от центра масс второго звена до оси задней балансирующей подвески

$$l_2'' = \frac{L_m(R_{z2}' - m_1'g) - m_1'gl_1''}{m_2'g}.$$

10.9.3. Расчет момента сопротивления повороту сочлененных КМ

Исходным параметром при расчете РУ сочлененной КМ является момент сопротивления взаимному повороту звеньев. От указанного сопротивления зависят размеры механизмов поворота и мощность усилителя РУ. Вследствие этого, важно уже на стадии эскизного или технического проектов определить максимальный момент сопротивления повороту.

Для этого нужно рассмотреть поворот сочлененной КМ на месте, так как в этом случае сопротивление повороту максимальное. Как правило, при расчетах принимают, что распределение нагрузки на колеса каждого звена равномерное, а привод трансмиссии между звеньями и колесами каждой оси – дифференциальный.

Момент $T_{с,сч}$, необходимый для осуществления относительного поворота звеньев, согласно рис. 10.21, равен

$$T_{с,сч} = T_{c1} + (T_{c2} - T_{c1}) l_1 / L_m,$$

где T_{c1} , T_{c2} – моменты сопротивления повороту первого и второго звеньев соответственно; l_1 – расстояние по горизонтали от вертикальной оси УСЗ до середины базы передней тележки КМ.

В случае равенства между собой моментов сопротивления повороту первого и второго звеньев, которое может быть у двухосной или четырехосной КМ при равномерном распределении нагрузки по осям звеньев, момент, необходимый для осуществления относительного поворота звеньев, практически не зависит от расположения вертикальной оси УСЗ по длине базы КМ и равен моменту сопротивления повороту одного из звеньев:

$$T_{с,сч} = T_{c1} = T_{c2}.$$

Максимальный момент сопротивления повороту одноосного звена сочлененной КМ относительно опорной поверхности определяется выражением

$$T_c' = \frac{G_k f}{4} \left(\sqrt{a^2 + b^2} + \sqrt{a^2 + 4b^2} \right) + G_k \varphi B_m,$$

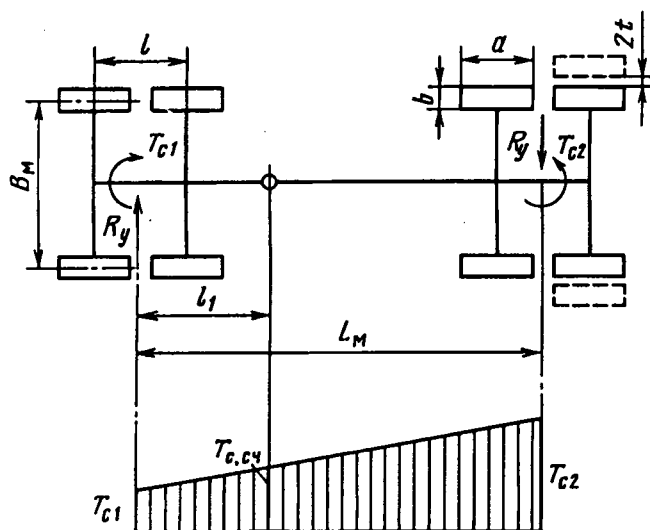


Рис. 10.21. Расчетная схема для определения момента сопротивления повороту звеньев сочлененной КМ

где G_k – вес КМ, приходящийся на одно колесо звена; a, b – соответственно продольная и поперечная оси пятна контакта шины, приведенного к равновеликому прямоугольнику.

Уравнения для приведения отпечатков, имеющих форму эллипса, круга или овала, к равновеликому прямоугольнику имеют соответственно следующий вид:

$$\begin{aligned} a &= (a_3/2)\sqrt{\pi}, \quad b = (b_3/2)\sqrt{\pi}; \\ a &= b = (D/2)\sqrt{\pi}; \\ a &= \sqrt{F/j}, \quad b = ja, \quad j = b_0/a_0, \end{aligned}$$

где a_3 и b_3 – длины большой и малой осей эллипса соответственно; D – диаметр пятна контакта; F – площадь овала; a_0, b_0 – длины большой и малой осей овала соответственно.

Максимальный момент сопротивления повороту двухосного звена сочлененной КМ с одинарными шинами колес рассчитывают по формуле

$$\begin{aligned} T_c'' &= \frac{G_k f}{4} \left[(l/a + l) \sqrt{(l+a)^2 + b^2} - (l/a - l) \sqrt{(l-a)^2 + b^2} + \right. \\ &\quad \left. + (l/a + l) \sqrt{(l+a)^2 + 4b^2} - (l/a - l) \sqrt{(l-a)^2 + 4b^2} \right] + 2G_k \varphi B_M, \end{aligned}$$

где l – база балансирной тележки.

Для двухосного звена сочлененной КМ с двойными шинами колес

$$T_c'' = \frac{G_k f}{4ab} \left[2(l+a)(t+b)\sqrt{(l+a)^2 + 4(t+b)^2} - \right. \\ - 2(l-a)(t+b)\sqrt{(l-a)^2 + 4(t+b)^2} - 2t(l+a)\sqrt{(l+a)^2 + 4t^2} + \\ + 2t(l-a)\sqrt{(l-a)^2 + 4t^2} + 2(l+a)(b+t)\sqrt{(l+a)^2 + 16(b+t)^2} - \\ - 2(l-a)(b-t)\sqrt{(l-a)^2 + 16(b+t)^2} + b(l+a)\sqrt{(l+a)^2 + 4b^2} - \\ - (l+a)(b+2t)\sqrt{(l+a)^2 + 4(b+2t)^2} - b(l+a)\sqrt{(l-a)^2 + 4b^2} + \\ \left. + (l-a)(b+2t)\sqrt{(l-a)^2 + 4(b+2t)^2} \right] + 4G_k \varphi B_m,$$

где $2t$ – расстояние между приведенными пятнами контакта шин сдвоенных смежных колес.

10.9.4. Расчет радиуса поворота сочлененной КМ

Одним из основных конструктивных параметров сочлененной КМ является угол относительного складывания звеньев в горизонтальной плоскости, определяющий радиус поворота. Минимальный радиус поворота КМ задается, как правило, в технических требованиях на проектирование.

Расчетная схема для определения параметров статического поворота четырехосной сочлененной КМ представлена на рис. 10.22, на котором приведены силы и моменты, действующие в горизонтальной плоскости на машину, движущуюся равномерно с минимальной скоростью по криволинейной траектории с некоторым радиусом r .

На рис. 10.22 приняты следующие обозначения: l_1, l_2 – расстояния от оси вертикального шарнира УСЗ до оси балансирной подвески соответственно первого и второго звеньев; r_n – расстояние от центра поворота до оси первого звена (кинематический радиус поворота); r_{np} – радиус поворота по колее переднего наружного колеса; γ – угол относительного поворота звеньев в горизонтальной плоскости; δ_i – угол бокового увода i -й оси ($i = 1, \dots, 4$); $T_{c,сч}$ – суммарный момент сопротивления повороту машины; $\Delta P_1, \Delta P_2$ – приращения силы тяги соответственно первого и второго звеньев при повороте; P_{yi} – боковая сила, приложенная к i -й оси.

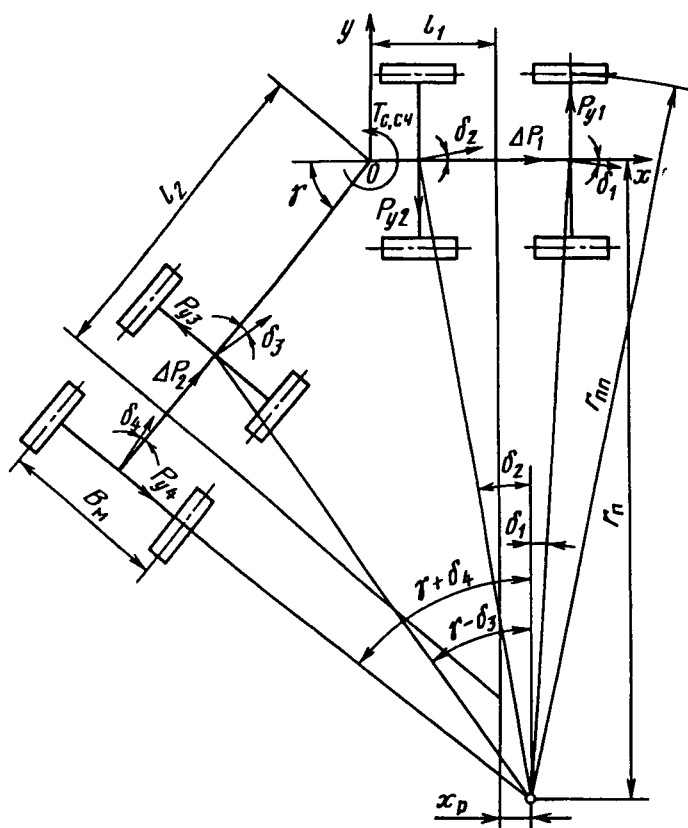


Рис. 10.22. Расчетная схема для определения параметров статического поворота четырехосной сочлененной КМ

При расчете параметров статического поворота принимают следующие допущения:

- 1) скорость сочлененной КМ близка к нулю, поэтому силы инерции не учитывают;
- 2) углы увода колес достаточно малы, следовательно, можно считать $\text{tg } \delta_i = \delta_i$;
- 3) все колеса нагружены одинаковыми нормальными силами;
- 4) привод колес дифференциальный;
- 5) рассматривают суммарные силы, действующие на колеса каждой оси или тележки в целом.

Уравнения равновесия сочлененной КМ при принятых условиях имеют вид

$$\begin{cases} \Sigma X = 0; & \Delta P_1 + \Delta P_2 \cos \gamma + P_{y4} \sin \gamma - P_{y3} \sin \gamma = 0; \\ \Sigma Y = 0; & P_{y1} - P_{y2} + P_{y3} \cos \gamma - P_{y4} \cos \gamma + \Delta P_2 \sin \gamma = 0; \\ \Sigma T_0 = 0; & T_{c,сч} + P_{y1}(l_1 + 0,5l) + P_{y4}(l_2 + 0,5l) - \\ & - P_{y2}(l_1 - 0,5l) - P_{y3}(l_2 - 0,5l) = 0. \end{cases}$$

Приращения ΔP_1 и ΔP_2 силы тяги на тележках необходимы для обеспечения криволинейного движения КМ и равны разности между суммарной силой тяги на колесах тележки и силой сопротивления качению соответствующей тележки.

Принимая во внимание сделанные выше допущения и пренебрегая потерями на трение в межтележечном дифференциале, имеем $\Delta P_1 = \Delta P_2 = \Delta P$.

Результирующая боковая сила на i -й оси $P_{yi} = k_{yi}\delta_i \pm Q_i$, где k_{yi} – коэффициент сопротивления боковому уводу i -й оси, равный удвоенному коэффициенту сопротивления боковому уводу колеса этой оси; Q_i – суммарная боковая сила, возникающая при качении колес каждой оси по криволинейной траектории.

Углы увода середины осей выражаются следующими соотношениями:

$$\begin{aligned} \delta_1 &= (0,5l - x_p)/r_n; & \delta_2 &= (0,5l + x_p)/r_n; \\ \delta_3 &= \operatorname{tg} \gamma - \frac{x_p + l_1 + (l_2 - 0,5l)/\cos \gamma}{r_n}; \\ \delta_4 &= \frac{x_p + l_1 + (l_2 + 0,5l)/\cos \gamma}{r_n} - \operatorname{tg} \gamma. \end{aligned}$$

Данные выражения не позволяют точно вычислить углы увода третьей и четвертой осей, но возникающие при этом погрешности определения радиуса поворота удовлетворяют требованиям точности инженерных расчетов.

Совместное решение всех приведенных выше уравнений позволяет получить параметры статического (квазистатического) поворота четырехосной сочлененной КМ.

Для оперативного расчета радиуса поворота используют упрощенное выражение. При этом принимают дополнительно следующие допущения:

1) коэффициенты сопротивления боковому уводу считают постоянными и равными для всех осей: $k_{y1} = k_{y2} = k_{y3} = k_{y4} = k_y$;

2) суммарные боковые силы, возникающие при качении колес каждой оси по криволинейной траектории, равны между собой: $Q_1 = Q_2 = Q_3 = Q_4 = Q$;

3) угол относительного поворота звеньев машины в плане $\gamma \leq 45^\circ$.

Тогда выражение для определения $r_{пп}$ примет вид

$$r_{пп} = \frac{r_{п} L_{м} + 0,5 l^2 \operatorname{ctg} \gamma \left(1 + \frac{1}{\cos \gamma} \right)}{L_{м} - \frac{T_{с,сч} \operatorname{ctg} \gamma}{k_y}},$$

где $r_{п} = \frac{(l_1 + l_2 / \cos \gamma)}{\operatorname{tg} \gamma}$; $L_{м} = l_1 + l_2$.

Общий момент сопротивления повороту сочлененной КМ $T_{с,сч}$ определяется суммой стабилизирующих моментов, возникающих из-за бокового увода ($T_{сб}$), при качении колес по криволинейной траектории ($T_{сг}$) и от перераспределения моментов на полуосях из-за внутреннего трения в межколесных дифференциалах ($T_{сд}$).

Стабилизирующий момент на колесах каждой оси, возникающий из-за бокового увода, определяется соотношением $T_{сбi} = k_{yi} \delta_i a / 6$, где a — длина пятна контакта шины.

Максимальное значение момента $T_{сг}$ для шин, работающих при номинальных нормальной нагрузке и внутреннем давлении воздуха, может быть приближенно определено по формуле $T_{сгi} = (0,015 \dots 0,0225) G_k$.

Момент сопротивления повороту каждой оси

$$T_{сд} = \frac{0,5 B_{м} (k_б - 1)}{k_б - 1} (\Delta P + P_f),$$

где $k_б$ — коэффициент блокировки межколесного дифференциала; P_f — сила сопротивления качению колес одной оси.

Учитывая сложность вычисления момента $T_{с,сч}$, в практических расчетах отношение $T_{с,сч} / k_y$ определяют из эмпирической зависимости $T_{с,сч} / k_y = 1,66 l a / r_{п}$. Тогда выражение для определения радиуса поворота по колее переднего наружного колеса будет иметь вид

$$r_{пп} = \frac{r_{п} L_{м} + 0,5 l^2 \operatorname{ctg} \gamma \left(1 + \frac{1}{\cos \gamma} \right)}{L_{м} - 1,66 l a \frac{\operatorname{ctg} \gamma}{r_{п}}}.$$

10.9.5. Выбор оптимального расположения цилиндров поворота звеньев сочлененной КМ

Расположение цилиндров поворота звеньев гидросистемы РУ сочлененной КМ относительно вертикального шарнира узла сочленения оказывает непосредственное влияние на параметры ее движения.

Опыт проектирования подобных гидросистем показывает, что наиболее характерным их недостатком, вызванным неправильным расположением цилиндров поворота, является несоответствие угловых скоростей выхода из поворота и входа в поворот сочлененной КМ. В результате этого имеют место случаи, когда КМ, вошедшая в поворот, не может с достаточной интенсивностью выйти из него, что приводит к необходимости остановки и поворота звеньев на месте.

Анализ показал, что основной причиной этого явления у сочлененных КМ является разное количество жидкости, необходимое для осуществления входа в поворот и выхода из него, зависящее от расположения цилиндров относительно вертикального шарнира УСЗ.

Схема расположения цилиндров поворота звеньев в горизонтальной плоскости сочлененной КМ приведена на рис. 10.23, а. При этом оба цилиндра поворота звеньев имеют общую гидросистему.

Рассмотрим поворот звеньев КМ из положения прямолинейного движения вправо до упора. Количество жидкости, необходимое для осуществления входа в правый поворот, определяется выражением

$$V_1 = F_{\text{п}} l_{\text{ц1}} + (F_{\text{п}} - F_{\text{шт}}) l_{\text{ц2}},$$

где $F_{\text{п}}$ – площадь поршня со стороны крышки цилиндра; $l_{\text{ц1}}$ и $l_{\text{ц2}}$ – длина цилиндра соответственно под и над поршнем при повороте; $F_{\text{шт}}$ – площадь штока цилиндра.

При выходе из поворота требуемое количество жидкости

$$V_2 = F_{\text{п}} l_{\text{ц2}} + (F_{\text{п}} - F_{\text{шт}}) l_{\text{ц1}}.$$

Тогда

$$V_2 - V_1 = F_{\text{шт}}(l_{\text{ц2}} - l_{\text{ц1}}). \quad (10.14)$$

На рис. 10.23, б представлены зависимости величин $l_{\text{ц1}}$ и $l_{\text{ц2}}$ от продольного смещения a опор цилиндров относительно оси O шарнира УСЗ. Если, например, $a = 210$ мм, то, согласно рис. 10.23, а, $l_{\text{ц2}} > l_{\text{ц1}}$ и в соответствии с зависимостью (10.14) $V_2 > V_1$, т.е. при постоянной подаче насоса максимальная угловая скорость при выходе из поворота меньше, чем при входе в поворот. Только при

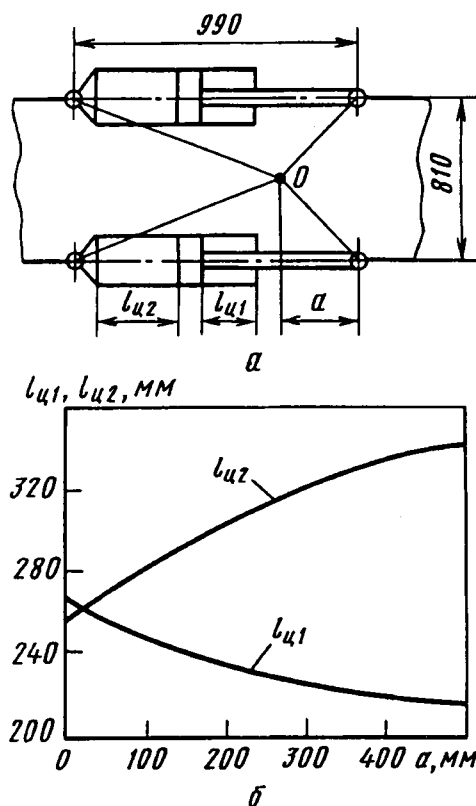


Рис. 10.23. Схема расположения цилиндров системы РУ четырехосной сочлененной КМ (а) и зависимость размеров $l_{ц1}$ и $l_{ц2}$ цилиндра от продольного смещения a при угле поворота $\gamma = 30^\circ$ (б)

$a < 20$ мм будем иметь для рассматриваемого случая $l_{ц2} < l_{ц1}$ и $V_2 < V_1$.

Таким образом, при общей гидросистеме для обоих цилиндров РУ сочлененной КМ оптимальным является такое их расположение, при котором перпендикуляр, опущенный из оси вертикального шарнира УСЗ на ось каждого цилиндра, пересекает последнюю у его опоры, т.е. при $a \approx 0$ (см. рис. 10.23, а). При этом отдельные гидросистемы каждого цилиндра допускают введение в конструкцию распределителя РУ соответствующих обратных клапанов, позволяющих увеличить интенсивность поворота звеньев КМ в движении при той же подаче насоса.

10.9.6. Выбор схемы включения насосов гидравлической системы рулевого управления сочлененной КМ

С целью повышения надежности функционирования системы РУ сочлененной КМ ее гидросистема должна состоять из двух изолированных систем правого и левого цилиндров и содержать насосы, приводимые от двигателя и от трансмиссии, что обеспечивает работоспособность РУ при внезапной остановке двигателя.

Привод насосов от двигателя и от трансмиссии можно осуществлять несколькими способами – с помощью муфт свободного хода и параллельным или последовательным включением в гидросистему нескольких, в частности двух, насосов, один из которых приводится от двигателя, а другой от трансмиссии.

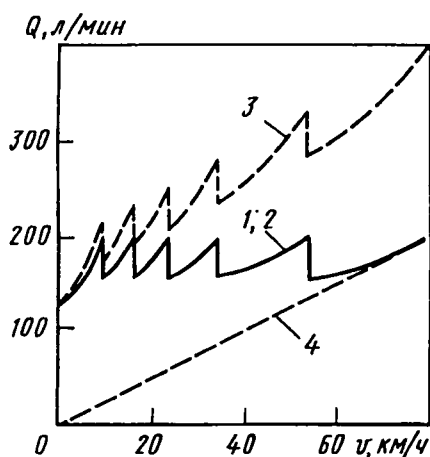


Рис. 10.24. Зависимость суммарной подачи насосов РУ сочлененной КМ от ее скорости движения при различных схемах привода насосов и включения их в гидросистему:

1 – привод насосов от муфт свободного хода; 2, 3 – соответственно последовательное и параллельное включение в гидросистему насосов с приводом от двигателя и от трансмиссии; 4 – при неработающем двигателе для всех трех схем

При приводе насосов от двигателя и от трансмиссии с помощью муфт свободного хода зависимость суммарной подачи гидронасосов от скорости движения КМ изображена кривой 1, а при неработающем двигателе – кривой 4 на рис. 10.24. Применение в конструкции РУ подобного привода имеет следующие недостатки:

а) необходимость разработки дополнительного весьма ответственного узла – муфты свободного хода;

б) необходимость размещения дополнительного привода, расположенного между двигателем и выходом из КП и связывающего насос с муфтами свободного хода.

При параллельном включении в гидросистему двух насосов, один из которых приводится от двигателя, а другой от трансмиссии, зависимость суммарной подачи гидронасосов от скорости движения КМ изображена кривой 3, а при неработающем двигателе – кривой 4 на рис. 10.24. Зависимость, отображаемая кривой 3, весьма неблагоприятна, так как при движении на малой скорости подача насосов уменьшается, тогда как в это время требуется наибольшая интенсивность поворота при маневрировании. Чрезмерно большая суммарная подача насосов при движении КМ с максимальной скоростью увеличивает склонность гидросистемы к возникновению колебаний звеньев в горизонтальной плоскости.

Последовательное включение насосов в гидросистему по схеме, изображенной на рис. 10.25, позволяет сохранить положительные и устранить отмеченные выше отрицательные качества рассмотренных двух способов. В этом случае, при подаче насоса 3 (см. рис. 10.25), большей, чем подача насоса 5, рабочая жидкость, нагнетаемая насосом 3, проходит как через насос 5, так и через клапан 4. Если подача насоса 5 становится больше, чем подача насоса 3, то рабочая жидкость подводится к нему через насос 3 и клапан 4. Таким образом, общий расход жидкости в гидросистеме РУ определяется только тем насосом, подача которого в данный момент больше, и в условиях эксплуатации, в случае применения насосов с одинаковой максимальной подачей, будет определяться насосом, приводимым от двигателя (см. рис. 10.24, кривая 2), а при неработающем двигателе – насосом, приводимым от трансмиссии (см. рис. 10.24, кривая 4).

Опыт применения гидравлической системы РУ по схеме, изображенной на рис. 10.25, на образцах сочлененных КМ выявил ее следующие конструктивные особенности и эксплуатационные качества:

а) при выборе максимальной подачи насоса, приводимого от трансмиссии, равной половине максимальной подачи насоса, приводимого от двигателя, сохраняется требуемая работоспособность РУ при внезапной остановке двигателя, обеспечивающая осуществление необходимых маневров для перестройки из ряда в ряд и остановки КМ у края проезжей части;

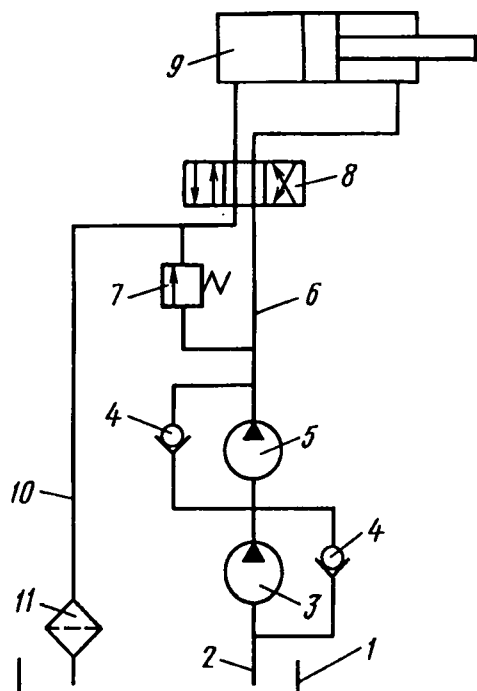


Рис. 10.25. Схема гидросистемы РУ сочлененной КМ с последовательным включением насосов:

1 – масляный бак; **2** – всасывающий трубопровод; **3** – насос с приводом от двигателя; **4** – обратный клапан; **5** – насос с приводом от трансмиссии; **6** – нагнетающий трубопровод; **7** – предохранительный клапан; **8** – распределитель; **9** – цилиндр; **10** – сливной трубопровод; **11** – фильтр

б) насос, приводимый от трансмиссии, необходим гидросистеме лишь для одного из цилиндров;

в) при выходе из строя одной из гидросистем (управления левым или правым цилиндрами) работоспособность РУ при движении сочлененной КМ сохраняется, но ее поворот на месте с помощью только одного цилиндра затруднен;

г) буксировку сочлененной КМ с неисправным РУ можно осуществлять с помощью жесткого треугольного буксира.

Таким образом, наиболее целесообразной схемой использования насосов в гидросистеме управления сочлененных КМ является схема с последовательным их включением.

10.10. Маневрирование колесной машиной на плаву

РУ плавающей КМ предназначается для маневрирования на воде, а также для устойчивого движения в заданном направлении при преодолении водной преграды. Плавающие КМ могут быть выполнены с винтовым и водометным движителями. На плаву КМ с винтовым движителем, как правило, управляют водным рулем и управляемыми колесами. Водный руль устанавливают за гребным винтом с тем, чтобы он находился в потоке воды, отбрасываемым винтом. Нижняя часть пера руля имеет скос для лучшей проходимости КМ при движении по суше (рис. 10.26). Водный руль при помощи тросовой передачи синхронно поворачивается с управляемыми колесами при вращении рулевого колеса.

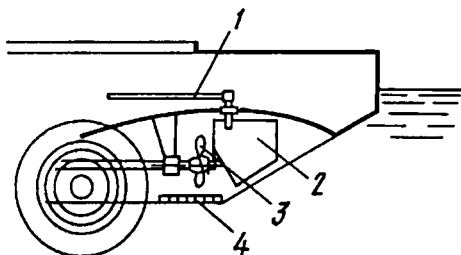


Рис. 10.26. Схема управления на плаву плавающей КМ:

1 – трос; 2 – водной руль; 3 – гребной винт;
4 – защитная решетка

На рис. 10.27 показаны схемы водометного движителя плавающей КМ. При движении вперед насосное колесо 1 (или колеса, как показано на рис. 10.27, б) водометного движителя выбрасывают струю воды через открытый рукав 3. При закрытом при помощи заслонки 5 рукаве 3 и открытой одной из заслонок 4 вода будет выбрасываться через открытый боковой рукав 2, что создаст поворачивающий момент. В случае, если закрыть заслонку 5 и открыть обе заслонки 4, КМ пойдет задним ходом. Кроме того, при повороте КМ на плаву управляемые колеса также поворачиваются, что улучшает ее маневренность. При водометном движителе возможна

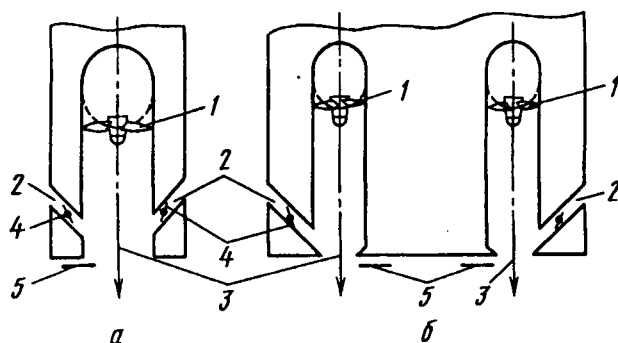


Рис. 10.27. Схемы одного (а) и двух (б) водометных движителей плавающей КМ:

1 – насосное колесо; 2, 3 – выпускные рукава; 4, 5 – заслонки

также установка водного руля, который отклоняет выбрасываемый насосным колесом поток воды и тем самым разворачивает КМ на плаву.

Г л а в а 11

ТОРМОЗНОЕ УПРАВЛЕНИЕ

11.1. Общие сведения

Для процесса функционирования КМ характерно достаточно частое изменение скорости ее движения как по направлению (для чего служит РУ), так и по величине, что достигается действием тормозного управления или изменением режима работы двигателя.

Основными фазами движения КМ являются разгон, движение с постоянной скоростью, выбег (или движение накатом) и торможение. Фазы разгона и движения с постоянной скоростью требуют подвода энергии к колесам от двигателя, а для фаз выбега и торможения характерно поглощение кинетической энергии движущейся КМ. Во время выбега эта энергия поглощается вследствие сопротивления качению колес, сопротивления воздуха и т.п. Создаваемое ими замедление движения КМ невелико.

В связи с этим уже на первых КМ стали применять специальные устройства и системы, призванные создавать искусственное сопротивление движению, которое можно было бы целенаправленно изменять. Применение этих устройств и обеспечивает фазу торможения, которая представляет собой создание и изменение искусственного сопротивления движению КМ или отдельных ее единиц с целью регулирования скорости по определенному закону или удерживания КМ неподвижной относительно опорной поверхности.

Тормозные свойства КМ (в том числе и фазу экстренного торможения) характеризует диаграмма изменения тормозной силы P_T или замедления j_m во времени (рис. 11.1), где t_1 – время реакции водителя; Δt_1 – время запаздывания действия привода; t_2 – время нарастания тормозной силы или замедления; t_3 – время установившегося торможения; t_4 – время оттормаживания. С помощью диаграммы

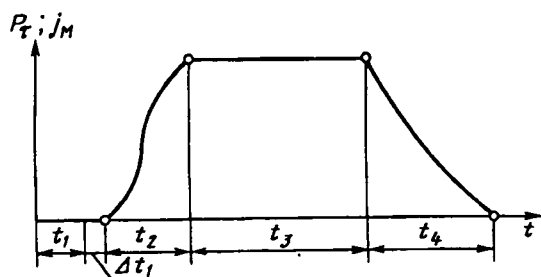


Рис. 11.1. Тормозная диаграмма КМ

можно определить среднее и максимальное значения тормозной силы или замедления, т.е. параметров, определяющих эффективность рабочей тормозной системы.

Таким образом, *тормозной системой* КМ называется совокупность устройств, предназначенных для осуществления процесса (фазы) торможения. В свою очередь, совокупность тормозных систем называется *тормозным управлением*. Полная структура тормозного управления показана на рис. 11.2.

Тормозное управление составляют четыре тормозных системы:

1) рабочая, предназначенная для регулирования скорости КМ в любых условиях движения;

2) запасная, используемая для остановки КМ в случае отказа рабочей тормозной системы. Запасной тормозной системой обычно является контур рабочей тормозной системы, обеспечивающий не менее 30 % эффективности рабочей системы с максимальным замедлением $j_m \geq 2,8 \text{ м/с}^2$;

3) стояночная, предназначенная для удержания полностью нагруженной КМ на уклоне, заданном техническими характеристиками. Для КМ, находящихся в эксплуатации, по требованиям ГОСТ 25478 – 91 стояночная тормозная система должна удерживать КМ полной массы на уклоне не менее 16 %. В снаряженном состоянии углы уклона дороги, на которых КМ удерживается стояночной тормозной системой, составляют не менее 23 % для легковых КМ и автобусов и не менее 31 % – для грузовых КМ и автопоездов. При этом усилие на рычаге ручного включения этой системы не должно превышать 400 Н;

4) вспомогательная, предназначенная для длительного торможения КМ на затяжных спусках без использования других тормозных систем. Она должна обеспечивать спуск КМ со скоростью $(30 \pm 2) \text{ км/ч}$ по 7 %-ному уклону длиной 6 км. Замедление, обеспечиваемое этой системой, $j_m \geq 0,6 \dots 2,0 \text{ м/с}^2$.



Рис. 11.2. Структурная схема тормозного управления

Любая тормозная система состоит из источника энергии, тормозного привода и тормозных механизмов. *Источником энергии* называется совокупность устройств, предназначенных для обеспечения тормозной системы энергией, необходимой для торможения (компрессор, электрогенератор и т.п.). *Тормозной привод* – это совокупность устройств, предназначенных для передачи энергии от ее источника к тормозным механизмам и управления этой энергией в процессе ее передачи с целью осуществления наиболее эффективного (рационального) торможения.

Функции тормозного привода чрезвычайно важны и многогранны. Его устройства подают сигналы начала и конца торможения, создают необходимые приводные усилия (например, подают рабочее тело – жидкость или сжатый воздух – в колесные тормозные механизмы по заданному конструктором закону или соединяют их с атмосферой), запасают энергию (рессиверы, гидроаккумуляторы),

регулируют энергию в зависимости от внешних условий и их изменения (регуляторы тормозных сил, модуляторы антиблокировочных систем) и т.д.

Одной из важнейших функций современных тормозных приводов рабочих тормозных систем следует считать разделение потока энергии по нескольким контурам. *Контуром привода* называется независимая его часть, способная работать самостоятельно при выходе из строя остальных частей привода. Применение двухконтурных приводов значительно повышает надежность тормозного привода. Тормозной привод образуют следующие элементы:

орган управления, т.е. совокупность устройств, предназначенных для подачи сигнала, в результате которого энергия от ее источника передается к тормозным механизмам по определенному закону или происходит количественное регулирование этой энергии. Это блок управления антиблокировочной системой (АБС) с микропроцессором, тормозной кран, главный тормозной цилиндр, ручной кран стояночной и запасной тормозных систем, контроллер гидро- или электрозамедлителя и т.п.;

передаточный механизм, представляющий собой совокупность устройств, предназначенных для передачи энергии от ее источника к тормозным механизмам. В передаточный механизм входят трубопроводы, шланги, соединительные головки, разобщительные краны, клапаны быстрого от торможения, ускорительные клапаны и т.п.;

аккумулятор энергии – устройство, предназначенное для превращения кинетической энергии рабочего тела в потенциальную с целью обеспечения постоянной возможности осуществить необходимое торможение. Это ресиверы в пневматических приводах, пружинные энергоаккумуляторы и т.п.;

исполнительный орган – устройство, предназначенное для передачи энергии от тормозного привода к тормозному механизму. Это тормозные камеры пневматического привода или цилиндры гидравлического привода.

Тормозной механизм – это устройство, предназначенное для непосредственного создания и изменения искусственного сопротивления движению КМ. Современные тормозные системы используют в качестве тормозных механизмов фрикционные устройства (барабанные, дисковые, камерного типа, ленточные), где искусственное сопротивление движению создается за счет регулируемого трения вращающихся (роторных) и невращающихся (статорных) частей. Роторные части этих тормозных механизмов постоянно и жестко

связаны с колесами машины. Тормозными механизмами вспомогательных тормозных систем являются либо двигатель КМ (тормоз-замедлитель компрессионного типа), либо автономный электро- или гидротормоз-замедлитель.

Для осуществления контроля за работой отдельных элементов тормозного управления и их состоянием на КМ должна быть система встроенных датчиков и сигнализации. Эта система включает в себя различного рода датчики технического состояния, сигнальные лампы, звуковые и световые сигнализаторы, клапаны для подсоединения контрольных и диагностических приборов. Информацию о техническом состоянии отдельных элементов тормозного управления и возникающих неисправностях водитель может получать в виде световых и звуковых сигналов и с помощью контрольных приборов. В отдельных конструкциях современных КМ система встроенных датчиков и сигнализации через микропроцессор общей автоматизированной системы управления КМ блокирует пуск двигателя или движение КМ в целом при возникших неисправностях тормозного управления и обслуживающих его систем (например, системы электрооборудования). Наиболее перспективным направлением повышения активной безопасности КМ является использование в конструкции тормозного управления АБС.

Требования к тормозным свойствам КМ регламентируются Правилами № 13 Комитета по внутреннему транспорту Европейской Экономической Комиссии Организации Объединенных Наций (ЕЭК ООН). В странах, присоединившихся к ЕЭК ООН, в соответствии с требованиями этих Правил разрабатывают национальные и отраслевые стандарты.

В России ГОСТ 22895 – 77 регламентирует основные нормативы эффективности торможения и определяет технические требования к тормозным системам на стадии производства. ГОСТ 25275 – 91 устанавливает требования к техническому состоянию КМ по условиям безопасности движения и регламентирует нормативы эффективности торможения (вид и параметры диаграммы, представленной на рис. 11.1) для КМ, находящихся в эксплуатации.

В соответствии с существующей классификацией автотранспортных средств (автобусы и легковые КМ – категории M_1 (число мест для сидения ≤ 8), M_2 (число мест > 8 , $m_m \leq 5$ т), M_3 (число мест > 8 , $m_m > 5$ т); грузовые КМ и автопоезда – категории N_1 ($m_m \leq 3,5$ т), N_2 ($3,5$ т $< m_m \leq 12$ т), N_3 ($m_m > 12$ т); прицепы и полуприцепы – категории O_1 ($m_{пр} \leq 0,75$ т), O_2 ($0,75$ т $< m_{пр} \leq$

$\leq 3,5 \text{ т}$), O_3 ($3,5 \text{ т} < m_{\text{пр}} \leq 10 \text{ т}$), O_4 ($m_{\text{пр}} > 10 \text{ т}$) ГОСТ 22895 – 77 и ГОСТ 25478 – 91 устанавливают принадлежность КМ к той или иной категории, а также нормативы эффективности торможения, действующие для них.

Критериями оценки эффективности рабочей тормозной системы по требованиям ГОСТ 22895 – 77 являются тормозной путь, установившееся замедление и время срабатывания тормозов. По требованиям ГОСТ 25478 – 91 для полностью груженной КМ нормируется только тормозной путь, а для КМ в снаряженном состоянии – тормозной путь и установившееся замедление. Каждый стандарт устанавливает свои численные значения нормируемых показателей, а также задает начальную скорость торможения и усилие на педаль тормоза.

Кроме того, к тормозному управлению КМ предъявляют следующие требования.

1. КМ категорий M и N в обязательном порядке должны иметь три тормозные системы: рабочую, запасную и стояночную. КМ категории N_3 с дизельным двигателем, а также категории M_3 , предназначенные для эксплуатации в горных районах, должны иметь еще и вспомогательную тормозную систему.

2. В двух или нескольких тормозных системах КМ допускается использование общих элементов (например, тормозные механизмы и источники энергии). На каждой КМ должно быть не менее двух независимых органов управления различных тормозных систем.

3. Элементы тормозного управления должны быть сконструированы, изготовлены и смонтированы таким образом, чтобы они выполняли свои функции вне зависимости от износа, старения, коррозии, вибрации, воздействия радиоактивного заражения местности, светового и электромагнитного излучений, возникающих в процессе эксплуатации.

4. Ряд элементов тормозного управления в соответствии с требованиями ГОСТ 22895 – 77 для обеспечения безопасности движения должен иметь гарантированную прочность, т.е. их выход из строя в результате поломок должен быть полностью исключен на протяжении всего срока службы КМ. К элементам гарантированной прочности относят тормозную педаль и ее крепление; тормозной кран; главный тормозной цилиндр, а также элементы привода этих аппаратов от педали; воздухораспределитель; колесные исполнительные органы привода; регулировочные рычаги; разжимные кулаки и другие аналогичные элементы. Любая поломка элементов гарантированной

прочности является чрезвычайным происшествием и должна иметь следствием не замену или ремонт этого элемента, а изменение его конструкции или технологии изготовления, если в этом заключается причина отказа.

5. Расположение органов управления должно обеспечивать удобство управления и не создавать опасности для водителя и пассажиров при аварийном торможении и дорожно-транспортном происшествии.

6. Рабочая тормозная система должна действовать на все колеса машины, ее действие должно быть плавным, а его распределение рациональным, т.е. у любой КМ при всех допустимых нагрузках передние колеса (передняя группа колес) должны блокироваться раньше задних (задней группы колес) в том случае, если отношение замедления машины к ускорению свободного падения лежит в следующих пределах: 0,15...0,80 – для категории M_1 и 0,15...0,30 – для остальных категорий (кроме городских автобусов). Это означает, что опережающее блокирование передних колес предписывается легковым КМ на всех дорогах, а другим КМ – только на скользких.

7. Тормозные системы, имеющие колесные тормозные механизмы, должны обеспечивать равномерное распределение тормозных сил между колесами одной оси. Допустимое отклонение не должно превышать 15 % от наибольшего значения тормозной силы. Износ фрикционных поверхностей тормозных механизмов должен компенсироваться в результате ручного или автоматического регулирования так, чтобы зазоры оставались в заданных пределах. Тормозные накладки должны отвечать требованиям ГОСТ 50507 – 93 “Изделия фрикционные тормозные. Общие технические требования”.

8. Система встроенных датчиков и сигнализации технического состояния тормозного управления должна удовлетворять требованиям ОСТ 37.001.283 – 84.

9. Пневматический привод тормозных систем должен отвечать требованиям ГОСТ 4354 – 81, а гидравлический – ГОСТ 21181 – 78. При этом элементы тормозного привода должны быть надежно защищены от внешних ударных воздействий и механических повреждений при движении КМ по местности.

Согласно требованиям Приложения 13 Правил № 13 ЕЭК ООН, международные и туристические автобусы дальнего следования категории M_3 с максимальной массой свыше 12 т и КМ категории N_3 с максимальной массой свыше 16 т должны быть оборудованы АБС; тормозная система с АБС должна обеспечивать при торможении КМ

реализацию силы сцепления не менее 0,75 (так называемый коэффициент торможения) от максимально возможной силы сцепления в данных условиях движения; при торможении КМ с АБС допускается корректировка прямолинейного движения КМ рулевым колесом на угол не более 120° в течение первых 2 с торможения и не более 240° в целом за весь цикл, при этом допускается кратковременное блокирование передних колес КМ при сохранении ее устойчивости и управляемости.

11.2. Нагрузочные режимы

Движение КМ по дороге представляет собой процесс взаимодействия ее со средой, в качестве которой выступают материальные объекты, такие как покрытие дороги, воздух и многие другие. Для торможения КМ используются силы, которые возникают в плоскости контакта колеса с дорогой. Таким образом, торможение современных КМ осуществляется силами, приложенными со стороны дороги к колесам в плоскости их контакта и действующими против движения КМ. Однако и остальные силы, приложенные к КМ извне, влияют на ее движение.

Поскольку работа КМ по сути своей заключается в движении, то и торможение, связанное с регулированием скорости движения, называется рабочим. Аналогично стояночным называют торможение, целью которого является удержание КМ неподвижной относительно опорной поверхности. Рабочее торможение не обязательно связано с уменьшением скорости движения КМ, хотя подобных торможений подавляющее большинство. Тормозное управление позволяет, например, двигаться с постоянной скоростью на уклоне или даже увеличивать скорость, но с ускорением меньшим, чем то, которое было бы достигнуто при движении по уклону с выключенными тормозами.

Рабочие торможения различают по их интенсивности. Так, торможение, целью которого является максимально быстрая остановка КМ, называется *экстренным*. Экстренное торможение, совершенное по причине аварии или ее угрозы, называется *аварийным*. Остальные рабочие торможения принято называть *служебными*. Считается, что при служебных торможениях на сухом асфальте замедление не превышает 3 м/с^2 . Служебные торможения в зависимости от условий эксплуатации КМ и квалификации водителя составляют, как правило, 95...100 % полного числа торможений. Однако специфика тормозного управления как основного средства, обеспечивающего активную безопасность КМ, такова, что тормоза нельзя

подобно некоторым другим системам и агрегатам КМ проектировать, исходя из типичных нагрузочных режимов. Несмотря на то, что вероятность экстренного торможения мала, тормозное управление должно быть готовым в любой момент и достаточное число раз обеспечить максимально интенсивное торможение. При этом замедление интенсивного торможения в зависимости от типа КМ составляет $5,5 \dots 7,0 \text{ м/с}^2$.

Автомобильное колесо как объект воздействия тормозного управления в процессе своей работы взаимодействует с КМ и дорогой (влиянием окружающего воздуха можно пренебречь). Эти взаимодействия проявляются в виде приложенных к колесу сил и моментов, схема действия которых показана на рис. 11.3. Со стороны КМ на колесо действует сила P , которую удобно разложить на составляющие, направленные по осям колеса. Такими составляющими для тормозящего колеса будут продольная P_x , боковая P_y и нормальная P_z силы, пропорциональные массе КМ, приходящейся на это колесо, а также тормозной момент T_T , создаваемый тормозным механизмом, связанным с колесом.

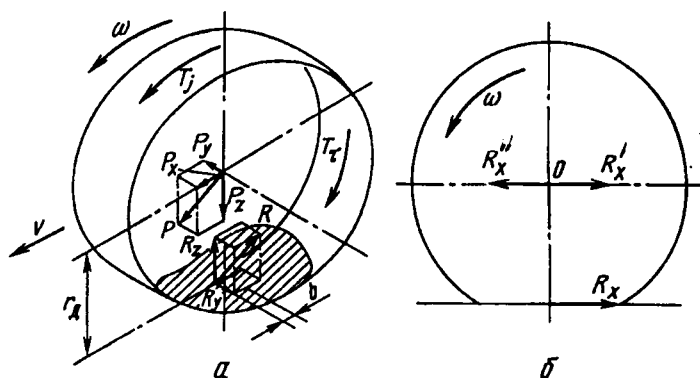


Рис. 11.3. Схема приложения внешних сил и моментов, действующих на колесо при торможении (а), и схема действия на колесо продольной реакции дороги (б)

Со стороны дороги на колесо действует реакция R , составляющими которой будут продольная реакция R_x , являющаяся тормозной силой колеса; боковая реакция R_y , препятствующая боковому скольжению колеса, и нормальная реакция R_z .

Схема, приведенная на рис. 11.3, соответствует вертикально расположенному колесу, движущемуся по ровной дороге прямолинейно без скольжения и бокового увода. Заштрихованная зона контакта колеса с дорогой показана симметричной, а составляющие реакции

дороги приложены в одной точке. В действительности колесо может располагаться под углом к дороге и перемещаться под углом к плоскости своего вращения; качение колеса может сопровождаться его скольжением по дороге в продольном и поперечном направлениях; зона контакта колеса с дорогой несимметрична; составляющие реакции дороги приложены в разных точках контакта и смещены относительно его продольной и поперечной осей (на рис. 11.3 показано лишь продольное смещение b реакции R). Все это приводит к значительному усложнению описания процесса взаимодействия колеса с дорогой. Тем не менее, даже на основе такого нестрогого рассмотрения можно представить себе следующую картину торможения колеса. В начальный момент времени колесо катится по дороге, причем относительная скорость точки контакта равна и противоположна скорости КМ (переносной скорости колеса); скольжение колеса по дороге отсутствует. К колесу прикладывают тормозной момент, в результате чего относительная скорость точки контакта становится меньше скорости машины и появляется скольжение колеса по дороге. Колесо нагружено нормальными силами P_z и R_z , а значит его скольжение по дороге сопровождается действием силы трения R_x , направленной противоположно скорости скольжения, т.е. скорости КМ. Переноса эту силу в центр колеса, получим силу R'_x , приложенную к КМ со стороны колеса и направленную противоположно ее движению. Эта сила является тормозной силой, действующей со стороны колеса на КМ. Пара сил R_x и R''_x ($R''_x = -R'_x$) заставляет колесо вращаться. При этом такие важнейшие свойства КМ, как тормозная эффективность и устойчивость движения практически полностью зависят от трения в контакте колеса с дорогой.

Взаимодействие между колесом и дорогой состоит из трения покоя одних и трения скольжения других элементов колеса, причем соотношение между этими составляющими может изменяться в широких пределах. Все это дало право, по-прежнему оперируя понятием трения, при рассмотрении всего контакта ввести понятие сцепления колеса с дорогой, которое количественно оценивается коэффициентом сцепления φ .

Уравнение моментов, действующих на тормозящее колесо, имеет вид

$$T_\tau - \varphi R_z r_d - \frac{J_k d\omega}{dt} = 0, \quad (11.1)$$

где r_d — динамический радиус колеса.

Данное уравнение является исходным для расчета тормозного момента на колесе КМ, который используется в качестве заданной величины при расчете всех элементов тормозного управления.

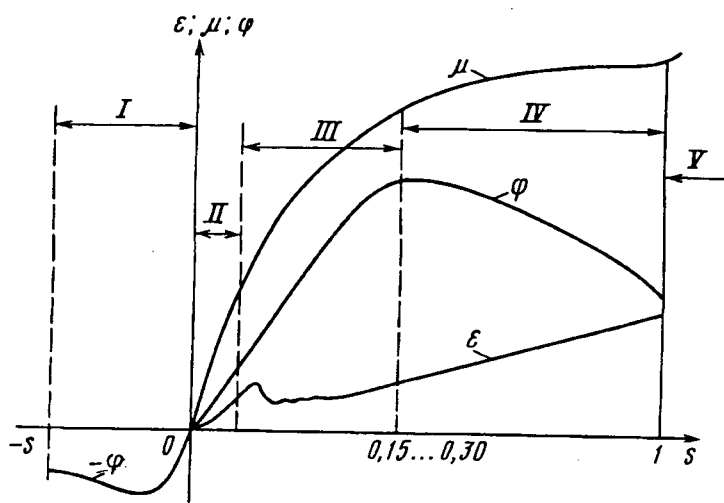


Рис. 11.4. Динамические характеристики процесса торможения колеса:

I – ведущий режим; *II* – ведомый режим; *III* – тормозной режим, устойчивая зона; *IV* – тормозной режим, неустойчивая зона; *V* – реверсивный режим

Компоненты T_r , φ , $d\omega/dt$ являются функциями времени, поэтому уравнение моментов можно представить в виде

$$\mu(t) + \varphi(t) + \varepsilon(t) = 0,$$

где $\mu(t)$, $\varphi(t)$, $\varepsilon(t)$ – функции, пропорциональные тормозному моменту, коэффициенту продольного сцепления и замедлению колеса соответственно. Связь вышеуказанных функций с функцией $s = s(t)$ скольжения колеса показана на рис. 11.4. На рис. 11.4 видно, что в устойчивой зоне рост тормозного момента сопровождается практически таким же ростом коэффициента продольного сцепления. Угловое замедление колеса в этой зоне, пропорциональное разности между кривыми μ и φ , мало. Дальнейший рост тормозного момента приводит к тому, что возможности сцепления колеса с дорогой исчерпываются, коэффициент продольного сцепления φ уменьшается, а замедление колеса быстро растет. При $s = 1$ колесо блокируется, происходит его юз.

При проектировании тормозного управления необходимо учитывать динамические характеристики процесса торможения колеса, обеспечивая его протекание в устойчивой зоне без блокировки колес. На этом принципе построены различные устройства тормозного управления, в частности АБС.

Имея в виду, что экстренное торможение происходит с отсоединением от колес двигателем, колеса практически не вращаются, а наибольшая продольная реакция, реализуемая в плоскости дороги, равна силе сцепления, уравнение движения КМ при торможении на ровной дороге имеет вид

$$m_m \frac{dv}{dt} = \sum \varphi_i R_{zi} + \sum f_i R_{zi} \pm m_m g \sin \alpha + k_w F v^2, \quad (11.2)$$

где f_i – коэффициент сопротивления качению i -го колеса; α – угол продольного уклона дороги; $k_w F v^2$ – сила сопротивления воздуха, действующая на КМ; k_w – коэффициент сопротивления воздуха; F – площадь лобового сечения КМ.

Таким образом, для того чтобы замедление КМ при торможении было максимальным, в расчетах необходимо при заданных внешних условиях (α , f , φ , k_w , F) определить первое слагаемое в правой части уравнения (11.2), в которое входит постоянно меняющаяся в ходе движения сила R_z .

11.3. Тормозные механизмы

11.3.1. Барабанные тормозные механизмы

Барабанный тормозной механизм имеет обычно две колодки, несущие на наружных цилиндрических поверхностях фрикционные тормозные накладки, которые под действием тормозного привода прижимаются к внутренней цилиндрической поверхности тормозного барабана. Силы, действующие на колодки тормозов, показаны на рис. 11.5. Давление барабана на накладку по длине дуги принимают постоянным, а равнодействующую нормальных сил, действующих на накладку колодки, считают приложенной в середине дуги накладки и выражают зависимостью $R = p\beta r_6 b_n$, где p – давление в контакте барабана с накладкой; β – угол охвата накладки; r_6 – радиус барабана; b_n – ширина накладки. При экстренном торможении p не превышает 2,5 МПа.

На рис. 11.5, а показана схема действия сил в двухколодочном симметричном тормозе с односторонним расположением шарнирных опор O_1 и O_2 . Левая колодка (самоприжимная) при вращении барабана по направлению стрелки прижимается моментом трения $R_1 \mu r_6$, а правая (самоотжимная) – отжимается от барабана моментом трения $R_2 \mu r_6$, где μ – коэффициент трения между накладкой и барабаном. Силы R_1 и R_2 , действующие со стороны барабана на колодки,

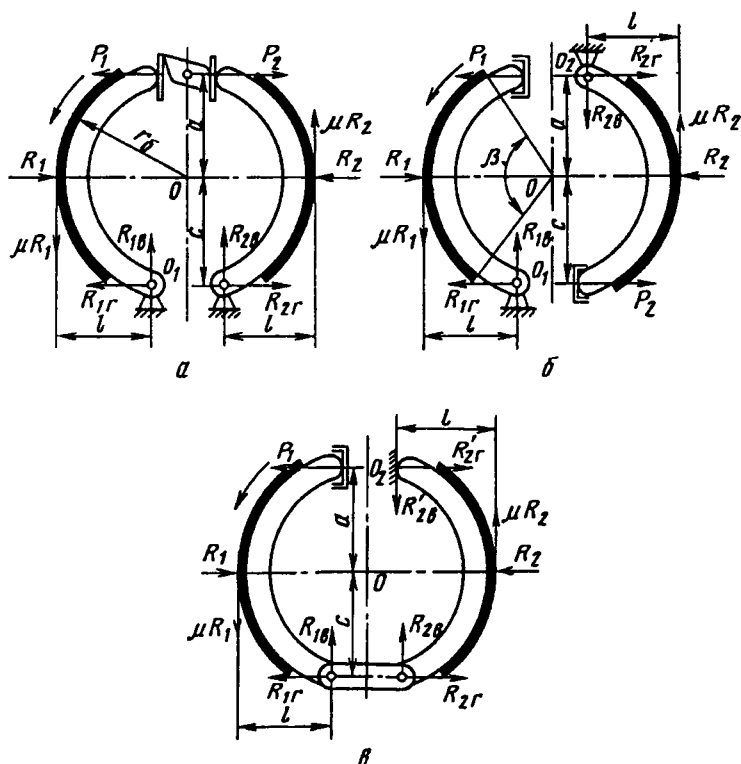


Рис. 11.5. Схема действия сил в барабанных тормозных механизмах при разных степенях свободы тормозных колодок:

а, б – одна степень свободы, поворот вокруг неподвижной геометрической оси; в – две степени свободы, геометрическая ось поворота может перемещаться

определяются из уравнений моментов относительно точек O_1 и O_2 :

$$R_1 = P_1 \frac{a + c}{c - \mu l}; \quad R_2 = P_2 \frac{a + c}{c + \mu l}. \quad (11.3)$$

Суммарный тормозной момент обеих колодок

$$T_\tau = \mu r_6 (a + c) \left(\frac{P_1}{c - \mu l} + \frac{P_2}{c + \mu l} \right). \quad (11.4)$$

Существенное влияние на тормозной момент оказывает конструкция разжимного устройства. В тормозных механизмах с равным перемещением колодок, у которых тормозной кулак изготовлен

за одно целое с валом, применимы следующие соотношения: $P_1 < P_2$; $R_1 = R_2$ и $p_1 = p_2$. Давления находим по формулам

$$p_1 = \frac{R_1}{r_6 \beta_1 b_n}; \quad p_2 = \frac{R_2}{r_6 \beta_2 b_n}, \quad (11.5)$$

где β_1 и β_2 – углы охвата накладок самоприжимной и самоотжимной колодок. Поскольку $R_1 = R_2$, из выражения (11.3) имеем $\frac{P_1}{c - \mu l} = \frac{P_2}{c + \mu l}$. Суммарный тормозной момент

$$T_\tau = 2\mu r_6 P_1 \frac{a + c}{c - \mu l}.$$

У тормозного механизма с равными силами, действующими на колодки (плавающий кулак), т.е. $P_1 = P_2 = P$, имеем $R_1 > R_2$ и $p_1 > p_2$. Эти соотношения обеспечиваются кулаками с уравнивателем, цилиндрами гидропривода, имеющими поршни равного диаметра, или разжимным устройством клиновидного типа. Подставляя $P_1 = P_2 = P$ в выражение (11.4), получаем суммарный тормозной момент T_τ для тормозного механизма с плавающими кулаками:

$$T_\tau = 2\mu r_6 P c \frac{a + c}{c^2 - \mu^2 l^2}.$$

Тормозной момент T_τ для тормозов с фиксированными и плавающими кулаками одинаков при движении КМ как вперед, так и назад. Благодаря серводействию, которое имеет место на самоприжимной колодке тормозного механизма с плавающим кулаком, износ ее накладок при работе более интенсивный, чем самоотжимной колодки. Для обеспечения одинаковой долговечности тормозных накладок на самоприжимной колодке ее делают или длиннее, чем на самоотжимной колодке, или толще. Кроме того, применяют системы, создающие разные усилия на колодки, причем большее на самоотжимную.

На рис. 11.5, б показан тормозной механизм с разнесенными опорами колодок. В этом случае обе колодки работают как самоприжимные, что сказывается на более эффективной работе тормоза при движении КМ вперед, их износ более равномерный и отсутствуют дополнительные нагрузки на подшипники колес при торможении, имеющие место в тормозном механизме с равными силами ($P_1 = P_2$),

вследствие неуравновешенности сил R_1 и R_2 . Суммарный тормозной момент для тормозного механизма с разнесенными опорами при $P_1 = P_2 = P$ и движении КМ вперед определяется согласно выражению (11.4). После замены у правой колодки плеча c на a получим

$$T_{\tau} = \mu r_6(a + c) \left[(c - \mu l)^{-1} + (a + \mu l)^{-1} \right] P.$$

Суммарный тормозной момент T'_{τ} при таком тормозном механизме, но при движении КМ назад будет

$$T'_{\tau} = \mu r_6(a + c) \left[(c + \mu l)^{-1} + (a + \mu l)^{-1} \right] P.$$

На рис. 11.5, в показан тормозной механизм с сервоусилением. Левая колодка работает как самоприжимная, а правая прижимается силой от левой плавающей колодки. Такая схема приводит к неравномерному износу тормозных накладок из-за неодинакового давления между колодками и тормозным барабаном.

Конструкция барабанного тормоза с шарнирными опорами колодок и кулачковым разжимным устройством показана на рис. 11.6, а. Перемещения колодок такого тормоза равны и зависят от формы разжимного кулака, тормозные моменты также равны, а силы, действующие на колодки, различны. Преимуществами такого механизма являются его высокая стабильность, а также то, что силы, приложенные к тормозному барабану со стороны колодок, практически уравниваются. К его недостаткам можно отнести необходимость в значительном приводном усилии и сравнительно низкий КПД кулачкового привода (0,6...0,8).

На рис. 11.6, б показан тормозной механизм с шарнирными опорными колодками и разжимным устройством в виде двухстороннего колесного тормозного цилиндра. Разжимные силы здесь одинаковы, однако тормозной момент у самоприжимной колодки благодаря серводействию больше, чем у самоотжимной. Вследствие этого износ тормозных накладок разный. У рассматриваемого тормозного механизма по сравнению с кулачковым больше эффективность, так как КПД привода выше (0,95...0,98). К недостаткам этого механизма можно отнести наличие осевой силы, действующей на подшипники колес.

На рис. 11.6, в, показан механизм с разнесенными скользящими опорами колодок и двумя рабочими тормозными цилиндрами, который обеспечивает равенство тормозных моментов на колодках, позволяет получить большие разжимные усилия и равномерный износ обеих колодок.

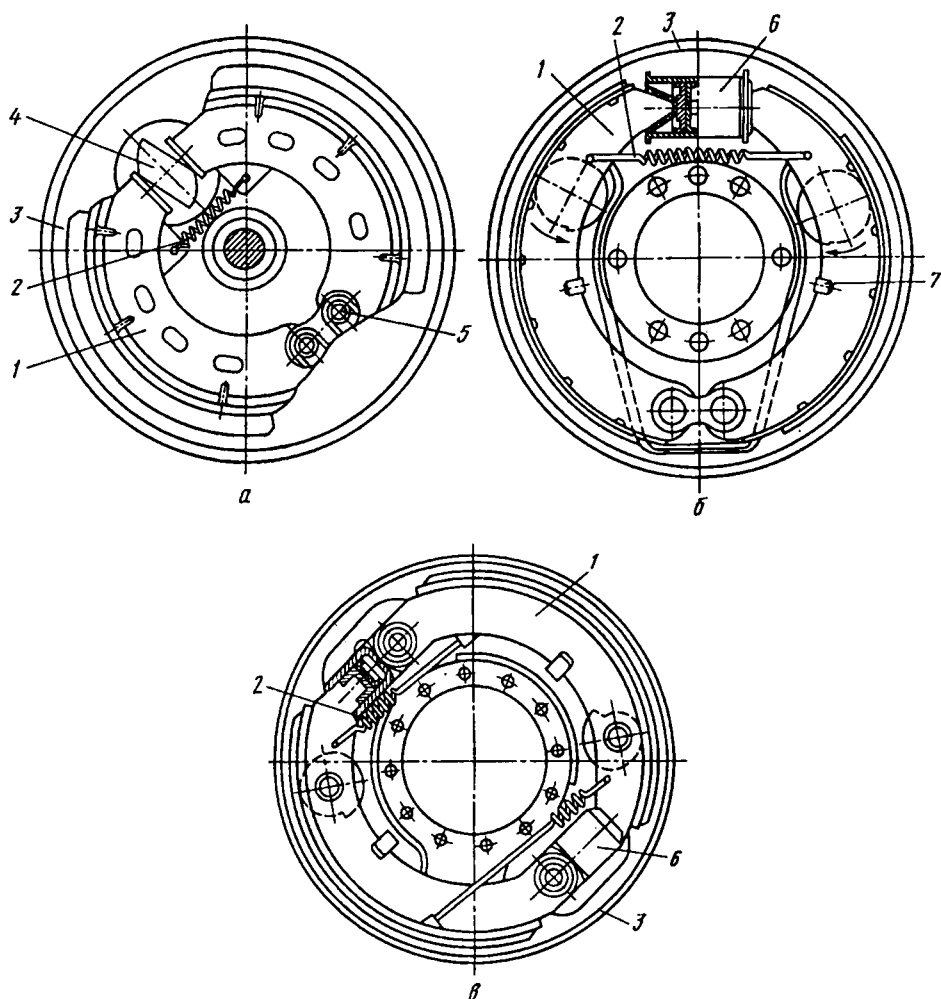


Рис. 11.6. Барабанный тормозной механизм:

а – с шарнирными опорами колодок и кулачковым разжимным устройством; *б* – с шарнирными опорами и разжимным устройством в виде двухстороннего тормозного цилиндра; *в* – с разнесенными скользящими опорами колодок и двумя рабочими тормозными цилиндрами; 1 – тормозная колодка; 2 – отжимная пружина; 3 – тормозной барабан; 4 – разжимной кулак; 5 – ось колодки; 6 – колесный тормозной цилиндр; 7 – фиксатор

В барабанных тормозных механизмах с пневматическим приводом колодки разжимаются клиновым разжимным устройством (рис. 11.7). В таком устройстве по сравнению с кулачковым более равномерный и меньший по величине износ трущихся деталей, более высокий КПД, меньшие масса и время срабатывания. Однако его механизм сложнее и нуждается в надежной грязезащите.

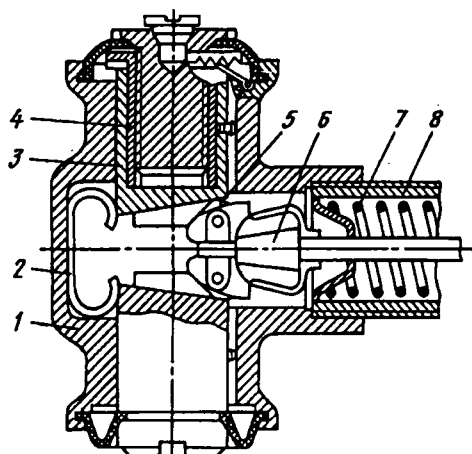


Рис. 11.7. Клиновое разжимное устройство барабанного тормозного механизма: 1 – корпус; 2 – возвратная пружина роликов; 3 – плунжер; 4 – головка плунжера; 5 – ролик; 6 – шток; 7 – возвратная пружина штока; 8 – корпус тормозной камеры

Эффективность барабанных тормозных механизмов можно оценить коэффициентом эффективности барабанного тормоза

$$K_{\text{эф}} = T_{\tau} [(P_1 + P_2)r_6].$$

Отдельные конструктивные схемы тормозных механизмов имеют следующие значения коэффициентов эффективности: 0,7 – механизм с равными перемещениями; 0,81 – механизм с равными силами, действующими на колодки; 1,11 – механизм с разнесенными колодками при движении вперед; 1,72 – механизм с сервоусилением.

Совокупность деталей тормозных механизмов КМ представляет собой динамическую систему, нагружаемую как случайными, так и периодическими силовыми воздействиями. Фрикционные процессы, возникающие между накладкой колодки и тормозным барабаном, часто приводят к высокочастотным автоколебаниям этой системы, вредно отражающимся на долговечности деталей, и возникновению шумовых эффектов при работе тормозов. Для локализации указанных недостатков при проектировании тормозных механизмов необходимо учитывать жесткостные и инерционные параметры их деталей. Тормозные барабаны изготавливают из легированных чугунов с присадками меди, никеля и молибдена, а также из перлитного чугуна. Материал барабана должен обладать высоким коэффициентом

трения, хорошей износостойкостью. Достаточно высокую жесткость при умеренной массе имеют оребренные и биметаллические барабаны с литым ободом и штампованным диском. Тормозные барабаны должны иметь минимальную массу, чтобы значительно не повышать массы неподрессоренных частей КМ. Наибольшее распространение получили литые и сварные тормозные колодки.

11.3.2. Дисковые тормозные механизмы

Дисковый тормозной механизм отличается от барабанного плоской формой трущихся поверхностей. Разжимные силы в таком механизме обычно действуют перпендикулярно плоскости вращения диска. При этом серводействие, присущее барабанным тормозам, отсутствует. Получили распространение два типа дисковых тормозных механизмов – открытый однодисковый и закрытый как одно-, так и многодисковый (рис. 11.8).

Преимущества дисковых тормозных механизмов перед барабанными заключаются в стабильных характеристиках; хороших условиях охлаждения трущихся поверхностей; меньшей массе; малых зазорах между дисками и колодками, что позволяет увеличить передаточное число привода; уравновешенности осевых сил диска; равномерном распределении давления по поверхностям пар трения. Дисковые тормозные механизмы имеют и недостатки: отсутствие серводействия заставляет увеличить разжимные силы, что влечет за собой применение усилителей; значительные силы прижатия накладок к диску и малая их рабочая площадь приводят к высоким удельным давлениям в контакте и повышенным износам накладок. Тормозной момент открытого дискового тормоза

$$T_{\tau} = 2P\mu r_{\text{ср.кол}},$$

где $P = 0,25\pi p_0 d_{\text{ц}}^2$; μ – коэффициент трения материала накладки по диску; $r_{\text{ср.кол}}$ – средний радиус колодки; p_0 – давление жидкости в системе; $d_{\text{ц}}$ – диаметр тормозного цилиндра.

В дисковом тормозном механизме закрытого типа (см. рис. 11.8, б) корпус 7 связан со ступицей колеса. Диски 8 и 9 смещаются в осевом направлении. В отторможенном положении они стянуты пружинами 10, обеспечивая зазоры между трущимися парами. Штоки двух симметрично расположенных цилиндров 11 гидравлического привода при торможении поворачивают диск 8 относительно колеса. Стальными шариками 12 и скосами в канавках механизма

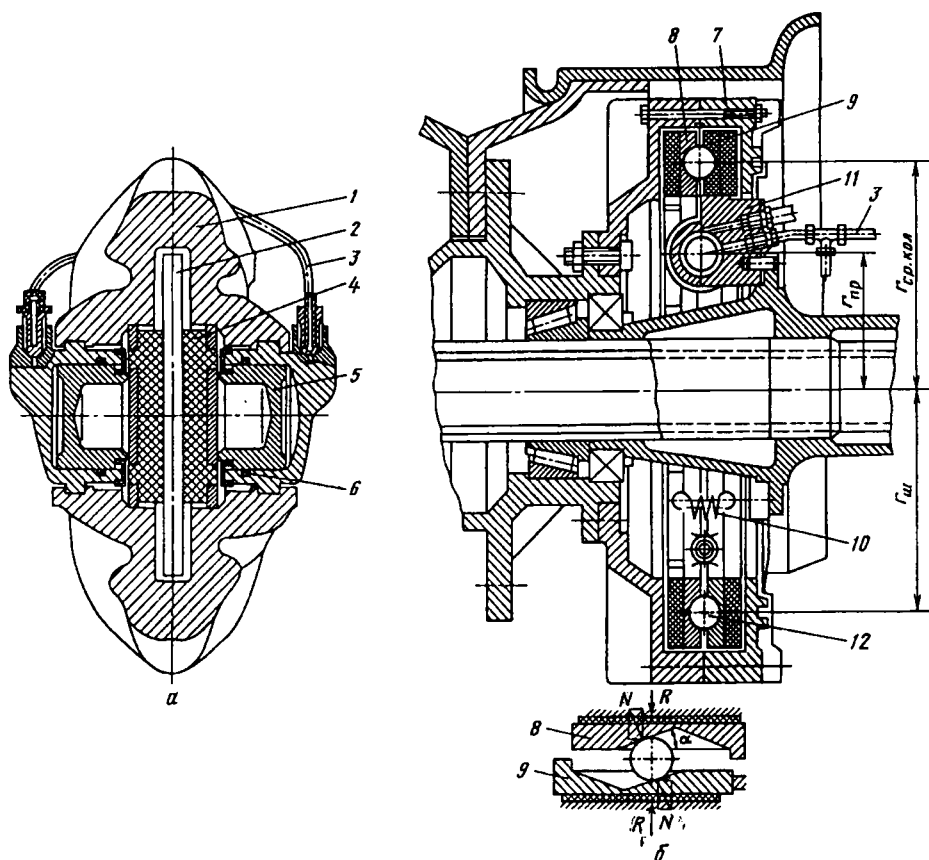


Рис. 11.8. Дисковые тормозные механизмы открытого (а) и закрытого (б) типов:

1 – скоба; 2 – диск; 3 – трубопровод; 4 – тормозные колодки; 5 – поршень; 6 – уплотнительное кольцо; 7 – корпус; 8, 9 – диски с накладками; 10 – пружина; 11 – цилиндры; 12 – шарики

усиления обеспечивается осевое перемещение дисков и прижатие их к корпусу тормоза силами R (см. рис. 11.8, б).

Тормозной момент дискового тормоза с усилителем (для двух поверхностей трения)

$$T_{\tau} = \frac{2Q(r_{\text{пр}}/r_{\text{ш}})\mu r_{\text{ср.кол}} \operatorname{ctg} \alpha}{1 - \frac{r_{\text{ср.кол}}}{r_{\text{ш}}} \frac{\mu}{\operatorname{tg} \alpha}},$$

где Q – касательная сила, действующая на штоке привода; $r_{\text{пр}}$ и $r_{\text{ш}}$ – радиусы расположения цилиндров гидропривода и шариков соответственно; α – угол наклона канавки.

Среднее удельное давление между накладкой и дисками может быть найдено как отношение известной нормальной силы R , равной

$$R = \frac{Q(r_{\text{пр}}/r_{\text{ш}})\text{ctg } \alpha}{1 - \frac{r_{\text{ср.кол}}}{r_{\text{ш}}} \frac{\mu}{\text{tg } \alpha}},$$

к площади F поверхности трения диска:

$$F = \pi(r_1^2 - r_2^2),$$

где r_1 и r_2 — соответственно наружный и внутренний радиусы диска.

Как следует из выражения для нормальной силы R , при знаменателе, равном нулю, нормальная сила становится равной бесконечности, и происходит заклинивание шариков. Этого не произойдет, если $\text{tg } \alpha > \mu \frac{r_{\text{ср.кол}}}{r_{\text{ш}}}$, где $\alpha = 30 \dots 35^\circ$. Отношение $r_{\text{ср.кол}}/r_{\text{ш}}$ обычно близко к 1, и, следовательно, $\text{tg } \alpha > \mu$.

11.4. Тормозные приводы

В зависимости от способа передачи мускульной силы водителя КМ от педали до тормозного механизма тормозные приводы могут быть *механические, гидравлические и пневматические*. Кроме того, применяются комбинированные, а также автоматизированные приводы, в которых мускульная сила водителя усиливается посторонним источником или полностью заменяется им.

Механический привод чаще других используется для стояночных тормозов (рис. 11.9). При конструировании механического привода следует отдавать предпочтение элементам, работающим на растяжение и обладающим высоким коэффициентом жесткости. Передаточные числа механического привода определяют на основе его кинематического анализа.

Рабочим телом гидравлического тормозного привода является тормозная жидкость, к которой предъявляются высокие требования. Она должна иметь высокую температуру кипения, быть стабильной при изменении температуры и хранении, иметь хорошие смазывающие свойства и минимальное коррозионное воздействие. Схема гидравлического привода тормозов показана на рис. 11.10. Усилия в

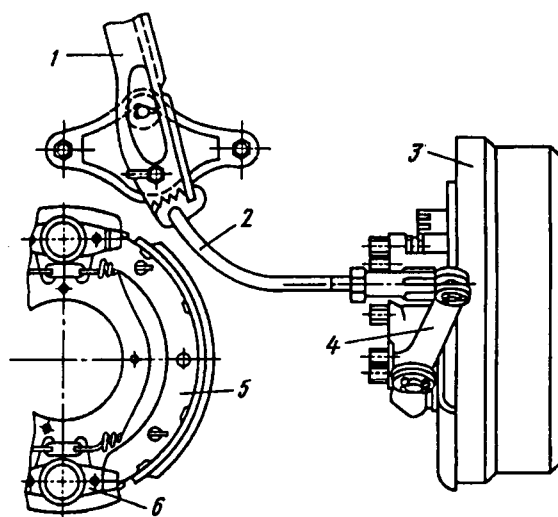


Рис. 11.9. Механический привод стояночной тормозной системы:

1 – рычаг привода; 2 – тяга; 3 – барабан; 4 – нажимной рычаг; 5 – колодка с накладкой; 6 – шариковый разжимной механизм

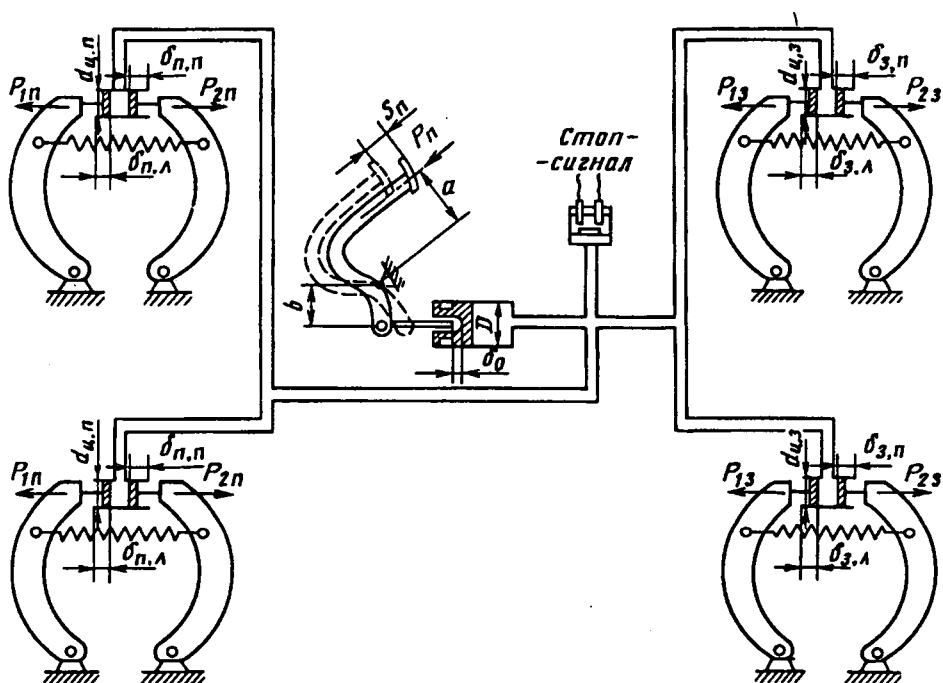


Рис. 11.10. Расчетная схема тормозного гидропривода

элементах гидравлического тормозного привода определяют по законам гидростатики. Давление жидкости внутри системы

$$p_0 = \frac{4P_{\text{п}}u_{\text{п}}}{\pi D^2},$$

где $P_{\text{п}}$ – усилие на тормозной педали; $u_{\text{п}}$ – передаточное число привода педали, $u_{\text{п}} = a/b$; D – диаметр главного тормозного цилиндра. При эксплуатации среднее значение $p_0 = 2 \dots 3$ МПа, однако при экстренном торможении значение p_0 может достигать до 10 МПа. При равенстве диаметров колесных тормозных цилиндров левой и правой колодок тормозов для двухосной КМ получим выражение для определения хода педали

$$S_{\text{п}} = \frac{[2d_{\text{ц,п}}^2(\delta_{\text{п,л}} + \delta_{\text{п,п}}) + 2d_{\text{ц,з}}^2(\delta_{\text{з,л}} + \delta_{\text{з,п}})]u_{\text{п}}}{D^2} + \delta_0 u_{\text{п}},$$

где $d_{\text{ц,п}}$ и $d_{\text{ц,з}}$ – диаметры рабочих цилиндров тормозов передних и задних колес; $\delta_{\text{п,л}}$ и $\delta_{\text{п,п}}$ – перемещения соответственно левого и правого поршней рабочих цилиндров передних колес; $\delta_{\text{з,л}}$ и $\delta_{\text{з,п}}$ – то же задних колес; δ_0 – зазор между поршнем рабочего цилиндра и толкателем, равный 1,5...2,5 мм.

Ввиду малого давления жидкости пренебрегаем ее сжимаемостью и увеличением диаметров трубопроводов. Силовое передаточное число тормозного гидропривода для двухосной КМ равно

$$u_{\text{пр.г}} = \sum_{n=1}^4 \frac{P_1 + P_2}{P_{\text{п}}}, \text{ или } u_{\text{пр.г}} = \frac{4(d_1^2 + d_2^2)u_{\text{п}}}{D^2}.$$

Одним из основных элементов гидравлического привода тормозов является главный тормозной цилиндр. На рис. 11.11, а приведена конструкция двухмагистрального (двухконтурного) главного тормозного цилиндра повышенной надежности. Два последовательно расположенных поршня 1 и 5 (компоновка “тандем”) подводят жидкость независимо один от другого к магистрали I через клапан 3 и к магистрали II (последняя на чертеже не показана). При выходе из строя магистрали I поршень 5 со штифтом 4 перемещается вправо до упора в стенку, что выключает магистраль I. При выходе из строя магистрали II выступы 6 упираются один в другой, и магистраль II отключается. Перегородка 2 обеспечивает независимую подачу жидкости в соответствующие полости цилиндра и магистрали I, II. Таким образом, оба привода независимы между собой.



Для снижения силы давления на педаль тормоза широкое распространение получили усилители тормозного привода. На рис. 11.12 показана схема действия одного из таких усилителей. Рабочая камера 3 усилителя имеет диафрагму 4, делящую камеру на полости А и Б. При отпущенной педали 1 тормоза диафрагма 6 распределительного устройства занимает нижнее положение. Под действием пружины атмосферный клапан 5 прижат к своему седлу. Через отверстие в тарелке диафрагмы 6 полость А рабочей камеры 3 сообщается с полостью Б. Под действием пружины 10 диафрагма 4 рабочей камеры занимает крайнее левое положение. Такое же положение будет занимать поршень 8 гидроцилиндра 7. Шариковый клапан поршня будет открыт выступом детали 9. При нажатии на педаль тормоза жидкость из главного тормозного цилиндра 2 через клапанное отверстие в поршне поступает в магистраль 1. Перепад давлений Δp в полостях А и Б рабочей камеры можно определить из условия равновесия диафрагмы 6, являющейся основным элементом следящей системы. Если дроссельная заслонка имеет минимальное открытие, то давление во всасывающем трубопроводе будет $0,03 \dots 0,035$ МПа.

В пневматическом приводе тормозного управления рабочим телом служит сжатый воздух, вырабатываемый на борту КМ компрессором. Такой привод применяется, главным образом, на КМ большой грузоподъемности. Вследствие сравнительно небольшого давления воздуха в пневматическом приводе (0,7...1,0 МПа) его масса значительно больше, чем гидравлического привода.

Пневматический привод может быть однопроводным (рис. 11.13, а) и двухпроводным (рис. 11.13, б). При однопроводной схеме тягач и прицеп соединяются через соединительную головку 7 одной пневматической магистрали. В расторможенном состоянии по этой магистрали вырабатываемый компрессором 1 сжатый воздух наполняет ресиверы прицепа. При торможении, а также при отрыве прицепа воздух из магистрали выпускается. Это заставляет сработать установленный на прицепе воздухораспределитель, который подает сжатый воздух из ресивера прицепа в тормозные камеры, и колеса прицепа затормаживаются. При двухпроводной схеме тягач и прицеп соединены двумя магистралями. По одной из них (питающей или аварийной) сжатый воздух постоянно подается в ресиверы прицепа, другая (управляющая или тормозная) в расторможенном состоянии связана с атмосферой. При торможении тягача сжатый воздух подается во вторую магистраль прицепа, срабатывает его воздухораспределитель, и сжатый воздух из ресивера прицепа поступает в тормозные камеры колес, обеспечивая торможение. При отрыве прицепа от тягача первый затормаживается благодаря тому, что воздухораспределитель срабатывает также при падении давления в питающей магистрали. Двухпроводный привод является приводом прямого действия, так как его основная функция выполняется при подаче сжатого воздуха. У него меньшее время срабатывания по сравнению с однопроводным, он более надежен на затяжных спусках, а, кроме того, при двухпроводном приводе давление воздуха в пневмосистеме прицепа больше, чем при однопроводном, что позволяет уменьшить массу тормозных механизмов прицепа.

11.5. Расчет колесных тормозных механизмов

При проектировании тормозного механизма после выбора его типа необходимо определить основные размеры деталей и разжимные усилия на колодках. Порядок расчета колесных тормозных механизмов следующий.

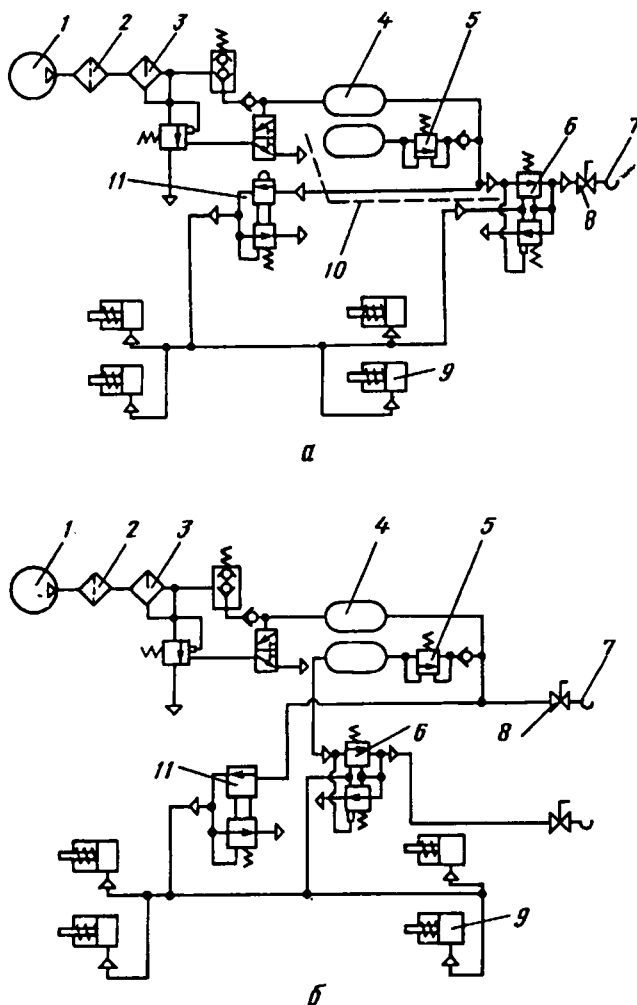


Рис. 11.13. Схемы пневматического привода тормозного управления:

а – однопроводная; *б* – двухпроводная; 1 – компрессор; 2 – фильтр; 3 – регулятор давления; 4 – воздушные ресиверы; 5 – предохранительный клапан; 6 – кран прицепа; 7 – соединительная головка; 8 – запорный клапан; 9 – рабочие камеры; 10 – стояночный тормоз; 11 – тормозной кран

1. Определяют сумму тормозных моментов на всех колесах

$$\sum_{i=1}^z T_{\tau_i} = 0,5 j_m m_m r_k,$$

где z – число осей КМ; j_m – расчетное замедление; r_k – радиус качения колеса. Рекомендуется принимать $j_m = (1,3 \dots 1,5)j_{\text{нор}}$, где $j_{\text{нор}}$ – нормативное замедление.

При прочностном расчете тормозов следует воспользоваться уравнением

$$\sum_{i=1}^z T_{\tau_i} = 0,5 \varphi m_m g r_k.$$

Для КМ с колесными формулами 8×8 , 10×10 и т.д. принимают равное распределение тормозных моментов по колесам, т.е.

$$T_{\tau_1} = T_{\tau_2} = \dots = T_{\tau_i} = \sum_{i=1}^z \frac{T_{\tau_i}}{z}.$$

Для двух- и трехосных КМ (с балансирной подвеской) тормозные моменты на передних T_{τ_1} и задних T_{τ_2} (или $T_{\tau_2} + T_{\tau_3}$) колесах вычисляют по формулам

$$T_{\tau_1} = 0,5 \frac{j_m m_m r_k \left(a' + \frac{j_m}{g} h_{gm} \right)}{L_m}; \quad T_{\tau_2} = 0,5 \frac{j_m m_m r_k \left(b' + \frac{j_m}{g} h_{gm} \right)}{L_m},$$

где a' и b' – расстояния от центра масс до оси соответственно передних и задних колес (или оси балансирной тележки); h_{gm} – высота центра масс КМ.

2. Выбирают тип тормозного механизма (из условий компоновки и по значению T_{τ_i}) и его основные размеры (r_6 , b_n , a , c , β).

Из условий компоновки задаются радиусом тормозного барабана r_6 и шириной накладки b_n и проверяют эти размеры на удельную работу трения. Значения a , c и β выбирают для каждого типа тормозного механизма по конструктивным соображениям. Угол охвата фрикционной накладкой принимают равным $\beta = 90 \dots 130^\circ$.

3. Определяют требуемые разжимные усилия P_1 и P_2 .

4. Рассчитывают расход кинетической энергии КМ при торможении с использованием уравнения энергетического баланса. Кинетическая энергия при торможении расходуется на преодоление следующих сил: трения в тормозах, сопротивления воздуха поступательному движению КМ и вращению колес, сопротивления качению колес и скольжению шин по поверхности дороги, трения в агрегатах

трансмиссии. Энергетический баланс торможения при качении всех колес без их блокировки можно выразить зависимостью

$$0,5\delta' m_m v_1^2 = P_{\text{тр}} \frac{r\delta}{r_k} (1-s) S_T + P_w S_T + \\ + m_m g f (1-s) S_T + \frac{T_{\text{тр}}}{r_k} (1-s) S_T + m_m g f S_T,$$

где δ' – коэффициент, учитывающий влияние вращающихся масс (при отключенном двигателе); v_1 – скорость КМ в начале торможения; $P_{\text{тр}}$ – средняя суммарная сила трения между барабанами и колодками (дисками); s – коэффициент скольжения заторможенного колеса; S_T – длина тормозного пути; P_w – средняя сила сопротивления воздуха на пути торможения КМ; f – коэффициент сопротивления качению колеса; $T_{\text{тр}}$ – средний момент сил трения трансмиссии, отнесенный к оси колес.

Для случая блокировки (юза) всех колес первое, третье и четвертое слагаемые в правой части этого равенства равны нулю. Так как $P_w S_T$ при имеющихся место скоростях движения КМ весьма мало, то практически вся кинетическая энергия затормаживаемой КМ расходуется на работу трения шин о дорогу, что вызывает их перегрев и усиленное изнашивание. Обеспечение интенсивного отвода теплоты от тормозных механизмов является важной задачей. В процессе работы температура тормозных барабанов достигает 473 К и более, а тормозных накладок – 373 К. В открытых колодочно-дисковых тормозных механизмах температура диска достигает 773 К. Отвод теплоты с поверхности трения может быть улучшен применением для барабанов материалов, обладающих высокой теплопроводностью, увеличением поверхности охлаждения при оребрении; улучшением вентиляции нагреваемых деталей. При однократном торможении тепловой баланс можно записать в виде

$$0,5m_m(v_1^2 - v_2^2) = m_6 c \Delta T + F_6 \int_0^t \lambda \Delta T dt,$$

где v_2 – скорость КМ в конце торможения; m_6 – масса нагреваемых деталей (в основном тормозного барабана); c – удельная теплоемкость материала барабана (для чугуна и стали $c = 500 \dots 540$ Дж/(кг · К)); ΔT – разность температур барабана (или диска) и воздуха, К; F_6 – поверхность охлаждения барабанов (дисков); λ – теплопроводность материала фрикционной накладки.

При выборе размеров тормозных накладок отношение массы груженой КМ к площади поверхности трения фрикционных накладок обычно составляет $(2,5 \dots 3,5) \cdot 10^4 \text{ кг/м}^2$.

11.6. Регуляторы тормозных сил

Из теории движения КМ известно, что устойчивость колесной машины определяется боковыми реакциями, которые действуют со стороны дороги на ее колеса. Если боковые силы, возникающие, например, от центробежного эффекта при повороте, поперечного уклона дороги, ветра и т.п., меньше предельной боковой реакции, колесо будет двигаться по заданной траектории, незначительно отклоняясь от нее только из-за бокового увода шин. Если же этот предел превышен, начинается боковое скольжение и колесо теряет устойчивость. Условие устойчивости движения колеса выражается зависимостью

$$\sqrt{R_x^2 + R_y^2} \leq \varphi_{\max} R_z.$$

Ясно, что чем больше R_x , т.е. чем сильнее тормозится колесо, тем хуже его устойчивость, а следовательно, хуже устойчивость всей КМ.

Мощность современных тормозных систем такова, что даже на самой хорошей дороге водитель может заблокировать колеса машины. При этом возможны следующие случаи.

1. Потеря траекторной устойчивости в случае блокирования передних колес. Эти колеса теряют возможность передавать на КМ боковые реакции, и, следовательно, она не может поворачиваться и движется только прямо, несмотря на поворот рулевого колеса водителем. При блокировании колес передней оси может возникнуть занос со скоростью $v_{\text{зан}}$. В результате мост начинает двигаться вокруг центра O со скоростью $v' = \sqrt{v^2 + v_{\text{зан}}^2}$, где v – скорость движения КМ. Составляющая P_y возникающей при этом центробежной силы $P_{\text{ц}}$ гасит занос. Практически траекторная устойчивость восстанавливается при растормаживании колес.

2. Потеря курсовой устойчивости в случае блокирования задних колес. Невозможность реализовать достаточные боковые реакции приводит к заносу задней оси. Этот вид заноса усиливается действием силы P_y и прогрессивно нарастает.

Условие одновременного обеспечения достаточной тормозной эффективности и хорошей устойчивости движения выражается зависимостью

$$\varphi_{\max} \geq \sqrt{R_x^2 + R_y^2} / R_z.$$

Эта формула определяет пути повышения устойчивости КМ при торможении. При этом наиболее реальным и целесообразным способом обеспечения данного неравенства является регулирование тормозного момента, определяющего R_x , с помощью давления в тормозном приводе. Данная задача решается с определенной точностью регуляторами тормозных сил. Эти устройства устанавливают обычно в заднем контуре тормозного привода. При нарастании давления до заданного они изменяют коэффициент передачи заднего контура привода, под которым понимают отношение значения какого-либо параметра на выходе устройства или системы к его значению на входе.

Рассмотрим принцип действия типичных регуляторов тормозных сил. При их конструировании обычно полагают, что осевая тормозная сила R_x пропорциональна давлению p в соответствующем контуре привода. Это значит, что рабочую характеристику регулятора можно строить в координатах p_1, p_2 . Для типичных тормозных приводов, не имеющих регулятора, $p_1 = kp_2$, где, как правило, $k = 1$.

Рабочая характеристика регулятора характеризуется двумя параметрами (рис. 11.14, а): точкой срабатывания регулятора a_0 с координатами p_{10} и p_{20} , до которой $p_1 = p_2 = p$, т.е. регулятор не исправляет характеристику привода, и коэффициентом передачи регулятора k_0 , являющимся тангенсом угла наклона рабочей характеристики регулятора при $p > p_{10} = p_{20}$. В этой зоне $p_2 = p_{20} + k_0(p_1 - p_{10})$.

Существующие регуляторы по виду их рабочей характеристики можно разделить на два типа:

1) ограничители давления, которые при $p > p_0$ ограничивают давление в заднем контуре привода величиной p_{20} ; для них $k = 0$. Регуляторы этого типа мало распространены, так как их реальная характеристика чрезмерно отличается от идеальной;

2) компенсаторы давления, которые после точки a_0 изменяют наклон характеристики ($k_0 < k$).

Компенсаторы давления разделяют на группы (соответствующие рабочие характеристики приведены на рис. 11.14). Компенсаторы с характеристиками, показанными на рис. 11.14, а, б, применяются в основном на КМ с гидроприводом, а компенсаторы, имеющие характеристики, изображенные на рис. 11.14, в – д, – в пневматических тормозах.

Рассмотрим работу типичных компенсаторов давления. На КМ Волжского автомобильного завода применяется регулятор тормозных сил, являющийся компенсатором давления, имеющий характеристику типа той, что показана на рис. 11.14, б. Конструкция такого компенсатора представлена на рис. 11.15.

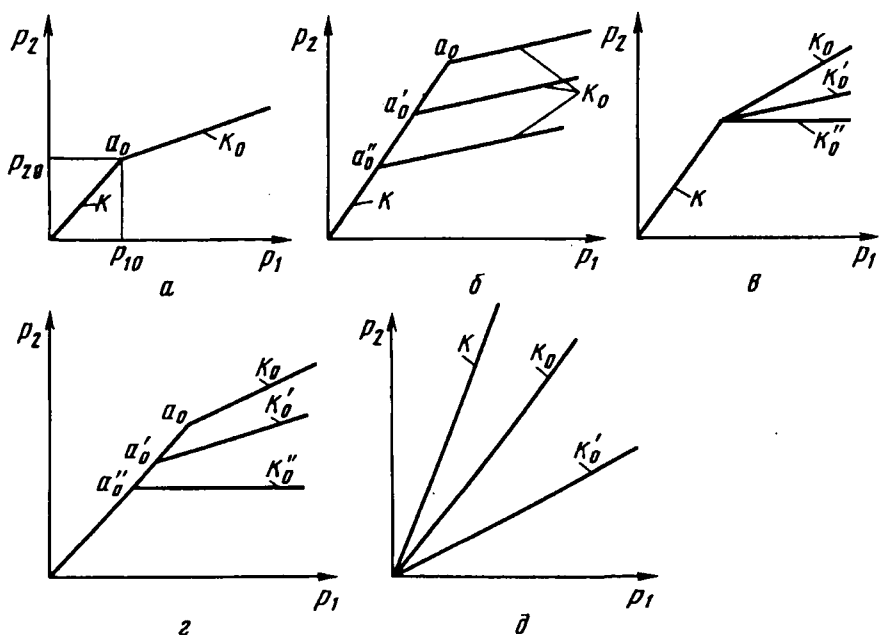


Рис. 11.14. Параметры рабочей характеристики компенсаторов давления:

$a - p_0 = \text{const}; k_0 = \text{const}; б - p_0 = \text{var}; k_0 = \text{const}; в - p_0 = \text{const}; k_0 = \text{var}; г - p_0 = \text{var}; k_0 = \text{var}; д - p_0 = 0; k_0 = \text{var}$

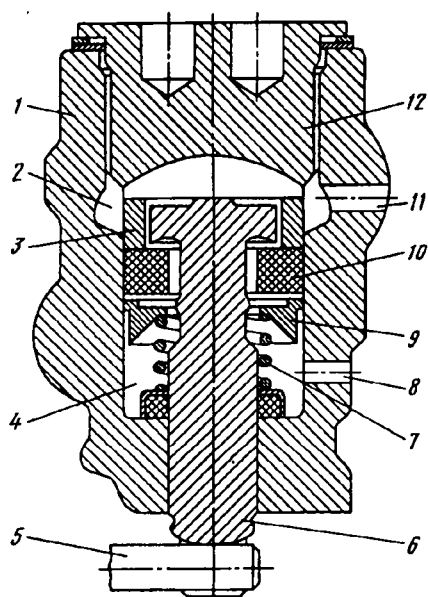


Рис. 11.15. Компенсатор давления КМ семейства ВАЗ

В корпусе 1 расположен клапан 6, который в расторможенном состоянии пружиной 7, действующей через обойму 9, прижат к торцу пробки 12. Торцы пробки и клапана выполнены таким образом, что между деталями образуется полость 2, связанная через канал 11 с колесными цилиндрами задних тормозных механизмов. В торец пробки упирается разрезное кольцо 3, определяющее положение упругого седла 10 клапана. Полость 4 под седлом клапана связана с главным тормозным цилиндром через канал 8. Хвостовик клапана опирается на конец торсиона 5, угол закрутки которого и сила, приложенная к клапану, зависят от прогиба задней подвески. При увеличении прогиба, т.е. повышении нормальной нагрузки на ось, эта сила возрастает.

При торможении жидкость из главного тормозного цилиндра через канал 8, полость 4, а также зазоры между обоймой 9, седлом 10, кольцом 3 и клапаном 6 попадает в полость 2 и далее в колесные цилиндры.

Силы, действующие со стороны торсиона 5, пружины 7 и давление на нижний кольцевой торец головки клапана стремятся прижать клапан к пробке 12. Давление, приложенное к верхнему торцу клапана, наоборот, стремится его опустить. При достижении определенного давления p_0 клапан садится на седло 10, разрывая связь между главным тормозным цилиндром ($p = p_1$) и задними колесными цилиндрами (p_2). С этого момента (точка a_0 на рис. 11.14, б) рост давления в полости 4 приводит к тому, что под действием суммарной силы со стороны торсиона и пружины, а также возросшего давления p , объем полости 2, образовавшийся вследствие осадки клапана, стремится уменьшиться, а давление в задних колесных цилиндрах p_2 растет. Но так как площадь верхнего торца клапана больше, чем нижнего, давление p_2 в полости 2 всегда будет меньше давления p_1 , создаваемого главным тормозным цилиндром.

При изменении нагрузки на задний мост изменяется также нагрузка со стороны торсиона, а следовательно, закрытие клапана 6 происходит при другом значении p_0 и точка срабатывания на рабочей характеристике смещается. Однако в любом случае коэффициент k_0 , определяемый отношением площадей торцов клапана, остается постоянным.

Типичным компенсатором давления, имеющим лучевую характеристику (см. рис. 11.14, з), является регулятор тормозных сил тяжелых КМ с пневмоприводом рабочей тормозной системы Камского автомобильного завода. Конструктивная схема этого регулятора изображена на рис. 11.16.

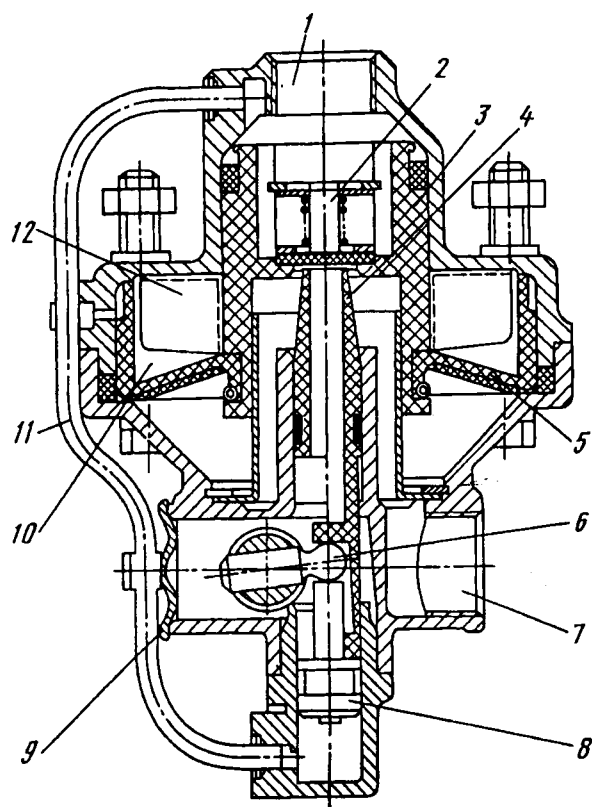


Рис. 11.16. Регулятор тормозных сил КМ семейства КамАЗ

Регулятор установлен на раме, а его рычаг *б* через упругий элемент соединен с тележкой КМ. Упругий элемент защищает регулятор от вибраций тележки. У полностью груженной КМ рычаг *б* находится в верхнем положении. На сферическую головку рычага опирается шток *4*. Его положение определяется положением рычага *б*, а следовательно, загрузкой КМ. При торможении сжатый воздух через вход *1* поступает в пространство над поршнем *3* и начинает его перемещать. Одновременно с помощью трубки *11* создается давление под плунжером *8*, который обеспечивает надежный контакт штока *4* и рычага *б*. Совместно с поршнем *3* движется и клапан *2*. Сначала он перекрывает атмосферное отверстие в штоке *4*, а затем, отрываясь от своего седла, пускает сжатый воздух через штуцер *7* к тормозным камерам.

Сжатый воздух попадает также в полость под диафрагмой 5, прикрепленной к поршню 3, и оказывает на нее давление, направленное против хода поршня. После того как давления на входе и выходе регулятора установятся под действием силы, приложенной к поршню 3 снизу, он поднимется до тех пор, пока клапан 2 не закроется. Теперь давления на входе и выходе регулятора одинаковые, что и требуется для полностью груженной КМ (прямая k на рис. 11.14, d).

Если КМ нагружена частично или совсем не нагружена, угол поворота рычага 6 будет другим, и шток 4 установится ниже, а следовательно, при нарастании давления поршень будет совершать больший ход.

С наружной стороны поршня имеются радиальные ребра 12, расположенные в пространстве между аналогичными ребрами 10 корпуса регулятора. При полной загрузке КМ ребра 12 не выступают за ребра 10 и диафрагма 5 прижимается только к последним, не передавая силы на поршень 3. При частичной загрузке КМ ребра 12 выступают тем больше, чем больше рабочий ход поршня 3. Таким образом, активная площадь диафрагмы 5 зависит от положения штока 4, т.е. от загрузки машины. Чем больше активная площадь, тем при меньшем давлении под диафрагмой закроется клапан 2. Для каждого положения штока коэффициент передачи будет иным (прямые k_0 , k'_0 и т.д. на рис. 11.14, d). При растормаживании все элементы регулятора возвращаются в исходное положение и сжатый воздух из тормозных камер через штуцер 7 и отверстие в штоке 4 уходит в атмосферу, огибая края резинового клапана 9.

Регуляторы тормозных сил получили в настоящее время широкое распространение. Они применяются на многих видах КМ и особенно эффективны на короткобазных машинах с высоким центром масс и на машинах со значительной разницей статических и динамических нормальных нагрузок. Но даже самый лучший регулятор тормозных сил не реагирует на динамику торможения колеса, не учитывает разницы коэффициентов сцепления на разных колесах. На работу регуляторов влияет точность их установки, эксплуатационные износы рессорных опор, остаточная деформация рессор, поворот заднего моста при торможении и многие другие факторы. Большим недостатком регуляторов является то, что при их выборе предполагается постоянство свойств тормозных механизмов, стабильность их основной характеристики – зависимости тормозного момента от давления в приводе. Между тем на эту характеристику сильно влияют такие эксплуатационные параметры, как скорость КМ и температура в контакте фрикционной пары тормоза.

Таким образом, следует иметь в виду, что регуляторы тормозных сил лишь в ограниченной степени улучшают устойчивость КМ при торможении. Гораздо полнее позволяет решить этот вопрос применение на КМ АБС.

11.7. Антиблокировочные системы

11.7.1. Назначение и технические требования

АБС – это современные автоматические средства устранения блокировки (юза) колес в процессе экстренного торможения. АБС могут быть реализованы на различной элементной базе и выполнены по существенно отличающимся между собой принципиальным схемам. Вместе с тем общность задач и объекта регулирования обуславливает наличие в рассматриваемой системе типовых функциональных структур и узлов, служащих аналогичным целям. К таким структурам прежде всего относится исполнительный механизм с приводом, осуществляющий непосредственное регулирование тормозного момента; датчики состояния функциональных систем КМ, контролирующие изменение того или иного параметра, и блок управления, вырабатывающий команды управления на основе поступающей информации. Основным направлением разработки АБС в настоящее время является реализация блоков управления на электронной элементной базе с целью создания наиболее надежных устройств, реализующих заданный алгоритм функционирования, способных к максимальной адаптации к эксплуатационным условиям и обладающих высокими показателями быстродействия.

Технические требования к АБС следующие:

1) обеспечивать КМ сохранение курсовой и траекторной устойчивости движения. При этом имеется в виду, что максимальный коэффициент сцепления может изменяться от 0,05 до 1,0 и быть различным под разными колесами машины; начальная скорость торможения может достигать максимальных значений; полезная нагрузка может изменяться от нуля до максимума, а приложение усилия к тормозной педали может быть максимально быстрым, т.е. “паническим”;

2) не препятствовать нормальной работе тормозного управления КМ. При любом ее отказе водитель должен иметь возможность затормозить машину обычным способом. Кроме того, специальное устройство должно сигнализировать водителю об отказе АБС. Для

того чтобы АБС не препятствовала остановке КМ, нижний предел ее срабатывания по скорости ограничивают значением 5...12 км/ч;

3) выполнять свои функции в течение некоторого времени при выключенном двигателе, т.е. при неработающем источнике энергии;

4) значительно не ухудшать комфортабельность КМ. Резкое изменение тормозных сил на колесах, особенно когда эти изменения совпадают по фазе, приводит к весьма чувствительным для пассажиров толчкам;

5) не усложнять и не повышать стоимость обслуживания и ремонта КМ. На практике обслуживание АБС должно сводиться только к регулировке зазоров в датчиках при монтаже колесного узла;

6) не требовать изменения навыков вождения КМ. Это происходит, когда ее применение неизбежно приводит к тому, что водитель привыкает в любых дорожных условиях излишне смело управлять тормозами и внезапный отказ АБС будет чреват дорожно-транспортным происшествием;

7) значительно не увеличивать стоимость КМ. Существующие АБС далеко не всегда отвечают всем этим требованиям, однако даже самые примитивные из них обеспечивают безопасное торможение лучше водителя средней квалификации.

11.7.2. Принцип действия

Рабочий процесс АБС зависит не только от алгоритма системы автоматического регулирования и характеристик исполнительного механизма, но и от структуры ее установки на КМ, определяющей связи колес. Поэтому вначале целесообразно рассмотреть особенности рабочего процесса торможения одиночного колеса, определяемого алгоритмом логического блока АБС, а затем – особенности рабочего процесса торможения оси, определяемого структурной схемой установки АБС.

Из материала, рассмотренного в 11.2 следует, что на характер торможения колеса большое значение оказывает зависимость $\varphi(s)$ (см. рис. 11.4 и 11.17), которая имеет экстремум $s_{кр}$, при проскальзывании, называемом критическим. Это явление характерно для всех типов поверхностей. Различие определяется лишь степенью падения значения коэффициента сцепления φ при юзе колеса, критическим проскальзыванием (обычно в диапазоне 0,1...0,3) и формой кривой $\varphi(s)$.

Эта особенность существенно затрудняет проектирование автоматической тормозной системы и позволяет получить хорошие данные лишь при использовании автоматических систем экстремального типа, т.е. систем, определяющих экстремум контролируемого

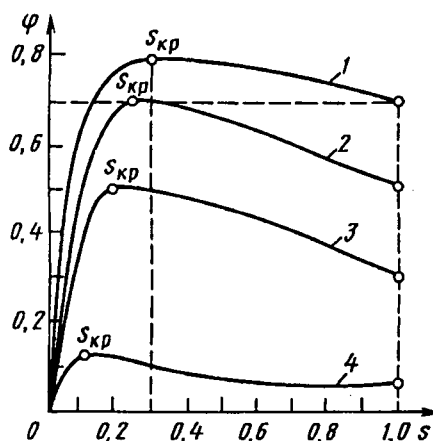


Рис. 11.17. Зависимость коэффициента сцепления φ от относительного проскальзывания S :

1 – сухой асфальтобетон; 2 – влажный асфальтобетон; 3 – мокрый грязный асфальтобетон; 4 – лед

параметра и стремящихся его поддерживать в процессе регулирования. В силу явлений запаздывания в отработке сигнала управление осуществляется с перерегулированием тормозного момента и циклическим характером рабочего процесса торможения колеса в целом.

Согласно выражению (11.1) и рис. 11.17, при $T_\tau < R_z r_d \varphi_{\max}$ возникает динамическое равновесие колеса в основном вследствие роста сил сцепления шины с дорогой. При этом третья составляющая в уравнении (11.1) близка к нулю.

Иное состояние затормаживания колеса возникает при $T_\tau > R_z r_d \varphi_{\max}$. В этом случае рост тормозного момента на колесе не может быть полностью скомпенсирован силами сцепления, действующими в контакте колеса с дорогой. Следовательно, динамическое равновесие достигается благодаря третьей составляющей уравнения (11.1). Принимая во внимание, что, как правило, момент инерции колеса мал, можно с уверенностью сказать о прогрессирующем росте в этом случае углового ускорения колеса.

В свою очередь это явление обуславливает быстрое увеличение проскальзывания из-за снижения угловой скорости колеса и, следовательно, уменьшения момента по сцеплению $R_z r_d \varphi(s)$, вследствие снижения коэффициента сцепления φ (см. рис. 11.17). Таким образом, происходит интенсивное вхождение колеса в юз, которое можно предотвратить лишь снижением тормозного момента до $T_\tau < R_z r_d \varphi(s)$.

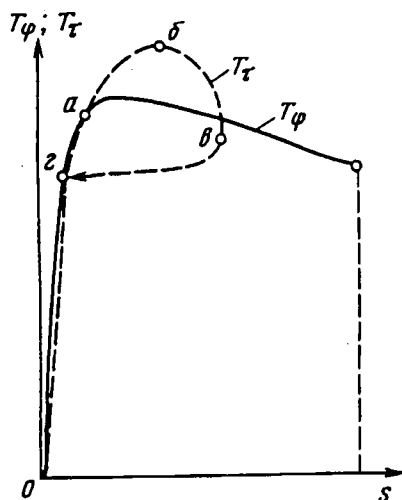


Рис. 11.18. $\varphi(s)$ -диаграмма
(диаграмма В.А. Петрова)

Это положение иллюстрирует приведенная на рис. 11.18 диаграмма, предложенная В.А. Петровым. На участке Oa наблюдается соответствие тормозного момента моменту по сцеплению. На участке ab тормозной момент превышает момент по сцеплению, что влечет за собой увеличение проскальзывания и вхождение колеса в юз. Участок $бв$ характеризует этап снижения тормозного момента до тех пор, пока он не станет меньше момента по сцеплению. После этого начинается разгон колеса, сопровождающийся уменьшением проскальзывания. Завершается процесс растормаживания в точке z , после чего начинается новая фаза затормаживания колеса $га$ и цикл повторяется.

Для уяснения некоторых особенностей рабочего процесса затормаживания колеса обратимся к традиционным временным диаграммам, связывающим между собой основные контролируемые параметры: угловую скорость колеса ω_k , линейную скорость оси колеса (скорость машины) v , производную от угловой скорости $\dot{\omega}_k$, и тормозной момент T_τ . Такая диаграмма представлена на рис. 11.19. В качестве примера здесь взят алгоритм регулирования тормозных сил по значению порогового замедления (ускорения) $\dot{\omega}'_{k.п}$ ($\dot{\omega}''_{k.п}$) колеса.

Процесс торможения протекает следующим образом. Рост тормозного момента в начале торможения приводит к появлению отрицательного значения производной от угловой скорости колеса и, следовательно, к уменьшению самой угловой скорости. При обычном способе торможения юзом тормозной момент возрастает до $T_{\tau \max}$,

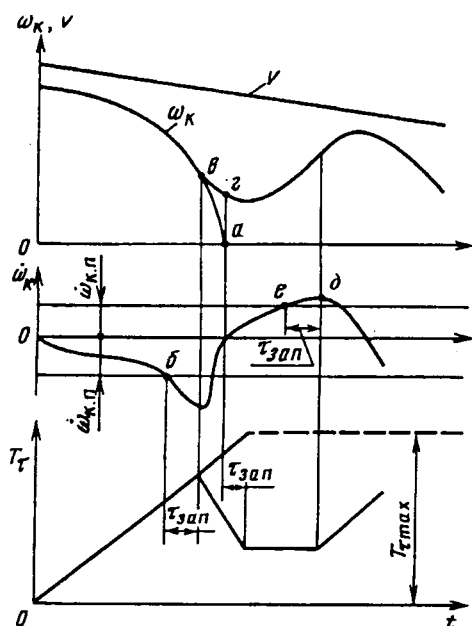


Рис. 11.19. Рабочий процесс затормаживания колеса КМ с АБС

определяемого максимальным усилием воздействия водителя на тормозную педаль (пунктирная линия на рис. 11.19). Момент блокировки колеса при $\omega_k = 0$ показан на графике точкой a . При наличии АБС в точке b вырабатывается команда на растормаживание, которая спустя время запаздывания $\tau_{зап}$ отрабатывается исполнительным механизмом. В пневмоприводе тормозов в этот момент обычно срабатывают электроклапаны, которые отсекают тормозную камеру контролируемого колеса от основной магистрали и соединяют ее через дроссель с атмосферой. Происходит стравливание воздуха из камеры, снижение давления рабочего тела и, как следствие, тормозного момента на колесе.

В гидроприводе тормозов при использовании АБС, например фирмы "Бош" (рис. 11.20), жидкость из изолированного участка магистрали с рабочим тормозным цилиндром 7 отсекается от главного тормозного цилиндра 1 и сливается в гидроаккумулятор 4. В рекуперативной АБС (рис. 11.21) для этого служит расширительный цилиндр, взаимодействующий с кулачком. При его работе происходит увеличение отсеченного объема участка гидромагистрали, что приводит к снижению давления рабочего тела и тормозного момента на колесе.

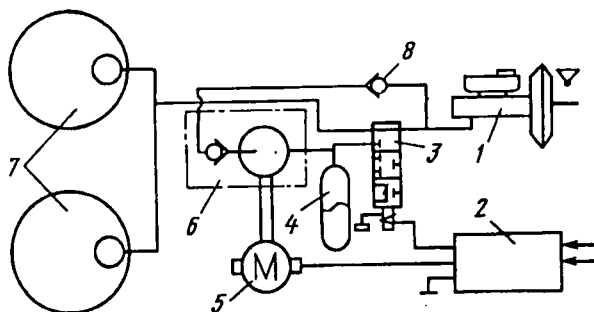


Рис. 11.20. Принципиальная схема АБС фирмы "Бош":

1 – главный тормозной цилиндр; 2 – блок управления;
3 – электрогидравлический клапан; 4 – гидроаккумулятор;
5 – электропривод; 6 – гидронасос; 7 – рабочие
тормозные цилиндры; 8 – обратный клапан

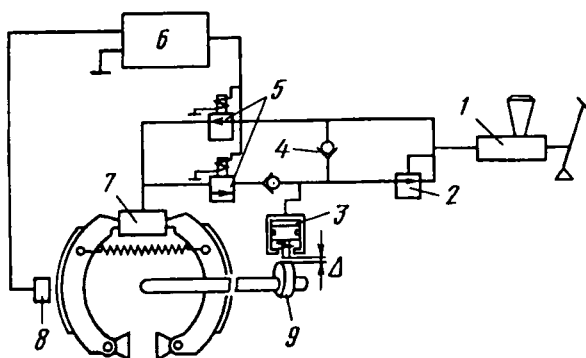


Рис. 11.21. Принципиальная схема рекуперативной АБС (Волгоградский ГТУ):

1 – главный тормозной цилиндр; 2, 5 – нормально открытые клапаны; 3 – расширительный цилиндр; 4 – обратный клапан; 6 – блок управления; 7 – рабочий тормозной цилиндр; 8 – гидроаккумулятор; 9 – вращающийся кулачок

С этого мгновения (см. рис. 11.19, точка в) начинается этап растормаживания колеса. Причем начало роста угловой скорости колеса (точка г) наступает несколько позже в силу необходимости снижения для этого тормозного момента ниже момента по сцеплению. При этом угловое ускорение меняет свой знак на "плюс", что означает начало разгона колеса.

На рис. 11.19 видно, что дальнейшего снижения тормозного момента уже не требуется. Вместе с тем его повышение преждевремен-

но, так как колесо еще находится в закритической по проскальзыванию области $\varphi(s)$ -диаграммы. Это обстоятельство в большинстве алгоритмов АБС трактуется как начало периода выдержки тормозного момента, которое наступает в рассматриваемом случае после отработки команды, спустя время запаздывания $\tau_{\text{зап}}$ (см. рис. 11.19, точка d).

Данная фаза рабочего процесса получила название фазы “отсечки”. Достигается она при закрытии клапана, соединяющего полость рабочего цилиндра с атмосферой (в пневмоприводе) или с растормаживающим цилиндром (в гидроприводе). Причем клапан, отсекающий рабочий тормозной цилиндр от основной магистрали, остается закрытым.

Увеличение угловой скорости колеса сопровождается снижением проскальзывания и ростом момента по сцеплению (см. рис. 11.19), что обуславливает фазу устойчивого разгона колеса. После перехода в докритическую по проскальзыванию область ускорение резко возрастает согласно зависимости (11.1). При достижении порогового значения (см. рис. 11.19, точка e) вырабатывается команда на новое повышение давления рабочего тела и тормозного момента. Спустя время запаздывания она выполняется исполнительным механизмом. В существующих АБС это обычно происходит путем восстановления исходного состояния клапанов при обесточивании соленоидов. Тогда находящееся под более высоким давлением (определяемым усилием нажатия водителя на педаль тормоза) рабочее тело поступает через модулятор в ранее отсеченный участок магистрали с рабочим тормозным цилиндром. Темп нарастания тормозного момента при этом определяется характером переходного процесса с учетом дресселирования в клапанном механизме модулятора.

Из рассмотренного выше следует, что низкий темп нарастания давления приводит к затягиванию времени достижения оптимального проскальзывания и низкой эффективности торможения колеса. Высокие темпы нарастания давления в условиях запаздывания на отработку команд приводят к существенному перерегулированию и, как следствие, перетормаживанию колеса в закритической по проскальзыванию области. При этом не исключен кратковременный юз колеса. Для устранения этого явления применяют многофазовое регулирование с организацией фазы отсечки не только при растормаживании, но и при затормаживании колеса. Примерами могут служить рабочие процессы современных АБС фирм “Бош”, “Лукас Гирлинг” и др.

Получив представление о характере рабочего процесса колеса при торможении с АБС, рассмотрим, как повлияет структура управления (схема установки АБС) на рабочий процесс затормаживания колес оси КМ. Неизбежное в эксплуатационных условиях относительное отклонение одного или группы параметров системы “привод – тормоз – колесо – дорога” приводит к смещению узловых точек процесса регулирования затормаживания правых и левых колес моста КМ, что определяет различие в реализованных значениях тормозных сил.

При использовании современных АБС, работающих по циклическому принципу, степень смещения узловых точек, определяющих фазы процесса, обусловлена структурной схемой установки системы на оси и качеством организации ее функционирования. Последнее определяется точкой настройки системы на $\varphi(s)$ -диаграмме, временем запаздывания в передаче команды, темпами изменения тормозного момента и периодом его выдержки, обусловленным гистерезисом тормозного механизма. На фоне снижения эффективности действия тормозов известным фактором, оказывающим существенное влияние на появление различных фаз затормаживания правого и левого колес моста, являются ограниченные энергетические возможности привода. В итоге возникает различие в реализованных на колесах тормозных силах, которое обуславливает направление и величину поворачивающего момента.

Различают независимые и зависимые структурные схемы установок АБС. Структурная схема установки АБС называется *независимой*, когда управление элементами системы торможения каждого из колес осуществляется в отдельности. При организации совместного управления торможением парой колес с помощью одного исполнительного механизма реализуется *зависимая* схема установки АБС, которая может быть мостовой, бортовой или диагональной, что определяется расположением контролируемых колес КМ. Кроме того, в конструктивных схемах, где организовано совместное управление торможением группы колес, имеет место групповая схема установки АБС. Важным обстоятельством при этом является принцип формирования команды управления по колесу, находящемуся в худших или лучших условиях по сцеплению. В первом случае имеет место низкопороговый принцип управления схемой, во втором – высокопороговый.

11.7.3. Структурные схемы установки

Размещение элементов АБС по мостам КМ и их функциональная связь определяют не только рабочий процесс самой системы, но и эксплуатационные свойства КМ в целом. Поэтому выбору структурной схемы установки АБС уделяют серьезное внимание. Сложность проблемы возрастает еще и по причине влияния схем на экономические показатели, а также на расход рабочего тела, ограниченный подачей компрессора или гидронасоса, вместимостью ресиверов и гидроаккумуляторов. Односторонний подход к проблеме приводит к тому, что часто наиболее экономичные по стоимости решения могут оказаться более опасными, чем даже обычные тормозные системы.

Повышение устойчивости, управляемости и эффективности торможения может быть достигнуто в результате применения системы устранения юза лишь при условии правильного согласования структуры АБС с общими компоновочными особенностями и режимами эксплуатации КМ. Практически одинаковые результаты при общей себестоимости могут быть достигнуты при различных структурных схемах и разном количестве основных элементов АБС.

В целом под структурной схемой установки АБС на КМ понимается функциональная связь элементов системы между собой, их количество, а также степень обслуживаемых колес. В соответствии с законами комбинаторики возможна реализация большого числа разнообразных структурных схем установки АБС, которое возрастает по мере увеличения количества осей КМ. Однако при этом необходимо учесть, что целесообразно применение далеко не всех полученных таким образом схем, поскольку некоторые из них могут оказаться идентичными в силу наличия продольной оси симметрии КМ, а иные просто недопустимы ввиду их отрицательного влияния на тормозные свойства.

На рис. 11.22 показаны варианты структурной схемы установки АБС на двухосных КМ.

На рис. 11.22, а представлена независимая схема установки АБС на всех колесах КМ, что определяет наивысшую насыщенность тормозного привода элементами АБС и ее наибольшую себестоимость. Подобные схемы можно встретить в ряде конструкций фирм "Муллард", "Гирлинг", "Фиат", "Телдикс", "Ман" и "Бош".

Зависимая схема установки АБС на мостах КМ приведена на рис. 11.22, б. При наличии механической трансмиссии датчик может устанавливаться на ведущей шестерне главной передачи (см.

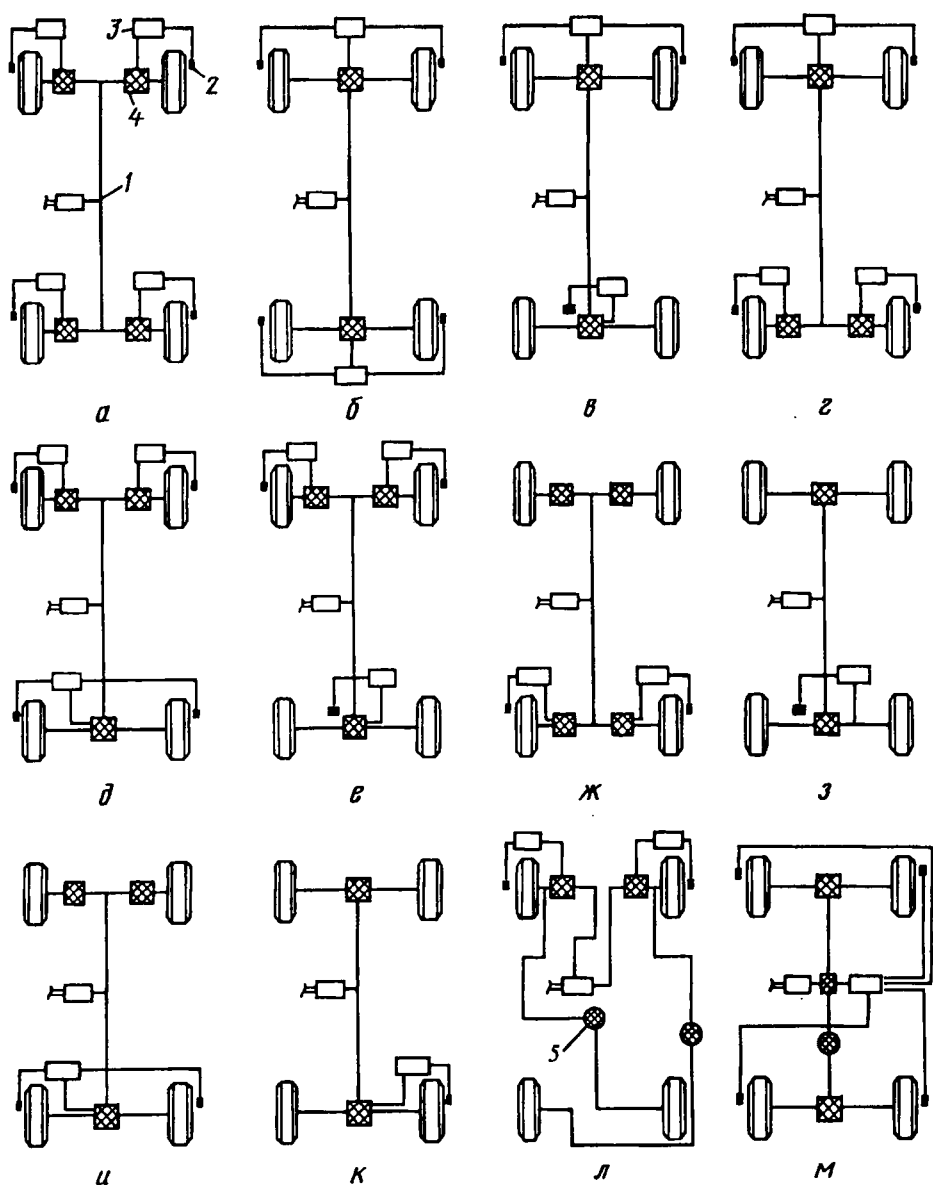


Рис. 11.22. Структурные схемы АБС:

1 - главный тормозной цилиндр; 2 - датчик; 3 - блок управления; 4 - модулятор; 5 - регулятор

рис. 11.22, в). Подобные схемы можно встретить в конструкциях фирм ДБА, "Иатон" и др.

Создание многоосных КМ, затормаживание колес которых по-разному влияет на эффективность торможения, вызвало необходи-

мость применения комбинированных вариантов установки АБС, которые показаны на рис. 11.22, *г* – *е*. Наибольший интерес представляет схема *д*, по которой решена конструкция установки АБС на серийных легковых автомобилях “Мерседес-450 СЕ” и др.

Определенный интерес вызывают схемы с неполной автоматизацией тормозного привода, показанные на рис. 11.22, *ж* – *к*, применение которых чаще всего продиктовано экономическими соображениями.

Техническое решение фирмы “Лукас Гирлинг” для легковых переднеприводных автомобилей (см. рис. 11.22, *л*) предполагает, что АБС по независимой схеме установлена на передних колесах, а к задним тормозная жидкость подается через регуляторы тормозных сил, учитывающие дифференциал КМ. При этой схеме модулирование давления рабочего тела осуществляется в каждой из диагоналей на основе анализа состояния затормаживания каждого из передних колес.

Стремление к снижению себестоимости устанавливаемой АБС способствовало появлению схем с групповым управлением колесами с помощью одного модулятора, одна из которых показана на рис. 11.22, *м*. Попытка совместного использования групповой схемы АБС и регулятора тормозных сил позволила несколько улучшить параметры торможения, но не решила проблемы в целом. Поэтому подобная схема не нашла своего применения.

Стремление к получению оптимальных результатов по эффективности торможения и устойчивости движения в различных дорожных условиях привело к созданию гибридных структур, сочетающих в себе свойства индивидуального регулирования, обеспечивающего наилучшую устойчивость. Такие структуры получили название модифицированного индивидуального регулирования (MIR). При этом в начале торможения на высокой скорости осуществляется низкочастотное зависимое регулирование с постепенным переходом к индивидуальному. Для осуществления такого решения тормоза каждого из колес оси оборудуют элементами АБС по полной схеме, т.е. датчиками, логическим блоком и модулятором. При переходе АБС в режим работы низкочастотного зависимого регулирования осуществляется передача команд с сопрягаемого колеса через коммутирующую управляемую связь. Подобные структурные схемы наиболее соответствуют многоосным КМ.

Директивой ЕЭС применяемые структуры управления АБС подразделяются на три категории. АБС первой категории удовлетворяют всем требованиям данного документа и являются самыми эффективными системами. В первую очередь к ним относятся схемы,

изображенные на рис. 11.22, а, г – е и MIR. Схемы б и в на рис. 11.22 соответствуют второй категории, так как при их использовании, зачастую, не обеспечивается тормозная эффективность на дорогах с поперечной неравномерностью коэффициента сцепления. Все остальные структуры АБС относятся к третьей категории.

Проведенный анализ показывает, что создание высокоэффективных систем устранения юза колес является сложной проблемой, затрагивающей различные стороны совершенствования КМ и ее узлов и требующей для своего решения специалистов различных областей знаний.

11.7.4. Особенности технических решений

Подавляющее число АБС, созданных фирмами США, Англии, Франции, Германии и Японии, решено на основе схемы с обратной связью. На рис. 11.23 приведена принципиальная схема АБС автоматического регулирования тормозного момента с обратной связью на примере управления одним колесом. Помимо основных функциональных элементов: датчиков состояния, блока управления и исполнительного механизма, в систему входят схемы, обеспечивающие нормальное функционирование блока, и также узел контроля и индикации исправности системы.

Момент на выходе тормозного механизма определяется суммарным воздействием со стороны водителя и исполнительного механизма АБС, включенного в тормозной привод. При этом максимальный тормозной момент определяется усилием нажатия водителем на педаль, а значения момента в диапазоне $0 \dots T_{\text{т max}}$ зависят от управляющего действия исполнительного механизма.

Состояние вращения заторможенного колеса КМ, находящегося в равновесии под действием сил и моментов, действующих со стороны тормозного механизма, дороги и шасси, контролируется датчиком D_1 . Кроме того, датчики могут быть также установлены на отдельных функциональных системах КМ. Они прямо или косвенно отражают изменение параметров торможения, на основе обработки которых определяется момент достижения оптимального затормаживания колеса в данных эксплуатационных условиях. Количество датчиков обусловлено необходимостью в совокупной информации об изменении ряда параметров, на основе которой можно с достаточной точностью судить о наступлении необходимого тормозного момента.

Информация с датчиков поступает в блок управления через фильтр, предназначенный для исключения влияния различного рода помех на нарушение нормального функционирования системы. На

Рис. 11.23. Принципиальная схема АБС

основе полученной информации (ω_i) логическая система в соответствии со своим алгоритмом функционирования формирует команду управления $U(t)$, которая через усилитель мощности передается далее по элементам с нарастанием суммарного времени запаздывания τ . Работа исполнительного механизма обеспечивается источником энергии. В качестве последнего в гидравлической тормозной системе применяется электродвигатель с насосом высокого давления, а в пневматической – компрессор с ресиверами.

О выходе из строя АБС водителя информируют световые или звуковые средства индикации. В этом случае КМ должна иметь возможность затормаживания без потери эффективности традиционным способом.

Показанная на рис. 11.23 АБС работает следующим образом. В начале торможения исполнительный механизм отключен и управляющее воздействие водителя на тормозную педаль передается по магистралям на тормозной механизм, который создает соответствующий момент T_τ , приложенный к колесу КМ. При превышении тормозным моментом момента по сцеплению состояние динамического равновесия нарушается, что приводит к началу процесса блокирования колес.

В большинстве экстремальных АБС, в силу присущего системам автоматического регулирования явления перерегулирования, а также смещения кривой $\varphi(s)$ в сторону от зоны устойчивости, при растормаживании колесо проходит точку оптимального состояния, что требует новой фазы повышения момента и процесс приобретает циклический характер. Это обуславливает необходимость наличия на борту КМ источника энергии, способного обеспечить непрерывную работу в течение времени $t = v_{\max}/j$. Следует отметить, что в существующих и разрабатываемых на различной элементной базе конструкциях АБС могут отсутствовать те или иные структуры, имеющиеся в схеме на рис. 11.23, а отдельные функциональные элементы конструктивно могут быть выполнены в едином механизме. Тем не менее это обстоятельство не нарушает изложенной выше принципиальной схемы, которая помогает определить присущие каждому элементу функции, судить о совершенстве системы, а также выявить взаимосвязь отдельных структур.

В общем случае под термином “датчик АБС” понимается источник информации, конструктивно оформленный в отдельном узле вместе с необходимыми преобразователями, формирующими сигнал требуемого вида, отражающий параметры (или параметр), на основе анализа которых блок управления формирует команду.

Важным условием качественной и эффективной работы АБС при устранении юза колес в процессе торможения КМ является соответствие алгоритма функционирования системы, реализованного в блоке управления, особенностям конструкции КМ, примененному типу тормозов, приводу и т.д. Поэтому к алгоритму функционирования АБС предъявляют высокие требования.

Алгоритм функционирования строят, исходя из необходимости реализации АБС $\varphi(s)$ -диаграммы для каждого колеса или группы колес КМ. В зависимости от градиента изменения тормозного момента на колесах или давления рабочего тела в тормозных цилиндрах, определяемого командой логического блока, различают фазы процессов регулирования. Наиболее распространенными являются блоки, реализующие двухфазовый “нарастание – сброс” и трехфазовый “нарастание – сброс – выдержка” алгоритмы управления.

Повышению эффективности торможения колеса и снижению динамических нагрузок в приводе способствует создание блоков с четырехфазовым “нарастание – выдержка – сброс – выдержка” или многофазовым алгоритмом управления, что существенно усложняет конструкцию исполнительного механизма. Однако стремление снизить отрицательное влияние циклического регулирования тормозного момента на элементы подвески КМ и повышенный расход рабочего тела (особенно в пневмосистемах) привели к созданию бесцикловых схем регулирования.

Точность отработки команды управления на изменение тормозного момента зависит от качества работы и степени совершенства исполнительных механизмов, конструкция которых во многом определяется наличием источника энергии на борту КМ, предназначенного для совершения работы в процессе регулирования.

В основу требования энергетического обеспечения функционирования исполнительного механизма положено условие сохранения эффективного устранения блокирования колес при случайной смене участков дороги с различными сцепными свойствами. Это требование исключает возможность использования бесцикловых систем однократного действия, не обладающих способностью к многократному повторному повышению тормозных моментов.

Наличие на КМ открытой тормозной системы со сбросом рабочего тела в значительной мере упрощает конструкцию исполнительного механизма, создаваемую в этом случае на базе агрегата с электроуправляемыми клапанами. В первую очередь это относится к пневматической системе тормозов, имеющей источник давления с приводом от двигателя КМ.

Наибольшее распространение для гидравлического привода тормозов получили исполнительные механизмы, модулирующие давление рабочего тела в замкнутом отсеченном объеме. Источником энергии в них обычно является электрическая энергия аккумуляторов.

Типовая схема АБС фирмы “Бош” показана на рис. 11.20 на примере управления одним колесом. Модулятор давления включает трехпозиционный электрогидравлический клапан 3, гидроаккумулятор 4 и гидронасос 6 с электроприводом 5. Последний включается на период торможения КМ. При растормаживании магистраль с рабочими тормозными цилиндрами 7 колеса отсекается от главного тормозного цилиндра 1, и жидкость сливается в гидроаккумулятор 4, откуда возвратным насосом через обратный клапан 8 возвращается в магистраль. Управление работой системы осуществляется по командам блока 2. Подавляющее большинство современных систем реализовано по этой схеме, т.е. с использованием дополнительной силовой гидравлической установки.

Для КМ, особенно многоосных или многоопорных, перспективным является создание единой системы управления движением, обеспечивающей функционирование РУ, системы подпрессоривания, тормозного управления и т.д.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Автомобили. Конструкция, конструирование и расчет. Системы управления и ходовая часть. Учеб. пособие для вузов / А.И.Гришкевич, Д.М. Ломако, В.П. Автушко и др.; Под. ред. А.И.Гришкевича. Минск.: Вышэйш. шк., 1987. 200 с.*
- Аксенов П.В. Многоосные автомобили. 2-е изд., перераб. М.: Машиностроение, 1989. 280 с.*
- Конструирование и расчет колесных машин высокой проходимости: Общие вопросы конструирования: Учеб. для вузов / Н.Ф. Бочаров, Л.Ф.Жеглов, В.Н.Зузов и др.; Под общ. ред. Н.Ф. Бочарова и Л.Ф. Жеглова. М.: Машиностроение, 1992. 352 с.*
- Конструирование и расчет колесных машин высокой проходимости: Расчет агрегатов и систем: Учеб. для вузов / Н.Ф. Бочаров, Л.Ф.Жеглов, В.Н.Зузов и др.; Под общ. ред. Н.Ф. Бочарова и Л.Ф. Жеглова. М.: Машиностроение, 1994. 404 с.*
- Осепчугов В.В., Фрумкин А.К. Автомобиль: Анализ конструкций, элементы расчета: Учеб. для вузов. М.: Машиностроение, 1989. 304 с.*
- Платонов В.Ф. Полноприводные автомобили. М.: Машиностроение. 1989. 311 с.*
- Проектирование полноприводных колесных машин: В 2 т. Т 1. Учеб. для вузов / Б.А.Афанасьев, Н.Ф.Бочаров, Л.Ф.Жеглов и др.; Под общ. ред. А.А.Полунгяна. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1999. 488 с.*
- Проектирование трансмиссий автомобилей: Справочник. / Под общ. ред. А.И.Гришкевича. М.: Машиностроение, 1984. 272 с.*
- Раймпель Й. Шасси автомобиля. Элементы подвески: Пер. с нем. М.: Машиностроение, 1987. 288 с.*
- Цитович И. С., Альгин В.Б., Грицкевич В.В. Анализ и синтез планетарных коробок передач автомобилей и тракторов. Минск.: Наука и техника, 1987. 224 с.*

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Глава 1. Сцепление	4
1.1. Общие сведения	4
1.2. Основные параметры и показатели нагруженности сухих дисковых постоянно замкнутых сцеплений	8
1.3. Выбор размеров фрикционных накладок	14
1.4. Расчет параметров нажимных пружин	21
1.5. Оценка износостойкости пар трения сцепления	25
1.6. Демпферы ведомых дисков сцепления	25
1.7. Приводы сцеплений	27
Глава 2. Вальные коробки передач	32
2.1. Общие сведения	32
2.2. Особенности различных схем коробок передач	33
2.3. Выбор основных размеров коробки передач	46
2.4. Модульный принцип проектирования коробок передач	55
2.5. Приводы управления коробками передач	57
Глава 3. Планетарные коробки передач	72
3.1. Общие сведения	72
3.2. Построение плана угловых скоростей планетарной коробки передач с двумя степенями свободы	78
3.3. Синтез составных планетарных механизмов с двумя степенями свободы	82
3.4. Синтез планетарных коробок передач с тремя степенями свободы	87
3.5. Общие соотношения для расчета составного планетарного механизма	101
	633

Глава 4. Карданные передачи	110
4.1. Общие сведения	110
4.2. Кинематические связи в карданных передачах с шарнирами неравных угловых скоростей	114
4.3. Силовые связи в карданных передачах с шарнирами неравных угловых скоростей	118
4.4. Карданный вал	118
4.5. Выбор основных размеров шарниров неравных угловых скоростей	128
4.6. Шарниры равных угловых скоростей	133
Глава 5. Раздаточные коробки	137
5.1. Общие сведения	137
5.2. Выбор схемы раздаточной коробки	138
5.3. Выбор размеров основных деталей раздаточной коробки	146
5.4. Элементы управления раздаточными коробками	150
Глава 6. Ведущие мосты	152
6.1. Общие сведения	152
6.2. Главные передачи	153
6.3. Дифференциалы	177
6.4. Полуоси	203
Глава 7. Система поддрессоривания колесных машин	210
7.1. Общие сведения	210
7.2. Критерий и показатели плавности хода колесных машин	213
7.3. Источники возмущения	218
7.4. Расчет линейной системы поддрессоривания	222
7.5. Расчет нелинейной системы поддрессоривания	242
7.6. Параметры и нагрузочные характеристики системы поддрессоривания	251
7.7. Расчет показателей плавности хода колесной машины и нагрузочных режимов элементов системы поддрессоривания	264
7.8. Направляющее устройство	269
7.9. Металлические упругие элементы	295
7.10. Неметаллические упругие элементы	326
7.11. Амортизаторы	343
Глава 8. Балки ведущих мостов, колеса и шины	351
8.1. Балки ведущих мостов	351
8.2. Колеса	360

8.3. Шины	367
8.4. Нагрузки, действующие на колесо	381
8.5. Анализ напряженно-деформированного состояния диска колеса	385
Глава 9. Рамы, кузова и кабины	389
9.1. Общие сведения	389
9.2. Нагрузочные ружимы	395
9.3. Рамы	400
9.4. Кузова	426
9.5. Кабины	473
9.5. Обитаемость колесных машин	490
Глава 10. Рулевое управление	514
10.1. Общие сведения	514
10.2. Схема поворота колесной машины	517
10.3. Расчет основных параметров криволинейного движения при управлении углами поворота колес	526
10.4. Выбор рулевого управления	536
10.5. Оценочные параметры и показатели рулевого управления	538
10.6. Расчет рулевых механизмов и приводов	541
10.7. Расчет усилителей рулевого управления	551
10.8. Гидростатическое рулевое управление	563
10.9. Рулевое управление сочлененных колесных машин	564
10.10. Маневрирование колесной машиной на плаву	580
Глава 11. Тормозное управление	582
11.1. Общие сведения	582
11.2. Нагрузочные режимы	589
11.3. Тормозные механизмы	593
11.4. Тормозные приводы	601
11.5. Расчет колесных тормозных механизмов	606
11.6. Регуляторы тормозных сил	610
11.7. Антиблокировочные системы	616
Список литературы	632

Summary

The text-book is based on the lectures delivered at the BMSTU for the students specializing in "Multi-purpose track and wheel vehicles". The text-book consists of two volumes. The first volume is devoted to general problems of designing wheeled machines, the second volume is devoted to designing parts and systems of wheeled machines. The authors wanted to acquaint the readers with the fundamentals of the wheeled machines designing and to inform them about modern methods of design and calculation of parts and systems of wheeled machines. General principles of designing all-road wheeled vehicles are discussed taking into account ecological factors, economy and reliability. In the text-book special attention is devoted to creating all-road wheeled machines meeting modern requirements of road safety, equipped with modern means of automatic control, satisfying various road and climatic conditions. Computation methods are given for definite (predetermined) and random loads, methods of determining the governing parameters of wheeled machines on the basis of mathematical and physical modelling of the operation of the wheeled machines and their systems. The authors hope that the present book will be useful for students, engineers and researchers engaged in design of all-road wheeled vehicles and will to some extent eliminate the lack of text-books in this branch of engineering.

Учебник “Проектирование полноприводных колесных машин” в двух томах написан преподавателями кафедры “Колесные машины” МГТУ им. Н.Э. Баумана, специалистами в области автомобилестроения:

Афанасьевым Б.А. – доцентом, кандидатом технических наук, “Почетным работником высшего образования России”;

Бочаровым Н.Ф. – профессором, доктором технических наук, “Заслуженным деятелем науки и техники РСФСР”;

Белоусовым Б.Н. – профессором, доктором технических наук;

Жегловым Л.Ф. – доцентом;

Зузовым В.Н. – доцентом, кандидатом технических наук;

Полунгяном А.А. – заведующим кафедрой “Колесные машины”, профессором, доктором технических наук, “Заслуженным деятелем науки России”;

Фоминых А.Б. – доцентом, кандидатом технических наук;

Цыбиным В.С. – профессором, доктором технических наук.

В первом томе настоящего учебника Предисловие, §§ 1.6 и 2.5 написаны А.А. Полунгяном; Введение, §§ 1.8, 2.4 и 3.5 — Б.А. Афанасьевым; § 1.1 — Н.Ф. Бочаровым; §§ 1.2, 2.3, 2.6 и 2.7 — Л.Ф. Жегловым; § 1.3 — А.А. Полунгяном и В.С. Цыбиным; § 1.4 — В.Н. Зузовым и А.А. Полунгяном; §§ 1.5 и 1.7 — В.С. Цыбиным; §§ 2.1 и 4.6 — В.Н. Зузовым; §§ 2.2, 3.1 — 3.4, 4.1–4.5 — А.Б. Фоминых; гл. 5 — Б.А. Афанасьевым и В.С. Цыбиным.

Во втором томе учебника Предисловие написано А.А. Полунгяном; гл. 1, 2, 4–6 — А.Б. Фоминых; гл. 3, §§ 8.2 и 8.3 — Б.А. Афанасьевым; гл. 7 — Л.Ф. Жегловым, §§ 8.1, 8.4, 9.2, 9.3 и 9.5 — В.Н. Зузовым; §§ 9.1 и 9.4 — Б.А. Афанасьевым, В.Н. Зузовым и В.С. Цыбиным, гл. 10, 11 — Б.Н. Белоусовым и А.А. Полунгяном.

МГТУ им. Н.Э. Баумана

Кафедра "Колесные машины"

Кафедра "Колесные машины" МГТУ им. Н.Э. Баумана образована в 1936 г. по инициативе академика Е.А. Чудакова.

На кафедре проводят работы по созданию колесных машин для особых условий эксплуатации, разрабатывают движители для планетоходов, проектируют новейшие регулируемые системы подрессоривания колес машин. Сконструирован и изготовлен ходовой макет многоосного автомобиля высокой проходимости с полной массой 60 т, имеющий гидропривод с бортовой системой управления, а также впервые в нашей стране создана легковая колесная машина с кузовом из полимерных материалов.

Кафедра готовит инженеров по специальности "Колесные машины" в трех областях: разработка трансмиссий, ходовой части и несущих систем колесной машины.

Обучение студентов основано на принципах сочетания передовых методов фундаментального университетского и инженерного образования с практическими занятиями. Преподавателями кафедры разработаны оригинальные курсы лекций: "Строительная механика несущих систем", "Динамика колесных машин", "Проектирование агрегатов колесных машин из композиционных материалов", "Вибронагруженность и виброакустика колесных машин", "Автоматизированное управление системой подрессоривания, тормозной системой и рулевым управлением", "Проектирование специальных движителей колесных машин".

Студенты старших курсов участвуют в научно-исследовательской работе.

В МГТУ студенты обучаются в течение полных шести лет. Для углубленной подготовки к последующей работе в научных учреждениях и учебе в аспирантуре предусмотрен седьмой год обучения.

Выпускников кафедры приглашают на работу ведущие предприятия нашей страны и зарубежные фирмы.

Издательство
МГТУ им. Н.Э. Баумана

предлагает к продаже монографию

Марков В.А., Козлов С.И. Топлива и топливоподача многотопливных и газодизельных двигателей (296 с., формат 60х90/16, обложка).

Рассмотрены проблемы, возникающие при обеспечении многотопливности двигателей внутреннего сгорания. Проведен анализ физико-химических свойств топлив, используемых в многотопливных и газодизельных двигателях, и их влияния на основные показатели двигателей. Показана необходимость корректирования цикловой подачи и угла опережения впрыскивания топлива в многотопливных дизелях. Даны практические рекомендации по выбору характеристик такого корректирования топливоподачи. Представлены конструкции топливоподающих систем и устройств управления топливоподачей, применяемых в многотопливных и газодизельных двигателях.

Предназначена для специалистов научных организаций, занимающихся созданием и совершенствованием дизелей, инженерно-технических работников предприятий и организаций транспортного и сельскохозяйственного машиностроения. Может быть полезна аспирантам и студентам вузов.

По вопросам приобретения книги обращаться по тел.:
(095) 263-60-45

Учебное издание

**Афанасьев Борис Алексеевич
Белоусов Борис Николаевич
Жеглов Лев Федорович
Зузов Валерий Николаевич
Полунгян Аркадий Авсеевич
Фоминых Александр Борисович
Цыбин Валерий Сергеевич**

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПОЛНОПРИВОДНЫХ
КОЛЕСНЫХ МАШИН**

**Учебник для вузов
В двух томах**

Том 2

*Редакторы Г.А. Нилова, Е.Н. Ставицкая
Художник С.С. Водчиц
Корректор О.В. Калашникова
Компьютерная верстка В.И. Товстоног*

**Оригинал-макет подготовлен в Издательстве
МГТУ им. Н.Э. Баумана**

**Изд. лиц. № 020523 от 25.04.97. Подписано в печать 24.04.2000.
Формат 70x100 1/16. Бумага офсетная № 1. Печать офсетная.
Печ. л. 40,0. Усл. печ. л. 51,6. Уч.-изд. л. 51,45.
Тираж 1000 экз. Изд. № 128. Заказ № 98**

**Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана.
107005, Москва, 2-я Бауманская, 5.**

**Отпечатано с оригинал-макета в ППП «Типография «Наука»
121099, Москва, Шубинский пер., 6**