ББК 39.33-04
Р18
УДК 629.113.011.1-03.30-82

Раймпель Й.

Р18 Шасси автомобиля: Элементы подвески/Пер. с нем. А. Л. Карпухина; Под ред. Г. Г. Гридасова. — М.: Машиностроение, 1987. — 288 с.: ил.

(В пер.): 1 р. 50 к.

Вторая книга автора из ФРГ продолжает серию «Шасси автомобиля» (первая книга «Шасси автомобиля» вышла в переводе на русский язык в 1985 г.).

Рассмотрены силы, действующие на детали шасси, устройство подрессоривания и демпфирования при различных режимах движения автомобиля. Предложены современные методы расчета и выбора элементов подвески. Описаны многочисленные конструктивные решения подвесок современных западноевропейских (преимущественно производства ФРГ) легковых автомобилей.

Для инженерно-технических работников, занятых проектированием легковых автомобилей.

Р $\frac{3603030000-022}{038(01)-87}$ — 202-86 ББК 39.33-04 6Т2.1

ОГЛАВЛЕНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ

Все детали автомобиля изготовлены с определенными допусками. Существуют допуски и на параметры подвески или прочностные свойства материала. Чем больше отклонения параметров от заданного значения, тем ниже себестоимость детали и тем экономичнее ее производство. Знание этих взаимосвязей позволяет конструктору влиять на общую себестоимость изделия. В массовом производстве при значительных количествах изготовляемых изделий даже небольшая экономия имеет большое значение.

Инженерный расчет должен быть экономически приемлем. При правильном его проведении с помощью понятных формул результат может быть быстро получен, при этом следует пренебрегать теми факторами, влияние которых незначительно. В книге сделана попытка именно так представить формулы и методы расчета размеров деталей подвески, чтобы достичь цели при небольших затратах.

Кельн *ЙОРНСЕН РАЙМПЕЛЬ*

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

(кроме условных обозначений, принятых в кн. [21])

Силы, действующие в пятне контакта колеса с дорогой

F — сила упругости

L_A — сила тяги

L_B — тормозная сила

N_z, N_x — нагрузка от колеса (нормальная сила, равная половине допустимой нагрузки соответственно на переднюю или заднюю ось)

N_y, N_y — нормальная (вертикальная) нагрузка, действующая на кузов, в расчете соответственно на заднюю или переднюю ось

$\pm\Delta N$ — колебания нагрузки на колесо

$\pm\delta_1$ — продольнотяговая действующая боковая сила

$\pm\delta_2$ — кратковременно действующая боковая сила

U — вес непоресурсных частей, отнесенный к осям

Нижние индексы

h — задний

o — верхний предел

n — нижний предел

p — передний

1 — нагрузка продольнотяговой действия

2 ... 6 — кратковременно действующая сила, в том числе:

2 — при движении по железнодорожному переезду

3, 4 — при движении по дороге с выбоинами

5 — при торможении

6 — при трогании с места

Моменты:

M_{1o} — верхнее значение длительно действующего изгибающего момента

M_{1u} — нижнее значение длительно действующего изгибающего момента

M_{2o} ... M_{6o} — кратковременно действующий изгибающий момент

M_{2u} — изгибающий момент при чистом знакопеременном изгибе

M_{1t} — продолжительно действующий крутящий момент

M_{2t} ... M_{6t} — кратковременно действующий крутящий момент

Расчетные на прочность (по ДИН 1260 и ДИН 50100)

σ_A — соотношение напряжений

α_k — коэффициент концентрации напряжений

β_k — то же, обусловленный формой поверхности

β_W — то же, обусловленный посадкой

γ — отношение предела текучести к временному сопротивлению

δ — удлинение

ψ — запас прочности

λ_k — масштабный коэффициент, учитывающий влияние размеров

λ_b — коэффициент, учитывающий шероховатость обработанной поверхности

σ — нормальное напряжение

τ — касательное напряжение при среде или кручении

λ_W — коэффициент, учитывающий материал

Нижние индексы

A — амплитудное значение действующих напряжений

b — напряжение при изгибе

m — средние значения напряжений

o — верхние значения предельных напряжений

t — напряжение при кручении

u — нижние значения предельных напряжений

$zul\sigma$ — действующие напряжение

z — напряжение при растяжении

$zul\sigma$ — допускаемое напряжение

A — допускаемое амплитудное значение напряжений (из испытуемом образце)

B — временное сопротивление

D — сопротивление усталости

F — предел текучести при сдвиге

S — предел текучести при пульсирующем цикле

Sch — сопротивление усталости при пульсирующем цикле

V — знакопеременное напряжение

W — прочность при симметричном цикле

Z — кратковременная прочность

Жесткость системы подрессоривания

c_1 — жесткость шин при принятом для данного автомобиля давлении в шинах

c_2 — жесткость подвески кузова, приведенная к одному колесу, при равностоянном нагружении обеих (левой и правой) подвесок

c_{2A} — жесткость подвески кузова, приведенная к оси, при равностоянном нагружении обеих подвесок

c_3 — жесткость стабилизатора, приведенная к одному колесу, при равностоянном нагружении подвесок

c_F — жесткость собственно упругого элемента, приведенная к месту его опоры

c_B — жесткость шины при номинальном давлении в экономически целесообразной грузоподъемности

c_B — жесткость стабилизатора, измеренная на концах рычагов при равностоянном нагружении подвесок

Частота колебаний

n_1 — частота недемпфированных колебаний оси в вертикальном направлении, мин$^{-1}$

n_{1D} — то же, демпфированных колебаний

n_{1T} — частота недемпфированных колебаний кузова в вертикальном направлении

n_{1TD} — то же, демпфированных колебаний

n_h — частота угловых колебаний кузова относительно поперечной оси (галопирование)

Масса

m_K — масса половины оси

m_B — часть массы кузова, приходящаяся на одно колесо

m_F — масса всего кузова

Передаточные числа и числа витков пружин

i_F — число рабочих витков

i_G — общее число витков

i_W — передаточное отношение при поперечно-угловом подрессоривании неразрезной оси

i_X — то же, по ходу подвесок (направление X на характеристике упругости)

i_Y — то же, по нагрузке (направление оси Y)

i_L — то же, рулевого привода

Демпфирование колебаний

D_1 — демпфирование оси

D_T — демпфирование кузова

k_{1T} — коэффициент сопротивления, приведенный к пятну контакта колеса с дорогой

k_D — коэффициент сопротивления, приведенный к амортизатору

Расстояния

a — расстояние в поперечном направлении от шкворня до внутреннего шарнира поперечной рулевой тяги или до оси поворота рычага рулевой трапеции (вид сверху и сзади)

b — расстояние от внутреннего шарнира рулевой тяги до оси шкворня в продольной плоскости (вид сверху)

c — расстояние по высоте между внутренним и наружным шарнирами поперечной рулевой тяги

d — расстояние между внутренним и наружным шарнирами поперечной рулевой тяги в направлении продольной оси автомобиля (вид сверху)

k — длина рычага рулевой трапеции $k = r \sin \lambda$ (вид сзади)

r — длина рычага рулевой трапеции

r_a — длина сошки рулевого управления

s — перемещение зубчатой рейки

u_b — фактическая длина поперечной рулевой тяги

u_1 — длина поперечной рулевой тяги, вид сзади

u_2 — то же, вид сверху

u' — расстояние в поперечном направлении между обоими шарнирами поперечной рулевой тяги

Углы

β_a — угол поворота наружного (по отношению к центру поворота) колеса

β_i — то же, внутреннего колеса

β_l — угол поворота рулевого колеса

$\Delta\beta$ — разность углов поворота колес

λ — действительный угол рычага рулевой трапеции

λ' — проекция угла рычага рулевой трапеции

$\lambda_{1,2,3}$ — угол наклона рычага рулевой трапеции

σ — угол наклона сошки рулевого управления при прямолинейном движении автомобиля

φ — угол между деталями системы рулевого управления

$\varkappa, \omega$ — углы, определяющие наклон поперечной рулевой тяги

1. МЕХАНИКА ШАССИ

Для проверки имеющихся деталей или предварительного определения размеров в начале эскизного проектирования должен существовать метод быстрого, простого и надежного расчета деталей.

Диаметр цапфы колеса или приводного вала (наружной части шарнирной полуоси), например, определяет размер подшипников качения, их внутренний диаметр, размеры шарниров подвески и частично положение направляющих рычагов подвески.

Замеры напряжений и длительные испытания, проведенные на изготовленных после этого деталях, гарантируют эксплуатационную надежность изделия.

1.1. СИЛЫ В ПЯТНЕ КОНТАКТА КОЛЕСА С ДОРОГОЙ

Для расчета деталей шасси на прочность используют силы, действующие в пятне контакта колеса с дорогой при равномерном прямолинейном движении автомобиля. При определении долговечности выбирают дорожное покрытие среднего качества, а для расчета статической прочности используют движение по дороге с выбоинами, переезд препятствия или торможение с максимальным замедлением.

Подвеска колеса автомобиля представляет собой колебательную систему, собственная частота колебаний которой определяется жесткостью шины c_1, жесткостью подвески кузова c_2 и массой оси m_1 (см. п. 2.1.4). На неровной дороге амортизатор не может полностью погасить постоянно появляющиеся колебания нагрузки $\pm\Delta N$ (рис. 1.1). Применив индекс v для переднего и h для заднего колес, получим следующие верхние значения нормальной силы в пятне контакта колеса с дорогой:

$$N_{av} = N_v + \Delta N_v \quad \text{или} \quad N_{ah} = N_h + \Delta N_h,$$

где N_v и N_h равны половине допустимых нагрузок на оси, т. е. $G_{0,i}/2$ (см. [21, п. 1.6]). При проведении расчета цапфы или полуоси колеса из значения $N_{a,h}$ следует вычесть вес колеса и ступицы $U_R = 100 \ldots 150$ Н. При рассмотрении других деталей

подвески колеса испытают половину веса неподрессоренных деталей $U_{0,1}$ (см. п. 2.1.3), т. е.

$$N'_{\text{пр}} = N_{\text{п}} + \Delta N_{\text{п}} - (U_0/2); \qquad (1.1.1)$$

$$N'_{\text{лв}} = N_{\text{л}} + \Delta N_{\text{л}} - (U_0/2). \qquad (1.1.2)$$

Многочисленные замеры показали, что изменения нагрузок длительного действия на колесо зависят как от нагрузки на колесо $N_{0,1}$, так и от жесткости шины c_1. Для определения c_1 следует установить в шине рекомендуемое для данного автомобиля давление. На рис. 1.2 приведен коэффициент динамической нагрузки на колесо k_1, который после умножения на $N_{0,1}$ дает верхнее значение нормальной нагрузки соответственно на переднее и заднее колеса:

$$N_{\text{пр}} = k_1 N_{\text{п}} = N_{\text{п}} + \Delta N_{\text{п}};$$

$$N_{\text{лв}} = k_1 N_{\text{л}} = N_{\text{л}} + \Delta N_{\text{л}}.$$

Отсюда собственно амплитуда изменения нагрузки соответственно на переднее и заднее колеса

$$\Delta N_{\text{п}} = N_{\text{пр}} - N_{\text{п}};$$

$$\Delta N_{\text{л}} = N_{\text{лв}} = N_{\text{л}}.$$

В качестве примера возьмем шину 6,45/165-14/4PR, приведенную в [21, п. 2.5]. Эта шина при давлении в ней $p_1 = 0{,}19$ МПа имеет жесткость $c_1 = 1{,}9$ кН/см. С учетом допустимой для этого автомобиля нагрузки на заднюю ось $G_{\text{п}} = 8$ кН и нагрузки на колесо $N_{\text{п}} = 4$ кН имеем $c_1/N_{\text{п}} = 1{,}9/4 = 0{,}48$ см$^{-1}$.

Полученный по графику на рис. 1.2 коэффициент динамичности нагрузки $k_1 = 1{,}45$, а верхнее значение

Рис. 1.1. При равномерном прямолинейном движении нагрузка в точке контакта колеса с дорогой изменяется на величину $\pm\Delta N$

Рис. 1.2. Коэффициенты динамической нагрузки на колесо k_1 и k_2, примененные соответственно при расчетах на выносливость и прочность. Значения обоих коэффициентов зависят от нагрузки на колесо и от жесткости шины c_1; при c_1 не учитывается коэффициент $k_{\text{пр}}$ [21, рис. 2.5/3], т. е. увеличение жесткости при увеличении скорости

нормальной нагрузки $N_{\text{пр}} = k_1 N_{\text{п}} = 5{,}9$ кН. Диапазон колебаний нагрузки составляет $\Delta N_{\text{п}} = N_{\text{пр}} - N_{\text{п}} = 1{,}9$ кН, а нижнее значение нормальной нагрузки $N_{\text{лв}} = N_{\text{л}} - \Delta N_{\text{л}} = 2$ кН.

В связи с использованием жестких шин отношение $c_1/N_{\text{п}}$ является достаточно высоким. При меньшем давлении воздуха в шине жесткость шины ниже, что равнозначно меньшему значению k_1.

Чем больше может быть снижено давление в шине, тем меньше будет нагрузка на детали шасси, и, наоборот, эта нагрузка будет тем больше, чем выше давление в шине. Увеличение давления обычно объясняется стремлением к повышению боковой устойчивости автомобиля на поворотах.

В отличие от меняющейся только по величине (из-за неровностей дороги), но постоянной по направлению вертикальной силы $N_{\text{п,л}}$ боковая сила $\pm S_1$ (индекс 1 соответствует расчету на сопротивление усталости) действует в пятне контакта колеса с дорогой знакопеременно (рис. 1.3).

При равномерном прямолинейном движении следует исходить из статической нагрузки на колесо $N_{\text{п,л}}$, умножая ее на коэффициент боковых сил $\mu_{\text{п1}}$, т. е. соответственно для передних и задних колес:

$$\pm S_{\text{п1}} = \mu_{\text{п1}} N_{\text{п}}; \qquad (1.1.3)$$

$$\pm S_{\text{л1}} = \mu_{\text{л1}} N_{\text{л}}. \qquad (1.1.4)$$

Многочисленные измерения показали, что величина $\mu_{\text{п1}}$ зависит только от нагрузки на колесо. На рис. 1.4 приведены значения $\mu_{\text{п1}}$, соответствующие дороге с покрытием среднего качества.

Для определения верхнего значения изгибающего момента $M_{\text{пр}}$ в деталях оси следует выбрать увеличивающее момент направление боковой силы, которое соответствует положению, приведен-

Рис. 1.3. При равномерном прямолинейном движении неровности дороги вызывают поперечные силы заменного направления в месте контакта колеса с дорогой

Рис. 1.4. Коэффициенты боковых сил $\mu_{\text{п1}}$ и $\mu_{\text{л1}}$, используемые соответственно при расчетах на выносливость (дорога с покрытием среднего качества) и на прочность (дорога с выбоинами), значения которых зависят только от нагрузки на колесо $N_{\text{п,л}}$; например, при $N_{\text{п}} = 3$ кН $\mu_{\text{п1}} = 0{,}34$ и $\mu_{\text{л1}} = 0{,}68$

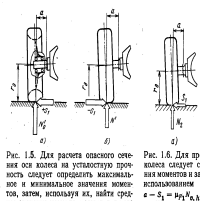


Рис. 1.5. Для расчета опасного сечения оси колеса на усталостную прочность следует определить максимальное и минимальное значения моментов, затем, используя их, найти среднее значение момента и амплитуду его изменения:

$$a = M_{ср} = \frac{M'_a + S_1 r_1}{2}; \quad r = M_{ср} = \frac{M'_a - S_1 r_1}{2}$$

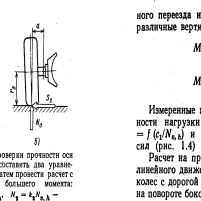


Рис. 1.6. Для проверки прочности оси колеса следует составить для уравнения моментов и затем провести расчет с использованием большего момента:

$$a = S_1 = \mu_1 N_{n.b} \quad N_a = a_1 N_{n.b} - (U_{n.b}/2); \quad a = \mu_2 N_{n.b} \quad N_a = \mu_2 N_{n.b} - (U_{n.b}/2)$$

ному на рис. 1.5, когда сила $+S_1$ действует в том же направлении, что и M'_a.

При этом следует учесть нижнее значение момента M_{bb}, чтобы для вращающегося детали подвеска определить характер нагружения — знакопостоянный или знакопеременный. Момент M_{bb} определяем с помощью уравнения

$$M'_{a.b} = N_{n.b} - (U_{n.b}/2) \tag{1.1.5}$$

и силы S_1; при этом оба момента могут быть получены из уравнений (1.1.1)—(1.1.5):

$$M_{bb} = N'_a a + S_1 r_{ст}; \tag{1.1.6}$$

$$M_{bb} = N' a - S_1 r_{ст}. \tag{1.1.7}$$

Для всех вращающихся деталей (полуоси, ступицы и др.) имеет место циклический изгиб, поэтому учитывать следует только M_{bb} (см. рис. 1.30). В качестве плеча для S_1 принимаем динамический радиус шины $r_{д}$, а не статический $r_{ст}$, поскольку рассматривается движущийся автомобиль. В отличие от расчета на долговечность для расчета статической прочности следует использовать наибольшие значения возникающих сил. При этом исходят из того, что максимальное значение боковой силы никогда не бывает в момент наибольшего удара снизу (например, при проезде через весьма неровный железнодорожный переезд) и что при езде по разбитой дороге при больших боковых нагрузках возможен лишь дополнительный удар снизу допускаемой силы. Исходя из этого, для расчета деталей следует составить два различных уравнения моментов (соответственно для железнодорожного переезда и для дороги с выбоинами), которые учитывают различные вертикальные и боковые силы (рис. 1.6):

$$M_{bb} = \left(k_b N_{n.b} - \frac{U_{n.b}}{2}\right) a + \mu_{Pz} N_{n.b} r_{д}; \tag{1.1.8}$$

$$M_{bb} = \left(k_b N_{n.b} - \frac{U_{n.b}}{2}\right) a + \mu_{Pz} N_{n.b} r_{д}. \tag{1.1.9}$$

Измеренные максимальные значения коэффициентов динамичности нагрузки k_b приведены на рис. 1.2, при этом $k_b = (c_1/N_{n.b})$ и максимальные значения коэффициентов боковых сил (рис. 1.4) $\mu_{Pz} = f(N_{n.b})$.

Расчет на прочность также осуществляем для случая прямолинейного движения, а не при предельно допустимом сцеплении колес с дорогой и движении на повороте, так как при движении на повороте боковая сила на более нагруженное внешнее колесо направлена снаружи к центру поворота (т. е. она уменьшает момент N_a (рис. 1.7). Кроме того, проведенные на дороге замеры показали, что на обычном легковом автомобиле боковые силы при прямолинейном движении вызывают более высокие усилия, чем при движении по кривой.

В последнем случае действует боковая сила, величина которой ограничена дорожным покрытием и шинами.

Несколько иная картина наблюдается в продольной плоскости, например, при резком торможении с начальной скоростью ниже $V = 10$ км/ч. На передних колесах имеет место очень сильное сцепление между широкими зонами контакта колес с дорогой благодаря низкой скорости автомобиля, в результате чего коэффициент сцепления в продольном направлении может достигать $\mu_1 = 1,25$ [2].

Поэтому все детали передней оси должны быть дополнительно проверены расчетом, исходя из того, что может возникнуть продольная сила

$$L_{пр} = \mu_1 N_n = 1,25 N_n, \tag{1.1.10}$$

причем действующая в сочетании с верхним значением вертикальной силы

$$N'_{пр} = k_1 N_n - (U_n/2).$$

Исключение здесь составляют задние колес, которые при торможении нагружаются в меньшей степени, чем другие детали. Диск тормоза и тормозной супорт, а также тормозной барабан и тормозной щиток воспринимают часть сил, которые иначе были бы переданы на цапфу. При переднем приводе и наружном расположении тормозов они передаются и к приводному валу колеса. Напротив, при перемещении тормозов внутрь, ближе к дифференциалу, в случае резкого торможения полуось и шарнир

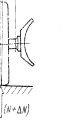


Рис. 1.7. При движении на повороте момент $S_{\text{д}}r_{\text{д}}$ вызываемый поперечной силой, уменьшает момент $(N+\Delta N)a$ от действия вертикальной силы. При этом напряжения в опасном сечении оси колеса уменьшаются: $M_{\text{и}}=(N+\Delta N)a-S_{\text{д}}r_{\text{д}}$

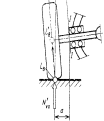


Рис. 1.8. При торможении два суммирующихся изгибающих момента увеличивают нагрузку приводного вала колеса. В случае, когда тормозной механизм располагается внутри, т. е. у дифференциала, один из моментов вызывается вертикальной силой, действующей на плече a, а второй — тормозной силой $L_{\text{д}}$, которую следует перенести в центр колеса. Последняя создает относительно опасного сечения момент $L_{\text{д}}b$

работают на кручение, а приводной вал колеса дополнительно нагружается изгибающим моментом (рис. 1.8)

$$M_{\text{M}}=\sqrt{(L_{\text{д}}b)^2+(N_{\text{M}}a)^2}. \qquad (1.1.11)$$

В связи с тем, что при торможении нагрузка на заднюю ось уменьшается, сильного сцепления задних колес с дорогой практически не происходит. Для этой оси (если она не является ведущей) достаточно проверить прочность деталей подвески при $\mu_{\text{д}}=0,8$, учитывая вертикальную силу $N'/2=(N_{\text{л}}-U_{\text{л}})/2$. Поскольку тормозные механизмы расположены в колесах, проверка прочности цапф колес не требуется.

При разгоне, напротив, происходит увеличение нагрузки на колесо, что может привести к увеличению сил. Вместе с верхним значением вертикальной силы $N_{\text{пр}}=k_{\text{д}}N_{\text{п}}-(U_{\text{л}}/2)$ следует включить в расчет тяговое усилие

$$L_{\text{л}}=\mu_{\text{L}}N_{\text{л}} \text{ при } \mu_{\text{L}}=1,1. \qquad (1.1.12)$$

В качестве условий рассматриваются трогание с места при заблокированных тормозах, когда скорость близка к нулю. Расчет вызывающих при этом моментов осуществляется с использованием статического радиуса колеса $r_{\text{ст}}$ (в не $r_{\text{п}}$, см. (2.1).

В примерах расчетов (см. п. 1.3.6—1.3.8) даны более подробные объяснения. Все одновременно действующие силы и моменты приведены на рис. 1.30—1.33.

1.2. НАГРУЗКИ, СОЗДАВАЕМЫЕ КРУТЯЩИМ МОМЕНТОМ ДВИГАТЕЛЯ

В автомобилях с классической компоновкой крутящий момент передается от коробки передач к дифференциалу через карданный вал [21, п. 3.1.4]. Если на автомобиле установлена четырехступенчатая коробка передач с ручным переключением, то для расчета сопротивления карданного вала участвовать следует использовать максимальный крутящий момент двигателя $M_{\text{д}}$ и передаточное число третьей передачи i_3. Принимая во внимание обычный коэффициент полезного действия (КПД) коробки передач $\eta_{\text{д}}=0,92$, получим значение крутящего момента

$$M_{\text{L1}}=M_{\text{д max}}i_3\eta_{\text{д}}. \qquad (1.2.1)$$

При расчете на прочность следует учитывать, является приводом от коробки передач к колесам жестким или же в карданный вал либо в полуоси встроены упругие муфты, показанные на рис. 1.9 и 1.10. При жестком приводе следует дополнительно учесть коэффициент динамичности $k_{\text{д}}$, максимальные значения которого составляют для легковых автомобилей 2,0 и для грузовых 1,6. В этом случае максимальный крутящий момент, который может передаваться через карданный вал на первой передаче и при $\eta_{\text{д}}=0,92$,

$$M_{\text{L3}}=M_{\text{д max}}i_3\eta_{\text{д}}k_{\text{д}}. \qquad (1.2.2)$$

При расчете на сопротивление усталости привода с трехскоростной автоматической коробкой передач следует учитывать коэффициент полезного действия гидротрансформатора $\eta_{\text{гт}}=0,95$. Учитывая включение второй передачи, получим

$$M_{\text{L1}}=M_{\text{д max}}i_2\eta_{\text{гт}}k_{\text{д}}. \qquad (1.2.3)$$

Рис. 1.9. Соединяя на одной детали соединительные муфты допускают лишь небольшие угловые и осевые перемещения. Крепежные втулки (слева) соединены с помощью найлоновых пластин. При небольших размерах муфт эти пластины могут передавать значительные моменты

Рис. 1.10. Соединительная муфта, состоящая из отдельных звеньев, шарнирно соединенных между собой, а обладающая повышенной жесткостью при кручении и изгибе, а также в продольном направлении

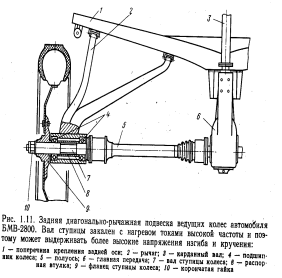


Рис. 1.11. Задняя диагонально-рычажная подвеска ведущих колес автомобиля БМВ-2800. Вал ступицы заклепан с нагревом только высокой частоты и потому может выдерживать более высокие напряжения изгиба и кручения:

1 — поперечная кронштейна задней оси; *2* — рычаг; *3* — карданный вал; *4* — подшипник колеса; *5* — полуось; *6* — главная передача; *7* — вал ступицы колеса; *8* — распорная втулка; *9* — фланец ступицы колеса; *10* — корончатая гайка

При трогании с места гидротрансформатор повышает крутящий момент в 2—2,3 раза. Эту степень повышения крутящего момента $k_{\text{тр}} = 2{,}0 \ldots 2{,}3$ следует учитывать при поверочном расчете на прочность.

Уравнение (в котором $k_{\text{к}}$ выпадает) в этом случае примет вид

$$M_{\text{ТД}} = M_{\text{д}\,\max} i_{\text{д}} \eta_{\text{D}} \eta_{\text{ш}}. \qquad (1.2.4)$$

У всех автомобилей, независимо от того, имеют они классическую компоновку, заднее расположение силового агрегата или передний привод, полуоси, передающие крутящий момент от дифференциала к колесам, нагружены в значительно большей мере, чем карданный вал. Причиной этого является передаточное число главной передачи i_{D}. При отсутствии системы блокировки дифференциала на каждую полуось может быть передана лишь половина крутящего момента, и уравнения для расчета внутренних полуосей, нагруженных только крутящим моментом (рис. 1.11), при использовании коробки передач с ручным переключением будут иметь вид:

для расчета на сопротивление усталости

$$M_{\text{П1}} = 0{,}5 M_{\text{д}\,\max} i_{\text{д}} i_{\text{D}} \eta \qquad (1.2.5)$$

и для расчета на статическую прочность

$$M_{\text{П2}} = 0{,}5 M_{\text{д}\,\max} i_{\text{д}} i_{\text{D}} \eta k_{\text{к}}. \qquad (1.2.6)$$

При использовании автоматических коробок передач с гидротрансформатором для расчета на сопротивление усталости имеем уравнение

$$M_{\text{П1}} = 0{,}5 M_{\text{д}\,\max} i_{\text{д}} i_{\text{D}} \eta \eta_{\text{ш}}, \qquad (1.2.7)$$

а для расчета на статическую прочность уравнение

$$M_{\text{П2}} = 0{,}5 M_{\text{д}\,\max} i_{\text{д}} i_{\text{D}} \eta k_{\text{к}} \eta_{\text{ш}}. \qquad (1.2.8)$$

При наличии в системе привода упругих элементов $k_{\text{к}} = 1$. В случае блокировки дифференциала исключается коэффициент 0,5, так как крутящий момент может быть полностью передан на одну из полуосей.

В уравнениях (1.2.5)—(1.2.8) введен общий КПД, учитывающий потери как в коробке передач, так и в дифференциале.

1.3. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ

При расчетах на прочность сопоставляют фактические и допустимые напряжения, чтобы гарантировать долговечность детали и убедиться в том, что даже при максимальных нагрузках не произойдет ее пластической деформации. Это может иметь место при условии, если будет превышено временное сопротивление или предел текучести материала. Во всех случаях уравнения для расчета будут иметь вид

$$\sigma_{\text{ф}} \leqslant \sigma_{\text{доп}} \text{ или } \tau_{\text{ф}} \leqslant \tau_{\text{доп}}.$$

Фактически возникающие напряжения вызываются передаваемыми силами и моментами. Их величина зависит от размеров деталей, т. е. от внешних факторов. Допустимые напряжения зависят от тех характеристик материала, которые он будет иметь в данной детали, т. е. речь идет о возникающих в детали внутренних напряжениях.

Таким образом, никакие прочностные расчеты нельзя провести без знания свойств материала, которые можно найти в целом ряде справочников. В дальнейшем мы будем ссылаться на подготовленные с участием автора работы [3, 4], которые содержат все необходимые данные, включая стоимостные сравнения, а также указания по внесению этих данных в чертежную документацию.

1.3.1. Определение допускаемых напряжений

Напряжения, которые материал может выдерживать в течение длительного времени, зависят не только от его прочностных характеристик, но также от размеров детали в опасном сечении, от поверхностной обработки детали и от наличия концентраторов напряжений. Если деталь нагружена только крутящим моментом,

то выражение для допускаемых касательных напряжений принимает вид

$$\tau_{доп\,D} = \tau_{-1}\beta_D\beta_d/(\beta_{\tau D}\beta_{\tau d}\nu). \quad (1.3.1)$$

При растягивающих, сжимающих и изгибающих нагрузках или при их совместном действии выражение будет иметь вид

$$\sigma_{доп\,D} = \sigma_{-1}\beta_D\beta_d/(\beta_{\sigma D}\beta_{\sigma d}\nu). \quad (1.3.2)$$

Влияние концентраторов напряжения при кручении и изгибе различно, поэтому в коэффициентах β_{τ} и β_{σ} введены индексы *t* (кручение) и *b* (изгиб).

В числителе на первом месте стоит максимально допустимое напряжение τ_{t} или σ_{t}, т. е. такое напряжение, которое может выдержать полированный круглый стержень диаметром 10 мм при соответствующем нагружении. Длительные испытания, проведенные с целью определения предела выносливости, показали, что при знакопеременной нагрузке сопротивление усталости связано с временным сопротивлением $\sigma_{в}$, а при знакопостоянной пульсирующей нагрузке — с пределом текучести σ_{t}.

Последнее условие справедливо только в том случае, когда отношение

$$\gamma = \sigma_{t}/\sigma_{в} \quad (1.3.3)$$

не превышает определенной величины.

При более высоких значениях γ вновь имеет место зависимость от $\sigma_{в}$. Это положение иллюстрируется диаграммой сопротивления усталости при растяжении—сжатии для стали 34Сг4V (рис. 1.12). Для этой стали при $\sigma_{в}$ = 1000 ... 1200 МПа $\sigma_{t\,доп}$ составляет лишь 790 МПа и находится ниже σ_{t} ≥ 800 МПа при δ_{k} ≥ 11 % (см. также [4, рис. 7/29 а, б]). Эта зависимость позволяет рассчитать прочностные показатели, необходимые для оценки долговечности, с помощью взятых из стандартов ДИН характеристик материалов (табл. 1.1).

В случае применения поверхностного упрочнения (независимо от того, использована для этого цементация, высокочастотная или газопламенная закалка) напряжения, которые в течение длительного времени может выдерживать поверхностный слой, возрастают примерно на 20 %, т. е. приведенные в табл. 1.1 значения предела выносливости следует умножить на коэффициент 1,2. Предел прочности при изгибе и предел текучести при кручении, определяющие прочностные свойства детали, также возрастают и при том тем больше, чем больше глубина закаленного слоя. Для зубчатых колес обычно применяется глубина закаленного слоя E_{H} = 1 мм (см. [4, п. 7.3.4]), что обеспечивает повышение прочностных свойств лишь на 20 %.

На поверхности валов с целью повышения прочности стремятся добиться E_{H} = 0,3 ... 4,5 мм, что позволяет выдерживать кратковременные перегрузки до 50 %. В первом случае упрочнение учитывается коэффициентом, равным 1,2, во втором — 1,5. Фирма БМВ, например, применяя высокочастотную закалку глубиной 3 ... 4 мм, добилась того, что задние полуоси могут выдерживать длительное увеличение напряжений на 15 %, а кратковременное — на 60 ... 70 %. Полуось, приведенная на рис. 1.11, изготовлена из улучшенной стали 41Сг4V, у которой $\sigma_{в}$ = 900 ... 1150 МПа.

Таблица 1.1

	Деформации	Нагрузка				
		постоянная	пульсирующая			знакопеременная
		σ_{t} / $\sigma_{в}$	σ_{t} / τ_{tach}	$\sigma_{в}$ / τ_{tach}	τ_{tach}	
σ_{t}	Растяжение или сжатие σ_{t}	σ_{t}	≤0,78	$\sigma_{tach} \approx \sigma_{t}$	>0,78	$\sigma_{tach} \approx \sigma_{t}$ ≤ 0,78	$\sigma_{tach} \approx \sigma_{t}$ ≤ 0,45$\sigma_{в}$
	Изгиб * σ_{b}	$\sigma_{b} \approx 1,3\sigma_{t}$	≤0,72	$\sigma_{bach} \approx 1,3\sigma_{t}$	>0,72	$\sigma_{bach} \approx 0,86\sigma_{в}$	$\sigma_{bach} \approx 0,5\sigma_{в}$
τ_{t}	Кручение * τ_{t}	τ_{t} ≥ σ_{t} ≤ 0,58σ_{t}	≤0,86	$\tau_{tach} \approx \sigma_{t}$ ≤ 0,58σ_{t}	>0,86	$\tau_{tach} \approx \sigma_{t}$ ≤ 0,5$\sigma_{в}$	$\tau_{tach} \approx \sigma_{t}$ ≤ 0,29$\sigma_{в}$

* Упрочнение поверхности позволяет увеличить длительно действующие допустимые напряжения изгиба и кручения на 20 %, а допустимые кратковременные напряжения — до 50 %. т. е. указанные показатели следует умножить на коэффициенты 1,3 или 1,5 (см. также [4, рис. 7/30]).

В соответствии с действующими напряжениями и видами нагрузки в приведенных выше уравнениях (1.21) и (1.22) следует использовать при знакопеременном изгибе $\sigma_{t} = \sigma_{bp} \approx \sigma_{b}$ и при нагружении пульсирующим знакопеременным крутящим моментом $\tau_{t} = \tau_{tach} \approx 0,58\sigma_{t}$ или $0,5\sigma_{в}$ и т. д. Зависимость от $\sigma_{в}$ и σ_{t} для различных видов сталей (конструкционная, улучшенная, цементуемая) не остается постоянной и может быть для различных случаев получена из табл. 1.1. В принципе, для временного сопротивления $\sigma_{в}$ следует брать нижнее значение приведенного диапазона, т. е. $\sigma_{в\,min}$.

Определяя допускаемые напряжения при одновременном действии нескольких сил, следует учитывать нормальные напряжения.

В числителе появляется масштабный коэффициент b_{1}, который отражает снижение предела выносливости с увеличением диаметра, а также коэффициент b_{2}, который учитывает шероховатость поверхности, обусловленную технологией обработки (см. [3, табл. 2.8/22]). Коэффициент b_{1} можно получить из рис. 1.13 в зависимости от диаметра *d* или толщины *h* в опасном сечении.

Коэффициент $\beta_д$ приведен на рис. 1.14 в зависимости как от высоты неровностей Rz (см. [3, рис. 2.8/16; 2.8/22]), так и от минимального значения временного сопротивления $\sigma_{в\,min}$ стали. Чтобы определить $\beta_д$, следует задаться значением $\sigma_{в\,min}$.

В знаменателе на первом месте стоит коэффициент концентрации напряжений $\beta_{\sigma T}$, который учитывает прессовую посадку ступицы на полуось (см. [3, табл. 6/9]). В качестве ориентировочных могут быть приняты следующие значения: при кручении $\beta_{\sigma\tau} = 1,4$, при изгибе $\beta_{\sigma из} = 1,8$.

Внутренние кольца подшипников качения растягиваются полуосью (валом), но так как они имеют небольшую толщину, то не могут вызывать в полуоси (валу) дополнительных напряжений. Для этих случаев следует принимать $\beta_{\sigma T} = 1$.

Стоящий на втором месте коэффициент концентрации напряжений β_k учитывает влияние всех (кроме обусловленных шероховатостью поверхности) концентраторов напряжений, таких, как изменение диаметра полуоси (вала), галтели, выточки, канавки, круглость сечения и т. п.

Для прямобочных шлицев, которые необходимы на концах полуосей (валов) для передачи крутящего момента, можно принять в соответствии с ДИН 5462—5464 коэффициенты (см. [3, рис. 2.5/50]) $\beta_{kt} = 2,3$ и $\beta_{kb} = 2,5$, а в случае эвольвентных шлицевых соединений по ДИН 5480 следует брать коэффициенты (см. [3, рис. 2.5/28]) $\beta_{kt} = 1,6$ и $\beta_{kb} = 1,7$.

Мелкошлицевое соединение по ДИН 5481 [3], рис. 2.5/78] следует рассчитывать с коэффициентами $\beta_{kt} = 1,5$ и $\beta_{kb} = 1,8$.

Благодаря скруглению оснований зубьев коэффициенты β_{kt}, β_{kb} при эвольвентном и мелкошлицевом вариантах меньше. Шпоночные соединения не следует применять в связи с тем, что они могут передавать лишь ограниченный крутящий момент. При уменьшении диаметров полуосей и валов, а также при наличии проточек значения β_{kt}, β_{kb} можно определять расчетным путем через коэффициент β_σ, учитывающий материал, и коэффициент концентрации напряжений α_{kt}, β_{kb} определяемый формой концентратора:

$$\beta_{kt} = \beta_\sigma \alpha_{kt}; \quad \beta_{kb} = \beta_\sigma \alpha_{kb}. \qquad (1.3.4)$$

Коэффициент $\beta_в$ — функция прочности материала и коэффициента относительного уменьшения напряжений (рис. 1.15). Чем выше минимальное временное сопротивление материала детали $\sigma_{в\,min}$, тем выше его чувствительность к концентраторам напряжения и тем больше $\beta_в$, а следовательно, и β_k. Чтобы получить $\beta_в$, следует предварительно задаться значением $\sigma_{в\,min}$. Оно будет определять нижний предел пояса допуска, которое будет вносить сведения на чертеже (на рис. 1.12 следовало бы принять $\sigma_{в\,min} = 1000$ МПа). Приведенное в качестве одного из параметров значение относительного уменьшения прочности κ можно получить по рис. 1.16—1.19 как функцию характера нагружения, при этом размеры d, h и r следует брать в миллиметрах.

Используемый при этом коэффициент концентрации напряжений α_k определяется формой концентратора и учитывает увеличение напряжений в детали, обусловленное формой и глубиной концентратора. Значение этого коэффициента также зависит от характера нагрузки. Рис. 1.20 и 1.21

Рис. 1.12. Диаграмма предельных напряжений при растяжении—сжатии для термически улучшаемой стали 34СrNV

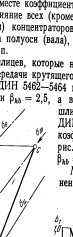


Рис. 1.13. Коэффициент уменьшения допускаемых напряжений $\beta_д$, учитывающий диаметр или толщину деталей свыше 10 мм

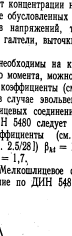


Рис. 1.14. Коэффициент уменьшения допускаемых напряжений $\beta_д$, учитывающий характер поверхности детали (по сравнению с полированным круглым прутком). На этот коэффициент влияет как высота микронеровностей поверхности Rz, так и временное сопротивление стали $\sigma_{в\,min}$ [4, рис. 7/28]

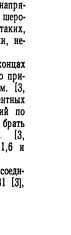


Рис. 1.15. Коэффициент материала $\beta_в$, зависящий от относительного уменьшения напряжений κ и временного сопротивления стали $\sigma_{в\,min}$

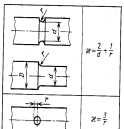


Рис. 1.16. Относительное уменьшение напряжений $\varkappa$ при нагружении валов на кручение

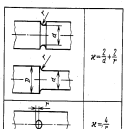


Рис. 1.17. Относительное уменьшение напряжений $\varkappa$ при нагружении валов на изгиб

содержат значения величин α_κ для кручения, а рис. 1.21—1.23 — для изгиба. Если в виде исключения имеет место нагружение исключительно на растяжение, то значения $\alpha_{\kappa t}$ можно получить по рис. 1.21—1.24.

Для определения α_κ первоначально находят значения d/D или h/h_0, чтобы определить положение на оси X, а затем отношение r/t — для получения значения α_κ по соответствующей кривой. Величина $t = 0{,}5\,(D - d) = 0{,}5\,(h - h_0)$ характеризует глубину концентратора. Процесс определения β_k представляет собой упрощенный вариант методики, приведенной в ФДИ 2226 «Рекомендации по расчету на прочность деталей металлических конструкций». Чем меньше β_k, тем лучше используется материал и тем экономичнее изготовление детали. При изменении диаметров

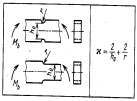


Рис. 1.18. Относительное уменьшение напряжений $\varkappa$ при нагружении на изгиб плоских стержней

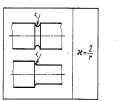


Рис. 1.19. Относительное уменьшение напряжений $\varkappa$ при нагружении валов на растяжение—сжатие

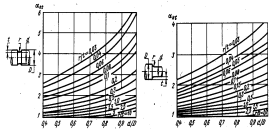


Рис. 1.20. Коэффициенты концентрации напряжений $\alpha_{\kappa t}$ при кручении валов

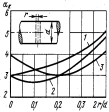


Рис. 1.21. Коэффициенты концентрации напряжений α_κ при наличии в валу поперечного отверстия:

1 — при растяжении; *2* — при изгибе; *3* — при кручении

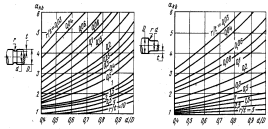


Рис. 1.22. Коэффициенты концентрации напряжений $\alpha_{\kappa b}$ при изгибе валов

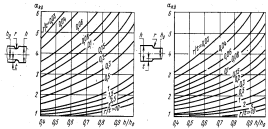


Рис. 1.23. Коэффициенты концентрации напряжений $\alpha_{\kappa b}$ при изгибе плоских стержней

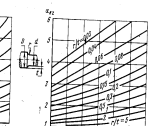


Рис. 1.24. Коэффициенты концентрации напряжений $\alpha_{\sigma\pi}$ при растяжении—сжатии валов

валов β_k зависит главным образом от радиуса r, т. е. чем больше r, тем меньше β_k.

Если имеется конструктивная возможность выполнить $r = d$, то для обычных деталей принимают $\beta_{kt} = \beta_{k\sigma} = 1$. Однако для закаленных до весьма высокой твердости круглых торсионов (см. п. 2.4.6) радиус закругления на переходе вала в головку не должен быть меньше $r = 90$ мм. К этому выводу привели тщательные исследования, проведенные изготовителями рессор. Если рядом со ступенью на валу располагается подшипник качения, то величину радиуса определяет скругление внутреннего кольца подшипника (обычно $r = 1 \ldots 3$ мм), при этом значение β_k может превысить 2 и использование материала ухудшается.

Однако имеется возможность путем конструкторских решений уменьшить α_k, а следовательно, и β_k вдвое.

Как видно из рис. 1.25, выполняя галтель двумя радиусами в соответствии с разделами С или D стандарта ДИН 509 (см. 13, рис. 5.2/1) или применяя промежуточное кольцо, можно добиться уменьшения r и, как следствие, уменьшения β_k на 10 ... 40 %.

В работе [3, рис. 2.8/24] приведен пример определения размеров промежуточного кольца, а также необходимые сведения по обработке поверхности и прочности. Эти параметры являются важными, поскольку от них зависят как надежность уплотнения, так и обеспечение минимального износа сальника, работающего по наружной поверхности.

Далее, для деталей, работающих преимущественно на изгиб, сопротивление усталости может быть повышено за счет предварительного создания в поверхностном слое детали напряжений сжатия, которые несколько уменьшают напряжения растяжения, ведущие к разрушению детали. Это достигается либо уплотнением переходной зоны холодной накаткой с усилием около 5 кН, дробеструйной обработкой стальной дробью (этот способ часто используют для упрочнения рессор) или термохимической обработкой, например жидкостным азотированием. Ориентировочно можно считать, что во всех случаях β_k уменьшается до 50 % по сравнению с нижним пределом, равным единице. Если в результате умножения β_k на $\alpha_{k\sigma}$ мы получим $\beta_{k\sigma} = 1{,}8$, то при определении допустимых напряжений изгиба следует принять $\beta_{k\sigma} = 1{,}4$. При холодной накатке, кроме того, должен быть принят коэффициент $b_k = 1$.

Последним в знаменателе расчетной формулы стоит запас прочности ν, который при расчетах на сопротивление усталости принимается не ниже 1,2, а при поверочном расчете на прочность $\nu \geq 1{,}5$. В последнем случае при определении допустимых напряжений исключаются все коэффициенты концентрации напряжений. Однако посредством расчета следует убедиться, что даже под действием максимальных нагрузок не будут превышены ни временное сопротивление, ни предел текучести. При нагружении только крутящим моментом

$$\tau_{\text{доп}\,3} = \tau_s/\nu, \tag{1.3.5}$$

а при изгибе или совместном действии различных нагрузок

$$\sigma_{\text{доп}\,3} = \sigma_s/\nu. \tag{1.3.6}$$

В качестве предельных значений τ_s и σ_s следует использовать при растяжении—сжатии σ_s, при изгибе $\sigma_{bn} = 1{,}2\sigma_s$ и при кручении $\tau_{tn} = 0{,}58\sigma_s$.

1.3.2. Выбор материала

При выборе одной из потенциально применимых марок сталей кроме прочностных характеристик следует, как правило, учитывать и другие свойства материала. Особое значение имеет достаточная величина относительного удлинения, чтобы деталь деформировалась под нагрузкой, а не разрушалась сразу. Относительное удлинение δ_5 стали у деталей, разрушение которых может привести к аварии, должно быть не менее 12 %, у листовых рессор 6 %, а у торсионов и винтовых пружин 4 %.

Кроме того, дополнительные требования к материалу могут касаться технологии изготовления или зависеть от назначения детали. Такими требованиями могут быть свариваемость, возможность упрочнения поверхности, возможность обработки давлением и хорошая обрабатываемость режущим инструментом. Все свойства должны рассматриваться в совокупности с учетом эко-

Рис. 1.25. Выполнение галтели с одним (а) или двумя (б) радиусами или установка проставочного кольца (в) позволяют уменьшить радиус галтели в опасном сечении и тем самым уменьшить влияние концентратора напряжений

Таблица 1.2

Марка стали	Поковки и детали, подвергающиеся термическому улучшению					Сравнительные показатели			Технологические свойства		Применение
	Группа прочности	σ_B, МПа	σ_s, МПа	δ_s, %	Возможные группы прочности	Цена, %	Обрабатываемость резанием, % ▽	Обрабатываемость резанием, % ▽▽	ДС	ВЗ	
C22V	I	500—650	300	22	I—III	122	100	140	3	—	Улучшаемая свариваемая сталь, может быть заменена более дешевой St60-2
Ck22	II III	600—750 700—850	410 520	18 14		144				—	
C35V	I	600—750	370	19	I—III	124	70	100	4	4	Сталь для поковок и заготовок, хорошо обрабатывается резанием
Ck35V	II	700—850	450	15		147			4	3	
35S20V^{А}	III	800—950	510	14		150	60	80	—	4	
C45V^{П}	I	600—750	360	18	I—IV	125	80	110	5	2	Сталь для поковок, после улучшения превосходит по прочности C35V. При поверхностной закалке предпочтительно использовать сталь Ck45V
	II	700—850	480	14		149			5	1	
Ck45V 45S20V^{А}	III IV	800—950 900—1050	510 580	12 10		152	60	80	—	3	
C60V	I II	700—850 800—950	410 500	15 13	I—IV	127	115	160	—	3	Плохо обрабатывается резанием. Предпочтительнее выбрать сталь C45V и улучшать ее до более высокой прочности
Ck60V	III IV	900—1050 1000—1200	570 620	11 10		150			—	2	

Продолжение табл. 1.2

Марка стали	Поковки и детали, подвергающиеся термическому улучшению					Сравнительные показатели			Технологические свойства		Применение
	Группа прочности	σ_B, МПа	σ_s, МПа	δ_s, %	Возможные группы прочности	Цена, %	Обрабатываемость резанием, % ▽	Обрабатываемость резанием, % ▽▽	ДС	ВЗ	
2CrMo4V	I	700—850	470	15	I—IV	230	110	155	3	—	Свариваемая улучшаемая сталь
34Cr4V^{П}	II III	800—950 900—1050	600 700	14 12	II—V	200	110	155	—	3	Высокопрочная сталь для поковок и заготовок
41Cr4V	IV V	1000—1200 1100—1300	800 900	11 10	II—IV	205	115	160	—	1	Сталь, подвергающаяся поверхностной закалке
42CrMo4V	VI	1200—1400	1000	9	II—VI	260	120	170	—	1	Дорогая высокопрочная сталь, которую следует применять только в тех случаях, когда 34Cr4V нельзя улучшить до необходимой прочности, а 50CrV4 создает трудности в обработке резанием
50CrV4V	I II III	1100—1300 1300—1500 1500—1750	900 1120 1350	9 7 5	I—III	230	135	190	—	2	Пружинная сталь; пригодна для высокопрочных конструкционных деталей. По обрабатываемости резанием уступает 42CrMo4V

Примечание. Все стали пригодны для контактной стыковой сварки. За 100 % приняты обрабатываемость резанием и стоимость стали USt37-1. Технологические свойства: 1 — дает отличные результаты; 2 — дает хорошие результаты; 3 — приемлема; 4 — приемлема при ограниченных условиях; 5 — непригодна; ВЗ — пригодна для высокочастотной закалки; ДС — пригодна для дуговой сварки; А — автоматная сталь для заготовок с временным сопротивлением, как у улучшаемых сталей, но меньшим удлинением; П — предпочтительная сталь со следующими характеристиками: E = 215 ГПа; G = 83 ГПа; γ = 7,85.

номи ческих соображений, т. е. с учетом стоимости материала.

Все данные, необходимые для выбора улучшаемой стали, включая процентное соотношение стоимости (по сравнению с конструкционной сталью St37), приведены в табл. 1.2. Рекомендации по рессорным сталям содержатся в табл. 2.4. Характеристики других марок сталей содержатся в [4], а именно: конструкционные стали — в табл. 7/6 и 7/2; цементуемые стали — в табл. 7/10, 7/12—7/19; автоматные стали — в табл. 7/9, 7/10 и 7/24; тонколистовая сталь — в табл. 7/25 и холоднокатаная стальная лента в рулонах — в табл. 7/25.

1.3.3. Напряжения, возникающие при кручении

Карданные валы и полуоси (между дифференциалом и опорой колеса (см. рис. 1.11)), а также торсионы (см. п. 2.4.6) нагружены только крутящим моментом.

Валы представляют собой стержни постоянного диаметра с откованными или приваренными концевыми участками, которые для передачи крутящего момента имеют специальный профиль квадратного или шестигранного сечения или фланец (см. [4], рис. 8.4.2). Вал часто остается необработанным. При этом поверхность, образующаяся в результате прокатки или ковки, приводит к снижению допустимых напряжений. Коэффициент b_k может быть равен 0,7. Переход от основной части вала к концевым участкам может осуществляться с радиусом $r \geq d$, что исключает влияние концентратора напряжения. В этих случаях $\beta_{kt} = 1$. Допустимый предел выносливости $\tau_{k\,доп\,D}$ при этом оказывается всего на 30 % ниже допустимых кратковременных нагрузок $\tau_{k\,доп\,S}$. В то же время возникающий максимальный крутящий момент M_{tB} примерно в 5 раз превышает момент M_{tE} при расчете предела выносливости. По этой причине диаметр вала следует определять с учетом максимального крутящего момента M_{tB}.

Если речь идет о карданном вале, то следует пользоваться уравнениями (1.2.2) и (1.2.4). Для внутренних полуосей следует применять уравнения (1.2.6) и (1.2.8). Уравнения (1.2.4) и (1.2.8) справедливы для автомобилей с автоматической коробкой передач или с гидротрансформатором. Если исследуемый автомобиль является переднеприводным, с внутренним расположением тормозов, то валы, возникающие при торможении, могут вызвать более высокие крутящие моменты, чем при разгоне с места. Принимая $\mu_A = 1{,}25$ в этом случае, следует дополнительно определить момент

$$M_{tB} = \mu_A N \sigma_{ст}.$$

В расчете необходимо использовать статический радиус колеса $r_{ст}$. Для таких автомобилей минимальный диаметр вала d_{min} определяют по наибольшему из моментов M_{tB} или M_{tE}. Из уравнений

$$\tau_{kB} \leq \tau_{k\,доп};$$
$$M_{tB,E} \cdot 16/(\pi d^3) \leq \tau_{kD}/\nu$$

можно получить выражение для определения минимального диаметра

$$d_{min} = \sqrt[3]{M_{tB,E} \cdot 5{,}1\nu/\tau_{kD}}, \text{ где } 5{,}1 = 16/\pi.$$

Благодаря входящему в M_{tB} коэффициенту динамической нагрузки $\delta_k = 2$ запас прочности может достигать на нижнем пределе. Из табл. 1.1 можно получить $\nu = 1{,}2\tau_{kD}$ и, следовательно, $\tau_{kD} = 0{,}56\sigma_D$. При упрочнении поверхности в зависимости от глубины упрочнения эту величину следует умножить на 1,2 ... 1,5.

Рассчитанный таким образом диаметр d_{min} используется для определения размеров заготовки и необходимых допусков. На чертеже не должен быть указан минимальный диаметр. Для обработки резанием необходимо предусмотреть увеличенный диаметр заготовки.

Так, например, если рассчитанный в соответствии с п. 1.3.8 диаметр d_{min} = 26,3 мм, то при механической обработке допустимые отклонения на свободные размеры будут приняты в соответствии с ДИН 7168 [3], табл. 6/26]. Эти отклонения при обычных требованиях к точности обработки составляют ±0,2 мм. В этом случае при наименьшем предельном размере вала, равном 26,1 мм, могут возникнуть слишком высокие напряжения кручения. Поэтому следует принять диаметр 26,4—0,1 или в соответствии с рекомендациями ИСО 26,4/11. Однако, как правило, удается обойтись без обработки резанием. По ДИН 1013 может быть поставлен горячекатаный пруток соответствующих размеров и непосредственно использован для изготовления вала [4, табл. 7/23]. Для приведенного примера ни оказался бы пруток диаметром 27 мм. В соответствии со стандартом допустимые отклонения на диаметр составляют ±0,6 мм.

С целью обеспечения жесткости или прочности при наличии дополнительно возникающих изгибающих моментов на некоторых моделях автомобилей можно видеть валы большего диаметра, чем это необходимо по приведенным расчетам.

После того, как размеры вала и заготовки определены, следует проверить, нет ли необходимости увеличить внутренний диаметр d_1 полого вала на концах с учетом длительно действующей нагрузки по сравнению с размерами, полученными исходя из кратковременных максимальных нагрузок:

$$d_1 \geq \sqrt[3]{M_{tE} \cdot 5{,}1\nu/\tau_{kD\,доп}}.$$

Для определения M_{tE} следует использовать одно из уравнений (1.2.1), (1.2.3), (1.2.5) или (1.2.7), а для $\tau_{k\,доп\,D}$ — уравнение (1)

п. 1.3.1. Если мы получим $d_1 < d_{min}$, то для соответствующего диаметра следует принимать значение не меньше d_{min}.

При размерах меньше этой минимальной величины может иметь место остаточная деформация или разрушение вала. Подробнее пример расчета приведен в п. 1.3.8.

1.3.4. Напряжения при изгибе

Цапфа оси является элементом подвески, который особенно сильно нагружен на изгиб. Для расчетов на прочность, а также для определения характера нагрузки следует определить расстояние a от средней плоскости колеса до опасного сечения. Как показано на рис. 1.34, это сечение находится в начале галтели радиусом r. Используя уравнения моментов (1.1.6) и (1.1.7), можно определить верхнее и нижнее значения напряжений изгиба

$$\sigma_{bs} = M_{bs}/W_s; \quad \sigma_{bu} = M_{bu}/W_b.$$

При положительном значении σ_{bs} (и момента M_{bs}) имеет место знакопостоянная нагрузка, а при отрицательном — знакопеременная. В первом случае расчет ведется только по σ_{bs} и $\sigma_{bsm} = 1,2\sigma_s$ или $0,86\sigma_b$ для σ_s (см. уравнение (1.3.2)). При знакопеременной нагрузке с учетом знаков на основе σ_{bs} и σ_{bu} следует определять соответственно среднее значение напряжений и амплитуду их изменения:

$$\sigma_{bm} = (\sigma_{bs} + \sigma_{bu})/2; \tag{1.3.7}$$

$$\sigma_{ba} = \sigma_{bs} - \sigma_{bm}. \tag{1.3.8}$$

Обе эти величины необходимы для сопоставления с пределом выносливости материала при изгибе. При определении σ_{bm} следует не упустить из виду отрицательный знак перед σ_{bu}.

Через углы 50, 45 и 40° на диаграмме предельных напряжений (см. рис. 1.12) можно получить расчетным путем величины допускаемых предельных напряжений при переменной нагрузке. Такие расчеты могут быть проведены как для изгиба, так и для растяжения—сжатия:

$$\sigma_{ba} + 0,159\sigma_{bm} \le \sigma_{bw}. \tag{1.3.9}$$

Коэффициент 0,159 получен из выражения, составленного для трех функций углов sin 5°/(sin 50°-sin 45°). Целесообразно убедиться, что сумма амплитудного и среднего значений напряжений не превышает предела текучести при изгибе σ_{bs}, т. е. линию BC на рис. 1.12:

$$\sigma_{bs} + \sigma_{bm} \le \sigma_{bs}. \tag{1.3.10}$$

При подстановке уравнений (1.3.7) и (1.3.8) в уравнение (1.3.9) можно непосредственно выразить σ_{bw} как функцию σ_{bs} и σ_{bu}:

$$\sigma_{bw\,\phi} = 0,58\sigma_{bs} - 0,42\sigma_{bu}. \tag{1.3.11}$$

Переменный изгибающий момент можно выразить следующим образом:

$$M_{bw} = \pm[a(0,58N'_s - 0,42N') + S_f r_b], \tag{1.3.12}$$

при этом M_{bw} имеет наименьшее значение при $a = 0$, когда $M_{bw} = \pm S_f r_b$.

В соответствии с рис. 1.12, на котором представлена диаграмма предельных напряжений для стали 34Cr4V при среднем напряжении растяжения $\sigma_{bm} = 130$ МПа, амплитуда напряжений растяжения—сжатия, обозначаемая индексом A, которые может выдержать материал, $\sigma_{bA} = 430$ МПа, т. е. $\sigma_{bm} + \sigma_{bA} = 130 \pm 430$ МПа и, следовательно, $\sigma_{bs} = 560$ МПа; $\sigma_{bu} = -300$ МПа.

Рассчитанные исходя из этого переменные напряжения растяжения—сжатия

$$\sigma_{bw} = 0,58 \cdot 560 - 0,42\,(-300) = 325 + 126 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{bw} = 451 \text{ МПа}.$$

Эти напряжения соответствуют считываемому на диаграмме сопротивления усталости значению

$$\sigma_{bw} \approx 0,45\sigma_{bu} = 0,45 \cdot 1000 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{bw} = 450 \text{ МПа}.$$

Аналогичным образом для всех других деталей автомобиля, нагруженных на изгиб, исходя из рассчитанных вначале максимальных и минимальных напряжений, можно получить знакопеременные напряжения.

После того, как получено $\sigma_{bw\phi}$, вновь действует условие $\sigma_\phi < \sigma_{bw\phi\,D}$, что в данном случае означает

$$\sigma_{bw\,D} = \sigma_{bw}\beta_1\beta_2/(\beta_{\gamma\sigma}\beta_{kb}\nu).$$

Значение σ_{bw}, полученное из табл. 1.1, должно быть равно $\sigma_{bw} \approx 0,5\sigma_b$ или, в случае применения поверхностной закалки, $\sigma_{bw} = 0,6\sigma_b$.

Если диаметр цапфы уже определен, то следует рассчитать необходимый предел прочности материала на растяжение

$$\sigma_{b\,min} \ge \sigma_{bw\,\phi}\beta_{\gamma\sigma}\beta_{kb}\nu/[0,5(\text{или } 0,6)\cdot\beta_1\beta_2],$$

чтобы на основе определенного минимального значения иметь возможность подобрать соответствующую марку стали в табл. 1.2 (или в работе [4, рис. 7/8—7/10]). Другим вариантом решения этой задачи (когда диаметр кольца подшипника качения не определен) может быть выбор материала и способа его обработки с тем, чтобы после этого рассчитать минимальный диаметр d_{min} в опас-

ном сечении. В этом случае такое после определения $M_{ив}$ по $M_{кр}$ и $M_{ив}$ следует исходить из того, что $\sigma_д < \sigma_{экв}$:

$$M_{ив}/W_э \leqslant 0{,}5(\text{или } 0{,}6)\cdot\sigma_в b_1 b_2/(\beta_{эк}\beta_{ив}\nu);$$

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{M_{ив}\beta_{эк}\beta_{ив}\nu}{0{,}049\,(\text{или } 0{,}0588)\,\sigma_в b_1 b_2}}. \quad (1.3.13)$$

Момент сопротивления изгибу принимается равным $0{,}098d^3_{min}$ (в не $\approx 0{,}1d^3_{min}$). Стоящие в скобках цифры 0,6 и 0,0588 справедливы при упрочнении поверхности. Если нагрузка является знакопостоянной, и не знакопеременной, то уравнение приобретает следующий вид:

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{M_{ив}\beta_{эк}\beta_{ив}\nu}{0{,}098\sigma_{-1} b_1 b_2}}. \quad (1.3.14)$$

В соответствии с табл. 1.1 $\sigma_{-1ив} \approx 1{,}2\sigma_{-1}$ или $0{,}86\sigma_в$.

В случае упрочнения поверхности следует умножить полученное значение на 1,2. Значения коэффициентов b_1 и b_2 можно определить по графикам (см. рис. 1.13 и 1.14).

Чтобы найти b_1, следует предварительно задаться d_{min}.

При поверочном расчете на статическую прочность следует определить запас прочности ν для предела текучести $\sigma_{-1т}$ при изгибе. Для этого следует лишь провести расчет в соответствии с уравнениями (1.1.8) и (1.1.9) по большему из двух моментов

$$M_{ив}(\text{или } M_{кр})/W_э \leqslant \sigma_{-1т}/\nu. \quad (1.3.15)$$

Вводя $\sigma_{1т} \approx 1{,}2\sigma_т$ (в случае применения поверхностного упрочнения умножая, кроме того, на коэффициент 1,2 ... 1,5 в зависимости от глубины закаленного слоя), получаем

$$\nu \geqslant 1{,}2(\text{или } 1{,}44\ \ldots\ 1{,}8)\,\sigma_т 0{,}098d^3_{min}/M_{ив}\ (\text{или } M_{кр}). \quad (1.3.16)$$

Коэффициент должен быть по возможности близок к 1,5, но ни в коем случае не менее 1,2.

1.3.5. Напряжения в деталях при одновременном воздействии различных сил и моментов

Многие конструктивные элементы шасси при условии нецентрального нагружения [21, рис. 3.1/17] испытывают напряжения и изгиба, и кручения. В этом случае для обоих видов нагрузка может быть знакопеременной или знакопостоянной. Существенно иные условия имеют место для цапф полуосей [21, рис. 3.2/24, 3.4/8, 3.4/9, 3.4/15 и 3.10/11]. Силы в пятне контакта колеса создают знакопеременные напряжения изгиба, крутящий момент двигателя вызывает знакопостоянные, переменные по величине напряжения кручения, а затяжка гаек дополнительно создает постоянные напряжения растяжения.

Последние обеспечивают плотную посадку ступицы на коническую шейку или эвольвентные шлицы [3, рис. 2.5/50, 2.5/58]. Необходимый предварительный натяг может быть обеспечен обычным болтом с шестигранной головкой. На рис. 1.26 показан вал колеса автомобиля «Фольксваген-412», нагруженный изгибающим и крутящим моментами.

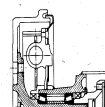


Рис. 1.26. Соединение ступицы с валом колеса в задней подвеске автомобиля «Фольксваген-412»

При различных видах нагружения создают эквивалентное напряжение

$$\sigma_э = \sqrt{(\sigma_д + \sigma_{ш})^2 + (\alpha_\tau \tau_к)^2}, \quad (1.3.17)$$

Для расчета эквивалентного напряжения должны быть известны четыре параметра, определяющие его. Если этого нет, то предварительно необходимо определить следующее:

1) место, в котором действует наибольший изгибающий момент, т. е. точное расположение опасного сечения;
2) растягивающую силу, создаваемую затяжкой гаек;
3) материал и его прочностные свойства;
4) точные размеры с допусками всех деталей [4, рис. 8.4.21].

Место действия наибольшего изгибающего момента. Воздействие закрепленных на валу и снимающих его деталей, таких, как ступицы, внутренние кольца подшипников, проставочные втулки и т. п., таково, что в самом валу возникают меньшие напряжения изгиба, чем в ненагруженных деталях. Изгибающий момент вызывает, с одной стороны, повышение, а с другой — уменьшение напряжений сжатия σ_D в охватывающих деталях (рис. 1.27).

При составлении уравнения для расчета момента сопротивления учитывают как площадь поперечного сечения вала I (рис. 1.28), так и площадь находящейся в опасном сечении $X-X$ (см. рис. 1.27) и также подверженной нагрузкам ступицы 2 или внутреннего кольца подшипника, т. е. $W_э$ определяют, исходя из диаметра $d_к$. При этом погрешность будет находиться в разумных пределах.

Растягивающая сила. Чем больше усилие затяжки $F_в$ резьбовых соединений, тем больше гарантия того, что соединение в процессе эксплуатации не ослабнет, в особенности при поочередном включении переднего и заднего ходов автомобиля.

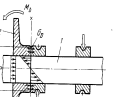


Рис. 1.27. При напрессовывании на вал I ступицы 2 в первом возникают напряжения сжатия, снижающие его прочность. Для устранения этого отрицательного эффекта необходимо создать напряжения растяжения, которые приводят к возникновению в нагруженных силовпередающих деталях напряжений сжатия, что позволит им воспринимать часть нагружающего момента и благодаря этому разгрузить вал I

Рис. 1.28. При расчете соединения ступицы с валом для определения напряжений при изгибе (*а*) следует учитывать как момент сопротивления вала I, так и момент сопротивления напряженных охватывающих деталей 2. При расчете на кручение (*б*) учитывается только крутящее сечение вала, а при расчете на растяжение (*в*) — вся площадь $A_{\text{ф}}$

Величина силы $F_{\text{п}}$ однако ограничена теми напряжениями, которые может выдержать материал, т. е. чем выше $F_{\text{п}}$, тем больший диаметр должны иметь цапфы вала и тем тяжелей и дороже становятся опоры и корпус. Поэтому усилие затяжки следует ограничивать. Для среднего легкового автомобиля достаточно усилие затяжки 60 кН. В табл. 1.3 приведены предписываемые изготовителями автомобилей моменты затяжки $M_{\text{з}}$ для гаек осей с указанием параметров резьбы, ведущего моста и модели автомобиля.

При использовании самоконтрящихся гаек нет необходимости указывать допуск на момент затяжки, который, однако, необходимо назначать для корончатых гаек, поскольку при затяжке с определенным моментом паз в гайке редко совпадает с отверстием вала под шплинт.

Таблица 1.3

Модель автомобиля	Размеры резьбы, мм	$M_{\text{з}}$, Н·м	$F_{\text{п}}$, кН	Ведущий мост	
				передний	задний
БМВ-1602 ... -2002	24×1,5	294	67	—	×
Фиат-127, -128	18×1,5	137	42,7	×	—
Рено-4, -5, -6	16×1,5	118	42,2	×	—
Рено-12, -15, -16, -17	16×1,5	137	57,5	×	—
Самиз-1100	20×1,5	108	30,9	×	—
Фольксваген-1303	24×1,5	294	65,2	—	×
Фольксваген-1600	24×1,5	294	70,1	—	×
Фольксваген-K70	27×1,5	392	83,5	×	—

Исходя из $M_{\text{з}}$ можно приблизительно оценить силу сжатия $F_{\text{п}}$. Однако при этом следует помнить, что часто применяемые увеличенные шестигранные гайки или гайки с бортиком имеют большую площадь, чем стандартные гайки (рис. 1.29) и, следовательно, больший размер трения. Это, в свою очередь, требует более высокого момента затяжки.

В табл. 1.4 приведены выдержки из справочника по резьбам фирмы «Бауэр унд Шауэрте». В ней даются усилия $F_{\text{п}}$ и моменты $M_{\text{з}}$ затяжки шестигранной гайки нормальной высоты (по ДИН 934) с мелкой метрической резьбой в зависимости от временного сопротивления материала.

Чтобы при небольших размерах иметь возможность путем затяжки гаек создать значительные силы и при этом обеспечить повышенную гарантию того, что соединение не ослабнет, следует при размерах резьбовых соединений свыше М10, на концах валов и в других конструктивных деталях автомобилей использовать мелкие метрические резьбы (*S*, табл. 4.2б).

После того, как сила затяжки $F_{\text{п}}$ определена, следует с учетом исполнения и высоты гайки рассчитать момент затяжки $M_{\text{з}}$. Этот момент с допуском должен быть указан на чертеже.

Материал. Под знаком корня перед напряжением кручения в уравнении (1.3.17) стоит коэффициент отношения напряжений $\alpha_{\text{д}}$, который учитывает разницу между видами нагружения — изгибом и кручением, т. е. $\alpha_{\text{д}} = \sigma_{\text{пред}}/\tau_{\text{пред}}$.

Принимая, что в обоих случаях $\delta_{\text{д}}$, $\psi_{\text{д}}$, $\beta_{\text{д}}$ и ν имеют приблизительно одинаковые значения, можно записать

$$\alpha_{\text{д}} = \sigma_{\text{р}}\beta_{\text{д}}/[\beta_{\text{д}}]_{\text{р}}\tau_{\text{к}}. \qquad (1.3.18)$$

В качестве $\sigma_{\text{р}}$ и $\tau_{\text{к}}$ следует принять соответствующие видам нагружения и нагрузкам верхние значения напряжений, т. е. взять их величины из таблиц 1.4 или для конструкционных и цементуемых сталей из [4, табл. 7/8 ... 7/10]. Если для улучшаемой стали (см. табл. 1.2) определена марка стали, а не уровень прочности, то в общем случае, т. е. при знакопеременном изгибе и знакопостоянном кручении, в числитель можно ввести временное сопротивление $\sigma_{\text{в}}$, а в знаменатель предел текучести $\sigma_{\text{т}}$:

$$\alpha_{\text{д}} = \sigma_{\text{р}}\beta_{\text{д}}/[\beta_{\text{д}}]_{\text{р}}\tau_{\text{к}} = \sigma_{\text{в}}\beta_{\text{д}}/[\beta_{\text{д}}]_{\text{р}}\sigma_{\text{т}} = 0{,}5\sigma_{\text{в}}\beta_{\text{д}}/(0{,}58\sigma_{\text{т}}\beta_{\text{д}}).$$

Рис. 1.29. В связи с тем, что между наружным диаметром резьбы *d* и внутренним диаметром ступицы D_1 имеется кольцевой зазор, для этого соединения часто используют гайки с увеличенной опорной поверхностью или увеличенными размерами шестигранника, при этом увеличивается радиус трения $r_{\text{р}}$, что следует учитывать при расчете момента затяжки резьбового соединения $M_{\text{з}}$

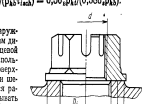


Таблица 1.4

Резьба		Прочностные свойства							
		6,8		8,8		10,9		12,9	
Размеры, мм	Сечение, мм²	F_{p}, кН	M_{p}, Н·м	F_{p}, кН	M_{p}, Н·м	F_{p}, кН	M_{p}, Н·м	F_{p}, кН	M_{p}, Н·м
М 8×1	39,2	15,3	23	18,1	27	25,5	38	30,0	45
М 10×1	64,5	25,5	47	32,0	59	42,5	78	51,5	95
М 10×1,25	61,5	23,9	44	28,3	52	39,8	73	47,7	88
М 12×1,25	92,1	36,5	80	43,3	95	61,0	135	73,0	160
М 12×1,5	88,1	34,3	76	40,7	90	57,0	125	68,5	150
М 14×1,5	125	49,5	125	58,5	150	82,5	210	99,0	250
М 16×1,5	167	66,5	190	79,0	225	111,0	315	133,0	380
М 18×1,5	210	87,0	275	103,0	325	145,0	450	174,0	550
М 18×2	204	81,0	250	96,0	311	135,0	428	161,0	510
М 20×1,5	272	110,0	365	130,0	460	183,0	640	220,0	770
М 20×2	258	100,0	368	121,0	428	170,0	595	204,0	715
М 22×1,5	333	136,0	520	161,0	610	226,0	860	271,0	1050
М 22×2	310	121,0	470	146,0	555	204,0	780	245,0	930
М 24×2	384	154,0	650	183,0	780	257,0	1100	309,0	1300
М 27×2	496	201,0	970	238,0	1150	335,0	1600	402,0	1950
М 30×2	621	253,0	1350	300,0	1600	422,0	2250	506,0	2700

Примечание. В графе прочностных показателей первая цифра, умноженная на 100, означает минимальное временное сопротивление, а вторая, деленная на 10, — отношение предела текучести к временному сопротивлению ν. Например, для стали, обозначенной 10,9, $\sigma_{в\,min}$ = 1000 МПа и $\sigma_{т}$ = 0,9$\sigma_{в\,min}$ = 900 МПа. При усилии предварительной затяжки F_{p} в сечении резьбы получаем напряжение, равные 70 % пределу текучести.

В этих случаях следует использовать (оцениваемый приблизительно) коэффициент отношения предела текучести к временному сопротивлению

$$\gamma = \sigma_{т}/\sigma_{в}, \qquad (1.3.19)$$

чтобы после определения обоих коэффициентов концентрации напряжений $\beta_{аδ}$ и $\beta_{мδ}$ иметь возможность рассчитать

$$\sigma_{A} = 0{,}5\beta_{аδ}/(0{,}59\beta_{мδ}).$$

Если для обоих видов нагружения характер нагрузки идентичен (например, знакопеременный) или в случае применения стали с высоким пределом текучести ($\gamma \geqslant 0{,}86$), то и при неодинаковой нагрузке в числителе и знаменателе используют $\sigma_{в}$, упрощая уравнение для знакопеременного изгиба и кручения:

$$\sigma_{A} = \sigma_{вδ}\beta_{аδ}/(\beta_{аδ}\tau_{вδ}) = 0{,}5\sigma_{вδ}\beta_{аδ}/(0{,}29\sigma_{вδ}\beta_{аδ}).$$

Деление 0,5 на 0,29 дает приблизительное значение 1,73, которое входит вместе с отношением напряжения $\sigma_{a} = \sigma_{вδ}/(1{,}73\tau_{вδ})$ в выражение для наибольшей работы по формоизменению

$$\sigma_{e} = \sqrt{\sigma_{a}^{2} + 3\left(\alpha_{\tau}\tau_{a}\right)^{2}}.$$

Однако 1,73² дает 3, т. е. то число, которое стоит перед σ_{a}. Оба коэффициента можно вынести из-под знака корня, и выражение для σ_{e} приобретает тот вид, который был приведен выше:

$$3\sigma_{a}^{2} = 3\left[\sigma_{вδ}\alpha_{\sigma}/(1{,}73\tau_{вδ})^{2}\right] = \sigma_{A}^{2}.$$

Размеры всех деталей с допусками необходимы для того, чтобы иметь возможность определить как моменты сопротивления W_{0} и W_{1}, так и площадь поперечного сечения цапфы $A_{ц}$ при минимальных размерах, т. е. с учетом допустимых отрицательных отклонений. Диаметр входит в формулы для расчета W_{0} и W_{1} в третьей степени, т. е. здесь допуски оказывают очень большое влияние.

При расчете моментов сопротивления изгибу, как уже было сказано выше, следует исходить из диаметра внешней детали $d_{д}$ (см. рис. 1.27, 1.28):

$$W_{0} = 0{,}098d_{д}^{3}.$$

При расчете валов на кручение следует учитывать только внутренний диаметр d_{i} (см. рис. 1.28) в тех случаях, когда речь идет о шлицевых валах, изготовленных в соответствии со стандартами ДИН 5462—5464 [3, табл. 2.5/56], или диаметр d_{1}, если речь идет о шлицевых валах с эвольвентными шлицами по ДИН 5480 [3, табл. 2.5/28]. Напряжения кручения в шлицах практически отсутствуют (точно так же, как на заделанных концах торсионов (см. рис. 2.104)).

Точные размеры диаметров d_1 и d_2, а также допуски следует взять в соответствии с нормами. При этом может быть выбрана самая грубая из посадок с возможным отклонением –0,46 мм [3, табл. 2.5/56] и таблицы посадок на стр. 137). Теперь выражение для момента сопротивления примет вид

$$W_f = 0{,}196 d^3_{min}.$$

При расчете напряжений растяжения следует учитывать полную площадь поперечного сечения $A_{ш}$, включая зубья или шлицы (см. рис. 1.26) с учетом допустимых отрицательных отклонений размеров

$$\sigma_z = F_d / A_{ш}.$$

Далее следует найти точные размеры вала, которые необходимы как для определения величин $\beta_{\kappa b}$ и $\beta_{\kappa t}$, так и для установления допускаемых напряжений $\sigma_{b\,доп\,D}$ (см. уравнение (1.3.2)).

Для расчета цапфы вала на сопротивление усталости следует учесть крутящие моменты, которые создаются при движении по дороге и вызываются двигателем, т. е. момент M_{ks} для напряжений изгиба в соответствии с уравнением (1.1.6) и момент M_t для напряжений кручения (см. уравнение (1.2.5)). На рис. 1.30 приведена обобщающая схема расчета с соответствующими значениями показателей для автомобиля с четырехступенчатой коробкой передач и ножным включением сцепления. При наличии автоматической коробки передач в случае, когда в автомобиле при трогании с места используется гидротрансформатор, следует применять уравнение (1.2.7).

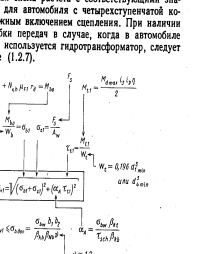


Рис. 1.30. Схема расчета на выносливость при одновременном действии нескольких видов нагружения:

F_c — сила, задаваемая в начале расчета

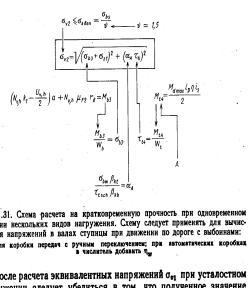


Рис. 1.31. Схема расчета на кратковременную прочность при одновременном действии нескольких видов нагружения. Сому следует применять для вычисления напряжений в валах ступицы при движении по дороге с выбоинами:

A — для коробки передач с ручным переключением; при автоматических коробках в числитель добавить τ_{bf}

После расчета эквивалентных напряжений σ_{bf} при усталостном нагружении следует убедиться в том, что полученное значение не превышает допустимых величин, т. е. $\sigma_{bf} \leqslant \sigma_{b\,доп\,D}$.

В уравнении, из которого определяется $\sigma_{b\,доп\,D}$, следует использовать σ_{bw} и $\beta_{\kappa b}$, которые уже встречались при определении σ_A. При проведении необходимого заключительного поверочного расчета на статическую прочность следует рассмотреть различные условия и во всех случаях убедиться, что расчетные эквивалентные напряжения σ_{bs} не превышают предела текучести при изгибе, т. е. $\sigma_{bs} \leqslant \sigma_{b\,доп\,S} = \sigma_{bf}/\gamma$.

Наибольшим нагрузкам вал подвергается при разгоне полностью загруженного автомобиля на разбитой дороге на второй передаче (случай 3). Схема расчета приведена на рис. 1.31. Изгибающий момент M_{bf} рассчитывается в этом случае в соответствии с уравнением (1.1.9), а крутящий момент при использовании неавтоматических коробок передач следует определять по формуле

$$M_{ks} = 0{,}5 M_{d\,max} i_d i_0 \eta. \qquad (1.3.20)$$

Если автомобиль оборудован автоматической коробкой передач, то момент M_{ks} следует использовать M_{ts} и соответственно уравнение (1.2.7). Эквивалентные напряжения при преодолении железнодорожного переезда (случай 2), как правило, меньше. Проезд осуществляется на третьей или четвертой передаче, и поэтому напряжения кручения ниже.

Вторая проверка осуществляется для условий, соответствующих трогании с места автомобиля с прицепом. В этом случае

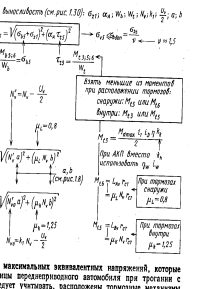


Рис. 1.32. Схема расчета максимальных эквивалентных напряжений, которые возникают в валах ступени передаточного автомобиля при трогании с места и торможении. Следует учитывать, расположены тормозные механизмы у колес или у дифференциала:

АКП — автоматическая коробка передач

для переднеприводных автомобилей следует учесть статическую нагрузку N_a' на колесо, силу тяги L_{M1} и суммарный изгибающий момент M_{M1}, создаваемый различными силами (см. рис. 1.8 и 1.32):

$$M_{M1} = \sqrt{(N_a' a)^2 + (L_{M1} b)^2}. \qquad (1.3.21)$$

Сила тяги $L_{M1} = \mu_1 N_b$. При трогании с места вряд ли можно получить коэффициент сцепления больше, чем $\mu_1 = 0,8$. Для расчета момента кручения могут быть использованы уравнения (1.2.6) или (1.2.8) (при автоматической коробке передач). Однако при этом с учетом статического радиуса $r_{\text{ст}}$ шины возникает, как правило, большая продольная сила L_M, которая не может быть передана по условиям сцепления колес с дорогой и колеса пробуксовывают. Поэтому следует оговорить два условия:

$$M_{T1} = L_{M\text{ст}} = 0,8 N_{\text{ст}} r_{\text{ст}}; \qquad (1.3.22)$$

$$M_{T2} = 0,5 M_{\text{д max}} i_1 i_2 \eta_1 \eta_2$$

и затем использовать при расчете меньший из моментов. При использовании автоматической коробки передач вновь следует использовать уравнение (1.2.6). Если тормоза расположены внутри (у главной передачи), то в процессе торможения как за счет повышения нагрузки на колеса, так и за счет более высокого коэффициента сцепления $\mu_T = 1,25$ при катящемся колесе его приводной вал оказывается нагруженным более высоким изгибающим моментом, который можно вычислить по следующей формуле:

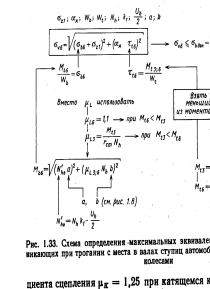


Рис. 1.33. Схема определения максимальных эквивалентных напряжений, возникающих при трогании с места в валах ступени автомобиля с задними ведущими колесами

$$M_{M1} = \sqrt{(N_a' a)^2 + (\mu_T N_b b)^2}, \qquad (1.3.23)$$

где $N_a' = k_1 N_a - U_0/2$. В этом случае отдадим необходимость в проверке напряжений, возникающих при трогании с места.

Для автомобилей с задними ведущими колесами следует лишь провести расчет статической прочности на основе силы тяги $L_{M1} = \mu_T N_b$, учитывая, что при торможении нагрузка на заднюю ось уменьшается, а тормозной механизм, за редким исключением, расположен в колесе.

Для определения изгибающих моментов, нагружающих приводные валы колес (наружные части шарнирных полуосей), следовало бы применить несколько измененное уравнение (1.3.23). В этом случае $\mu = 1,1$ (рис. 1.33). Если на автомобиль установлены шины серии 70, то при разгоне на первой передаче возможна передача больших сил. В этом случае рекомендуется применять коэффициент $\mu = 1,25$ вместо $\mu = 1,1$:

$$M_{M1} = \sqrt{(N_a' a)^2 + (\mu_{1,1} \cdot N_b b)^2}. \qquad (1.3.24)$$

Напряжения кручения вновь рассчитывают по меньшему из двух крутящих моментов M_{T1} и M_{T2}. Последний рассчитывают по формуле

$$M_{T2} = L_{M\text{ст}} = 1,1 N_{\text{ст}} r_{\text{ст}}.$$

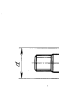


Рис. 1.34. Поворотная цапфа переднего колеса автомобиля «Фольксваген-1600»:

1 — сечение ковыка; *2* — плоскость симметрии шины

Размеры цапфы (рис. 1.34): N_0 = 2900 Н, r_k = 309 мм, D = 40 мм, d = 29, мм, a = 18,5 мм, r = 2,5 мм

1.3.6.1. Определение коэффициентов.

Поскольку отсутствуют результаты замеров, жесткость шины следует рассчитать, как описано в книге [21, п. 2.5]. Параметры шины для этого расчета следует взять из справочника.

Эти параметры следующие: D = 650 мм; $r_{ст}$ = 304 мм; N_R = = 3900 Н; p_R = 0,17 МПа.

Для переднего колеса: $N_v = G_0/2$ = 2900 Н; p_{ip} = 0,13 МПа; $l_3 = (D/2) - r_{ст}$ = (650/2) – 304 = 21 мм; $c_R = N_v/l_3$ = = 3900/21 = 186 Н/мм; $c_{ip} = (p_{ip}/p_R)\ c_R$ = = (0,13/0,17) 1860 = 1420 Н/см = 142 Н/мм.

Коэффициенты динамичности могут быть определены по кривой, приведенной на рис. 1.2, как функция

$$c_{ip}/N_v = 1420/2900 = 0,49\ \text{см}^{-1}.$$

И, соответственно, k_1 = 1,5 и k_2 = 2,5.

Коэффициенты боковых сил приведены на рис. 1.4 и определяются в зависимости от нагрузки на колесо N_z:

для расчета на горизонтальное усилие μ_{T1} = 0,35;

для расчета на статическую прочность μ_{T2} = 0,86.

1.3.6.2. Расчет предела выносливости.

Определение сил в пятне контакта колеса с дорогой. При определении N_{vz} и N' следует учитывать вес колеса U_R = 180 Н.

Верхнее значение вертикальной силы

$$N_{vo} = k_1 N_v - U_R = 1,5 \cdot 2900 - 180 = 4170\ \text{Н}.$$

Нижнее значение вертикальной силы

$$N'_v = N_v - U_R = 2900 - 180 = 2720\ \text{Н}.$$

Поперечная сила

$$S_{1z} = \mu_{T1} N_v = 0,35 \cdot 2900 = 1015\ \text{Н}.$$

Определение изгибающего момента. Верхнее значение момента

$$M_{1v} = N'_{vA} + S_{1z} r_A = 417 \cdot 1,85 + 1015 \cdot 30,9 = 391\ \text{Н} \cdot \text{м}.$$

Нижнее значение момента

$$M_{1u} = N' + S_{1z} r_A = 272 \cdot 1,85 - 101,5 \cdot 30,9 = -263\ \text{Н} \cdot \text{м}.$$

Нижнее значение момента получилось отрицательным, что означает знакопеременное нагружение.

Расчет действующих напряжений изгиба. С учетом того, что диаметр цапфы d = 2,9 см, момент сопротивления W_b = 2,39 см³, верхнее значение напряжений

$$\sigma_{bv} = M_{bv}/W_b = 3912/2,39 = 16\,350\ \text{Н/см}^2 = 163,5\ \text{МПа},$$

а нижнее

$$\sigma_{bu} = M_{bu}/W_b = 2637/2,39 = -11\,020\ \text{Н/см}^2 = -110,2\ \text{МПа}.$$

С учетом этих величин возникающие в детали знакопеременные напряжения составляют

$$\sigma_{bm\,\phi} = 0,5\sigma_{bv} - 0,42\sigma_{bu} = 0,5 \cdot 1635 - 0,42(-1102) = 141,3\ \text{МПа}.$$

Определение допускаемых напряжений:

$$\sigma_{aa} = \sigma_{bo} b_1 b_2 / (\beta_{\sigma b} \beta_{\sigma V}),$$

при этом σ_{bo} ≈ 5,5σ_b (см. табл. 1.1), b_1 = 0,87 (см. рис. 1.13), b_2 = 0,9 (см. рис. 1.14) получены при глубине микропереносной R_t = 8 мкм и $\sigma_{b\,min}$ = 1000 МПа; $\beta_{\sigma b}$ = 1, поскольку внутреннее кольцо подшипника не оказывает сжимающего действия.

Коэффициент концентрации напряжений $\beta_{\sigma b} = \alpha_{\sigma k}/f_w$ рассчитывает как функцию приведенных на рис. 1.34 размеров и принятого минимального временного сопротивления $\sigma_{b\,min}$ = = 1000 МПа.

При $t = (D - d)/2$ = (40 – 29)/2 = 5,5 мм и считываемых параметрах d/D = 29/40 = 0,725 и r/t = 2,5/5,5 = 0,455 по рис. 1.22 получаем $\alpha_{\sigma k}$ = 2.

Коэффициент материала f_w следует выбирать по рис. 1.15 как функцию приведенного на рис. 1.17 относительного уменьшения напряжений $\varkappa$, вводя размеры в мм:

$$\varkappa = (2/d) + (2/r) = (2/29) + (2/2,5) = 0,889.$$

Отсюда f_w = 0,96 и $\beta_{\sigma b} = \alpha_{\sigma k}/f_w = 2 \cdot 0,96 = 1,92$.

При запасе прочности v = 1,2 допустимые напряжения

$$\sigma_{aa} = 0,5\sigma_b \cdot 0,87 \cdot 09/(1 \cdot 1,92 \cdot 1,2) = 0,17\sigma_b.$$

Используя условие $\sigma_{изг} \leq \sigma_{доп}$, можно рассчитать минимальные напряжения, которые может выдерживать материал, и на основе этого выбрать улучшаемую сталь:

$$\sigma_{в\,min} = \sigma_{изг}/0{,}17 = 1413/0{,}17 = 832{,}5 \text{ МПа}.$$

В соответствии с табл. 1.2 в группе прочности III имеется как более дешевая марка С45У, так и более дорогая хромистая сталь 34Сг4У с временным сопротивлением $\sigma_в = 900 \ldots 1050$ МПа.

Как показали исследования материала концерн «Фольксваген» применил хромистую сталь 34Сг4У, обладающую следующими свойствами: $\sigma_в = 950 \ldots 1100$ МПа, $\sigma_т \geq 700$ МПа и $\delta_5 \geq 11$ %.

Применив сталь с более высоким временным сопротивлением, после улучшения получаем больший запас прочности.

Используя $\nu = 1{,}2$, получаем $\sigma_{в\,min} = 832{,}5$ МПа. С учетом фактически имеющейся прочности $\sigma_{в\,min} = 950$ МПа получаем

$$\nu_1 = 1{,}2 \cdot 950/832{,}5 = 1{,}37.$$

1.3.6.3. Статическая прочность. Наибольший изгибающий момент при движении через железнодорожный переезд

$$M_{1б} = (b_3 N_г - U_б)\,a - \mu_{P1} N_г s_г =$$
$$= (2{,}5 \cdot 2900 - 180)\,1{,}85 + 0{,}35 \cdot 2900 \cdot 30{,}9 =$$
$$= 44\,480 \text{ Н} \cdot \text{см} = 444{,}8 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Наибольший момент при движении по разбитой дороге

$$M_{1з} = (b_1 N_г - U_б)\,a + \mu_{P2} N_г s_г =$$
$$= (1{,}5 \cdot 2900 - 180)\,1{,}85 + 0{,}86 \cdot 2900 \cdot 30{,}9 = 840{,}2 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Поскольку $M_{1з} > M_{1б}$, расчет далее ведем по $M_{1з}$.

Определение запаса прочности:

$$\sigma_{изг} \leq \sigma_{доп}; \quad \frac{M_{1з}}{W_b} \leq \frac{\sigma_{в1}}{\nu}; \quad \frac{1{,}2\sigma_{в1}}{\nu};$$

$$\nu = \frac{1{,}2\sigma_{в1} W_b}{M_{1з}} = \frac{1{,}2 \cdot 7000 \cdot 3{,}39}{8402} = 2{,}4.$$

Запас прочности значительно превышает необходимую для обеспечения статической прочности величину $\nu = 1{,}5$ и был бы достаточным даже при использовании стали С45У. Эта сталь, улучшенная до $\sigma_в = 900$ МПа, будет иметь предел текучести $\sigma_т \geq 580$ МПа, что соответствует $\nu = 2$.

1.3.7. Расчет вала ступицы

В качестве примера будет рассмотрен вал ступицы диагонально-рычажной подвески автомобиля модели «Фольксваген-1600» (см. 121, рис. 3.10/11) с учетом допустимой для варианта 2 грузоподъемности 5400 Н. Автомобиль имеет следующие технические характеристики:

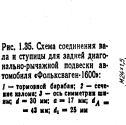


Рис. 1.35. Схема соединения вала и ступицы для задней диагонально-рычажной подвески автомобиля «Фольксваген-1600»:
1 — тормозной барабан; *2* — сечение вилки; *3* — ось симметрии вилки; $d = 30$ мм; $a = 17$ мм; $d_A = 63$ мм; $d_б = 35$ мм

Допускаемая нагрузка на заднюю ось $G_б = 10300$ Н
Вес оси $U_б \approx 650$ Н
Вес колеса $U_B \approx 180$ Н
Характеристики шин (см. п. 1.3.6): давление в шинах $p_{шз} = 0{,}25$ МПа
Максимальный крутящий момент двигателя $M_{д\,max} = 112$ Н·м
Передаточное число коробки передач 3,8; 2,06; 1,26; 0,89
Передаточное число главной передачи $i_D = 4{,}125$
КПД $\eta = 0{,}88$
Размеры соединения вилки со ступицей (рис. 1.35): $d = 30$ мм, $a = 17$ мм, $d_A = 63$ мм, $d_б = 35$ мм.

1.3.7.1. Определение коэффициентов. Для определения вертикальной жесткости шины используем рассчитанную выше жесткость $c_B = 1860$ Н/мм:

$$c_{1A} = p_{1A} c_B / P_Z = 2{,}5 \cdot 186/1{,}7 = 274 \text{ Н/мм}$$

и при $N_A = G_1/2 = 5150$ Н $\quad c_{11}/N_A = 0{,}532$ см$^{-1}$.

Определяемые по рис. 1.2 коэффициенты динамичности для шины $k_1 = 1{,}52$ и $k_2 = 2{,}54$.

Коэффициенты боковых сил определяем как функцию N_b по рис. 1.4: $\mu_{P1} = 0{,}32$ и $\mu_{P2} = 0{,}82$.

1.3.7.2. Расчет на сопротивление усталости

Напряжения растяжения. Фирма «Фольксваген» рекомендует момент затяжки $M_з = 300$ Н·м для шестигранных гаек вала ступицы. Учитывая размеры для гайки, приведенной на рис. 1.29 (резьба М24×1,5, средний радиус резьбы $r_з = 11{,}5$ мм, радиус трения при затяжке гайки $r_к = 16{,}8$ мм и $\mu = 0{,}14$), можно рассчитать возникающую в валу ступицы силу растяжения

$$F_з = M_з / [r_з \operatorname{tg}(\rho + \alpha) + \mu r_к],$$

где $\operatorname{tg}\rho = \mu = 0{,}14$ и $\operatorname{tg}\alpha =$ Шаг резьбы/($2\pi r_з$) $= 0{,}0208$, $\rho = 8°$, $\alpha = 1°\,12'$ и, следовательно, при $\operatorname{tg}(8° + 1°/2') = 0{,}1614$ $F_з = 300/(1{,}15 \cdot 0{,}1614 + 0{,}14 \cdot 1{,}68) = 71{,}4$ кН.

Профиль, выбранный концерном «Фольксваген» для передачи крутящего момента, имеет площадь поперечного сечения 6,3 см², и, следовательно, статические напряжения растяжения

$$\sigma_{z1} = F_z/A_{\text{ф}} = 71\,400/630 = 113{,}5 \text{ МПа}.$$

Напряжения изгиба. Момент, подвергающий вал циклическим изгибающим напряжениям,

$$M_{\text{Iв}} = (b_1 N_1 - U_{\text{д}})a + \mu_{\text{тр}} N_1 r_{\text{д}} =$$
$$= (1{,}52 \cdot 5150 - 180)1{,}7 + 0{,}32 \cdot 5150 \cdot 30{,}9 = 637{,}5 \text{ Н·м}.$$

Момент сопротивления

$$W_s = 0{,}098 d_s^3 = 0{,}098 \cdot 4{,}3^3 = 7{,}8 \text{ см}^3,$$

откуда

$$\sigma_{\text{Iи}} = M_{\text{зв}}/W_s = 6375/7{,}8 = 81{,}70 \text{ МПа}.$$

Напряжения изгиба меньше, чем длительно действующие напряжения растяжения.

Напряжения кручения. Крутящий момент на третьей передаче

$$M_{\text{Iк}} = M_{\text{д max}} i_{\text{д}} \eta_{\text{д}}/2 = 112{,}0 \cdot 1{,}26 \cdot 4{,}125 \cdot 0{,}88/2 = 256{,}0 \text{ Н·м},$$

и при $W_t = 0{,}196 \cdot d_s^3 = 0{,}196 \cdot 2{,}5^3 = 3{,}06$ см³ напряжение кручения

$$\tau_{\text{Iz}} = M_{\text{Iк}}/W_t = 256{,}0/3{,}06 = 83{,}7 \text{ МПа}.$$

Условие приведения. Применяемый сорт стали и ее прочностные свойства неизвестны. Необходимое для определения α_A относительное значение предела текучести принимается $\sigma_s \approx 0{,}8\,\sigma_в$.

Коэффициенты концентрации напряжений были определены в п. 1.3.1;

$$\beta_{\text{Ab}} = 1{,}7 \text{ и } \beta_{\text{Aт}} = 1{,}6;$$

$$\alpha_A = \sigma_{\text{зв}}\beta_{\text{Ab}}/(\tau_{\text{кзв}}\beta_{\text{Ab}}) = 0{,}5\sigma_{\text{зв}}\beta_{\text{Ab}}/(0{,}58\sigma_{\text{зв}}\beta_{\text{Ab}}) =$$
$$= 0{,}5\sigma_{\text{в}} \cdot 1{,}6/(0{,}58 \cdot 0{,}8\sigma_{\text{в}} \cdot 1{,}7) \approx 1.$$

Эквивалентные напряжения

$$\sigma_{\text{Iи}} = \sqrt{(\sigma_{\text{Iи}} + \sigma_{z1})^2 + (\alpha_A \tau_{\text{Iz}})^2} =$$
$$= \sqrt{(8{,}17 + 11{,}35)^2 + (1 \cdot 8{,}37)^2} = 2120 \text{ МПа}.$$

Допускаемые напряжения и определение минимального временного сопротивления:

$$\sigma_{\text{b зап}} = \sigma_{\text{зв}} b_1 b_2/(\beta_{\text{Ab}}\beta_{\text{вн}}) \geqslant \sigma_{\text{Iи}}.$$

Чтобы по рис. 1.13 определить b_1, принимаем $\sigma_{\text{b сер}} = 1000$ МПа, глубина микроповрежденій $R\ell$ ≈ 10 мк. Тогда $b_2 = 0{,}88$ и $b_1 = 0{,}9$ (см. рис. 1.14).

Учитывая известные значения $\beta_{\text{Ab}} = 1{,}7$, $\sigma_{\text{зв}} \approx 0{,}5\sigma_{\text{в}}$ и приняв $\nu = 1{,}2$, получим минимальное временное сопротивление

$$\sigma_{\text{в}} \geqslant \nu\sigma_{\text{Iи}}\beta_{\text{Ab}}\nu/(0{,}5b_1b_2) = 21{,}2 \cdot 1{,}7 \cdot 1{,}2/(0{,}5 \cdot 0{,}9 \cdot 0{,}88) \geqslant 1090 \text{ МПа}.$$

1.3.7.3. Выбор материала. В соответствии с табл. 1.2 наиболее подходящим материалом была бы улучшаемая сталь 34СrМV из группы прочности V, имеющая $\sigma_{\text{в}} = 1100 \ldots 1300$ МПа. Однако более предпочтительным вариантом является упрочнение поверхности с целью повысить предельные напряжения, которые может выдержать поверхностный слой при сохранении относительно низкой прочности сердцевины. Принимая во внимание действующие в этих случаях условия $\sigma_{\text{зв}} \approx 0{,}6\sigma_{\text{в}}$, получаем значение минимального временного сопротивления $\sigma_{\text{b min}} = 910$ МПа. В этом случае может быть использована сталь 41СrМV, подвергаемая высокочастотной закалке. На чертеже в этом случае должно быть указано [4, п. 7.3.5 и рис. 8.3 2]:

41СrМV; $\sigma_{\text{в}} = 950 \ldots 1100$ МПа;

$E_{\text{м}} = 3 \ldots 4$;

$HRC\ 50^{\pm 3}$,

т. е. глубина закаленного слоя равна 3 ... 4 мм, а твердость поверхностного слоя составляет HRC 50 ... 55. Необходимый для проверки статической прочности (временного сопротивления) предел текучести при растяжении $\sigma_s \geqslant 700$ МПа, а минимальное относительное удлинение $\delta_s = 11$ %.

1.3.7.4. Проверка на статическую прочность

Движение по разбитой дороге. В соответствии с рис. 1.31 боковая сила $S_{\text{д}} = \mu_{\text{тр}} N_1$, а при $M_{\text{Iв}}$ и передаточном числе второй передачи $i_{\text{д}}$

$$M_{\text{Iв}} = (N_{\text{д}} b_1 - U_{\text{д}})a + \mu_{\text{тр}} N_1 r_{\text{д}} =$$
$$= (1{,}52 \cdot 515 - 18)1{,}7 + 0{,}82 \cdot 515 \cdot 30{,}9 = 1435{,}0 \text{ Н·м}.$$

В этом случае напряжение изгиба

$$\sigma_{\text{Iи}} = M_{\text{зв}}/W_{\text{в}} = 1435{,}0/7{,}8 = 184{,}0 \text{ МПа},$$

а напряжение кручения

$$\tau_{\text{Iz}} = M_{\text{Iк}}/W_t = 418{,}0/3{,}06 = 136{,}5 \text{ МПа}.$$

Используя значения $\sigma_{z1} = 113{,}5$ МПа и $\alpha_A = 1$, полученные при расчете на сопротивление усталости, получаем эквивалентные напряжения в МПа

$$\sigma_{\text{Iи}} = \sqrt{(\sigma_{\text{Iи}} + \sigma_{z1})^2 + (\alpha_A \tau_{\text{Iz}})^2} =$$
$$= \sqrt{(18 + 11{,}35)^2 + (1 \cdot 13{,}7)^2} = 328 \text{ МПа}.$$

Значения предела текучести при изгибе, которые следовало бы использовать при определении допустимых напряжений без поверхностной закалки, $\sigma_{Ti} \approx 1{,}2\sigma_{T}$, а с закалкой $\sigma_{Ti} = 1{,}2\cdot 1{,}5\sigma_{T}$. Допустимые кратковременные перегрузки при глубокой поверхностной закалке могут быть увеличены на 50 %. Вводя $\sigma_{пл} < \sigma_{доп}$ и при $\sigma_{доп} = \sigma_{Ti}/\nu$, можно рассчитать запас прочности

$$\nu = \sigma_{Ti}/\sigma_{пл} = 1{,}5\cdot 1{,}2\cdot 70/32{,}8 \approx 3{,}8,$$

т. е. запас прочности значительно превышает минимально допустимое значение $\nu = 1{,}5$.

Трогание с места. В системе привода отсутствуют упругие элементы, поэтому следует учитывать коэффициент динамичности за счет жесткости включения привода $k_{д} = 2$. В соответствии с процедурой расчета, приведенной на рис. 1.33, проводится сравнение моментов $M_{1з}$ (создаваемого двигателем) и $M_{1б}$ (максимально допускаемого сцепными свойствами) с тем, чтобы вести далее расчет по меньшему из них:

$$M_{1з} = M_{д\,max}\, i_1 i_2 \eta_{ц} \eta_{р}/2 = 1120\cdot 3{,}8\cdot 4{,}125\cdot 0{,}88\cdot 2/2 = 1545\ \text{Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{1з} = p_{Z} N_{ф} r_{ф} = 1{,}1\cdot 515\cdot 30{,}4 = 1725\ \text{Н}\cdot\text{м}.$$

Поскольку трогание осуществляется из состояния покоя, в уравнение следует ввести статический радиус шины, который на 5 мм меньше динамического радиуса, равного 309 мм.

Напряжения кручения, определяемые с использованием $M_{1з}$,

$$\tau_{1к} = M_{1з}/W_{к} = 1545/3{,}06 = 505\ \text{МПа}.$$

Изгибающий момент получают, используя верхнее значение вертикальной силы, в данном случае с учетом коэффициента сцепления колес с дорогой в продольном направлении при меньшем моменте

$$p_{Z\,б} = M_{1б}/(r_{ст} N_{ф}) = 1545/(30{,}4\cdot 515) = 0{,}99;$$

$$M_{1б} = \sqrt{(N'_{ф} a)^2 + (p_{Z\,б} N_{ф} b)^2}.$$

Развал колес $\gamma_{ф} = 0°$, поэтому отрезки a и b равны (см. рис. 1.8) и в результате уравнение упрощается:

$$M_{1б} = a\sqrt{(k_{п} N_{ф} - U_{ф})^2 + (p_{Z} N_{ф})^2} =$$

$$= 1{,}7\sqrt{756^2 + 510^2} = 155{,}0\ \text{Н}\cdot\text{м},$$

откуда напряжения изгиба

$$\sigma_{1и} = M_{1б}/W_{и} = 155{,}0/7{,}8 = 19{,}9\ \text{МПа}.$$

При расчете эквивалентных напряжений $\sigma_{эк}$ (в кгс/мм²) вновь используют значения σ_{1i} и $\sigma_{1к}$, полученные при первом расчете:

$$\sigma_{эк} = \sqrt{(\sigma_{1и} + \sigma_{1i})^2 + (\sigma_{1к}\tau_{1к})^2} =$$

$$= \sqrt{(1{,}99 + 11{,}35)^2 + (1\cdot 50{,}50)^2} = 52{,}2\ \text{МПа}$$

и, следовательно, $\nu = 1{,}5\cdot 1{,}2\cdot 70/52{,}2 = 2{,}4$.

Запас прочности и в этом случае превышает минимально допустимое значение $\nu = 1{,}5$.

1.3.8. Расчет полуоси

Выше был описан расчет вала ступицы автомобиля модели «Фольксваген-1600», а ниже будет показан выбор размеров полуоси.

Известны значения необходимых для этого моментов: длительно действующий $M_{1i} = 256$ Н·м, максимальный $M_{1б} = 1545$ Н·м.

1.3.8.1. Выбор материала. При расчете вала полуоси целесообразно вначале выбрать материал, поскольку предел текучести определяет диаметр вала. Может рассматриваться только улучшаемая сталь с хорошим по возможности отношением предела текучести к временному сопротивлению γ. Поломка вала вряд ли может привести к аварии, поэтому имеется возможность без учета степени относительного улучшения предусмотреть высокое временное сопротивление. По табл. 1.2 выбираем сталь 41Cr4V в группе прочности V со следующими свойствами:

$$\sigma_{в} = 1100 \ldots 1300\ \text{МПа},\quad \sigma_{т} \geqslant 900\ \text{МПа},\quad \delta_{5} \geqslant 10\%,$$

$$\nu = \sigma_{т}/\sigma_{в} = 900/1100,$$

$$\gamma = 0{,}82.$$

1.3.8.2. Расчет диаметра вала. В соответствии с п. 1.3.3 уравнение с $\tau_{1р} = 0{,}58\sigma_{т}$

$$d_{min} = \sqrt[3]{M_{1б}\cdot 5{,}1\cdot \nu/\tau_{1р}} = \sqrt[3]{1545\cdot 5{,}1\cdot 1{,}12/(0{,}58\cdot 900)} =$$

$$= \sqrt[3]{18{,}11} = 2{,}63\ \text{см} = 26{,}3\ \text{мм}.$$

Так как мы определяем минимальный диаметр, для ν можно принять нижний предел 1,2. В качестве заготовки выбираем горячекатаный пруток, диаметром 27 мм. В соответствии со стандартом ДИН 1013 (см. [4, табл. 7723]) допускаемые отклонения составляют ±0,6 мм, и, таким образом, диаметр заготовки не отклоняется за определенное расчетом минимальное значение 26,3 мм.

На чертеже в этом случае должен быть указан размер $\varnothing\ 27 \pm 0{,}6$.

1.3.8.3. Определение размеров концов полуосн. Для передачи крутящего момента полуось должна с обоих концов иметь эвольвентные шлицы по ДИН 5480 (см. [3, п. 2.5.3]). В соответствии с п. 1.3.1 коэффициент концентрации напряжений при кручении составляет $\beta_{kt} = 1{,}6$. Чтобы по рис. 1.13 и 1.14 определить значения b_1 и b_2, примем внутренний диаметр d_k шлицевого профиля равным 30 мм.

Исходя из этого, получаем $b_1 = b_2 = 0{,}88$; $\beta_{kt1} = 1$; $\nu = 1{,}2$ и с учетом $\gamma < 0{,}86$ в соответствии с табл. 1.1

$$\tau_{t\,kb} \approx 0{,}58\sigma_d;$$

$$\tau_{t\,bou\,D} = \tau_{t\,kb}\, b_2 \nu / (\beta_{kt}\, \beta_{kt1} \gamma) =$$

$$= 0{,}58 \cdot 9000 \cdot 0{,}88 \cdot 0{,}88 / (1{,}1 \cdot 6 \cdot 1{,}2) = 2110 \text{ МПа}.$$

Имея допускаемые напряжения, можно рассчитать минимальный диаметр профиля

$$d_{k\,min} = \sqrt[3]{M_{kl} \cdot 5{,}1 / \tau_{t\,bou\,D}} = \sqrt[3]{256 \cdot 5{,}1 / 211} = 1{,}84 \text{ см} = 18{,}4 \text{ мм}.$$

Это означает, что необходимый с учетом длительных нагрузок внутренний диаметр d_k может быть меньше, чем диаметр вала $d_{min} = 26{,}3$ мм. Однако выбирать диаметр меньше 26,3 мм нельзя, так как в этом случае при максимальных нагрузках произойдет скручивание вала по шлицевому соединению, результатом чего будет полная или деформация вала. Поэтому профиль, который следует принять в соответствии со стандартом ДИН 5480, должен быть выбран с учетом этого размера. Подходящим является профиль 30×27,5×22, у которого $d_1 = 27{,}25$ мм (см. [3, табл. 2.5/28]).

1.3.8.4. Снижение массы. При уменьшении диаметра вал становится легче, а его изготовление дешевле. Такую возможность создают стали, которые, по крайней мере в граничных зонах, допускают более высокие напряжения. Если предусмотреть высокочастотную закалку на глубину 3 мм, то это обеспечит повышение предела текучести на 50 %. Минимальный диаметр уменьшится с 26,3 до 22,9 мм и появится возможность использовать пруток диаметром 23,5 мм по ДИН 1013, который на 13 % легче, чем предусмотренный вначале пруток диаметром 27 мм. Применение пружинной стали 50CrV4V группы прочности III (см. табл. 1.2) также дает преимущества. При временном сопротивлении после термообработки $\sigma_b = 1500 \ldots 1700$ МПа предел текучести $\tau_{tF} \approx 780$ МПа, т. е. аналогичен пределу текучести стали 41Cr4V после высокочастотной закалки. Однако обработка пружинных сталей является более сложной и поэтому стоимость изготовления вала возрастает.

1.4. СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ В ДЕТАЛЯХ ШАССИ

До проведения расчетов на прочность методами статики измеряют силы, действующие на детали и опоры. Направление и величина этих сил определяют напряжение и характер нагрузки для отдельных деталей. В основу расчета положены следующие силы, действующие в пятне контакта колеса с дорогой (см. [2, рис. 4.1/1]): вертикальная $N_{k,k}$ (направлена по оси Y), боковая S (направлена по оси X), продольная L (направлена по оси Z).

Величина внешних сил $N_{k,k}$ и S при равномерном прямолинейном движении зависит от характера дороги. Продольная сила L зависит как от внутренних сил, т. е. от крутящего момента двигателя, так и от внешних (тормозного момента на рассматриваемом колесе). Силы, действующие в пятне контакта колеса с дорогой, вызывают реакции в шарнирах A и B качающихся рычагов (рис. 1.36), скользящих опорах C и K свечной подвески типа «Макферсон» (рис. 1.37) и в разнообразных элементах подвески неразрезных осей или шарнирах направляющих рычагов при независимой подвеске задних колес. Как будет показано в дальнейшем, вначале силы, действующие в плоскости, перпендикулярной плоскости детали, и силы, действующие в плоскости детали. Обозначим новые направления через U, V и W (рис. 1.38). С помощью этих сил может быть проведен расчет на прочность детали, а также определены силы, действующие в других шарнирах. Основой расчета методами статики является выделение всех шарнирно соединенных деталей и анализ сил, действующих на каждую деталь (см. рис. 1.36 и 1.37).

Следует учитывать известное правило статики: подготовку отдельной схемы механизма и плана действующих сил. Плечо силы, действующей под углом, часто трудно рассчитать для рассматриваемой точки поворота. В результате создаются трудности при точном определении нагрузок. Поэтому такие силы целесообразно разложить на составляющие двух-трех выбранных направлений.

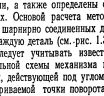


Рис. 1.36. При рассмотрении статических нагрузок в системе должны быть разделены шарнирно соединенные между собой детали. В качестве примера приведено распределение деталей подвески на двойных поперечных рычагах

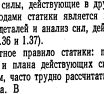


Рис. 1.37. В случае применения свечной подвески типа «Макферсон» статическое равновесие рычага BD и стойки AK должно рассматриваться раздельно

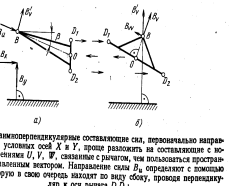


Рис. 1.38. Взаимноперпендикулярные составляющие сил, первоначально направленные вдоль условных осей X и Y, проще разложить на составляющие с новыми направлениями U, V, W, связанные с рычагом, чем пользоваться пространственно направленным вектором. Направление силы B_1 определяют с помощью точки O_1 которую в свою очередь находят по виду сбоку, проводя перпендикуляр к оси рычага D_1D_2:
а — вид сверху; б — вид сбоку

ний (рис. 1.39, вид сверху) и затем, используя отдельные составляющие, определить реакции опор.

При расчетах на усталостную прочность (случай 1) автомобиль (и соответственно подвеска) находится в положении, соответствующем полной нагрузке. Подвеска должна рассматриваться в положении, соответствующем допустимой нагрузке на ось.

Эти условия справедливы и при расчетах на статическую прочность (случай 3), т. е. при езде под дороге с выбоинами. Иное положение выбирается при определении сил, действующих при движении по железнодорожному переезду. В этом случае подвеска рассматривается в положении, когда ее ход сжатия выбран полностью (рис. 1.40). При этом в большинстве случаев требуется разделить силы, действующие на пружину и ограничитель хода подвески. Вычерчивание подвески с учетом предусмотренного хода f_1 необходимо не только для того, чтобы иметь возможность учесть изменения углов α_4 и β_4 рычагов или амортизаторной стойки подвески, но также для того, чтобы определить фактический угол развала колес γ_4 и угол наклона поворотной стойки δ_4. Через эти углы вычисляют плечи a_4 и b_4 действия сил относительно шарниров подвески (см. рис. 1.40).

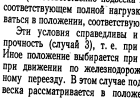


Рис. 1.39. Если в процессе графического решения сила окажется направленной под углом, то ее следует разложить на составляющие, направленные параллельно оси качания рычага (A_4) и перпендикулярно к ней (A_4). Затем с помощью составляющих легче найти реакции в шарнирах C_1 и C_2.

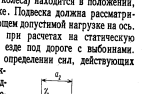


Рис. 1.40. Для расчета на прочность при движении по железнодорожному переезду (расчетный случай 2) подвеску следует рассматривать в крайнем верхнем положении. Это необходимо для определения изменяющихся углов наклона колес γ_4, поперечного наклона шкворня δ_4, а также углов α_4 и β_4 наклона рычагов

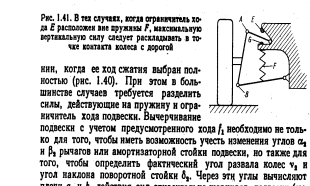


Рис. 1.41. В тех случаях, когда ограничитель хода E расположен вне пружины F, максимальную вертикальную силу следует прикладывать в точке контакта колеса с дорогой

Значительные нагрузки обычно воспринимает ограничитель хода сжатия. В тех случаях, когда этот ограничитель находится внутри винтовой пружины или над листовой рессорой (два часто встречающихся, технически легко выполнимых решения), взаимодействие сил происходит в одном и том же месте. Если же ограничитель расположен вне пружины, например в амортизаторе или над рычагом, не связанным с пружиной, то силы, которые пружина воспринимает при полностью выбранном ходе подвески f_1, и силы, действующие на ограничитель, должны быть разделены с учетом коэффициента динамичности $k_д$ в точке контакта колеса с дорогой. В примере, приведенном на рис. 1.41, нижний рычаг нагружен пружиной, а верхний — ограничителем хода, и часто нагрузки от упора в ограничитель хода являются более высокими. На передней оси автомобиля модели «Фиат-132» картина противоположная (рис. 1.42). Распределение сил, например, в подвеске на двойных поперечных рычагах, проводится с учетом веса неподрессоренных частей $U_н$, который следует вычесть.

Автомобиль имеет следующие характеристики:

Допускаемая нагрузка на ось $G_р = 6$ кН
Вес оси $U_н = 600$ Н
Жесткость подвески $c_{пр} = 10$ Н/мм
Ход подвески $f_{пр} = 80$ мм $= 8$ см
Коэффициент динамичности (принимаемый) $k_д = 2{,}45$
Нагрузка на колесо $N_к = G_р/2 = 3$ кН

Максимальная сила в пятне контакта колеса с дорогой

$$N_{кд} = k_д N_к = 2{,}45 \cdot 3000 = 7350 \text{Н} = N_F + N_E + U_н/2.$$

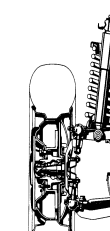


Рис. 1.42. Передняя подвеска на двойных поперечных рычагах автомобиля «Фиат-132». Винтовая пружина опирается на верхний рычаг, а ограничитель 1 хода подвески — на нижний. Метлой ограничитель 2 хода отбоя подвески действует на нижнюю поверхность верхнего рычага. Он освобождается лишь после того, как вступает в действие ограничитель 1. Применяя такую конструкцию, фирма «Фиат» надеется исключить стабилизатор поперечной устойчивости, однако автор считает такое решение ошибочным

На оба шаровых шарнира *A* и *B* (см. рис. 1.41) действует сила, направленная перпендикулярно плоскости дороги и равная сумме сил, передаваемых через пружину и ограничитель хода:

$$N_{\text{пл}} = U_{\text{п}}/2 = 7350 - 300 = 7050 H = N_{\text{р}} + N_E.$$

С учетом увеличения силы упругости подвески за счет сжатия пружины

$$\Delta N_{\text{п}} = f_{\text{пр}} z_{\text{пр}} = 80 \cdot 10 = 800 \text{ Н},$$

приведенная к колесу нагрузка на пружину

$$N_{\text{пр}} = N_{\text{п}} - U_{\text{п}}/2 + \Delta N_{\text{п}} = 3000 - 300 + 800 = 3500 \text{ Н}.$$

При этом предполагалось линейное протекание характеристики упругости подвески. В связи с изменением углов наклона рычагов при сжатии пружины подвеска становится несколько более жесткой, т. е. $N_{\text{р}}$ может оказаться на 5 % выше. Исходя из этого, нагрузка на ограничитель хода, приведенная к колесу,

$$N_E = N_{\text{пл}} - (N_{\text{п}} + \Delta N_{\text{п}}) = 7350 - (3000 + 800) = 3550 \text{ Н}.$$

Этот пример показывает, что верхняя шаровая опора *A* должна быть в состоянии выдерживать такие же нагрузки, какие выдерживает нижняя опора *B*. Различие заключается лишь в том, что, если для *B* — это нагрузка длительного действия, то для *A* — это кратковременно действующие силы. Аналогичные взаимосвязи имеют место и в других типах подвесок. В п. 1.6.5, 1.6.6 и 1.9 приведены дополнительные пояснения по распределению сил.

Положения рычагов на рисунках, приведенных в п. 1.5—1.10, выбраны в соответствии с наиболее часто встречающимися типами подвесок. Однако на практике встречается противоположное расположение пружины и ограничителя хода сжатия, в результате чего может иметь место другое распределение сил. Например, верхний рычаг подвески, приведенной на рис. 1.42, нагружен иначе. Это следует учитывать при проведении расчетов.

1.5. НЕРАЗРЕЗНЫЕ ОСИ: СИЛЫ, МОМЕНТЫ И РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ

1.5.1. Напряжение в балке оси

При расчете неразрезной оси на сопротивление усталости принимается, что на оба колеса действует направленная наружу боковая сила $S_{\text{бл}} = \mu_{\text{пр}} N_{\text{л}}$, которая увеличивает изгибающий момент, создаваемый вертикальной силой $N_{\text{л}}$. Опасное сечение *I—I* расположено рядом с опорой для продольной листовой рессоры (рис. 1.43) или рядом с основанием кронштейна *I* нижнего рычага, на который опирается спиральная пружина (рис. 1.44). Знакопостоянные напряжения изгиба в этом сечении

$$\sigma_{\text{из}} = (N_{\text{л}} l_{\text{с}} + S_{\text{б}} l_{\text{д}})/W_{\text{а}}. \qquad (1.5.1)$$

Величина напряжений зависит как от динамического радиуса шины, так и от расстояния $l_{\text{с}}$. Последнее выбирается с таким расчетом, чтобы надетые на колесо цепи противоскольжения не касались рессоры. При движении на повороте напряжения изгиба в балке оси уменьшаются и могут быть даже равны нулю при равенстве моментов от вертикальной и боковой сил (рис. 1.45). Теоретически из вертикальной силы $N_{\text{л}} = k_{\text{л}} N_{\text{л}}$ следовало бы вычесть вес колеса с тормозным механизмом, а также вес внешней части балки, расположенной до сечения *I—I*. Однако поскольку влияние этих масс мало по сравнению с тяжелой центральной частью балки, их влиянием обычно пренебрегают (см. $k_{\text{л}}$ и $\mu_{\text{пр}}$ на рис. 1.2 и 1.4).

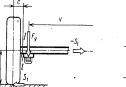


Рис. 1.43. В трубчатой балке неразрезной оси опасное сечение *I—I*, как правило, расположено возле сварного шва, которым закреплена опора продольной листовой рессоры

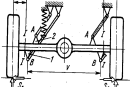


Рис. 1.44. Если подвеска выполнена на витомых пружинах, опирающихся на нижние рычаги, то опасное сечение *I—I* располагается возле шва, которым приварен нижний кронштейн *f*

f — кронштейн верхнего рычага

В процессе расчета следует убедиться в том, что не превышены допустимые напряжения изгиба $\sigma_{b\,доп\,D}$, которые может выдержать материал, и в том, что прогиб балки не превышает определенных пределов. Радиальный шариковый подшипник полуоси (рис. 1.46), являющийся наружной опорой в неразрезных ведущих мостах, может выдерживать в эксплуатации лишь очень небольшие угловые перемещения. В противном случае срок его службы сокращается.

Допустимые напряжения изгиба в балке оси

$$\sigma_{b\,доп\,D} = \sigma_{bmax}/k_{bD}\nu, \qquad (1.5.2а)$$

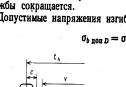


Рис. 1.45. При движении на повороте вертикальная и боковая силы создают противоположно направленные моменты, которые могут частично нейтрализоваться. В результате напряжения изгиба в сечении *I—I* уменьшаются: $M_{bz} = M_b + \Delta M_b$; $S_{bz} = S_{bM}^{\,z} = S_{bM}^{\,y}$

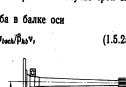


Рис. 1.46. Подшипники качения, применяемые в качестве наружных опор полуосей, могут выдерживать лишь небольшие перекосы. Это означает, что и балка моста, и полуось могут изгибаться лишь в определенных пределах

рядом с приваренной опорой для рессоры (или рядом с кронштейном крепления нижнего рычага) зависит от возникающей при сварке концентрации напряжений. Обычно этот коэффициент $k_{bD} \approx 2{,}5$. При этом из соображений безопасности следует принять $\nu = 1{,}5$. Значение σ_{bmax} для конструкционных и улучшаемых сталей определяют по таблиц 1.1 и 1.2. Специальные материалы для труб требуют использования особых стандартов [4, табл. 7/26]. Столь же просто и благодаря наличию экспериментальных данных достаточно точно проводят расчет сварных швов. Возникающие напряжения зависят от толщины и длины шва, а допустимые — от формы шва с учетом коэффициента запаса прочности *b*:

$$\sigma_{b\,доп\,D} = \sigma_b b/\nu. \qquad (1.5.2б)$$

Характер нагружения сварного шва может быть знакопеременным или знакопостоянным. Для определения σ_b соответствующие значения σ_{bw} и σ_{bsch} основного металла (а не материала шва) выбирают по табл. 1.1.

Изгибающий момент M_{bx}, вызываемый силами, которые действуют в направлении осей *X* и *Y*, распространяется на всю балку оси (рис. 1.47). В связи с этим необходимо проводить поверочный расчет поперечного сечения в центральной части балки

$$M_{bx} = [N_{b_0}(l_b - y)/2] + S_y r_z. \qquad (1.5.3)$$

Для ведущих мостов при расчете следует учитывать и изгибающий момент относительно оси *Z*, вызываемый силой L_A, действующей в продольном направлении,

$$M_{bz} = L_{A1}(l_b - y)/2, \qquad (1.5.4)$$

где $L_{A1} = M_{k1}/r_K$.

Момент привода M_{k1} создает в центральной части балки моста напряжения кручения, которые также следует учитывать при расчете. Эти напряжения вызваны тем, что крутящие моменты на карданном валу и колесах действуют во взаимно перпендикулярных плоскостях (рис. 1.48). Величина напряжений определяется передаточным числом, иначе говоря, включенной передачей коробки передач и передаточным числом главной передачи. Так, при расчете сопротивления усталости момент, учитываемый для каждой стороны оси, определяют из выражения (1.2.5);

$$M_{k1} = M_{d\,max} i_k \eta/2.$$

В случае применения автоматических коробок передач вместо i_k следует применять i_1 (см. (1.2.7)). Суммарный изгибающий момент с учетом моментов от сил, действующих в направлении осей *X*, *Y*, *Z*,

$$M_{bR1} = \sqrt{M_{bx}^2 + M_{bz}^2}. \qquad (1.5.5)$$

Отсюда действующие эквивалентные напряжения

$$\sigma_{v1} = \sqrt{(M_{bR1}/W_b)^2 + \alpha_0^2 (M_{k1}/W_k)^2}.$$

Кручение и изгиб создают знакопостоянные напряжения. Для конструкционных сталей, обычно применяемых при изготовлении балок мостов, $\beta_{kt} \approx \beta_{kb}$, а коэффициент соотношения напряжений

$$\alpha_A = \sigma_{kmb}/\tau_{kmk} = 1{,}2\alpha_k/(0{,}58\alpha_\tau) = 2{,}07.$$

Тогда $\alpha_A^2 = 4{,}28$.

Для круглых стержней $W_t = 2W_b$. В этом случае уравнение упрощаем:

$$\sigma_{kt} = \frac{1}{W_b}\sqrt{M_{kH}^2 + 1{,}07M_{kt}^2}, \qquad (1.5.6)$$

где $1{,}07 = 4{,}28/4$.

Окончательным условием должно быть $\sigma_{kt} \leqslant \sigma_{b\,\text{зон}\,D}$ (см. рис. 1.30).

Наибольшие напряжения в балке моста могут возникнуть при преодолении железнодорожного переезда, при движении по разбитой дороге, а также при трогании с места или торможении на уклоне. При вычислении кратковременной прочности для случая 2 (железнодорожный переезд) следует, определив M_{kH}, подставить в уравнение $M_{kH} = k_d N_k$ вместо N_k. При этом расчет следует вести с учетом боковой силы S_1, направленной наружу и с введением в уравнение крутящего момента M_{kt}. Ограничитель хода подвески, как правило, вступает в действие после того, как пружина полностью сжата, что исключает необходимость разделения сил, действующих в пружине и ограничителе хода (V_F и M_{kt}). При расчете для случая 3 (дорога с выбоинами) также следует пользоваться уравнением (1.5.3), но S_1 следует заменить наибольшей боковой силой S_2, а в уравнении для определения M_{kt} необходимо использовать вторую передачу коробки передач вместо третьей. Особенности этого расчета можно видеть на примере, приведенном в п. 1.5.4.

Рис. 1.47. При равномерном прямолинейном движении изгибающий момент достигает наибольших значений в центральной части балки моста:

A, B — изгибающие моменты, создаваемые соответственно боковой и вертикальной силами

Рис. 1.48. Крутящие моменты на ведущем валу и на колесах действуют со знаком перпендикулярных плоскостей. В результате центральная часть балки моста нагружена дополнительным крутящим моментом

При следующей проверке (случай 5, торможение) имеет место лишь повышенное закручивание тормозным моментом обоих концов балки моста, расположенных снаружи от места установки пружин или рессор:

$$M_{kt} = L_F S_t = \mu_t N_b r_k. \qquad (1.5.7)$$

Кроме того, концы балки нагружаются изгибающим моментом, возникающим от действия силы R_B, которая является результирующей вертикальной и продольной сил. Боковой силой можно при этом пренебречь (рис. 1.49). Для определения R_B силы, действующие в пятне контакта колеса с дорогой, переносят к центру колеса. С учетом $\mu_k = 0{,}8$ и $L_R = 0{,}8N_b$

$$R_B = \sqrt{N_b^2 + L_R^2} = N_b\sqrt{1 + 0{,}8^2} = 1{,}28N_b.$$

С учетом изгибающего момента

$$M_{kb} = 1{,}28N_b c. \qquad (1.5.8)$$

Эквивалентные напряжения для балки с круговым сечением

$$\sigma_{ek} = (1/W_b)\sqrt{M_{kb}^2 + 1{,}07M_{kt}^2}. \qquad (1.5.9)$$

Если дифференциал расположен в балке моста, то особенно высоким нагрузкам ее средняя часть подвергается при трогании с места (рис. 1.50). Как показано на рис. 1.33, при отклонении напряжений кручения следует учитывать действие двух моментов. Это, во-первых, приведенный в п. 1.2 момент, создаваемый

Рис. 1.49. Для расчета изгибающего момента, возникающего в сечении $I-I$ при торможении, следует приложить к центру колеса равнодействующую сил L_R и N_b

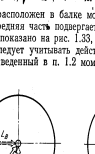


Рис. 1.50. При трогании с места центральная часть балки моста нагружается на изгиб моментом $R_B c$. Равнодействующая R_B образуется при суммировании в центре колеса сил N_{kH} и $L_{kI\ldots6}$

двигателем [см. уравнение (1.2.6)] и, во-вторых, момент, который может быть передан с учетом возможного сцепления колес с дорогой. Принимая $\mu_c = 1{,}1$, возможен момент

$$M_{\text{кр}} = L_{AB}G_{\text{ст}} = \mu_c N_b G_{\text{ст}}.$$

Расчет следует проводить по меньшему из полученных моментов. Центральная часть балки нагружается изгибающим моментом, создаваемым результирующей силой R_A (см. рис. 1.50),

$$M_{\text{кр}} = R_A(l_A - \eta)/2, \qquad (1.5.10)$$

где R_A определяем также с учетом меньшего из двух моментов $M_{\text{кр}}$ и $M_{\text{кр}}$ (для данного случая делением соответствующего момента на статический радиус шины $r_{\text{ст}}$) и вертикалу значения вертикальной силы $N_{\text{кр}} = k_1 N_b$. Боковой силой вновь пренебрегаем. Тогда

$$R_A = \sqrt{N_{\text{кр}}^2 + [M_{\text{кр}}(\text{или } M_{\text{кр}})/r_{\text{ст}}]^2}. \qquad (1.5.11)$$

Теперь, используя моменты $M_{\text{кр}}$ и $M_{\text{кр}}$ или $M_{\text{кр}}$, можно определить эквивалентные напряжения

$$\sigma_{\text{эк}} = (1/W_b)\sqrt{M_{\text{кр}}^2 + 1{,}07M_{\text{кр}}^2}. \qquad (1.5.12)$$

Эти напряжения не должны превышать допустимых при кратковременных нагружениях

$$\sigma_{\text{эк}} \text{ или } \sigma_{\text{эк}} \leqslant \sigma_{\text{доп}};$$

$$\sigma_{\text{доп}} = \sigma_{\text{пр}}/\nu \approx 1{,}2\sigma_{\text{т}}/\nu.$$

Подробнее расчет изложен в п. 1.5.6.3 и 1.5.6.4.

1.5.2. Нагрузки, действующие на продольные листовые рессоры

Если ведущий неразрезной мост закреплен на двух продольных листовых рессорах без направляющих рычагов [21, рис. 3.2/3], то наиболее высокие напряжения изгиба возникают в сечении *3—3* рессоры (рис. 1.51). При трогании с места на первой передаче продольная сила L_A кратковременно передает через детали рессоры нагрузки

$$A_{y1} = B_{y1} = L_A d/(d + b),$$

при этом $A_y = L_{A\text{к}}$.

Вертикальная сила $N_{\text{кр}}$ нагружает соответствующие детали подвески

$$A_{y2} = N_{\text{кр}} b/(a + b); \quad B_{y2} = N_{\text{кр}} - A_{y2}.$$

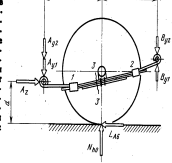


Рис. 1.51. Если в качестве направляющих элементов для неразрезной оси используются только листовые рессоры, то при трогании с места и торможении в них возле мест крепления к балке возникают наиболее высокие напряжения изгиба. Чтобы разгрузить коренной лист рессоры и при этом ограничить в определенных пределах угол закручивания балки, часть момента передается на другие листы рессоры с помощью хомутов *1* и *2*

Дополнительные реакции опоры A_{y1} и A_{y2} создают в коренном листе рессоры высокие напряжения изгиба. Чтобы передать часть нагрузки на другие листы рессоры, их следует объединить с коренным листом хомутом *2*.

Нагруженность листов рессоры может быть уменьшена, если ось имеет одни или два расположенных над ней продольных рычага (рис. 1.52, см. также [21, рис. 3.2/8а и 3.2/8в]), при этом, однако, не уменьшаются рассмотренные в предыдущем параграфе нагрузки, действующие на центральную часть балки, если в ней расположен дифференциал.

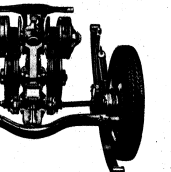


Рис. 1.52. Ось типа Де-Дион автомобиля модели *DAF-66*, выпускаемой с 1972 г. Вертикальные, боковые и продольные силы воспринимаются одинаковыми рессорами, а тормозной момент — продольной тягой, расположенной справа сверху. При трогании с места реактивный момент воспринимают кронштейны крепления главной передачи

1.5.3. Силы и моменты в направляющих рычагах

В качестве направляющего устройства для ведущих задних мостов большинства легковых автомобилей применяются четыре продольных рычага (тяги) и один поперечный. Функцией последнего, называемого тягой Панара, является восприятие боковых сил. Продольные рычаги воспринимают тормозной момент и силы, действующие в продольном направлении. Если спиральные пружины опираются на продольные рычаги, то последние воспринимают и вертикальные нагрузки. Подвеска оси этого типа приведена на рис. 3.2/10 [21]. На рис. 1.44 показана подобная конструкция, но без тяги Панара.

При определении статической нагрузки F, передаваемой через пружину, достаточно рассмотреть только нижнюю пару рычагов (рис. 1.53):

$$F = (N_h - U_H/2)\, i_y,$$

где $i_y = b/a$.

Как видно из рисунка, при определении силы F следует вычесть половину веса оси ($N_h - U_H/2$) из нагрузки на колесо (см. формулу (1.1.5)). Уравнение, приведенное для расчета F, справедливо лишь для пружины, расположенной вертикально. Если пружина наклонена в поперечной плоскости под углом ξ (рис. 1.54), а в продольной плоскости соответственно на угол α к плоскости дороги, то следует учитывать пространственный угол ψ (см. рис. 2.30) в передаточном отношении

$$i_y = b/(a \cos \psi),$$

при этом

$$\operatorname{tg} \psi = \sqrt{\operatorname{tg}^2 \xi + \operatorname{tg}^2 \alpha}.$$

При небольших углах ξ и α (до 15°) уравнение можно упростить:

$$i_y = b/(a \cos \xi \cdot \cos \alpha).$$

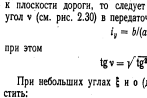


Рис. 1.53. Если винтовая пружина F расположена перпендикулярно к поверхности дороги и опирается на нижний рычаг, то нагрузка на пружину зависит только от длины плеч a и b

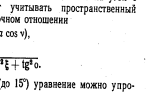


Рис. 1.54. Если винтовая пружина имеет пространственный наклон, то для определения нагрузки на нее должны быть учтены углы α и ξ наклона оси пружины относительно перпендикуляра к поверхности дороги:

а — вид сбоку; б — вид сзади

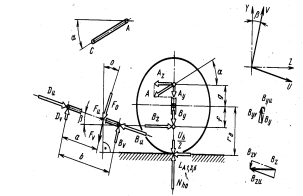


Рис. 1.55. Для определения сил в шарнирах рычагов последние следует отделить от балки оси. Вертикальные и продольные силы рассматриваются совместно

Погрешность при этом не превысит 1 %.

Для определения сил продолжительного действия в местах соединения продольных рычагов с кузовом и балкой моста следует (помимо других методов расчета) использовать вертикальную и продольную силы, действующие в пятне контакта колеса с дорогой:

$$N'_{hv} = k_1 N_h - U_H/2;$$

$$L_{a1} = M_{d\,max} k_1 b/(2r_{\text{д}}).$$

В связи с тем, что верхний рычаг расположен под углом, для решения требуются следующие уравнения (рис. 1.55):

$$\sum M_{\text{отв}\,B} = 0; \quad A_{vo} = L_{A1}(r_{\text{д}} - f)/(g + f);$$

$$A_{yo} = A_{zo} \operatorname{tg} \alpha; \quad \sum F_y = 0;$$

$$B_{yo} = N_{hv} - A_{yo}; \quad \sum F_z = 0;$$

$$B_{zo} = L_{A1} + A_{zo}.$$

Так как вертикальная и продольная силы являются знакопостоянными нагрузками, достаточно определить верхнее значение действующих сил.

Нижний рычаг расположен под углом β к продольной плоскости. Чтобы иметь возможность рассчитать его на прочность и, кроме того, определить силы D_v и D_y в расположенных впереди опорах рычага, следует полученные на первом этапе расчета значения B_y и B_z разложить на составляющие, действующие

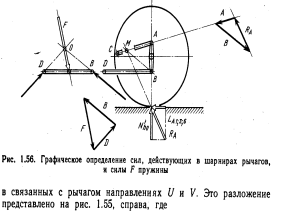


Рис. 1.56. Графическое определение сил, действующих в шарнирах рычагов, и силы F пружины

в связанных с рычагом направлениях U и V. Это разложение представлено на рис. 1.55, справа, где

$$B_{ux} = B_x \cos\beta; \quad B_{vx} = B_x \sin\beta;$$

$$B_{uy} = B_y \sin\beta; \quad B_{vy} = B_y \cos\beta.$$

Отсюда $B_u = B_{ux} + B_{uy}$ и $B_v = B_{vx} - B_{vy}$.

С помощью B_v находят нагрузки продольнического действия в пружине, которые используются при расчетах на прочность:

$$F_B = B_v b/a; \quad F_A = F_B \lg(\alpha - \beta).$$

В случае, если пружина наклонена и в поперечной плоскости (см. рис. 1.54, справа), то

$$F_B = F_A \lg \xi.$$

Следовательно,

$$D_v = F_B - B_v; \quad D_u = F_B + B_u;$$

$$D = \sqrt{D_v^2 + D_u^2}.$$

Если имеется сила F_A, то она нагружает шарниры рычагов вдоль оси качания рычагов и поэтому не нельзя рассматривать вместе с радиально действующими силами F_B и F_B. Аналогичным образом рассчитывают минимальные нагрузки, возникающие при трогании с места и используемые при поперечном расчете на кратковременную прочность. В расчете следует вместо L_{AC} использовать $L_{AC} = \mu_C N_k$, где $N_k = M_{kl}/r_K$. Подробный расчет описан в п. 1.5.1.

Решение может быть найдено не только счетным, но также и графическим методом (рис. 1.56). При этом ось и колеса рассматривают как единую деталь, нагруженную внешними силами и связанную с рычагами. Исходя из этого, на схеме результирующую равнодействующую силу R_A, представляющую собой геометрическую сумму вертикальной силы $N_{kz} = k_z N_k - U_z/2$ и продольной силы L_{Al} или L_{Ar}, строят в точке контакта колеса с дорогой, а не в центре колеса, как это делалось при расчете балки моста. Линию действия результирующей силы следует продолжить до пересечения с линией AC силы, действующей вдоль верхнего рычага. Точку пересечения M надо соединить с точкой B, чтобы таким образом получить направление действия силы через шарнир B. По приведенному ранее справа чертежу силу можно определить величину действующих сил. В основе этого решения лежит выполнение схемы подвески при достаточно крупном масштабе для изображения сил, например 1 см ≈ 200 Н. Слева на рис. 1.56 показано определение нагрузки F на пружину и силы D в шарнире по известной силе B. Эта задача решается также графически, определением положения точки O по известным углам действия сил F и B. К пружине следует приложить направленную в противоположную сторону реакцию опоры B. В соответствии с законами статики сумма сил, приложенных в одной точке, должна быть равна нулю. Если смотреть сверху на верхние рычаги подвески, приведенной на рис. 3.2/10 [21], то они расположены параллельно. Силы в этих рычагах можно найти с помощью предварительно определенной силы L_{Az}

$$L_{Az} = L_{Al}/\cos\alpha.$$

Боковые силы, возникающие на обоих колесах, воспринимаются тягой Панара, которая работает на растяжение, сжатие и продольный изгиб [21, рис. 3.2/18]. Не составляет труда определить передаваемую через тягу силу, имеющую длительно действующий характер,

$$\pm T_1 = \mu_{T1} Q_k = \mu_{T1} Q_k/\cos\gamma.$$

Эта формула справедлива при пространственном наклоне тяги [21, рис. 4.4/30]. Для расчета максимальных сил, возникающих при движении по разбитой дороге (случай 3), в уравнение вместо μ_{T1} вводят коэффициент μ_{T3}. В предшествующем примере все рычаги при виде сбоку расположены наклонно, в то время как их проекции на горизонтальную плоскость почти параллельны продольной оси автомобиля. Фирма «Опель» на моделях «Рекорд» и «Коммодор II» сдвинула к продольной оси автомобиля передние концы нижних рычагов (рис. 1.57). Это было сделано для получения дополнительного эффекта недостаточной поворачиваемости за счет действующих на повороте боковых сил, а также для обеспечения возможности их передачи дальше на ось. Вид сверху на подвеску заднего моста, получившую название «Три-Штребле», а также ее расположение в автомобиле приведены на рис. 1.58. В противоположность этой конструкции фирма «Форд» на модели «Таунус» и фирма «Фиат» на модели 132 расположили верхние рычаги под таким острым углом один к другому [21, рис. 3.2/13 и 4.4/32, вверху] так, что они воспринимают боковые силы и

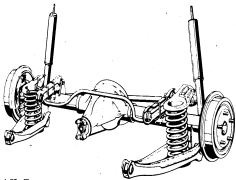


Рис. 1.57. Потримечная зависимая подвеска заднего моста автомобилей моделей «Рекорд» и «Коммодор II» фирмы «Опель» с расположенными под углом нижними продольными рычагами и установленными вертикально амортизаторами

отсутствует необходимость в применении тяги Панара. На рис. 1.59 приведены силы, действующие при прямолинейном движении. Чтобы определить растаптывающую рычаг силу A, следует получению для вида сбоку составляющую A_z (см. рис. 1.55) разложить не только на $A_y = A_z \operatorname{tg} \alpha$, но и на $A_x = A_z \operatorname{tg} \omega$. Сила A_y сжимает основание кронштейна шарнира, тогда как A вызывает его боковой изгиб (рис. 1.60). Действующая в рычаге сила

$$A = \sqrt{A_x^2 + A_y^2 + A_z^2} \approx A_z/(\cos\alpha \cdot \cos\omega).$$

Если при движении на повороте или на дороге с разбитым покрытием в контакте обоих колес с дорогой (рис. 1.61, вид сверху) возникнут боковые силы, направленные в одну сторону, то эти силы будут восприняты обоими рычагами. Они вызовут в местах крепления *1* и *2* со стороны оси примерно равные по

Рис. 1.58. Расположение заднего моста в автомобиле модели «Коммодор II» фирмы «Опель». Хорошо видно диагональное расположение нижних рычагов и почти прямой угол между тягой Панара и правым рычагом

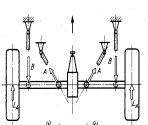


Рис. 1.59. Верхние рычаги (вид сверху), расположенные под углом к продольной оси, при возникновении в точках контакта колес с дорогой продольных сил L_A создают направленные под углом силы или на кронштейнах крепления рычагов к кузову, так и на деталях их крепления к мосту

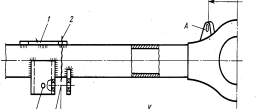


Рис. 1.60. Балка заднего моста автомобиля модели «Форд Таунус». Диагонально расположенный верхний рычаг крепится к точке A, а нижний рычаг, несущий пружину, — к точке B. Над последней находится опасное сечение (расчет см. в п. 1.5.4):

1 — цапфами для крепления ограничителя хода подвески; *2* — опасное сечение; *3* — место крепления амортизатора

величине, но направленные в противоположные стороны силы $\pm A_y$. В связи с наличием плеча a, которое следует выполнять как можно меньшим, создается момент, воспринимаемый нижними рычагами (силы $\pm \bar{A}_y$). Для обеспечения необходимой прочности верхние и нижние рычаги должны воспринимать боковые

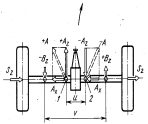


Рис. 1.61. В связи с тем, что силы S_2 направлены в одну сторону, в местах крепления верхних рычагов возникает пара сил $\pm A_y$, которую должны воспринимать нижние рычаги (силы $\pm \bar{S}_2$)

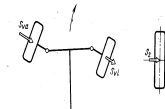


Рис. 1.62. В связи с диагональным расположением рычагов при движении по кривой мост поворачивается в сторону поворота автомобиля, уменьшая тенденцию последнего к избыточной поворачиваемости

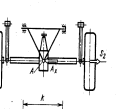


Рис. 1.63. Силы, действующие в верхнем треугольном рычаге, который также воспринимает и боковые силы, передаваемые неразрезным мостом

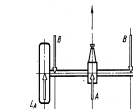


Рис. 1.64. Эпюра изгибающих моментов в балке неразрезного моста (вид сверху) при верхнем треугольном рычаге

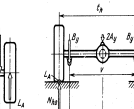


Рис. 1.65. Эпюра изгибающих моментов в балке неразрезного моста (вид сзади) при верхнем треугольном рычаге

силы. При этом следует учитывать податливость шарниров рычагов. Необходимая эластичность обеспечит на горизонтальном участке дороги недостаточную поворачиваемость, зависящую от боковых сил (рис. 1.62, см. также [21, рис. 3.2/2 и в. 4.4/31]). Недостаток такой подвески является ее нежелательное влияние на устойчивость автомобиля при движении по плохому дорожному покрытию.

Поэтому более предпочтительным является использование в качестве направляющего расположенного сверху треугольного рычага (рис. 1.63, см. также [21, рис. 3.2/12а и в. 4.4/31]). В этом случае боковые силы создаются в расположенной в центре точке A. В результате в шарнирах c_1 и c_2 рычага возникает пара сил

$$\pm C_1 = A_1 l/k = 2B_{2N} N_1 l/k = b_{1N2} C_1 l/k.$$

Величину c_1 можно снизить до определенных пределов, уменьшая длину рычага (короткое плечо) и увеличивая основание (величина k).

1.5.4. Расположение рычагов и изгибающие моменты в балке оси

Силы, возникающие при трогании автомобиля с места и торможении, передаются снизу в двух разнесенных в стороны точках и в одной точке сверху в центре (рис. 1.64). Эти силы нагружают балку моста в направлении продольной оси автомобиля в меньшей степени, чем листовые рессоры, являющиеся одновременно направляющим устройством. Изгибающий момент M_{bz} является максимальным в местах B крепления рычагов. По мере приближения к центру моста момент уменьшается, что хорошо видно на эпюре моментов, приведенной в нижней части рисунка. Возникающие при этом напряжения изгиба следует рассматривать вместе с напряжениями, создаваемыми вертикальной силой (рис. 1.65). В связи с наклонным расположением верхнего рычага возникает большая или меньшая по величине вертикальная составляющая (см. рис. 1.55)

$$A_y = A_1 \operatorname{tg} \alpha,$$

где $A_1 = 2L_A(r_B - f)/(f + g)$.

Точка приложения силы A_y расположена неблагоприятно (в центре балки). Однако при этом разгружаются нижние рычаги. Принимая условие $\sum F_y = 0$, получаем заданную исходную силу

$$B_y = N'_{b1} - A_y/2,$$

где $N'_{b1} = b_1 N_1 - U_y/2$.

Аналогичным образом происходит уменьшение изгибающего момента M_{bz} в горизонтальной плоскости, если вместо закрепленного посередине треугольного рычага в направляющем устройстве будут применены два верхних продольных рычага (рис. 1.66). Если эти рычаги расположены параллельно дороге и параллельны между собой, то составление

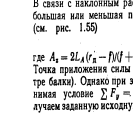


Рис. 1.66. Эпюра изгибающих моментов (вид сверху) в неразрезной балке моста, направляющим элементом которого являются четыре параллельные тяги (в типа Панара) при действии продольных сил

эпюры моментов не составляет труда. При любом наклоне рычага возникают дополнительные составляющие A_x (см. рис. 1.55) или A_z (см. рис. 1.59). Однако эти составляющие будут уменьшать изгибающий момент $M_{\text{Б}}$ или $M_{\text{Б}_{x,z}}$ в направлении X, Y (см. п. 1.5.1).

1.5.5. Перераспределение сил, действующих на колеса при поворотах

Недостаток подвески всех ведущих неразрезных осей (кроме подвески типа «Де-Дион») является разница ΔN в силах, действующих на правое и левое колеса. Эта разница объясняется тем, что крутящий момент двигателя и крутящий момент на колесах действуют во взаимно перпендикулярных плоскостях (см. рис. 1.48). На рис. 1.67 (вид сзади) показан ведущий мост с передаваемым через карданный вал моментом. Двигатель в этом случае вращается по часовой стрелке (если смотреть со стороны радиатора). Момент определяется передаточным числом $i_{\text{д}}$ включенной передачи, а также КПД коробки передач (см. п. 1.2):

$$M_{iN} = M_{\text{д max}} i_{\text{д}} \eta \text{ при } \eta_{\text{п1}} \ldots = 0{,}92 \text{ и } \eta_{\text{гл}} = 0{,}98.$$

Этот момент вызывает увеличение силы, действующей на правое колесо, $+\Delta N_i = M_{iN}/l_1$ и соответствующее уменьшение силы, действующей на левое колесо. При повороте направо нагрузка на внутреннее (правое) колесо благодаря центробежной силе $C_{\text{ш}}$ будет уменьшиться. При этом в случае применения неразрезной оси следует учитывать и момент на карданном валу. Совместное действие двух факторов, уменьшающих нагрузку на колесо, может вызвать преждевременное проскальзывание на повороте внутреннего колеса при правом повороте. При левом повороте «держанию» дороги будет лучшим. Однако перераспределение нагрузки, вызванное моментом на карданном валу, является относительно небольшим. По характеристикам автомобиля модели «Опель Коммодор», момент

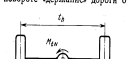


Рис. 1.67. Крутящий момент M_{iN}, передаваемый карданным валом на балку моста, приводит к некоторому перераспределению сил, действующих на колеса

$$M_{\text{д max}} = 177 \text{ Н·м},$$

а диапазон колебаний нагрузки

$$\pm\Delta N_i \approx 400 \text{ Н},$$

что составляет около 10% нагрузки на колесо.

1.5.6. Расчет неразрезной оси

В качестве примера рассмотрим задний мост автомобиля модели «Форд Таунус», приведенный на рис. 3.2/13г [21]. Оба верхних рычага подвески этого моста воспринимают боковые силы. Проведем расчет моментов, действующих в балке моста, и сил, действующих в рычагах при движении по разбитой дороге (случай 3) и при трогании с места (случай 6).

1.5.6.1. Исходные данные при нормальном положении подвески. Нагрузка на задний мост $G_{\text{з}} = 7900$ Н, вес моста $U_{\text{з}} \approx 1100$ Н, колея $L_{\text{з}} = 1422$ мм. Шина типа 175SR13 в соответствии с работой [2] имеет следующие параметры: $D = 606$ мм; $r_{\text{ст}} = 276$ мм; $r_{\text{з}} = 296$ мм; $N_{\text{з}} = 4500$ Н; $p_1 = 0{,}2$ МПа.

Согласно рис. 1.68 и 1.69 значения отрезков и углов следующие:

Длина верхнего рычага при виде сбоку $l = 241$ мм
Расстояние от шарнира A до центра моста $g = 83$ мм
Расстояние от шарнира B до центра моста $l = 71$ мм
Длина нижнего рычага $b = 450$ мм
Расстояние от шарнира до пружины (отрезок DF) $a = 310$ мм
Угол наклона верхнего рычага к $x = 11°30'$; $\omega = 49°40'$
Угол наклона нижнего рычага $\beta = 5°36'$

Кроме того, дано: $k = 666$ мм; $u = 111$ мм; $v = 890$ мм; $i = 236$ мм. Спиральная пружина расположена на нижнем рычаге вертикально, т. е. углы α и ξ равны нулю. Использован двигатель рабочим объемом 2,3 л. Коробка передач и главная передача имеют следующие характеристики: $M_{\text{д max}} = 180$ Н·м; $i_1 = 3{,}65$; $i_{\text{п}} = 1{,}97$; $i_2 = 1{,}97$; $i_0 = 3{,}44$ и $\eta = 0{,}85$.

Балка моста представляет собой трубу со следующими размерами

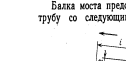


Рис. 1.68. Длина рычагов и их расположение (вид сбоку) в использованной для расчета оси автомобиля модели «Форд-Таунус» при углах ξ и α, равных нулю

Рис. 1.69. Длина рычагов и их расположение за оси автомобиля модели «Форд Таунус» (вид сверху)

(произведение наружного диаметра на толщину стенки 58,1×4 мм и, следовательно, может сопротивляться $W_z = 6,52$ см³). Балка изготовлена из свариваемой улучшенной стали С22V группы прочности III со следующими характеристиками (см. табл. 1.2):

$$\sigma_y = 700 \cdots 850 \text{ МПа}, \ \sigma_s \geq 520 \text{ МПа и } \delta_k \geq 14\%.$$

1.5.6.2. Силы в пятне контакта колеса с дорогой. Шина может выдержать нагрузку $N_B = 4500$ Н при $p_B = 0,2$ МПа. Рекомендуемое давление воздуха и давление воздуха при экономически целесообразной грузоподъемности равны. В результате получаем:

$$l_k = D/2 - r_{ст} = 304 - 276 = 28 \text{ мм};$$

$$c_B = N_B/l_k = c_1 = 4500/28 = 161 \text{ Н/мм};$$

$$c_1/N_b = 161/3950 = 0,0407.$$

В зависимости от отношения c_1/N по рис. 1.2 определяем коэффициенты динамичности

$$k_1 = 1,41; \ k_2 = 2,41.$$

Принимая $N_k = G_1/2 = 3950$ Н, получим верхнее значение вертикальной силы

$$N_м = N_k k_1 = 3950 \cdot 1,41 = 5570 \text{ Н};$$

$$N'_м = N_м - U_1/2 = 5570 - 550 = 5020 \text{ Н}.$$

Максимальная сила

$$N_{1B} = N_k k = 3950 \cdot 2,41 = 9510 \text{ Н}.$$

Коэффициенты боковых сил (см. рис. 1.4), являющиеся функцией нагрузки на колесо,

$$\mu_{y1} = 0,34; \ \mu_{y2} = 0,85.$$

Действующие при этом боковые силы соответственно длительные и ограниченные по времени

$$S_1 = \mu_{y1} N_k = 0,34 \cdot 3950 = 1340 \text{ Н};$$

$$S_2 = \mu_{y2} N_k = 0,85 \cdot 3950 = 3360 \text{ Н}.$$

При движении по разбитой дороге на второй передаче будет действовать продольная сила

$$L_{дв} = M_{1м}/r_B = M_{d\,max} i_{д1} \eta / r_B =$$

$$= 180 \cdot 1,97 \cdot 3,44 \cdot 0,85/(2 \cdot 0,296) = 1750 \text{ Н}.$$

При включении первой передачи с учетом коэффициента ударного характера включения сцепления $k_E = 2$ продольная сила

$$L_{дв} = M_{d\,max} i_{д1} i_{ш1} k_E / r_{ст} = 180 \cdot 3,65 \cdot 3,44 \cdot 0,85 \cdot 2/(2 \cdot 0,276) = 6960 \text{ Н}.$$

С учетом максимально возможного на бетонном покрытии коэффициента сцепления $\mu_k = 1,1$ может быть передана следующая максимальная продольная сила:

$$L_{кв} = \mu_k N_k = 11 \cdot 3950 = 4350 \text{ Н}.$$

Расчет должен быть проведен с использованием меньшей силы $L_{кв}$.

1.5.6.3. Длительные нагрузки, действующие на балку моста. На рис. 1.43 показано действие на мост вертикальных и боковых сил, а на рис. 1.50 учтено действие продольной силы $L_{д1}$. Эквивалентные напряжения σ_{e1} при длительном нагружении рассчитываем с помощью уравнений (1.5.3) и (1.5.6):

$$M_{д1} = [N_{kл}(b_k - v)/2] + S_1 r_B =$$

$$= 5570 \cdot 0,266 + 1340 \cdot 0,296 = 18,77 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$L_{д1} = M_{д1}/r_B = M_{d\,max} i_{д1} \eta / 2r_B =$$

$$= 18 \cdot 1,37 \cdot 3,44 \cdot 0,85/(2 \cdot 0,296) = 1215,$$

и, следовательно,

$$M_{1к} = L_{д1}(b_k - v)/2 = 1215 \cdot 0,266 = 323 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Используя значения $M_{1к}$ и $M_{1м}$, получаем

$$M_{Д1} = \sqrt{M_{1к}^2 + M_{1м}^2} = \sqrt{187,7^2 + 32,3^2} = 1910 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Действующие при этом эквивалентные напряжения

$$\sigma_{e1} = \sqrt{M_{Д1}^2 + 1,07 M_{T1}^2} / W_z,$$

где $M_{T1} = L_{д1} r_B = 1215 \cdot 0,296 = 360$ Н·м.
Следовательно,

$$\sigma_{e1} = \sqrt{19\,100^2 + 1,07 \cdot 360^2} = 227 \text{ МПа}.$$

Эквивалентные напряжения при длительном нагружении не должны превышать допустимых $\sigma_{e1} \leq \sigma_{доп\,D}$, где $\sigma_{доп\,D} = \sigma_{b\,ech}/(\beta_{ch} \nu)$ согласно уравнению (1.5.2а).

Используя имеющиеся значения $\sigma_s = 520$ МПа и $\sigma_{b\,ech} = 1,2\sigma_s$ (см. табл. 1.1 и 1.2), а также $\beta_{ch} = 2,5$, получим запас прочности

$$\nu \geq 1,2\sigma_s/(\beta_{ch}\sigma_{e1}) = 1,2 \cdot 52\,000/(2,5 \cdot 22\,700) \geq 1,1.$$

Применяя термообработку балки после сварки, можно уменьшить остаточные напряжения и тем самым повысить запас прочности.

1.5.6.4. Кратковременное нагружение балки моста при трогании с места. Как показано на рис. 1.66, продольные силы создают в балке моста наибольшие изгибающие моменты в зонах B мест крепления нижних рычагов. Применяя уравнения (1.5.10)

и (1.5.11), получим следующие значения суммарного изгибающего момента:

$$M_{16} = [(l_A - v)/2]\sqrt{N_{A_1}^2 + L_{A_1}^2} =$$

$$= [(1,422 - 0,89)/2]\sqrt{5570^2 + 4350^2} = 1880 \text{ Н·м},$$

а учитывая $M_{13} = L_{A_1 r_{CT}} = 4350 \cdot 0,276 = 1200$ Н·м, в соответствии с уравнением (1.5.12) можно определить эквивалентные напряжения

$$\sigma_{16} = (1/W_3)\sqrt{M_{16}^2 + 1,07 \cdot M_{13}^2} =$$

$$= (1/8,52)\sqrt{1880^2 + 1,07 \cdot 1200^2} = 264 \text{ МПа}.$$

1.5.6.5. Нагрузка на балку моста при движении по разбитой дороге. Расчет аналогичен приведенному выше, за исключением того, что вместо первой предачи используется вторая (без k_6). Кроме того, дополнительно учитывается боковая сила S_3, направленная наружу от продольной оси автомобиля (см. рис. 1.43). В соответствии с измененным уравнением (1.5.3) определяем изгибающий момент

$$M_{18} = [N_{b_1}(l_A - v)/2 + S_{3r_A} =$$

$$= 5570 \cdot 0,266 + 3360 \cdot 0,296 = 2475 \text{ Н·м}.$$

Крутящий момент при включенной второй передаче

$$M_{19} = M_{Z\,max} i_2 i_0 \eta/2 = 180 \cdot 1,97 \cdot 3,44 \cdot 0,85/2 = 518 \text{ Н·м}.$$

Под действием момента M_{19} и создаваемой крутящим моментом M_{19} продольной силы $L_{19} = M_{19}/r_A$ суммарный изгибающий момент

$$M_{20B3} = \sqrt{M_{18}^2 + [(l_A - v)/2(M_{19}/r_A)]^2} =$$

$$= \sqrt{2475^2 + (0,266 \cdot 518/0,296)^2} = 2520 \text{ Н·м}.$$

Эквивалентные напряжения рассчитываем по видоизмененной формуле (1.5.12):

$$\sigma_{13} = (1/W_3)\sqrt{M_{20B3}^2 + 1,07 \cdot M_{13}^2} =$$

$$= (1/8,52)\sqrt{2520^2 + 1,07 \cdot 517,5^2} = 303 \text{ МПа}.$$

1.5.6.6. Нагрузки в балке моста при движении через железнодорожный переезд (случай 2). Принимаем, что максимальный удар снизу имеет место при движении на третьей передаче. Суммарный изгибающий момент создается под действием трех сил:

$$N_{12} = 9510 \text{ Н}; \quad S_4 = 1340 \text{ Н};$$

$$L_{A_1} = M_{12}/r_A,$$

Действующий на балку крутящий момент M_{21} = 360 Н·м получен в процессе расчета на усталостную прочность. Изгибающий момент M_{12}, создаваемый вертикальной и боковой силами, в соответствии с рис. 1.47

$$M_{12} = [N_{A1}(l_A - v)/2] + S_4 r_A =$$

$$= 9510 \cdot 0,266 + 1340 \cdot 0,296 = 2927 \text{ Н·м}.$$

С учетом этого суммарный момент

$$M_{13B2} = \sqrt{M_{12}^2 + [(l_A - v)/2\,M_{21}/r_A]^2} =$$

$$= \sqrt{2927^2 + (0,266 \cdot 360/0,296)^2} = 2950 \text{ Н·м}.$$

Для расчета эквивалентных напряжений, заменив индексы используем формулу (1.5.12):

$$\sigma_{12} = (1/W_3)\sqrt{M_{13B2}^2 + 1,07 M_{21}^2} =$$

$$= (1/8,52)\sqrt{2950^2 + 1,07 \cdot 360^2} = 349 \text{ МПа}.$$

1.5.6.7. Определение коэффициента запаса прочности для исключения разрушения или изгиба балки моста. Используя большее из трех расчетных эквивалентных напряжений, т. е. σ_{16}, и исходя из того, что $\sigma_{16} < \sigma_{b\,200\,3}$ и $\sigma_{b\,200\,3} = \sigma_{bl}/\nu = 1,2\sigma_{-1}/\nu$, определяем запас прочности, который должен быть не менее 1,5:

$$\nu = 1,2\sigma_{-1}/\sigma_{16} = 1,2 \cdot 520/0,349 \approx 1,8.$$

Полученный запас прочности $\nu = 1,8$ является достаточным.

1.5.6.8. Силы, возникающие в рычагах при трогании с места (случай 6). В соответствии с рис. 1.55 в шарнире A верхнего рычага при приложении в точке контакта колеса с дорогой меньшей из сил L_{A1} или L_{A2} возникает составляющая A_{1B}. С учетом $L_{A2} = 4350$ Н получаем

$$A_{1B} = L_{A2}(r_{CT} - f)/(g + f) = 4350(276 - 71)/(83 + 71) = 5790 \text{ Н}.$$

Отсюда можно рассчитать две другие составляющие

$$A_{1N} = A_{1B} \operatorname{tg} \alpha = 5790 \cdot 0,2035 = 1180 \text{ Н};$$

$$A_{2B} = A_{1B} \operatorname{tg} \omega = 5790 \cdot 1,178 = 6810 \text{ Н};$$

$$A_6 = \sqrt{A_{1B}^2 + A_{1N}^2 + A_{2B}^2} =$$

$$= \sqrt{46\,376\,100 + 1\,392\,400 + 33\,524\,100} = 9020 \text{ Н}.$$

Сила A_{1B} = 1180 Н через рычаг передается на кузов и действует в продольной плоскости как сила тяги в точке C, препятствуя «приседанию» автомобиля при трогании с места. Верхние диагонально расположенные рычаги должны воспринимать на-

грузку 5020 Н. На шарнир B нижнего рычага, несущего пружины, действует следующая вертикальная составляющая:

$$B_{yB} = N'_{ny} - A_{yB} = 5020 - 1180 = 3840 \text{ Н}.$$

В продольном направлении на этот шарнир действуют силы

$$B_{xB} = L_{AB} + A_{xB} = 4350 + 5790 = 10\,140 \text{ Н}.$$

Суммарная сила, действующая на опору,

$$B_0 = \sqrt{B_{xB}^2 + B_{yB}^2} = \sqrt{3840^2 + 10\,140^2} = 10\,800 \text{ Н}.$$

Как показано на рис. 1.68, пружина расположена перпендикулярно к поверхности дороги, поэтому в соответствии с п. 1.5.3 и исходя из соотношения плеч b/a сила может быть определена

$$F = B_{yB}b/a = 3840 \cdot 450/310 = 5570 \text{ Н}.$$

1.5.6.9. Силы, действующие на направляющие рычаги при движении по разбитой дороге. Как показано на рис. 1.61, при расчете нерессорной балки могта принимаем, что боковые силы имеют наибольшие значения и направлены в одну сторону. В направлении оси X действует только сила S_{yl}, поэтому $A_{l2} = S_{yl} = 3360$ Н. Учитывая углы, приведенные на рис. 1.68 и 1.69, получаем составляющие

$$A_z = A_z \operatorname{ctg} \alpha = 3360 \cdot 0{,}8455 = 2850 \text{ Н};$$

$$A_y = A_z \operatorname{tg} \alpha = 2850 \cdot 0{,}2035 = 580 \text{ Н}.$$

Продольная сила $L_{A1} = 1750$ Н увеличивает в левом направляющем рычаге силу A_x на величину

$$\Delta A_x = L_{A1}(r_x - f)/(g + f) = 1750\,(296 - 71)/(83 + 71) = 2560 \text{ Н}$$

и уменьшает ее в правом рычаге.

Используя ΔA_x, рассчитываем

$$\Delta A_z = \Delta A_x \operatorname{tg} \omega = 2560 \cdot 1{,}178 = 3010 \text{ Н};$$

$$\Delta A_y = \Delta A_x \operatorname{tg} \alpha = 2560 \cdot 0{,}2035 = 520 \text{ Н}.$$

Используя рассчитанные заранее составляющие, а также увеличение нагрузки благодаря продольной силе L_{A1}, получаем силу, действующую на одни из двух направляющих рычагов:

$$A = \sqrt{(A_x + \Delta A_x)^2 + (A_y + \Delta A_y)^2 + (A_z + \Delta A_z)^2} =$$

$$= \sqrt{(3360 + 3010)^2 + (580 + 520)^2 + (2850 + 2560)^2} = 8430 \text{ Н}.$$

При движении по дороге с выбоинами силы, действующие в верхних и нижних рычагах, будут иные, чем при трогании с места.

1.6. СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ В ПОДВЕСКЕ НА ДВОЙНЫХ ПОПЕРЕЧНЫХ РЫЧАГАХ

1.6.1. Статические нагрузки на пружину и шарниры

Если определены размеры подвески на двойных поперечных рычагах, а также заданы нагрузки на ось, размер шин, жесткость пружин и масса оси, то конструктор должен в первую очередь рассчитать силу, действующую на пружину при нормальном положении автомобиля. Затем, используя эту силу, передаточное отношение i_F от колеса к пружине, а также заданные величины деформации f_1 и f_2 пружины, можно определить размеры самой пружины. Поскольку при перемещении колеса положение рычага меняется, величина i_F не является постоянной, так же как и деформация f_2 и f_1 пружины по сравнению с перемещениями f_1 и f_2 точки контакта колеса с дорогой. Более подробно эта взаимосвязь рассмотрена в п. 2.1.7. Силу F пружины определяют для неподвижного автомобиля, рассчитывая ее по законам статики. При этом могут быть использованы два способа: расчетный и графический. Графический метод является более быстрым и при выборе крупного масштаба сил (например, в 1 см не менее 200 Н достаточно точным. Основой такого решения является раздельное построение схемы подвески и треугольников сил. Первая выполняется на основе сборочного чертежа с использованием приведенных на нем размеров и величин углов и по возможности в масштабе 1 : 1. Следует учитывать, что (как показано в [21, рис. 4.10'2] ось поворотного кулака проходит через центры шаровых шарниров. В приведенном примере цилиндрическая винтовая пружина должна опираться на нижний рычаг (см. рис. 1.41; [21, рис. 3.4/4 и 3.4/6]), упираясь верхним концом в подрамник. При этом будет известна линия действия нормальной силы N_1, а также линия действия силы, передаваемой через верхний рычаг, которую получают, соединяя точки A и C (рис. 1.70). Закономерно условие, в соответствии с которым линии действия всех сил должны сходиться в одной точке. Оно позволяет определить линию действия силы B, нагружающей нижнюю шаровую опору. В треугольнике сил (см. рис. 1.70, *б*) можно с помощью N'_n графически определить значение силы B. Сила N_n, которую в данном случае следует учитывать, образуется из половины допустимой нагрузки G_a на переднюю ось за вычетом веса половины оси, т. е.

$$N'_n = N_n - U_n/2,$$

где $N_n = G_a/2$.

Сила B в поворотной опоре направлена вниз, т. е. имеет направление, обозначенное знаком минус. Рычаг, будучи шарнирно соединенным с поворотной опорой, должен рассматриваться отдельно. В соответствии с условием, что в каждой точке $\sum F = 0$, сила B, действуя под тем же углом, направлена вверх (в про-

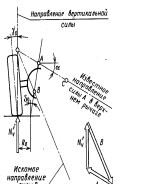


Рис. 1.70. Графическое определение сил, действующих в шаровых опорах A и B:

а — схема подвески; *б* — треугольник сил

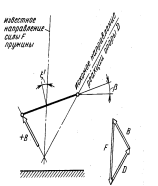


Рис. 1.71. Графическое определение силы F пружины и реакции D в опоре нижнего рычага с использованием уменьшенного масштаба сил:

а — схема рычага; *б* — треугольник сил

тивоположном направлении) и поэтому является положительной (рис. 1.71). С помощью силы $+B$ можно без труда найти силу пружины, а также силу D, которое совместно действуют на оба внутренних шарнира D_1 и D_2 рычага (см. рис. 1.73 и 1.74). Это может быть выполнено графически построением схемы механизма и силового треугольника. Как видно на рис. 1.70 и 1.71, сила пружины зависит от плеча обкатки R_0; угла поперечного наклона шкворня δ_0; углов наклона верхнего α и нижнего β рычагов; положения пружины, т. е. от угла ξ (см. (2.1.27)—(2.1.30), откуда $F = i_0 N$.).

При изменении в подвеске одного из этих элементов сила F также изменяется. Чтобы теперь определить нагрузки D_1 и D_2

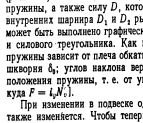


Рис. 1.72. Разложение сил, определенных графическим способом, на составляющие по направлениям U и V. Оно необходимо для определения пространственного расположения сил, действующих в точках D_1 и D_2, находящихся на некотором расстоянии одна от другой

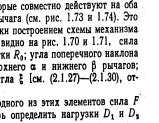


Рис. 1.73. Силы, действующие на нижний рычаг в направлении оси V:

а — вид сверху; *б* — вид сбоку

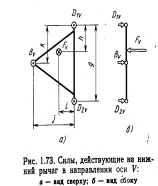


Рис. 1.74. Силы, действующие на нижний рычаг в направлении оси U:

а — вид сверху; *б* — вид сбоку

на обе опоры, следует, как показано на рис. 1.72, разложить три силы B, F и D, действующие на рычаг, на составляющие, параллельные и перпендикулярные линии, которая соединяет шаровой шарнир B с центром шарнира D. Это необходимо, поскольку D_1 и D_2 являются пространственными силами и их определение расчетным путем возможно только при раздельном рассмотрении составляющих в направлении осей U и V.

На рис. 1.73, *а* приведен вид сверху на нижний рычаг, повернутый в плоскости чертежа, с действующими на него проекциями сил на ось V, которые обозначены точками и крестом. На виде сбоку *б* силы показаны в масштабе. Поскольку силы D_u и F_u известны, необходимо решение лишь двух уравнений:

$$\sum M_{\text{отн } D1} = 0;\quad D_{\text{Vu}} = (F_u h - B_u b)/g;$$

$$\sum F_u = 0;\quad D_{\text{1u}} = F_u - B_u - D_{\text{Vu}} = D_u - D_{\text{Vu}}.$$

Аналогичным образом с использованием плана и вида сбоку определяем проекции сил на ось U (рис. 1.74):

$$\sum M_{\text{отн } D1} = 0;\quad D_{\text{Vu}} = (F_v h + B_u b)/g;$$

$$\sum F_u = 0;\quad D_{\text{1u}} = F_u + B_u - D_{\text{Vu}} = D_u - D_{\text{Vu}}.$$

Нагрузки в шаровых опорах A и B и силу сжатия пружины можно определить и расчетным путем. На рис. 1.75 показана освобожденная поворотная опора с соответствующими известными и неизвестными силами и плечами их действия. Плечи могут быть взяты по чертежам или рассчитаны. Силы сразу наносят в виде составляющих в направлении осей X и Y для получения уравнений для расчета:

$$\sum F_x = 0;\quad B_x = A_x;$$

$$\sum F_y = 0;\quad B_y = A_y + N.$$

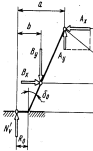


Рис. 1.75. Схема поворотной стойки с разложением известных и неизвестных сил по направлениям осей X и Y:

$$a = (c + d)\operatorname{tg}\delta_0 + \frac{b}{\cos\alpha};\quad b = d\operatorname{tg}\delta_0 + \frac{a}{\cos\alpha}.$$

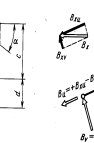


Рис. 1.76. Чтобы рассчитать все силы, действующие на нижний рычаг, необходимо разложить составляющие реакций B_x и B_y на связанные с рычагом направления осей U и V:

$$B_{NU} = B_x\cos\beta;\ B_{NV} = B_y\sin\beta;\quad B_{TV} = -B_y\sin\beta;\ B_{TU} = B_x\sin\beta;\ B_{TV} = B_y\cos\beta.$$

Уравнение моментов относительно точки B со вспомогательными уравнениями $A_x = A\cos\alpha$ и $A_y = A\sin\alpha$ имеет вид

$$\sum M_B = 0;\quad Nb = A_x c + A_y(a - b) = A[\cos\alpha c + \sin\alpha(a - b)].$$

При этом $a - b = c\operatorname{tg}\delta_0$. С учетом изложенного сила B, действующая на шаровую опору,

$$B = \sqrt{B_x^2 + B_y^2}.$$

Чтобы избежать ошибок и неточностей при расчете, целесообразно определить не силу B, действующую через рычаг, а ее составляющие B_x и B_y. Как показано на рис. 1.76, для этого реакции B_x и B_y опоры следует разложить на связанные с рычагом направления осей U и V и раздельно определить составляющие B_{NU} и B_{TV}. При этом следует учитывать, что при суммировании составляющих, разложенных на направления X и Y, перед составляющими сил в направлении осей U и V должны быть три положительных знака и один отрицательный. Вслед за этим с помощью одного уравнения моментов и одного вспомогательного уравнения осуществляется расчет силы F (рис. 1.77):

$$\sum M_{\text{отн}\,D} = 0;\quad F_x = B_{NU}l;$$

$$F = F_x/\cos\xi',$$

С помощью определенных таким образом сил B_{NU}, B_{TV}, F_x и $F_y = F_x\operatorname{tg}\xi'$ получим реакции D_1 и D_2 опор, как это показано на рис. 1.73 и 1.74. В отличие от п. 2.1.7, в котором угол ξ обозначает угол наклона пружины к вертикали, угол ξ' относится к плоскости рычага. Если для передачи усилия пружины используется верхний рычаг (рис. 1.78), то действующие на нижний рычаг составляющие B_x и B_y определяют через функции угла β: $B_x = B\cos\beta$ и $B_y = B\sin\beta$. Уравнение моментов относительно точки A с учетом подстановки $a - b = c\operatorname{tg}\delta_0$ имеет вид

$$N_V a = B_x c - B_y(a - b) = B\times$$

$$\times(\cos\beta c - \sin\beta c\operatorname{tg}\delta_0).$$

При ином наклоне нижнего рычага, таком, например, какой показан на рис. 4.4/6 [21], сила B_y положительная. Для определения величины предварительного сжатия пружины следует составляющие A_x и A_y, в свою очередь, разложить на составляющие в направлении осей U и V (см. рис. 1.42). Тогда получим

$$A_y = A_y\cos\alpha - A_x\sin\alpha;$$

$$A_{NU} = A_x\cos\alpha + A_y\sin\alpha.$$

Чтобы обеспечить антиклевковый эффект (рис. 1.79), рычаги, как это видно на рис. 1.38, дополнительно могут иметь наклон оси, определяемый на виде сбоку [21, п. 4.12]. В таких случаях силы, определенные через их составляющие в направлении осей X и Y, следует расположить в пространстве с помощью пространственного угла η:

$$\operatorname{tg}\eta = \sqrt{\operatorname{tg}^2\beta + \operatorname{tg}^2\theta}.$$

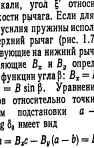


Рис. 1.77. Определение действующих на рычаг сил пружины и реакций в опорах по составляющим F_{NU} и B_{TV}

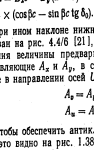


Рис. 1.78. Для определения сил F пружины, опирающейся на верхний рычаг, составляющие A_{NU} и A_V необходимо разложить на новые составляющие по направлениям осей U и V:

$$A_{NU} = A_y\cos\alpha + A_x\sin\alpha;\ A_V = A_x\cos\alpha - A_y\sin\alpha$$

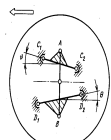


Рис. 1.79. Для получения противоположного эффекта рычаги могут быть расположены под углом и на виде сбоку, при этом потребуется пространственное разложение сил B_{1x}, B_{1y}

Если пружина опирается на нижний рычаг, то вначале следует разложить силу B_2, приведенную на рис. 1.75 и направленную в сторону рычага, на составляющие

$$B_{1x_1} = B_x \cos\eta; \quad B_{1y_1} = B_x \sin\eta.$$

Разложение силы B_2 приведено на рис. 1.80. Показанные справа оси координат дают третье направление, ось W которого наклонена к плоскости дороги. Дополнительная ось V перпендикулярна к рычагу и, следовательно, наклонена под углом к плоскости чертежа. Составляющая B_{1y_1} действующая в направлении оси качания рычага, может быть непосредственно определена с помощью B_y по формуле

$$B_{1y} = B_y \sin\theta.$$

С помощью произведения $B_y \cos\theta$ можно рассчитать повернутую на угол β и перпендикулярную к рычагу силу B_{1yv}, а также направленную на нее силу B_{yu} (см. рис. 1.38):

$$B_y \cos\theta \cos\beta = B_{1yv};$$
$$B_y \cos\theta \sin\beta = B_{1yu}.$$

Реакции опор D_1 и D_2 по величине зависят от трех составляющих силы B: $B_{1x} = B_{1x} - B_{1x_1}$, $B_{1y} = B_{1y} + B_{1y_1}$ и B_{1z}. При этом, как показано на рис. 1.81, для получения сил D_{1u} и D_{1v} составляющие B_{1x} и B_{1y} должны рассматриваться совместно.

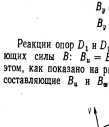


Рис. 1.80. Разложение силы B_y на составляющие при угле наклона оси нижнего рычага θ: $B_{1y} = B_y \sin\theta$

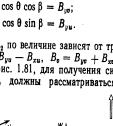


Рис. 1.81. Действие сил B_{1x} и B_{1y}, расположенных под углом в плоскости рычага и при дальнейших расчетах рассматриваемых совместно

С учетом обозначений плеч, приведенных на рис. 1.73, можно составить следующее уравнение моментов (вновь относительно точки D_1):

$$D_{1u} = (B_{1u} - B_u)k - F_u h)/g.$$

Кроме того, должны быть выполнены условия:

$$\sum F_u = 0, \; D_{1u} = B_u + F_u - D_{2u};$$
$$\sum F_w = 0, \; D_{1w} = B_w.$$

Наиболее распространенные в качестве шарниров «сайлентблоки» с упорным буртом [21, рис. 3.1/21а, 3.1/21 и 3.1/23] требуют раздельного определения осевых и радиальных сил, т. е. выделения составляющих в направлении W из подлежащих суммированию составляющих в направлениях U и V:

$$D_{1u,\,в} = \sqrt{D_{1u}^2 + D_{1v}^2};$$

$$D_{2u,\,о} = \sqrt{D_{2u}^2 + D_{2v}^2}.$$

Определение сил, действующих в направлении V, приведено на рис. 1.73. Если винтовая пружина и на виде сбоку расположена наклонно, то необходимо построение силы в пространстве в соответствии с п. 1.10, «Диагональ-рычажная подвеска». Все приведенные выше положения основаны на том, что шаровая опора A на боковой проекции расположена на вертикали, проходящей через центр колеса, непосредственно над ним, в точка B на этой же вертикали под ним, т. е. отсутствует продольный наклон оси поворота вперед. Если в связи с необходимостью получения определенных характеристик имеет место наклон оси поворота колеса на угол ε (случай 1, [21, рис. 4.8/3]) или выносе этой оси вперед (случай 2, [21, рис. 4.8/3]), то возникает пара сил в направлении Z (рис. 1.82). С учетом известных уже плеч и сил A_1 и B_1, которые должны быть определены заранее, можно рассчитать равные по величине составляющие

$$B_z = (B_1 f - N e)/c = A_z.$$

При наклонных осях качания рычагов (рис. 1.83) вначале также следует определить составляющие A_1 и B_1, направленные параллельно поверхности дороги. Затем их следует разложить на составляющие в направлениях осей S, T и, соответственно, V, W, т. е. перпендикулярно

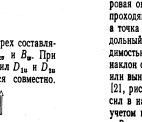


Рис. 1.82. При продольном наклоне оси поворота колеса под углом θ возникает пара сил $A_2 - B_2$

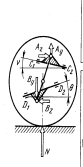


Рис. 1.83. Пространственное расположение рычагов требует разложения сил, действующих в направлении осей Y и Z, на составляющие, направленные вдоль осей качания рычагов и перпендикулярно к ним:
а и *б* — разложение сил соответственно в верхнем и нижнем рычагах

рычагу, также расположенному наклонно на виде сбоку (см. рис. 1.76—1.80). Точное описание пространственного расположения сил приведено в п. 1.7.2 (см. рис. 1.114—1.117).

1.6.2. Расчет на сопротивление усталости

Для определения нагрузки на шарниры в точках A, B, C_1, C_2, D_1 и D_2 при прямолинейном движении следует в соответствии с рекомендациями, приведенными в п. 1.1, использовать как верхнее значение вертикальной силы $N_{вв}$ в сочетании с боковой силой S_1, уславливающей момент (рис. 1.84), так и нижнее значение $N'_в$ совместно с силой, уменьшающей момент (рис. 1.85). В обоих случаях пренебрегаем величиной сопротивления качению $W_{ст}$, т. е. фактически имеющейся (малой) продольной силой. Вначале рассчитаем верхнее значение вертикальной силы для шаровой опоры, не нагруженной силой пружины. В приведенном примере это точка A.

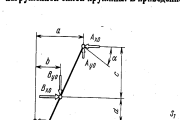


Рис. 1.84. Схема поворотной стойки для расчетного определения верхнего значения длительно действующих сил в шаровых опорах A и B:
$N'_{вв} = N_в L_1 - U_{вв} G_1 : L_2$; $S_1 = \mu_1 N_в$

Рис. 1.85. Схема поворотной стойки для расчетного определения нижнего значения длительно действующих сил в шаровых шарнирах A и B:
$N'_в = N_в - U_{вв} G_1 : L_2$; $S_1 = \mu_1 N_в$

Силу можно определить графически (рис. 1.86) или расчетным

$$\sum M_{вся\,B} = 0;\quad A_{вс} c + A_{вн} \times \times (a - b) = N'_в b + S_1 d.$$

методами. Подставляя $A_{вс} = A_z \cos\alpha$ и $A_{вн} = A_z \sin\alpha$ в это уравнение, можно непосредственно определить A_z.

Если $S_1 d < N'_в$, то верхний шарнир нагружен знакопостоянной силой A_z. В этом случае нет необходимости в определении нижнего значения A_z. Если $S_1 d > N'_в b$, то нагрузка является знакопеременной и сила A_z должна быть определена графически или расчетным путем. Затем, используя A_z, определяем среднюю нагрузку A_m и амплитуд колебаний A_a. По рисунку 1.85 можно вывести

$$A_{вс} c + A_{вн}(a - b) = S_1 d - N'_в b;$$

$$A_a = (S_1 d - N'_в b)/[\cos\alpha c + \sin\alpha (a - b)],$$

с использованием A_z также

$$A_m = (A_z - A_a)/2;\quad A_z = A_z - A_m.$$

Следует обратить внимание на правильность определения знака при A_z.

После того, как определены силы, действующие в одной из шаровых опор, без труда можно определить силы (верхние и нижние), которыми нагружена вторая опора:

$$\sum F_{вз} = 0,\ B_{вз} = S_1 + F_{вз};$$

$$\sum F_{вс} = 0,\ B_{вс} = N'_{со} + A_{вс};$$

$$\sum F_{вн} = 0,\ B_{вн} = S_1 + A_{вн};$$

$$\sum F_{вн} = 0,\ B_{вн} = N'_в - A_{вн}.$$

Шарнир нижнего рычага должен воспринимать вертикальные и боковые нагрузки. Первые действуют в направлении оси Y, т. е. перпендикулярно поверхности дороги, а боковые силы — в направлении оси X, т. е. параллельно ей.

Для определения размеров шарниров, воспринимающих усилия (см. [21, рис. 3.1/25а и 3.1/25в]), необходимо раздельно указать составляющие в направлении оси поворота (направление Y) и перпендикулярно к ней. Кроме того, в связи с действием

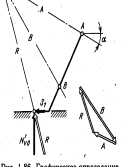


Рис. 1.86. Графическое определение верхних значений длительно действующих сил

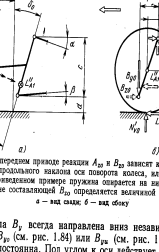


Рис. 1.87. При переднем приводе реакции $A_{\text{пр}}$ и $B_{\text{пр}}$ зависят как от силы тяги L_{A1}, так и от продольного наклона оси поворота колеса, или ее продольного смещения. В приведенном примере пружина опирается на нижний рычаг. Направление составляющей $B_{\text{пр}}$ определяется величиной силы L_A:

а — вид сзади, б — вид сбоку

пружины сила B_y всегда направлена вниз независимо от того, идет речь о $B_{\text{уп}}$ (см. рис. 1.84) или $B_{\text{уз}}$ (см. рис. 1.85). Сила B_y всегда знакопостоянна. Под углом к оси действует знакопеременная нагрузка, вызванная противоположно направленными силами $B_{\text{зп}}$ и $B_{\text{зп}}$. Эта нагрузка создает в шаровых пальцах напряжения изгиба. Поэтому средние и амплитудные значения нагрузки определяем только в направлении оси X:

$$B_{\text{зпа}} = (B_{\text{зп}} - B_{\text{зп}})/2;$$

$$B_{\text{зп}} = B_{\text{зп}} - B_{\text{зпа}}.$$

Как показано на рис. 1.82, для неподвижного автомобиля продольный наклон оси поворота или вынос ее вперед создают в верхней и нижней шаровых опорах реакции A_y и B_y. При движении автомобиля эти реакции, естественно, возрастают. Если при этом рассматривается передняя подвеска переднеприводного автомобиля, то кроме двух названных сил возникает тяговая сила, которая также действует в направлении оси Z.

Как было изложено в [21, п. 4.9], силу L_{A1}, действующую на катящееся колесо, следует вначале перенести в центр колеса, обозначив ее L'_{A1}, а затем как L'_{A1} перенести ее на ось поворота под прямым углом к последней (рис. 1.87). Сила L'_{A1} смещена от оси колеса вниз на расстояние a_L определяемое по формуле

$$a_L = R_k \sin\delta_0 =$$

$$= R_k \sin\delta_0 \sqrt{(1+\operatorname{tg}^2\varepsilon)(1+\operatorname{tg}^2\alpha+\operatorname{tg}^2\delta)} + r_k \sin(\delta_0 + \eta_0)\sin\delta_0.$$

Для расчета $B_{\text{зп}}$ требуется найти $B_{\text{уз}}$. При определении этой составляющей следует учитывать смещение боковой силы S_1,

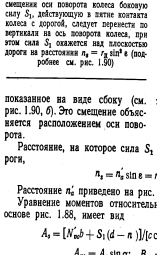


Рис. 1.88. При продольном наклоне или смещении оси поворота колеса боковую силу S_1, действующую в пятне контакта колеса с дорогой, следует перенести по вертикали на ось поворота колеса, при этом сила S_1 окажется над плоскостью дороги на расстояние $n_k = r_k \sin\varepsilon$ (подробнее см. рис. 1.90)

показанное на виде сбоку (см. рис. 1.90, б). Это смещение объясняется расположением оси поворота.

Расстояние, на которое сила S_1 смещена от поверхности дороги,

$$n_k = n'_k \sin\varepsilon = r_k \sin^2\varepsilon.$$

Расстояние n'_k приведено на рис. 4.8/3 [21].

Уравнение моментов относительно точки B, выведенное на основе рис. 1.88, имеет вид

$$A_z = [N'_{\text{кз}}b + S_1(d-n)]/[c\cos\alpha + (a-b)\sin\alpha];$$

$$A_{\text{уз}} = A_z \sin\alpha; \quad B_{\text{уз}} = N'_{\text{кз}} + A_{\text{уз}}.$$

Используя $B_{\text{уз}}$, $N'_{\text{кз}}$ и $L_{A1} = M_{\text{п}}/r_k$, можно затем определить составляющие $B_{\text{зп}}$ и $A_{\text{зп}}$ [$M_{\text{п}}$ см. уравнения (1.2.5) и (1.2.7)]. Приняв A за центр вращения (см. рис. 1.87), получаем

$$B_{\text{зп}} = [N'_{\text{кз}}e + L_{A1}[c + d - (r_k - a_L)] - B_{\text{уз}}b]/c;$$

$$A_{\text{зп}} = L_{A1} - B_{\text{зп}}.$$

Нижние значения сил $A_{\text{уп}}$ и $B_{\text{уп}}$, рассчитанных при уменьшенных силе тяги и нагрузке $N'_{\text{к}}$ на колесо, меньше верхних значений и имеют то же направление, поэтому в их определении нет необходимости.

В шарнире B под углом к оси пальца действуют три силы. Две из них ($B_{\text{зп}}$ и $B_{\text{зп}}$) имеют знакопеременный характер и одна ($B_{\text{уз}}$) — знакопостоянный (рис. 1.89, слева). Для расчета на прочность с целью предварительного определения размеров можно (как показано на рисунке справа) сложить три силы, считая их все знакопостоянными. При этом ошибка будет незначительной для поперечной силы

$$B_{\text{зпа}} = \sqrt{(B_{\text{зп}} + B_{\text{зп}})^2 + B_{\text{уз}}^2}.$$

При переднем приводе, включающем полуось с шарнирами равных угловых скоростей, которые соединяют колеса с дифференциалом, трудно разместить пружину между нижним рычагом подвески и кузовом (см. [21, рис. 3.4/15]). Поэтому в качестве упругого элемента используется торсион [21, рис. 3.4/10 и 2.16]

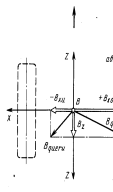


Рис. 1.89. Если какая-либо силы (например, B_δ) имеет пульсирующий характер, а действующая перпендикулярно к ней $B_{\kappa\delta}$ или $B_{\delta\omega}$ — знакопеременный, то эти силы с незначительной погрешностью можно суммировать и равнодействующую рассматривать как знакопостоянную силу

или винтовая пружина, опирающаяся на верхний рычаг. В первом случае статическое распределение сил в подвеске соответствует описанному выше. Определение этих сил необходимо для того, чтобы с использованием силы B_δ, а также длины рычагов l или r найти крутящий момент, которым нагружен торсион. Более подробно этот расчет приведен в п. 2.4.6.

На рис. 3.4/а [21] приведена подвеска на двух поперечных рычагах с верхним расположением пружины (модель «Рено-12»). Распределение сил в этом случае имеет несколько иной вид (рис. 1.90). На виде сзади (рис. 1.90, а) сила $A_{\text{уп}}$, являющаяся

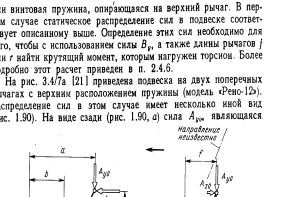


Рис. 1.90. Силы, действующие в случае, когда пружина опирается на верхний рычаг. Переднеприводной автомобиль с продольным наклоном оси поворота:
а — вид сзади; б — вид сбоку

самой упругости пружины, направлена вниз, а сила $B_{\text{уп}} = -B_\delta \operatorname{tg}\beta$, величина которой зависит от $B_{\text{кп}}$ и угла β направления вверх. Боковая сила S_1, находится над подвеской на расстоянии n_p. Направление силы $A_{\text{уп}}$ может быть заранее определено лишь ориентировочно. Величина этой силы зависит от соотношения плеч, входящих в уравнение моментов. Поэтому целесообразно составить уравнение моментов относительно точки A. В этом случае одновременно определяем направление силы

$$B_{\text{уп}} = \left[N_{\text{уп}}a + L_{11}(c+d-(r_a-a_1)) + B_{\text{кп}}l\right]/c.$$

Отсюда находим $A_{\text{уп}} = L_{11} - B_{\text{уп}}$. Если полученное значение силы $A_{\text{уп}}$ положительное, то ее направление будет соответствовать приведенному на рисунке. Если отрицательное, то ее направление будет противоположным. Определение нижних значений сил соответствует схеме, приведенной на рис. 1.85. Следует учитывать зависимости $B_{\text{кп}} = B_{\text{уп}} \operatorname{tg}\beta$ и $A_{\text{уп}} = K_1 - B_{\text{кп}}$. Подробности можно видеть в приведенном ниже примере расчета.

1.6.3. Пример расчета сил продольного действия в направляющих рычагах оси

В качестве примера рассмотрим ведущий передний мост с пружиной, опирающейся на верхний рычаг, приведенный на рис. 3.4/а [21]. При расчете долговечности следует исходить из допустимой нагрузки на мост. Ниже приведены допустимые нагрузки, силы и веса деталей, а также плечи действия сил и углы:

Нагрузка на передний мост	$G_1 = 6000$ Н
Нагрузка на колесо	$N = 3000$ Н
Половина веса неподрессоренных частей	$G_2/2 = 280$ Н
Сила тяги на третьей передаче	$L_{11} = 800$ Н
Плечо обкатки	$R_k = 28$ мм
Угол наклона оси поворота в поперечной плоскости	$\delta = 7°$
Угол продольного наклона оси поворота колеса	$\kappa = 3°40'$
Сходящее колесо	$\gamma_k = +1°30'$
Расстояние между точками A и B в направлении оси	$c = 215$ мм
Высота точки на поверхности дороги	$d = 179$ мм
Угол наклона верхнего рычага	$\alpha = 5°$
Угол наклона нижнего рычага	$\beta = 8°$
Шины:	165SR13
наружный диаметр	$D = 570$ мм
статический радиус	$r_{ст} = 258$ мм
динамический радиус	$r_д = 275$ мм
давление воздуха	$p_k = 0{,}16$ МПа

1.6.3.1. Силы в пятне контакта колеса с дорогой. Для определения коэффициента динамичности k_1 необходимо знать жесткость шины c_1 (см. [21, п. [2.5]). Допустимая нагрузка на шину типа 165SR13 составляет $N_R = 3350$ Н при давлении в ней $p_R =$

= 0,18 МПа. По этим двум значениям получаем для рекомендуемого давления $p_k = 0{,}15$ МПа:

$$f_k = D/2 - r_{ст} = 285 - 258 = 27 \text{ мм};$$

$$c_R = N_R/f_k = 3350/27 = 124 \text{ Н/мм};$$

$$c_1 = c_R p_k/p_R = 124 \cdot 0{,}15/0{,}18 = 103 \text{ Н/мм};$$

$$c_t/N_t = 103/3000 = 0{,}0343.$$

С использованием коэффициента $k_3 = 1{,}36$ по рис. 1.2 получаем верхнее значение вертикальной силы

$$N'_{vo} = N_v k_1 - U_y/2 = 3000 \cdot 1{,}36 - 280 = 3800 \text{ Н}.$$

Коэффициент боковых сил μ_{P1} для определения боковой силы S_1, имеющей знакопеременный характер, находим по рис. 1.4 как функцию нагрузки на колесо $N_v = 3000$ Н:

$$\mu_{P1} = 0{,}35;$$

$$S_1 = N_{vk} \mu_{P1} = 3000 \cdot 0{,}35 = 1050 \text{ Н}.$$

1.6.3.2. Верхние значения сил в шарнирах подвески. Вначале проведем расчет верхнего значения силы B_{zo}, которой нагружена нижняя шаровая опора B, расположенная в нижнем рычаге, при этом рычаг, определяющий направление действия силы B_{zo}, расположен наклонно под углом $\beta = 8°$:

$$B_{zo} = B_o \cos\beta; \qquad B_{yo} = B_o \sin\beta.$$

В соответствии с рис. 1.90 уравнение моментов относительно расположенной на верхнем рычаге точки A будет иметь следующий вид:

$$B_o = [N'_{vo} a + S_1 (d - n_k + c)]/(c \cos\beta - (a - b) \sin\beta].$$

Учитывая длину плеч

$$n_k = r_k \sin^2 \varepsilon = 275 \cdot 0{,}064^2 = 1{,}1 \text{ мм};$$

$$a = (c + d) \operatorname{tg} \delta_k + R_k = 394 \cdot 0{,}123 + 28 = 76{,}5 \text{ мм};$$

$$a - b = c \operatorname{tg} \delta_k = 215 \cdot 0{,}123 = 26{,}4 \text{ мм},$$

получаем

$$B_o = (380 \cdot 76{,}5 + 105 \cdot 395)/209 = 3360 \text{ Н}.$$

Следовательно,

$$B_{zo} = 3330 \text{ Н}; \quad B_{yo} = 470 \text{ Н};$$

$$A_{zo} = B_{zo} - S_1 = 2280 \text{ Н};$$

$$A_{yo} = N'_{vo} + B_{yo} = 4270 \text{ Н}.$$

1.6.3.3. Нижние значения сил в шарнирах подвески. Далее будут определены нижние значения сил. Целью этого расчета является определение возможности появления знакопеременной нагрузки. Принят за центр вращения точку A, на основе ригуывка 1.85 получаем

$$N'_t = N_v - U_y/2 = 3000 - 280 = 2720 \text{ Н};$$

$$B_n = [S_1 (d - n_k + c) - N'_{vo}] / (c \cos\beta - (a - b) \sin\beta] =$$

$$= [105 (179 - 1{,}1 + 215) - 272 \cdot 76{,}5]/209 = 990 \text{ Н};$$

$$B_{zn} = B_n \cos\beta = 980 \text{ Н}; \qquad B_{yn} = B_n \sin\beta\ 1400 \text{ Н}.$$

Отсюда получаем

$$A_{zn} = B_{zn} - S_1 = 980 - 1050 = -70 \text{ Н}.$$

Отрицательная величина A_{zn} указывает на то, что эта составляющая направлена иначе, чем показано на рис. 1.85. Таким образом, нагрузка носит не знакопеременный, а знакопостоянный характер, что справедливо и для A_{yn}. В связи с тем, что на этот рычаг опирается пружина, при дальнейших расчетах следует учитывать только верхнее значение составляющей A_{yn}.

1.6.3.4. Силы, создаваемые крутящим моментом двигателя. Чтобы определить повторную силу B_{zmax}, которая изгибает поворотную цапфу, следует дополнительно определить составляющие, действующие в направлении оси Z. При этом речь идет о силе тяги L_{A1} и реакциях опоры, вызываемых продольным наклоном оси поворота. Вначале проводим расчет плеча, на которое смещена ваиз относительно центра колеса сила L_{A1}, действующая на поворотную цапфу, а также плечи e и f:

$$a_1 = R_k \sin\delta_k \sqrt{(1 + \operatorname{tg}^2 \varepsilon)/(1 + \operatorname{tg}^2 \varepsilon - \operatorname{tg}^2 \delta_k)} +$$

$$+ r_k \sin\delta_k \sin(\delta_k + \gamma_k) = 28 \cdot 0{,}1219 \sqrt{(1 + 0{,}004)/(1 + 0{,}004 + 0{,}015)} +$$

$$+ 275 \cdot 0{,}1219 \cdot 0{,}1478 = 8{,}4 \text{ мм};$$

$$e = (c + d - r_k) \operatorname{tg} \varepsilon = 7{,}6 \text{ мм}; \quad f = c \operatorname{tg} \varepsilon = 13{,}8 \text{ мм}.$$

Из уравнения моментов относительно точки A получаем

$$B_{zn} = [N'_{vo} e + L_{A1} (d + c + a_1 - r_k) - B_{yn} f]/c = [3800 \cdot 7{,}6 +$$

$$+ 800 (179 + 215 + 8{,}4 - 275) - 380 \cdot 13{,}8]/215 = 590 \text{ Н},$$

откуда

$$A_{zo} = L_{A1} - B_{zn} = 800 - 59{,}0 = 210 \text{ Н}.$$

1.6.3.5. Силы, действующие на верхний шарнир A. Знакопостоянная сила, создающая в верхнем шарнире напряжения сжатия,

$$A_{yo} = 4270 \text{ Н}.$$

Напряжения изгиба в шаровом пальце вызываются действующими на шарнир радиальными силами A_{zo} и A_{zn}, которые в соответствии с п. 1.6.2 следует просуммировать:

$$A_{zmax} = \sqrt{A_{zo}^2 + A_{zn}^2} = \sqrt{228^2 + 21^2} = 2290 \text{ Н}.$$

1.6.3.6. Силы, действующие на нижний шарнир *B*. Сложим

также три силы $B_{вн}$, $B_{пн}$ и $B_{гн}$, действующие в радиальном направлении на нижний шарнир *B*, и отделим от растягивающих и сжимающих шарнир составляющих $B_{гр}$ и $B_{рн}$. По рис. 3.1.26а и 3.1.26б [21] видно, почему это необходимо. Поперечные и растягивающие силы воспринимаются пластмассовым вкладышем. Силы сжатия нагружают винтовую пружину, используемую для устранения люфта:

$$B_{рнг} = \sqrt{(B_{гн} + B_{гр})^2 + B_{рн}^2} = \sqrt{(3330 + 980)^2 + 590^2} = 4350 \text{ Н}.$$

К этим силам следует добавить $B_{рз} = 470$ Н (растяжение) и $B_{рн} = 140$ Н (сжатие).

Значения всех сил приведены в табл. 1.5, представленной в конце п. 1.6.8.

1.6.4. Силы, возникающие при движении по дороге с выбоинами (случай 3)

В отличие от расчета шарниров поворотной цапфы, кратковременную прочность которых мы определяли по большему из моментов $M_{гз}$ и $M_{гн}$ (см. уравнения (1.1.8) и (1.1.9)), при расчете подвески оба момента рассматриваются действующими раздельно. Причиной этого являются различные перемещения рычагов и, следовательно, их разное положение. При расчетном случае нагружения 2, т. е. при преодолении железнодорожного переезда, подвеска анализируется в крайнем верхнем положении. В представленном в этом параграфе случае нагружения 3, т. е. при движении по дороге с выбоинами, подвеска вновь рассматривается в нормальном положении. По-прежнему используя вертикальную силу $N_C = k_1 N_{ст} - (I_1/2)$, следует лишь вместо S_1 использовать максимальное значение боковой силы $S_3 = \mu_{рз} N_C$, а вместо продольной силы L_{A1} силу

$$L_{A3} = M_{1A}/r_3 = M_{A\,max} k_1 \eta / 2r_3.$$

В остальном расчет проводится так, как показано на рис. 1.84, 1,87 и 1.90. Коэффициент боковых сил $\mu_{рз}$ следует определить по рис. 1.4.

1.6.5. Силы, действующие при движении через железнодорожный переезд (случай 2)

Как уже описано в п. 1.4 и показано на рис. 1.40, при расчете максимальных вертикальных нагрузок следует установить колесо в крайнее верхнее положение, сместив его на величину хода f_p. Это необходимо для определения изменившихся углов (с индексом 2) α_2, $\beta_{2з}$, γ_2 и δ_2, а также измененного плеча обкатки $R_{2в}$ (рис. 1.91). Если из конструктивных соображений ограничитель хода подвески установлен не на том рычаге, на который опирается пружина, то, как уже описано в п. 1.4, следует при крайнем верхнем положении подвески разделить силы, действующие на ограничитель хода уже в точке контакта колеса с дорогой. Если же и пружина, и ограничитель расположены на одном и том же рычаге, то разделение сил упрощается.

Для этого следует по чертежу определить следующие изменения между нормальным положением колеса и его крайним верхним положением: перемещение шага Δf листовой рессоры; угол закручивания $\Delta\varphi$ торсиона; уменьшение длины Δf_p пружины (динамический прогиб пружины).

Нормальное положение при рассмотрении кинематики предполагает наличие в автомобиле двух человек массой 65 кг каждый. При расчетах на прочность можно использовать положение автомобиля при допустимой полной загрузке.

Если в качестве упругого элемента используется винтовая пружина, то разница между ее длиной при незагруженном автомобиле $L_н$ и при крайнем верхнем положении колеса $L_в$ представляет собой динамический прогиб (рис. 1.92)

$$\Delta f_p = L_н - L_в.$$

Увеличение силы сжатия пружины составит

$$\Delta F = c_p \Delta f_p.$$

Прибавляя ΔF к силе F пружины при нормальном положении подвески, мы получим максимальную нагрузку, которая может быть воспринята пружиной при крайнем верхнем положении подвески $F_{max} = F + \Delta F$. Т. 2.4.7 содержит описание длин $L_н$ и $L_в$, а

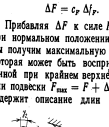


Рис. 1.91. Определение нагрузки, возникающей при преодолении железнодорожного переезда, подвеску следует рассматривать в крайнем верхнем положении, при этом направление нижнего рычага будет иным, чем в рассмотренных выше случаях

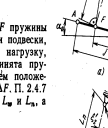


Рис. 1.92. Расстояния и углы, необходимые для расчета длины винтовой пружины $L_н$ под максимальной нагрузкой:
а — нормальное положение; б — крайнее верхнее положение

также определение жесткости c_f пружины с учетом передаточных отношений $i_в$ и i_f. Последние приведены в п. 2.1.7 и учитывают ξ как угол отклонения оси от вертикали. Однако при рассмотрении статических нагрузок центр координат должен быть перенесен в основание пружины, в результате чего на рис. 1.92 появляется угол

$$\xi' = \xi - \alpha.$$

Передаточное отношение для приближенного определения жесткости c_f может быть получено с учетом плеч i и j

$$i_в = j/[i\cos(\xi' - \alpha)]$$

или в виде

$$i_в = bl/a\cos\xi),$$

в соответствии с уравнением (2.1.26). Подробности расчета, а также расчет i_f приведены в следующем примере.

При отсутствии чертежа динамический прогиб пружины Δf_f может быть рассчитан по отрезкам и углам, показанным на рис. 1.92. Вначале следует определить q, т. е. расстояние от верхней опоры G до центра шарнира рычага C, а также угол ω_0 между рычагом и линией q в нормальном положении, при этом должны быть известны расстояния i и j, величина предварительного сжатия L_m пружины, а также угол ξ между осью пружины и перпендикуляром к рычагу (т. е. отклонение от 90°):

$$q = \sqrt{L_m^2 + i^2 - 2L_m i\sin\xi};$$

$$\sin\omega_0 = (L_m/q\cos\xi').$$

По углу поворота рычага $\Delta\alpha = \alpha_1 - \alpha_0$ можно рассчитать длину пружины под динамической нагрузкой

$$L_n = \sqrt{q^2 + i^2 - 2qi\cos\omega_1},$$

а затем Δf_f и F_{max}, при этом $\omega_1 = \omega_0 - \Delta\alpha$.

Перпендикулярная к рычагу составляющая силы сжатия пружины в этом случае (рис. 1.93)

$$F_{c1} = F_{max}\cos\xi_1',$$

где $\cos\xi_1' = (q/L_n)\sin\omega_1$.

Если пружина опирается на верхний рычаг, то расчет силы E, действующей на ограничитель хода, проводится в такой последовательности. Сначала с помощью приведенных на рис. 1.76 и 1.90 схем и примера разложения сил, а также имеющихся значений сил A_{z1} и A_{y1} следует определить силы A_{12} и A_{f2}, действующие в плоскости рычага. Расчет осуществляют, определяя соответственно максимальную вертикальную силу в контакте колеса с дорогой и боковую силу

$$N_1' = k_0 N_1 - U_{z1}/2;$$

$$S_1 = \mu_{y1} N_1.$$

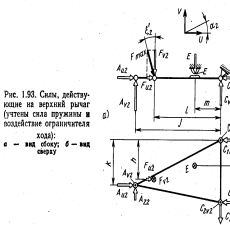


Рис. 1.93. Силы, действующие на верхний рычаг (учтены сила пружины и воздействие ограничителя хода): *а* — вид сбоку; *б* — вид сверху

При расчете задней подвески вместо N_1 и U_z следует использовать силы N_3 и U_z. Если ось ведущая, то в расчет дополнительно следует включить продольную силу $L_{м1} = M_{k1}/r_д$ в соответствии с уравнениями (1.2.5) и (1.2.7).

Используя составляющую A_{f1} и известную составляющую F_{f1} силы пружины, можно по приведенному на рис. 1.93, *а* виду сбоку рассчитать силу, действующую на ограничитель хода (см. также рис. 1.73):

$$E = (A_{f1} - F_{f1})/m.$$

После этого, используя вид сверху, можно определить силы, действующие в шарнирах:

$$C_{1\,вх} = (F_{z1}h + En - A_{z1}k)/g;$$

$$C_{1\,сб} = F_{z1} + E - A_{z1} - C_{1\,вх}.$$

В последнем уравнении появляются составляющие силы, действующие в шарнирах в направлении оси U. Эти составляющие вызываются как силами A_{z2} и $F_{z2} = F_{max}\sin\xi_1'$, так и составляющей A_{f1}, которая возникает при передаче сил тяги и при движении накатом (см. рис. 1.82). Направление составляющей $C_{1\,вх}$ не очевидно, а то время как $C_{1\,вх}$ определяется без труда. Поэтому составляем уравнение моментов относительно точки C_1

$$C_{1\,вх} = [A_{z1}(g - k) + A_{z1}] + F_{z1}(g - h)/g,$$

откуда

$$C_{1\,вх} = A_{z1} + F_{z1} - C_{1\,сб}.$$

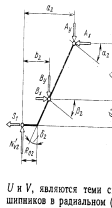


Рис. 1.94. Схема ограничителя хода расположен на верхнем рычаге, в пружине опирается на нижний рычаг, то наибольшие вертикальные силы N_{C1} действующая в пятне контакта колеса с дорогой, должна быть разложена на составляющие:

$$N_{C1} = N_{C1}^{y} - U_1 f; \quad S_1 = \mu_p N_C; \quad N_p = -N_C - (U_1 f) + l_1 \mu_p = \Delta x; \quad N_E = N_{C1} - N_p + l_1 \mu_p = A_y$$

Знак перед C_{1y} указывает на соответствие этой составляющей фактическому направлению, выбранному ранее. Силы, совместно действующие в направлениях осей U и V, являются теми силами, которые нагружают опоры подшипников в радиальном (т. е. поперечном) направлении:

$$C_{1\text{сум}} = \sqrt{C_{1x1}^2 + C_{1x1}^2};$$

$$C_{2\text{сум}} = \sqrt{C_{1x2}^2 + C_{1x2}^2}.$$

Дополнительные подробности и расчетное разложение сил можно найти в примере, приведенном в следующем параграфе. Если и пружина, и ограничитель хода укреплены на нижнем рычаге, то действие сил соответствует схемам, приведенным на рис. 1.84 и 1.87. Предшествующий случай, когда пружина опирается на нижний рычаг, а ограничитель укреплен над верхним рычагом, представлен на рис. 1.94. В этом случае, чтобы получить требующиеся при дальнейшем расчете вертикальные составляющие $A_y = N_E$ и $B_y = N_p$, разложение сил следует выполнить в точке контакта колеса с дорогой.

Неизвестные составляющие в направлении оси X можно получить из следующих уравнений:

$$B_x = N_{C1}^{x} + S_1 (c_2 + d_2) - B_y (a_2 - b_2)]/c_2;$$

$$A_x = B_x - S_1.$$

Расстояния, изменившиеся при переходе подвески от «нормального» положения до крайнего верхнего, отмечены индексом 2. Между двумя составляющими сил, действующими в верхней (A_x и A_y) и нижней (B_x и B_y) опорах, в данном случае нет функциональной зависимости. Составляющие следует разложить с учетом углов α_2 или β_2 (т. е. в плоскости рычага и перпендикулярно к ней), чтобы получить силу E, действующую на ограничитель хода, а также возможность расчета сил, действующих в шарнирах C_1, C_2, D_1 и D_2.

Чтобы получить возможность предварительного определения размеров деталей подвески, расчет должен быть достаточно точным. Так как нижний конец винтовой пружины центрируется кольцевой отбортовкой, динамический прогиб ΔF будет несколько превышать теоретически рассчитанную величину, а сила E, действующая на ограничитель хода, будет соответственно несколько меньше.

1.6.5. Пример расчета (случай 2)

В соответствии с рис. 1.91 для крайнего верхнего положения подвески в продолжение примера расчета, приведенного в п. 1.6.3, будут справедливы следующие параметры с индексом 2:

Угол наклона верхнего рычага	$\alpha_2 = 15° 30'$
Угол наклона нижнего рычага	$\beta_1 = 14°$
Изменившийся угол наклона оси поворота	$\delta_2 = 7° 10'$
Изменившееся плечо обхватки	$R_{\text{ст}}' = 27{,}8$ мм
Динамический ход подвески до крайнего верхнего положения	$f_1 = 43$ мм
Жесткость пружины	$c_{\text{пр}} = 11$ Н/мм

Замеренное для автомобиля изменение угла наклона оси поворота колеса $\Delta\delta = \delta_1 - \delta_2 = 7° 10' - 7° = 10'$ является исключительно малым. В связи с этим расстояния a, b, c и d могут считаться неизменными. Для верхнего рычага в соответствии с рис. 1.92 и 1.93 справедливы следующие величины:

$g = 210$ мм; $\quad j = 230$ мм; $\quad n = 90$ мм;
$k = 100$ мм; $\quad k = 130$ мм; $\quad L_{\text{ст}}' = 250$ мм;
$i = 170$ мм; $\quad m = 120$ мм; $\quad \xi = 3°$.

По рис. 1.2 определяем коэффициент динамичности $k_{\text{д}} = 2{,}34$.

1.6.6.1. Силы в пятне контакта колеса с дорогой. Из п. 1.6.3 известно:

$$N_1' = 2720 \text{ Н}; \quad S_1 = 1050 \text{ Н}; \quad L_{A1} = 800 \text{ Н}.$$

В этом случае максимальная вертикальная сила N_{c2}', которую следует учитывать,

$$N_{c2} = k_{\text{д}} N_{\text{в}} = 2{,}34 \cdot 3000 = 7020 \text{ Н};$$

$$N_{c2}' = N_{c2} - U_1 f = 7020 - 560/2 = 6740 \text{ Н}.$$

1.6.6.2. Силы в нижнем рычаге направляющего устройства подвески. Сила упругости пружины и сила, действующая на ограничитель хода, передается на верхний рычаг. Поэтому сначала рассмотрим нижний шарнир, который служит лишь одним из звеньев направляющего устройства. Составляющие B_{x1} и B_{y1} определяются направлением рычага и связаны между собой

углом β_3 : $B_{y3} = B_{x3}$ tg β_3. Составляя уравнение моментов относительно точки A в соответствии с рис. 1.90, получаем

$$N'_{x3}a + S_1(c + d - n_1) - B_{x3}C - B_{y3}(a - b) = 0;$$

$$B_{x3} = [N'_{x3}a + S_1(c + d - n_1)]/(c + (a - b)\ \text{tg}\ \beta_3] =$$

$$= [6574 \cdot 76{,}5 + 105 \cdot 393]/[215 + 26{,}4 \cdot 0{,}2493] = 4020\ \text{Н};$$

$$B_{y3} = 4020\ \text{tg}\ 14^\circ = 1010\ \text{Н}.$$

В связи с тем, что вертикальная нагрузка на колесо $N_{\text{вн}}$ увеличилась, составляющая по оси Z должна быть пересчитана:

$$B_{z3} = [N'_{z3}c - B_{y3}d + L_A(c + d - (r_A - a_1))]/c =$$

$$= [6740 \cdot 7{,}6 - 1010 \cdot 13{,}8 + 800(215 + 179 - (275 - 8{,}4))]/215 = 650\ \text{Н}.$$

Чтобы определить максимальную силу, действующую в поперечном направлении, следует сложить составляющие в направлениях осей X и Z, как показано на рис. 1.89:

$$B_{1\,\text{сум}} = \sqrt{B_{x1}^2 + B_{z1}^2} = \sqrt{4020^2 + 650^2} = 4070\ \text{Н}.$$

Составляющая $B_{y3} = 1010$ Н создает в нижнем направляющем рычаге напряжения сжатия.

1.6.6.3. Силы, действующие на верхний несущий рычаг. Как видно на рис. 1.91, нижний рычаг наклонен в направлении, противоположном номинальному положению. В результате наклона рычага возникает направленная вниз сила B_{y4} (см. рис. 1.91 справа). Составляющие силы в шарнире A:

$$A_{x3} = B_{x3} - S_1 = 4020 - 1050 = 2970\ \text{Н};$$

$$A_{y3} = N'_{z3} - B_{y3} = 6740 - 1010 = 5730\ \text{Н};$$

$$A_{z3} = L_{A1} - B_{z3} = 800 - 650 = 150\ \text{Н}.$$

Из сил, действующих на верхний рычаг, $A_{y3} = 5730$ Н является самой большой сжимающей силой.

Поперечная сила

$$A_{2\,\text{сум}} = \sqrt{A_{x2}^2 + A_{z2}^2} = \sqrt{2970^2 + 150^2} = 2980\ \text{Н}.$$

1.6.6.4. Разложение сил на составляющие в направлениях U и V. Чтобы определить нагрузки, действующие на пружину и на ограничитель хода сжатия, следует разложить составляющие A_{x2} и A_{y2} (рис. 1.95):

$$A_{xu} = A_{x2} \cos \alpha_3 = 2970 \cdot 0{,}9636 = 2860\ \text{Н};$$

$$A_{xv} = A_{x2} \sin \alpha_3 = 2970 \cdot 0{,}2672 = 790\ \text{Н};$$

$$A_{yu} = A_{y2} \sin \alpha_3 = 5710 \cdot 0{,}2672 = 1530\ \text{Н};$$

$$A_{yv} = A_{y2} \cos \alpha_3 = 5710 \cdot 0{,}9636 = 5500\ \text{Н};$$

$$A_{xu} = A_{xu} - A_{yu} = 2860 - 1530 = 1330\ \text{Н};$$

$$A_{vg} = A_{xv} + A_{yv} = 790 + 5500 = 6290\ \text{Н}.$$

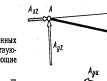


Рис. 1.95. Разложение сил, приложенных к верхнему рычагу в точке A и действующих вдоль осей X и Y, на составляющие в направлениях U и V:

$$A_{xu} = A_{x2} \cos \alpha_3;\ A_{xv} = A_{x2} \sin \alpha_3;\ A_{yu} = A_{y2} \sin \alpha_3;\ A_{yv} = A_{y2} \cos \alpha_3;\ A_{vg} = A_{xv} + A_{yv}$$

1.6.6.5. Определение сил, действующих на пружину и ограничитель хода сжатия. Как описано ниже в п. 2.1.7, статическую нагрузку на пружину при номинальном положении подвески можно определить через нагрузку N_z на колесо и передаточное отношение по силе i_y:

$$F_{\text{н}} = N'_z i_y,$$

где $N'_z = N_z - (U_y/2)$.

В соответствии с уравнением (2.1.30) и рис. 2.15, а также учитывая формулы, использованные в примерах расчетов, такие, как $\xi = \alpha = \xi'$, получаем

$$i_y = \frac{\cos \alpha\,[R_1 + \text{tg}\,\delta_0\,(c + d)]}{i \cos \xi'\,c} \left[\frac{c}{R_0 + \text{tg}\,\delta_0\,(c + d)} + \frac{1}{\text{ctg}\,\beta - \text{tg}\,\delta_0} + \right.$$

$$\left. + \frac{\text{tg}\,\alpha}{1 - \text{tg}\,\delta_0\ \text{tg}\,\beta} \right] = \frac{230 \cdot 0{,}9962\,(28 + 0{,}1228 \cdot 394)}{170 \cdot 0{,}9986 \cdot 215} \left[\frac{215}{28 + 0{,}1228 \cdot 394} + \right.$$

$$\left. + \frac{1}{7{,}115 - 0{,}1228} + \frac{0{,}0875}{1 - 0{,}1228 \cdot 0{,}1405} \right] = 1{,}44$$

и, следовательно,

$$F_{\text{н}} = 2720 \cdot 1{,}44 = 3910\ \text{Н}.$$

Длину $L_{\text{н}}$ и динамический прогиб $\Delta f_{\text{д}}$ пружины определяем в соответствии с формулами, приведенными в п. 1.6.5, используя известные размеры рычага i и j, длину пружины $L_{\text{н}}$ и динамический прогиб пружины $\Delta f_{\text{д}}$. Необходимая расчетная длина

$$q = \sqrt{L_{\text{н}}^2 + i^2 - 2L_{\text{н}} i \sin \xi'} =$$

$$= \sqrt{250^2 + 170^2 - 2 \cdot 250 \cdot 170 \cdot 0{,}0523} = 295\ \text{мм}$$

и, следовательно,

$$\sin \omega_0 = L_{\text{н}} \cos \xi'/q = 0{,}845.$$

Угол между рычагом и отрезком q при номинальной нагрузке составляет $\omega_0 = 56^\circ\ 40'$, а в крайнем верхнем положении рычага

$$\omega_{\text{в}} = \omega_0 - \Delta\alpha = 47^\circ\ 10'.$$

Используя ω_2, определяем длину пружины L_n при динамической нагрузке

$$L_n = \sqrt{q^2 + i^2} - 2\varphi \cos\omega_2 = 218 \text{ мм}.$$

Динамический прогиб пружины

$$\Delta f_p = L_o - L_n = 32 \text{ мм}.$$

Приведенная к колесу жесткость пружины составляет $c_{пр} = 11$ Н/мм и, следовательно, жесткость пружины в соответствии с уравнением (2.1.23)

$$c_p = c_{пр} i_{\varphi} i_p.$$

Передаточное отношение в соответствии с уравнением (2.1.26)

$$i_z = b/(a \cos \xi),$$

а с учетом приведенных в этом примере обозначений

$$i_z = j/(i \cos(\xi' + \alpha_0)).$$

Подставляя числовые значения, получаем

$$i_z = 230/(170 \cos(3^\circ + 5^\circ)) = 1{,}36;$$

$$c_p = 11 \cdot 1{,}36 \cdot 1{,}44 = 21{,}5 \text{ Н/мм}.$$

В соответствии с этим расчетом сила, действующая на пружину,

$$F_{max} = F_u + \Delta F = F_u + \Delta f_p c_p = 3910 + 32 \cdot 21{,}5 = 4600 \text{ Н}.$$

Для продолжения расчета необходима составляющая силы пружины $F_{cz} = F_{max} \cos \xi_0$. С учетом угла ξ_0 в крайнем верхнем положении, вычисляемого как $\cos \xi_0 = q \sin \omega_0 / L_n = 295 \times 0{,}733/218$, $\xi' = 7^\circ 15'$, эта составляющая

$$F_{z3} = 4600 \cdot 0{,}992 = 4560 \text{ Н}.$$

В соответствии с рис. 1.93 силу E, действующую на ограничитель хода, можно определить, используя следующее уравнение:

$$E = (A_{z4} - F_{z3})/m =$$

$$= 629 \cdot 230 - 456 \cdot 170/120 = 5570 \text{ Н}.$$

В связи с тем, что ограничитель хода смещен внутрь по отношению к пружине, действующая на него сила $E = 5570$ Н превышает максимальную силу сжатия пружины, которая составляет $F_{max} = 4600$ Н*.

* Соотношение этих нагрузок зависит также от величины динамического хода подвески и ее жесткости. — *Прим. ред.*

1.6.7. Силы, возникающие при торможении (случай 5)

Если тормозные механизмы передних колес расположены в колесе, то при коэффициенте сцепления шины с дорогой $\mu_z = 1{,}25$ в подвеске могут возникнуть большие перегрузки, чем при движении по дороге с разбитым покрытием. Для расчета сил в рычагах A и B подвески автомобиля в положении, соответствующем номинальной нагрузке, вычисляем продольную силу $N_{xo} = L_o = \mu_z N_o$ и верхнее значение вертикальной силы $N_{zo} = k_1 N_o - U_o/2$. Боковые силы невелики и ими можно пренебречь. Реакции в элементах подвески (которые для отличия от предшествующих расчетов имеют индекс 5) снова следует определять во взаимно перпендикулярных плоскостях.

Сначала на виде сзади рассчитываем величины A_{z5}, A_{y5}, B_{z5} и B_{y5} как функции N_{zo}. Если пружина опирается на нижний рычаг, то статическое распределение сил соответствует рис. 1.75. Для случая, когда пружина опирается на верхний рычаг, может быть использован рис. 1.90, но без S_3. Все предшествующие расчеты касались движущегося автомобиля, т. е. при расчете длины отрезка d учитывался динамический радиус $r_д$ шины. Это видно на тех рисунках, где показано положение нижней шаровой опоры B над поверхностью дороги. Расчет сил, возникающих при торможении, предусматривает скорость, близкую к нулю. К этому следует добавить уменьшение радиуса шины в результате увеличения нагрузки. Поэтому необходимо в расчете учитывать статический радиус $r_{ст}$ при соответствующем вертикальном отрезке d_0 (расстояние от поверхности дороги до шарнира B). Уменьшение высоты приводит к незначительному увеличению плеча обкатки, в результате чего оба горизонтальных отрезка a и b (несмотря на то, что d_0 меньше d) не изменяются по величине.

Следующим шагом является использование боковой проекции для определения сил A_{x5} и B_{x5}, являющихся функцией тормозной силы L_B и уже известных сил, действующих вдоль оси Y. При этом, как показано на рис. 4.9/1 [21], тормозную силу L_B следует считать действующей на расстоянии

$$a_B = R_k \cos \delta_0 \sin \delta_0$$

под поверхностью дороги при $R_k > 0$ и над ней — при отрицательном плече обкатки. Используя рис. 1.96, составляем уравнение моментов относительно точки A и получаем в результате силу

$$B_{x5} = [L_B(c + d_0 + a_0) - N'_{xo} e + B_y e]/c.$$

Откуда

$$A_{x5} = B_{x5} - L_B.$$

Если автомобиль не имеет продольного наклона оси поворота колеса, то в числителе уравнения для определения B_{x5} выпадают два последних члена. Поперечная сила, вызывающая в пальцах

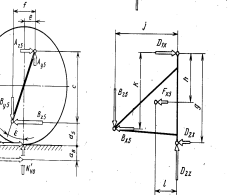


Рис. 1.96. Силы, возникающие в подвеске при расположении тормозного механизма в колесе. Силу L_B следует рассматривать как приложенную на расстоянии $a_B = R_B \cos \delta_B$ от δ_B под поверхностью дороги (при положительном плече обкатки) или из том же расстоянии над ней (при отрицательном плече обкатки). При малых скоростях происходит уменьшение динамического радиуса качения шины, в результате что точки A и B несколько опускаются, что учтено длиной отрезка a_B

Рис. 1.97. Для расчета сил в опорах D_1 и D_3 следует составляющие B_{z1} и B_{z2} рассматривать совместно

шаровых опор напряжения изгиба, образуется под действием составляющих по осям X и Z:

$$A_{S\,\text{изг}} = \sqrt{A_{zS}^2 + A_{xS}^2}, \quad B_{S\,\text{изг}} = \sqrt{B_{zS}^2 + B_{xS}^2}.$$

Подробней этот вопрос рассмотрен в примере расчета, приведенном в следующем параграфе.

Если тормоза расположены внутри, у дифференциала, то сила B_{zB} значительно меньше. Как описано в [21, п. 4.9] и показано на рис. 1.87 и 1.90, для определения L_B в этом случае продольную силу следует рассматривать действующей на расстоянии $a_B = R_B \sin \delta_B$ ниже оси колеса. Таким образом, статическое распределение сил соответствует тому, что показано на этих рисунках. Единственными отличиями является то, что сила L_B действует в направлении, противоположном показанному на этих рисунках для силы L_A, а вместо расстояний a, b и d следует использовать a_B, b_B и d_B. Как и для случая, когда тормозной механизм расположен в колесе, значение должны быть определены составляющие сил в направлении осей X и Y в точках A и B.

Исходя из известных сил в шаровых опорах направляющего устройства, расположенных рядом с колесом, необходимо проверить силы, действующие в шарнирах рычагов (т. е. в точках C_1, C_3, D_1 и D_3), чтобы получить возможность судить как об их прочности, так и податливости. Чрезмерная эластичность может вызвать нежелательные изменения схождения колес и оказать влияние на управляемость автомобиля.

Если тормозной механизм расположен в колесе, то нижний рычаг подвержен значительной нагрузке со стороны силы B_{zB}, которую следует рассматривать совместно с составляющей B_{zB} (рис. 1.97). Как показано на рис. 1.76 и 1.95, определенные в начале расчета составляющие в направлении осей X и Y для продолжения расчета следует разложить на связанные с рычагом направления U и V. Определение нагрузок D_1 и D_3 в опорах нижнего рычага, расположенного на виде сбоку под углом, показано на рис. 1.80 и 1.81. Определение нагрузки на опоры C_1 и C_3 верхнего рычага приведено на рис. 1.93. Однако этот рычаг на виде сбоку будет расположен горизонтально.

1.6.8. Пример расчета (случай 5)

Пример расчета представляет собой продолжение п. 1.6.3 и 1.6.6. Поскольку автомобиль иновь рассматривается в нормальном положении, можно воспользоваться уже имеющимися цифровыми данными и, кроме того, уже рассчитанными параметрами, приведенными в п. 1.6.3: верхнее значение вертикальной силы $N_{zB} = 3800$ Н; длина плеч: $a = 76{,}5$ мм, $a - b = 26{,}4$ мм, $e = 7{,}4$ мм и $f = 13{,}8$ мм.

Установленные на автомобиле радиальные шины с брекерным поясом имеют радиусы: $r_B = 275$ мм и $r_{\text{ст}} = 258$ мм. Разница между радиусами составляет $\Delta r = 17$ мм. Для получения d_4 эту разницу следует вычесть из входящей ранее в расчетное уравнение величины $d = 179$ мм:

$$d_4 = d - \Delta r = 162 \text{ мм}.$$

Составленное в соответствии с рис. 1.90 (без S_4) уравнение моментов относительно точки A позволяет через зависимость $B_{yB} = B_{zB} \operatorname{tg} \beta$ определить силу B_{yB}. В связи с тем, что мы не принимаем во внимание боковую силу, эта сила равна A_{zB}:

$$B_{yB} = N'_{zB} a / [c - (a - b) \operatorname{tg} \beta] = 3800 \cdot 76{,}5 / (215 - 26{,}4 \cdot 0{,}14) =$$

$$= A_{zB} = 13\,800 \text{ Н};$$

$$B_{yB} = 13\,800 \cdot 0{,}14 = 19 \text{ Н};$$

$$A_{yB} = N'_{zB} + B_{yB} = 3990 \text{ Н}.$$

Таблица 1.5

Нагрузка	Сила, Н, в шарнирах		
	A	B	
Длительного действия	С 4270	П 2290	Р +470 −140	П 4250
Случай 2	С 5730	П 2980	С 1010	П 4070
Случай 5	С 3990	П 3080	Р 190	П 6650

Используя имеющиеся величины B_{zs} и $L_B = 1{,}25N_k =$ = 3750 Н, проводим расчет сил в направлении оси Z (см. рис. 1.96). Неизвестная длина плеча, на котором действует тормозная сила,

$$a_B = R_k \cos\delta_B \sin\delta_B = 3{,}4 \text{ мм};$$

$$B_{zs} = [L_B(c + d_b + a_B) - N_k e' + B_{yz} l]/c = [375(215 + 162 + 3{,}4) - 380 \cdot 7{,}6 + 19 \cdot 13{,}8]/215 = 6500 \text{ Н};$$

$$A_{zs} = B_{zs} - L_B = 6500 - 3750 = 2750 \text{ Н}.$$

Верхний рычаг A, воспринимающий нагрузку от пружины, при торможении нагружается следующими силами:

поперечная сила $A_{ys\,cum} = \sqrt{A_{ys}^2 + A_{zs}^2} = \sqrt{1380^2 + 2750^2} =$ = 3080 Н;

сила сжатия $A_{yb} = 3990$ Н.

Силы в нижнем направляющем рычаге: $B_{ys\,cum} = \sqrt{B_{ys}^2 + B_{zs}^2} =$ $= \sqrt{1380^2 + 6500^2} = 6650$ Н.

растягивающая сила $B_{yb} = 190$ Н.

В табл. 1.5 обобщены силы, возникающие в шаровых шарнирах верхнего A и нижнего B рычагов при различных видах нагружения (П — поперечная сила; Р — растяжение; С — сжатие). В расчетном случае 5 (торможение) предполагается, что боковая сила отсутствует, поэтому в шарнире A присутствует небольшая сила сжатия, а в шарнире B — небольшая сила растяжения. Нижний рычаг в случае 2 (железнодорожный переезд) имеет другой угол наклона, следствием которого является меньшая сила B.

1.6.9. Влияние сил, действующих в рулевых тягах

Если автомобиль имеет продольный наклон оси поворота колеса, то при равномерном прямолинейном движении вертикальные и боковые силы вызывают соответствующие реакции в поперечной рулевой тяге, что хорошо видно на рис. 4.8/2, 4.8/3, 4.11/17—4.11/20 [21] и подробно описано в п. 8.2.1 [22]. Продольные силы, независимо от того, вызываются они сопротивлением качению W_R или силой тяги L_A, передаются с учетом длины плеча R_k (см. рис. 1.87) также на рулевую тягу. На рис. 1.96 показаны все моменты, которые могут иметь место при переднем приводе и которые создают в поперечной рулевой тяге силы, направленные перпендикулярно к оси шворня:

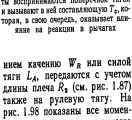
$$T_y = (N_z \cos\delta_b \sin e R_k + L_{A1} R_k + S_L \cos\delta_B \operatorname{tg} e)/r.$$

Сила T_y будет тем меньше, чем больше длина рычага рулевой трапеции r [22, п. 8.3]. Она также уменьшается с уменьшением продольного угла наклона в оси поворота колеса и при уменьшении величин R_k и R_F.

На рис. 1.98 приведен редкий случай, когда все силы, действующие в пятне контакта колеса с дорогой, создают одинаково направленные моменты. При этом боковая сила S_L действует знакопеременно и вполне может иметь противоположное направление. Если ведущими являются задние колеса, то сила сопротивления качению $W_R = f_R N_k$ направлена назад и также создает момент, направленный в противоположную сторону.

Это краткое рассмотрение показывает, что сумма моментов относительно оси поворота колеса постоянно меняется и часто равна нулю. Измерения, кроме того, показали, что силы, действующие в поперечной рулевой тяге при равномерном прямолинейном движении по дорожному покрытию, используемому при расчетах на выносливость, относительно невелики. Таким образом, по этим двум причинам ими можно пренебречь, чтобы получить более простые уравнения. При расчете на прочность при кратковременных нагрузках картина несколько иная. При резкой манере езды в контакте колес с дорогой возникают значительно большие силы и при относительно больших R_k, R_F и a_B' моменты могут быть значительными, а силы в поперечной тяге могут превышать 3000 Н. Величина сил вновь зависит от длины рычага рулевой трапеции r и, кроме того, от угла, образуемого поперечной рулевой тягой в рассматриваемом положении. На рис. 1.99 показано крайнее верхнее положение подвески со всеми действующими силами, для которого в предыдущих разделах выполнен расчет. Эти силы частично разложены на составляющие

Рис. 1.98. Моменты относительно оси поворота колеса, созданные вертикальной, боковой и продольной силами, могут суммироваться. Все моменты воспринимаются поперечной тягой и вызывают в ней составляющую T_y, которая, в свою очередь, оказывает влияние на реакции в рычагах



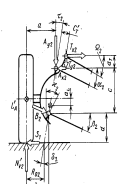


Рис. 1.99. Подвеска (вид сзади) в крайнем верхнем положении. Указаны силы, создаваемые поперечной тягой рулевой трапеции. Пружина опирается на верхний рычаг

Рис. 1.100. Виды подвески сбоку (*а*) и сверху (*б*), представленной на рис. 1.99 в крайнем верхнем положении. Все силы, включая силу в рулевой тяге T_3, нанесены и разложены на составляющие в направлении осей *X* и *Z*:

а — вид сбоку; *б* — вид сверху; *1* — рулевая тяга

вдоль осей *X* и *Y*. На рис. 1.100 приведены виды подвески сверху и сбоку. По этим рисункам можно оценить дополнительные усилия, которые возникают в том случае, когда поперечная рулевая тяга имеет пространственный наклон. Проверка, проведенная с использованием данных из приведенного выше примера расчета, показала изменения сил в точках *A* и *B* в пределах 2 % в сочетании с высокой вероятностью ошибки. Величина этих изменений зависит от расположения поперечной тяги по высоте. Если тяга расположена относительно низко, то она в основном оказывает влияние на силы, действующие в нижнем шарнире *B*. Если же тяга смещена вверх (как показано на рис. 1.90), то возрастет ее влияние на верхний шарнир *A*.

1.7. СИЛЫ В ПОДВЕСКЕ «МАКФЕРСОН»

1.7.1. Определение статических нагрузок в пружине и шарнирах

Колесо *1*, поворотная цапфа *2* колеса, наружная труба *3* амортизатора и шток *4* поршня (рис. 1.101) при анализе статического равновесия образуют единое целое по отношению к точке *A* крепления на брызговике и нижнему рычагу, закрепленному в точке *B*. На рис. 1.102 показана освобожденная система, в которой опоры заменены реакциями, разложенными в направлении осей *X* и *Y*. В качестве оси *Y* выбрана ось амортизатора, а ось *X* перпендикулярна к ней, т. е. система координат повернута на угол δ_0 поперечного наклона оси поворота колеса (см. [21], п. 4.1). Уравнение моментов относительно точки *B* с учетом нагрузки N_c на колесо и обозначения расстояний, приведенных на рис. 1.101, имеет вид

$$A_z(c+o) = N_c'b = N_c'b/(c+o),$$

при этом $b = R_0 + d\,\mathrm{tg}\,\delta_0$ и $N_c' = N_c - (U_c/2)$,

т. е. статическая нагрузка на переднее колесо за вычетом половины веса неподрессоренных частей.

Уравнение показывает, что чем меньше плечо обкатки и чем выше в вадиолевой вилке может быть расположена точка *A* (величина $c+o$), тем меньше будет сила A_z, нагружающая на изгиб шток амортизатора. Что касается других условий, то, поскольку сумма всех сил в направлении оси *Y* равна нулю, статическая нагрузка на пружину

$$A_y = N_y + B_y = F,$$

где $N_y = N_c \cos\delta_0$, $B_y = B_z\,\mathrm{tg}\,(\beta+\delta_0)$ (см. также уравнение $F = t_y N_c$ (2.1.32)).

Принимая $\sum F_x = 0$, определяем неизвестную пока силу

$$B_x = A_x + N_x,$$

где $N_x = N_c' \sin\delta_0$.

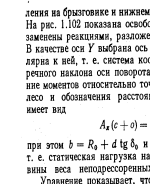


Рис. 1.101. Силы, действующие в подвеске Макферсон на неподвижном автомобиле. Указаны необходимые для расчетов расстояния и углы

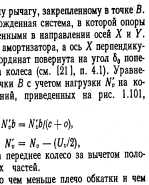


Рис. 1.102. Силы, действующие в подвеске «Макферсон», следует разложить на составляющие по осям *X* и *Y*, которые повернуты на угол наклона оси поворота колеса δ_0

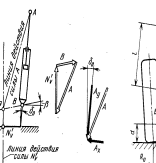


Рис. 1.103. Графическое определение силы A, действующей в верхней точке A крепления стойки на крыле автомобиля, с учетом направления действия вертикальной силы N_1' и усилия в рычаге. Последнее действует в направлении линии, проходящей через центры шарниров B и D

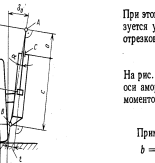


Рис. 1.104. Для уменьшения плеча R_d обкатки можно сместить нижний шарнир B от оси амортизатора к колесу на величину t. При этом между осью поворота колеса AB и осью амортизатора A образуется угол α

В соответствии с правой частью рис. 1.102 изгибающий момент в штоке амортизатора

$$M_A = A_z o.$$

Сила в направляющей втулке штока амортизаторной стойки

$$C_x = A_z l/(l - o).$$

Сила, действующая на поршень,

$$K_x = C_x - A_x.$$

Чем короче отрезок o, тем меньшим будут C_x и K_x и соответственно меньшим будет трение в направляющей втулке и на поршне. Как описано в п. 2.2, на основе замеров характеристик упругости подвески с петлей гистерезиса сила трения, в данном случае равная $C_x\mu_1 + K_x\mu_2$, является одной из демпфирующих сил и способствует повышению жесткости подвески.

Графическое определение сил часто является более простым, чем расчетное. Как показано на рис. 1.103, справа, используя известное направление действия силы N_2' и силы, создаваемой рычагом BD, можно получить силу A и разложить ее на составляющие в направлении оси амортизатора и перпендикулярно к ней, чтобы таким образом определить реакцию опоры и силу, действующую на пружину.

В соответствии с описанием, приведенным в п. 3.5 [21], и согласно рис. 4.4/12 [21] с целью уменьшения плеча обкатки R_d на переднеприводных автомобилях шаровую опору B часто смещают от оси амортизатора к колесу на величину t (рис. 1.104).

При этом между осью поворота колеса и осью амортизатора образуется угол α, который можно выразить через известные длины отрезков:

$$\operatorname{tg}\alpha = t/(c + o).$$

На рис. 1.105 показано разложение сил N_1, B и A в направлении оси амортизатора, т. е. развернутых на угол $\delta_0 - \alpha$. Уравнение моментов (в данном случае относительно точки A) имеет вид

$$N_1'b + B_y t - B_x(c + o) = 0.$$

Применяя

$$b = R_d + d\operatorname{tg}\delta_0 + t\cos(\delta_0 - \alpha) + (c + o)\cdot\sin(\delta_0 - \alpha);$$

$$B_y = B_z\operatorname{tg}(\beta + \delta_0 - \alpha),$$

можно рассчитать B_z. Нагрузку на колесо $N_z' = N_z - (U_z/2)$ затем разлагаем на составляющие $N_x = N_z'\sin(\delta_0 - \alpha)$ и $N_y = N_z'\cos(\delta_0 - \alpha)$ для определения силы сжатия пружины A_z и нагрузки A_x в шарнире Cм. также уравнение (2.1.24)]. Как указывалось выше, сила A_z при нагрузке на колесо, соответствующей двум человекам в салоне автомобиля, должна быть по возможности малой и, если это конструктивно возможно, то даже равной нулю. Как приведено в подписи к рис. 1.106, условие $A_x = 0$ (а следовательно, и $C_x = 0$ и $K_x = 0$) выполняется в случае, если пружина смещена к колесу или наклонена так, что продолжение ее оси попадает в точку M пересечения линий действия сил N_1' и B. При выполнении этого условия силы B и F легко рассчитываются. Как показывает приведенная на рисунке справа схема, известны все углы силового треугольника, который следует построить. Расчет производим по формулам для силы сжатия пружины

$$F = A_y = N_z'\cos\beta/\cos(\beta + \delta_0 - \alpha)$$

и для силы, действующей на рычаг,

$$B = N_z'\sin(\delta_0 - \alpha)/\cos(\beta + \delta_0 - \alpha).$$

Отрезок s, на который следует сместить пружину в сторону колеса, следует определять по чертежу. При

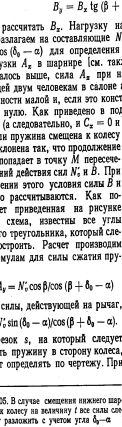


Рис. 1.105. В случае смещения нижнего шарнира B к колесу на величину t все силы следует разложить с учетом угла $\delta_0 - \alpha$

отсутствии чертежа величина s может быть определена расчетным путем, для чего используют специально подготовленный эскиз (рис. 1.107):

$$s = t + (R_0 + d \operatorname{tg} \delta_0) \cos(\beta + \delta_0 - \alpha)/\cos \beta.$$

Если величины t и R_0 выдерживаются небольшими, то и необходимое смещение пружины может быть выполнено в ограниченных пределах.

В некоторых легковых автомобилях в качестве упругого элемента используют торсионы [21, рис. 3.5/9 и 3.5/10]. Тогда силы упругости должны восприниматься нижним рычагом, при этом статические нагрузки и система уравнений соответствуют рис. 1.70 и 1.75. Единственным отличием является то, что сила A_x теперь должна быть приложена к верхней опоре перпендикулярно к оси амортизатора. Таким образом, угол отклонения линии действия силы от горизонтали равен уже не α, а δ_0 или $\delta_0 - \alpha$. На рис. 1.108 приведено направление силы A_x и графическое определение и последующее разложение силы B для определения момента, который воспринимает торсион,

$$M_p = B_x g.$$

Момент M_p необходим для расчета торсиона (см. п. 2.4.6).

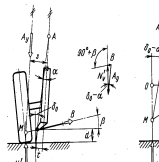


Рис. 1.106. Силу A_x, направленную перпендикулярно к штоку ворошя и создающую в нем напряжения изгиба, можно устранить. Для этого пружину, которая на рисунке представлена силой, действующей вдоль ее оси, следует сместить в сторону колеса на величину s, чтобы линия ее действия прошла через точку M пересечения линий действия сил N_y' и B

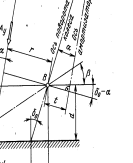


Рис. 1.107. Схема для расчета величины смещения пружины s, чтобы ее линия действия прошла через точку M:

$$r + t = s = (R_0 + d \operatorname{tg} \delta_0) \cos(\beta + \alpha_0 - \alpha)/\cos(\beta + \delta_0 - \alpha);$$

$$\overline{BM} = \overline{BO} \cdot 1/\cos \beta;$$

$$\overline{BO} = R_0 + d \operatorname{tg} \delta_0 \quad /$$

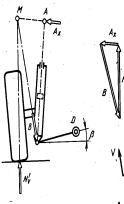


Рис. 1.108. Схема для расчета сил A_x и B при использовании в качестве упругого элемента торсиона, закрепленного в точке D

1.7.2. Длительно действующие нагрузки

На рис. 1.109 приведена схема подвески и силовые треугольники для графического определения верхних значений сил в шаровой опоре B и точке A крепления стойки по результирующей силе $R_{\text{кон}}$, полученной с использованием

$$N_x' = k_1 N_x - U_x/2; \qquad S_1 = p_{\text{ст}} N_y.$$

На рис. 1.110 приведена аналогичная схема для определения нижних значений сил. Результирующую $R_{\text{кон}}$ получим с помощью $N_x = N_x - U_x/2$. Для построения силовых треугольников рекомендуется масштаб 1 см ≙ 200 Н. Для определения расстояний рекомендуется использовать чертеж общего вида, на котором передний мост изображен в масштабе 1 : 1 или в крайнем случае с уменьшением 1 : 2,5. На обоих рисунках показан наиболее сложный случай, когда шаровой шарнир смещен на расстояние l и, кроме того, ось пружи-

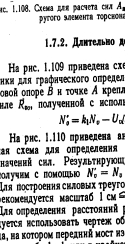


Рис. 1.109. Графическое определение верхних значений сил длительного действия. Следует построить равнодействующую $R_{\text{кон}}$ сил N_x' и S_1. При этом будут учтены смещение шаровой опоры на величину l и пружина на величину s

ны смещена от оси амортизатора на расстояние s. Чтобы получить направление сил A_x и A_{ay}, следует реакцию A_x шарнира перенести, совместив ее силой A_{ay} в точку A' соединить с M. Если нет возможности определить по чертежу необходимые для графического решения величины отрезков и углов, то неизвестные силы B_y и A_{ox} следует определить расчетным путем. На рис. 1.111 приведена необходимая для этого схема с указанием сил, специально разложенных на составляющие в направлении осей X и Y (т. е. повернутые на угол $\delta_0 - \alpha$). Условия равновесия:

$$\sum F_x = 0, \qquad -N_{ox} - S_{1x} + B_{ox} - A_{ox} = 0;$$

$$\sum F_y = 0, \qquad +N_{oy} - S_{1y} + B_{oy} - A_{oy} = 0.$$

Проще всего составить уравнение моментов относительно точки A'. В качестве неизвестных в этом случае появятся составляющие B_{ox} и B_{oy}. Используя вспомогательное уравнение $B_{oy} = B_{ox}\,\mathrm{tg}\,\xi$, находим решение. В этом случае сложно определить размеры отрез-

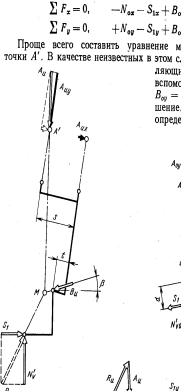
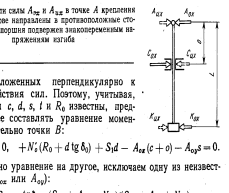


Рис. 1.110. Графическое определение неизвестных значений сил длительного действия с помощью разводействующей R_{ox}

Рис. 1.111. Для расчета верхних значений сил длительного действия в точках A и B необходимо разложить силы в направлении осей X и Y, повернутых на угол $\delta_0 - \alpha$:

$$\delta = \beta + \Omega - \alpha$$

Рис. 1.112. Если силы A_{ox} и A_{az} в точке A крепления стойки на кузове направлены в противоположные стороны, то шток воспринимает знакопеременные напряжения изгиба



ков, расположенных перпендикулярно к линиям действия сил. Поэтому, учитывая, что размеры c, d, s, l и R_0 известны, предпочтительнее составлять уравнение моментов относительно точки B:

$$\sum M_{mB} = 0, \quad +N_x(R_0 + d\,\mathrm{tg}\,\delta_0) + S_1 d - A_{ox}(c+o) - A_{oy} s = 0.$$

Деля одно уравнение на другое, исключаем одну из неизвестных сил (A_{ox} или A_{oy}):

$$B_{oz}/B_{oy} = \mathrm{tg}\,\xi = (S_{1y} + A_{oy} - N_{oy})/(S_{1x} - A_{ox} + N_{ox});$$

$$A_{oy} = A_{ox}\,\mathrm{tg}\,\xi + S_{1x}\,\mathrm{tg}\,\xi - S_{1y} + N_{ox}\,\mathrm{tg}\,\xi + N_{oy},$$

где $S_{1x} = S_1 \cos(\delta_0 - \alpha)$; $\quad S_{1y} = S_1 \sin(\delta_0 - \alpha)$; $\quad N_{ox} = N_x \sin(\delta_0 - \alpha)$ и $N_{oy} = N_x \cos(\delta_0 - \alpha)$.

Аналогично выполняем расчет B_z и A_{az}. Следует, однако, учитывать, что поскольку мы осуществляем подстановку одного из трех уравнений в другое, все силы должны быть внесены с учетом их действительного направления действия. Используя известные теперь силы A_{oz} и A_{az}, можно рассчитать длительно действующий на штоке амортизатора изгибающий момент. Если обе силы имеют одинаковое направление, то имеет место знакопостоянная нагрузка и расчет следует проводить, используя только A_{az}, т. е.

$$M_A = A_{az} o.$$

В приведенном примере силы B_z и B_y, а также A_{oz} и A_{az} направлены в противоположные стороны (рис. 1.112), т. е. нижняя шаровая опора и шток амортизатора подвержены знакопеременным нагрузкам. Чтобы определить напряжения изгиба, следует преобразовать максимальное и минимальное значения силы, а также преобразовать в знакопеременную нагрузку, которая после умножения длины отрезка на o даст изгибающий момент (см. п. 1.3.4)

$$M_{Az} = (0{,}58 A_{oz} + 0{,}42 A_{az})\,o.$$

Так как сила A_{az} имеет противоположное по сравнению с силой A_{oz} направление, перед A_{az}, т. е. перед коэффициентом 0,42, ставится знак минус.

В завершение следует убедиться, что имеющиеся напряжения не превышают допустимых (см. п. 1.3.1):

$$\sigma_{kp} = M_{kA}/W_k < \sigma_b = 0{,}6\sigma_{ob} b_1 b_2 b_3 (\beta_{kN})\sigma_1.$$

Коэффициент $\beta_{уд}$, связанный с концентрацией напряжения вследствие напрессовки ступицы на вал, исключен. Коэффициент 0,6 справедлив для поверхностного упрочнения и вводится при использовании твердого хромирования штока амортизатора, чтобы обеспечить его герметичность в течение более длительного периода времени (см. табл. 1.1).

Аналогичным образом определяем силу B, длительно действующую в нижней шаровой опоре и имеющую пульсирующий или знакопеременный характер. На основе полученных результатов определяем размеры шарнирных соединений. Становится возможным расчет нижнего рычага и шарниров D_1 и D_3, которыми он соединяется с кузовом.

Если рассматриваемый автомобиль имеет продольный наклон оси поворота колеса или в случае переднеприводного автомобиля, в направляющем устройстве подвески возникают дополнительные силы, действующие в продольном направлении. В соответствии с п. 1.6.2 и рис. 1.87 и 1.90, следует действующую в пятне контакта катящегося колеса силу тяги L_{A1} вначале перенести в центр колеса, а затем на ось поворота колеса перпендикулярно к последней. Это необходимо для расчета составляющих сил в направлении оси Z в точках A и B. Таким образом, сила тяги, обозначаемая L_{A1}, оказывается смещенной от центра колеса вниз на величину

$$a_L = R_k \sin \delta_n,$$

где R_k – см. п. 1.6.2 и [21, п. 4.9].

Дополнительно следует перенести боковую силу S_1, которую следует рассматривать действующей на ось поворота колеса над дорогой на высоте (рис. 1.113)

$$n_s = n'_s \sin \varepsilon = r_д \sin^2 \varepsilon.$$

где n'_s см. [21, рис. 4.8/3].

Вертикальные составляющие сил, которые необходимы для определения B_{yo}, можно получить, используя приведенный на рисунке вид сзади, по зависимости $B_{zo} = B_{yo}\,\mathrm{ctg}\,\beta$ и с помощью уравнения моментов относительно точки A:

$$B_{yo} = \frac{N'_{co}\,[R_0 + d\,\mathrm{tg}\,\delta_0 + (c+o)\sin\delta_0] + S_1\,[(d-n_s) + (c+o)\cos\delta_0]}{(c+o)\,\mathrm{ctg}\,\beta\cos\delta_0 - \sin\delta_0}.$$

Направление действия силы A_{zo}, приведенной на виде сбоку, не очевидно. Поэтому, составляя уравнение моментов относительно точки A, вначале определяем

$$B_{zo} = \frac{B_{yo}f + L_{A1}\,[(c+o)\cos\delta_0 + d - (r_д - a_L)] + N'_{co}e}{(c+o)\cos\delta_0},$$

где $e = l(c+o)\cos\delta_0 + d\,\mathrm{tg}\,\varepsilon;$

$$f = (c+o)\cos\delta_0\,\mathrm{tg}\,\varepsilon.$$

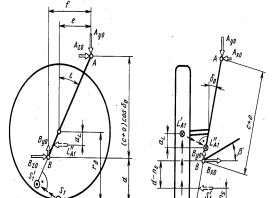


Рис. 1.113. Виды подвески сбоку (*а*) и сзади (*б*), необходимые для определения сил, действующих в направлении оси Z. Эти силы имеют место в тех случаях, когда стойка на виде сбоку наклонена на угол ε для обеспечения продольного наклона оси поворота или когда необходимо учитывать силу тяги L_A (или, как показано на рисунке, когда действуют оба факторы). Боковую силу S_1 следует считать действующей на расстоянии $n_s = r_д \sin^2 \varepsilon$ над поверхностью дороги

В точке A действуют взаимно перпендикулярные силы (рис. 1.114):

$$A_{zz} = B_{zo} - S_1; \quad A_{yo} = B_{yo} + N'_c; \quad A_{xo} = L_{A1} - B_{xo}.$$

Если нижняя шаровая опора на виде сзади (см. рис. 1.104) или на виде сбоку (см. [21], рис. 4.11/28) смещена с оси амортизатора, то эти силы следует разложить на составляющие в направлении линии, соединяющей точки A и B, и перпендикулярно к ней, т. е. в трех направлениях, определяемых осью амортизатора.

Вертикальную силу A_{yo} поэтому следует рассматривать отдельно и с учетом пространственного угла ε, разложить на составляющие в направлении осей U и V (рис. 1.115). С учетом

$$\mathrm{tg}\,\varphi = \sqrt{\mathrm{tg}^2\,\delta_0 + \mathrm{tg}^2\,\varepsilon},$$

получаем

$$A_{yu} = A_{yo}\sin\varphi; \qquad A_{yv} = A_{yo}\cos\varphi.$$

Силы A_{zo} и A_{zz} следует сложить и, учитывая угол ε и вид сверху схемы сил, приведенной на рис. 1.114, разложить на со-

ставляющие в направлении сил S и T. Поскольку $\operatorname{tg} x = \operatorname{tg} \delta_0 / \operatorname{tg} \varepsilon$, в соответствии с рис. 1.116 получаем

$$A_{zx} = A_{z0} \sin x; \qquad A_{zt} = A_{z0} \cos x;$$

$$A_{tx} = A_{t0} \cos x; \qquad A_{tt} = A_{t0} \sin x,$$

откуда $A_s = A_{zx} - A_{tx}$ и $A_t = A_{zt} + A_{tt}$. Силу A_s следует далее разложить на составляющие в направлениях U и V (рис. 1.117):

$$A_{su} = A_s \cos v; \qquad A_{sv} = A_s \sin v.$$

Силы A_{su} и A_{sv} совместно определяют нагрузку на пружину

$$F_1 = A_{sv} - A_{su}.$$

Вторая составляющая A_{tx}, также перпендикулярная к прямой AB, как и A_{zx}, приложена к штоку поршня. Чтобы иметь возможность определить напряжения изгиба, на основе этих двух сил с учетом силы A_t, действующей под углом 90° к ним, следует найти поперечную составляющую

$$A_{tsnr} = \sqrt{(A_{tx} + A_{sx})^2 + A_t^2}.$$

Все три силы, стоящие под знаком корня, определяем на основе максимальных значений сил. Как изложено в п. 1.6.2, следует дополнительно провести расчет с использованием нижних значений сил. Целью этого этапа является определение характера нагрузки (знакопеременный или знакопостоянный), а также создание предпосылок для сложения всех сил, действующих в одной точке (см. рис. 1.89).

Рис. 1.114. При наличии продольного смещения, наклона оси поворота колеса или силы тяги в верхней точке A крепления стойки будут иметь место три взаимно перпендикулярные составляющие A_{zx}, A_{tx}, и A_{t0}

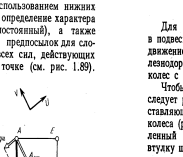


Рис. 1.115. Силу A_{s0} следует разложить с учетом пространственного угла v на составляющие, направленные вдоль оси поворота колеса AB и перпендикулярно к ней

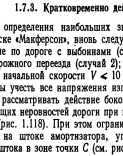


Рис. 1.116. Взаимно перпендикулярные силы $A_{z0} = A_{t0}$ следует сложить, а результирующую разложить на составляющие в направлении осей S и T, связанных с отрезком AE и повернутых относительно осей X и Y на угол x

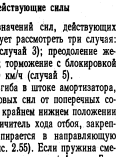


Рис. 1.117. Силу A_s следует вновь разложить на составляющие, направленные параллельно оси AB поворота колеса и перпендикулярно к ней

1.7.3. Кратковременно действующие силы

Для определения наибольших значений сил, действующих в подвеске «Макферсон», вновь следует рассмотреть три случая: движение по дороге с выбоинами (случай 3); преодоление железнодорожного переезда (случай 2); торможение с блокировкой колес с начальной скоростью $V \leq 10$ км/ч (случай 5).

Чтобы учесть все напряжения изгиба в штоке амортизатора, следует рассматривать действие боковых сил от поперечных составляющих неровностей дороги при крайнем нижнем положении колеса (рис. 1.118). При этом ограничитель хода отбоя, закрепленный на штоке амортизатора, упирается в направляющую втулку штока в зоне точки C (см. рис. 2.55). Если пружина смещена к колесу, то при этом возникает пара сил $+A_y$ и $-F_{min}$, создающая дополнительный изгибающий момент. Однако эти силы не равны, что легко заметить при рассмотрении только корпуса амортизатора с колесом (но без штока поршня) и учете условия $\sum F_y = 0$:

$$F_{min} = A_y + B_y + S_{1y}.$$

Минимальную силу сжатия пружины F_{min} получаем вычитанием из силы упругости пружины в среднем (номинальном) положении $F_0 = i_p N_c$ величины изменения этой силы при ходе отбоя (см. п. 2.2), т. е.

$$F_{min} = F_0 - f_{SP} c_P = F_0 - i_p f_{SP},$$

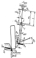


Рис. 1.118. В крайнем нижнем положении колеса ограничитель хода отбоя, установленный на штоке амортизатора, упирается в направляющую C. Если пружина смещена наружу к колесу, то при этом возникает дополнительный момент, который усиливает момент, создаваемый боковой силой S_1:
1 — ограничитель хода отбоя

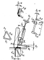


Рис. 1.119. Графическое определение сил, возникающих при преодолении железнодорожного переезда в подвеске, которая показана в крайнем верхнем положении. При смещении пружины на величину S силу A_1 следует рассматривать смещенной влево на эту же величину

где f_1 — возможная длина хода отбоя колеса; c_{1h} — жесткость пружины, приведенная к колесу; i_p и i_2 — передаточные отношения, которые подробнее рассмотрены в п. 2.1.7 [см. уравнения (2.1.31)—(2.1.38)].

Изгибающий момент M_{84} с учетом

$$o_3 = o + f_1 i_s = o + f_1 \cos \delta_3$$

и в случае закрепления на штоке амортизатора верхней опорной чашки пружины

$$M_{84} = A_2 o_3 + A_F s.$$

Поверочный расчет, однако, показывает, что несмотря на то, что сила A_2 теперь действует на большем плече o_3, изгибающий момент M_{84} остается меньшим по величине, чем моменты при трех обычно применяемых условиях.

При расчете сил A_{x3}, A_{y3} и B_3 для случая нагружения 3 подвеска находится в нормальном среднем положении. Решение соответствует приведенному на рис. 1.109 и 1.111 с единственным исключением: вместо $S_1 = \mu_{F1} N_1$ следует использовать $S_3 = \mu_{F3} N_3$. Кроме того, для переднеприводных автомобилей вместо M_{81} используем M_{83}. Более подробно этот вопрос изложен в п. 1.6.3 и 1.6.5.

При случае нагружения 2 ось (колесо) должна рассматриваться смещенной на заданную длину хода f_1 в крайнее верхнее положение. Это положение приведено на рис. 1.40 и 1.91 для подвески на двух поперечных рычагах. Используя действующие в пятне контакта силы $N_{12} = N_{12} - (U_3/2)$ и $S_1 = \mu_{F1} N_1$ и учитывая изменившиеся углы β_2 и δ_2, а также плечо обкатки R_{s2}, определяем графически (рис. 1.119) или расчетным путем силы B_2, A_{x2} и A_{y2}. Как показано на рис. 2.53, 2.54 и в [21], на рис. 3.5/8, ограничитель хода сжатия устанавливается на штоке или на наружной трубе амортизатора. В этом случае отпадает необходимость в разложении максимальной силы N_{12} на силу пружины N_F и силу ограничителя хода N_Z. Если в качестве упругого элемента используется торсион [21, рис. 3.5/9 и 3.5/10], то нижним рычагом воспринимается упругий момент, действующий на торсион, а трубой амортизатора — нагрузка от ограничителя хода. В этом случае силы N_F и N_Z следует рассматривать раздельно. При ходе сжатия подвески обычно существующее расстояние o (между направляющей C и точкой A в крыле) уменьшается до $o_2 = o - f_1 \cos \delta_2$. Поэтому, несмотря на то, что действующие силы увеличиваются, изгибающий момент $M_{82} = A_{x2} o_2$ не превышает моменты, создаваемые длительно действующими силами.

При торможении с малых скоростей (случай нагружения 5) и тормозе, расположенном в колесе, нагрузка на шток амортизатора приблизительно равна нагрузке, возникающей в расчетном случае нагружения 3. Как описано в [21, 4.9 и п. 1.6.7], тормозная сила $L_B = \mu_L N_B = 1{,}25 N_B$ при положительном плече обкатки должна рассматриваться как сила, действующая ниже поверхности дороги на расстоянии $a_B = R_s \cos \delta \sin \delta$ (рис. 1.120). При отрицательном плече обкатки сила L_B' действует на том же расстоянии над поверхностью дороги. Изгибающий момент M_{85}, возникающий в штоке амортизатора в сечении C, создается результирующей сил A_{x5} и A_{y5}. Для расчета последней следует вы-

Рис. 1.120. Тормозную силу L_B при положительном плече обкатки следует рассматривать как действующую на расстоянии a_B под поверхностью дороги, а при отрицательном плече обкатки — на том же расстоянии над ней. Чем выше в крыле расположена точка A крепления стойки, тем меньше будут обе реакции A_x и B_x

пользовать максимальное значение вертикальной силы $N_{\text{зв}}$. В результате получаем

$$A_{\text{зв}} = L_{\text{в}}\,(d + R_0 \cos\delta_{\text{в}} \sin\delta_{\text{в}})/((c + o)\cos\delta_{\text{в}});$$

$$A_{\text{зв}} = N'_{\text{зв}}(R_0 + d\,\text{tg}\,\delta_{\text{в}})/(c + o);$$

$$M_{\text{зв}} = \sqrt{A_{\text{зв}}^2 + A_{\text{зв}}^2}\,o.$$

При расположении тормоза у главной передачи величина силы $A_{\text{зв}}$ остается неизменной. В случае отсутствия продольного наклона или выноса оси поворота колеса следует обратиться к рис. 1.113 для определения

$$A_{\text{зв}} = L_{\text{в}}(r_{\text{в}} - a_{\text{в}} - d)/(c + o)\cos\delta_{\text{в}}.$$

На рис. 1.113 приведена противоположно направленная сила тяги $L_{\text{зв}}$, которую следует смещать аналогичным образом, и дополнительно показанная на виде сбоку под углом ось поворота колеса, которая необходима для расчета ее продольного наклона или носа. При наличии продольного наклона или носа оси поворота колеса методика расчета (с учетом другого направления действия силы $L_{\text{в}}$) соответствует методике, приведенной на рис. 1.114 и 1.115. Однако для расчета $A_{\text{зв}}$ потребуется составить новое уравнение моментов.

1.8. СИЛЫ В ОДНОРЫЧАЖНЫХ ПОДВЕСКАХ НА ПОПЕРЕЧНЫХ РЫЧАГАХ

В этом параграфе рассмотрено поведение однорычажной подвески на поперечных рычагах только на повороте и при торможении. Определение сил длительного и кратковременного действия осуществляется в соответствии с изложенным в п. 1.10. Сила сжатия пружины в статическом положении определяется с помощью уравнений (2.1.37) и (2.1.38).

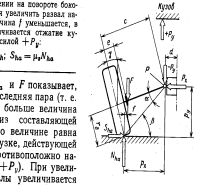
1.8.1. Движение на повороте

У модели «Фольксваген-1200/1300» (см. [21, рис. 3.8/2 и 3.8/4]) поперечный рычаг, который правильней было бы назвать диагональным, шарнирно закреплен в точке P у дифференцала, а вертикальная нагрузка от колеса передается на кузов через продольный рычаг. Закрепленный в этом рычаге торсион расположен горизонтально и поэтому воспринимает упругую силу только в вертикальном направлении. Эта сила F приведена на рис. 1.121.

Чем больше при движении автомобиля плоскость колеса наклоняется к поверхности дороги, тем больше линия действия силы F приближается к линии действия вертикальной силы $N_{\text{зв}}$. Рассмотрение двух пар противоположно направленных сил $S_{\text{зв}}$

Рис. 1.121. При движении на повороте боковая сила $S_{\text{зв}}$ стремится увеличить развал наружного колеса. Величина f уменьшается, в результате чего увеличивается отжатие кузова вверх силой $+F_y$:

$$N_{\text{зв}} = N_{\text{в}} + \Delta N_{\text{в}};\ S_{\text{зв}} = \mu_y N_{\text{зв}}$$



и P_x, а также $N_{\text{зв}}$ и F показывает, что чем меньше последняя пара (т. е. расстояние f), тем больше величина направленной вниз составляющей $-P_y$. Эта сила по величине равна вертикальной нагрузке, действующей на кузов (через противоположно направленную силу $+P_y$). При увеличении боковой силы увеличивается положительный угол развала колес. При недостаточном давлении в шинах и крене автомобиля существует опасность касания поверхности дороги краем диска колеса. Силы, показанные на рис. 1.121, легко рассчитать:

$$\sum F_x = 0, \qquad P_x = S_{\text{зв}};$$

$$\sum F_y = 0, \qquad P_y = N_{\text{зв}} - F.$$

Силу упругости F определяем с помощью уравнения моментов относительно точки P. Расчет расстояний частично приведен на рис. 4.4/23 [21]:

$$F = (N_{\text{зв}}P_x - S_{\text{зв}}P_y)/(P_x - f),$$

где $P_y = c\sin\beta/\cos\alpha$ и $P_x = c\cos\beta/\cos\alpha$.

Оба угла

$$\text{tg}\,\alpha = r_{\text{в}}/c; \quad \beta = \alpha \pm \gamma.$$

Знак плюс ставится при положительном развале колес, а знак минус — при отрицательном.

Уравнение для определения отрезка f имеет вид

$$f = c\cos\gamma \pm r_{\text{в}}\sin\gamma,$$

где знак плюс ставится при отрицательном развале и знак минус — при положительном.

При опускании задней части кузова оба колеса получают отрицательный развал, что повышает способность шин к передаче боковых сил. Однако основным достоинством является увеличение расстояния f. Благодаря этому уменьшается составляющая $+P_y$, поднимающая кузов вверх. Она может даже изменить направление и опускать кузов вниз. Графическое решение позволяет видеть взаимосвязи еще четче. На рис. 1.122 показано, что при положительном развале точка O пересечения линий действия сил $R_{\text{в}}$ и F находится ниже оси. В результате сила P направлена

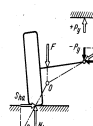


Рис. 1.122. Если точка O пересечения линий действия силы F пружины и результирующей R_k оказывается ниже оси колеса, то возникает сила $+P_y$, отжимающая кузов вверх

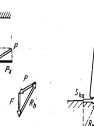


Рис. 1.123. При отрицательном развале точка O пересечения линий действия сил R_k и F может оказаться над осью колеса. В этом случае сила P_y имеет противоположное направление и подтягивает кузов вниз

под углом вниз. При отрицательном развале (рис. 1.123) точка O лежит над осью, составляющая P_y является положительной и силы, действующие на внешнее по отношению к центру поворота колесо, не стремятся повернуть его в направлении положительного развала».

Аналогичное достоинство обеспечивает также смещение пружины внутрь, к оси автомобиля. Эта мера была использована фирмой «Рено» на автомобилях моделей 8 и 10 (см. [21], рис., 3.8/3), теперь уже снятых с производства. На рис. 1.124 показан случай, когда, несмотря на положительный развал колес, точка O находится над осью и поэтому составляющая P_y направлена вверх. Используемая в качестве упругого элемента витовая пружина передает усилие перпендикулярно к месту ее крепления (к балке оси). Это направление показано на рис. 1.124 прямым углом между вектором силы F и осью колеса.

На рис. 1.125 показано статическое положение с необходимыми для расчетов отрезками, а также с одновременным разложением сил на составляющие в направлении X и Y. Процесс определения нагрузок лишь незначительно отличается от предложенного на рис. 1.121 для оси автомобиля «Фольксваген»:

$$F = (N_{1м}P_z - S_{1м}P_y)/(c - e);$$

$$P_x = S_{1м} + F; \qquad P_y = F_y - N_{1м},$$

где $F_z = \sin\gamma$; $F_y = F\cos\gamma$.

1.8.2. Трогание с места и торможение

Статический расчет отличается от динамического при действии в пятне контакта продольных сил. При трогании с места момент воспринимается под сжой двигателя, а приведенную к одному колесу силу тяги L_A при трогании с места (как показано на рис. 4.9/5 [21]) следует рассматривать приложенной в центре колеса как L_A. На рис. 1.126 приведены реакции, вызываемые силой L_A в задней подвеске автомобиля «Фольксваген»,

$$A_z = L_A c/(c - e); \qquad P_z = A_z - L_A.$$

В подвеске автомобиля «Фольксваген» сила P_z относительно невелика, тогда как в задней подвеске модели «Рено» (рис. 1.127) она $P_z = L_A$. Это объясняется тем, что продольные силы может

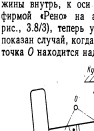


Рис. 1.124. На моделях «Рено-8/10» витовая пружина опирается приблизительно на середину балки качающихся полуосей. В этом случае точка O находится также над балкой и кузов на повороте подтягивается вниз

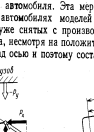


Рис. 1.125. Расстояния и углы, необходимые для расчета сил P_x и P_y. Силу пружины F, направленную перпендикулярно к балке полуоси, следует разложить на составляющую вдоль осей X и Y

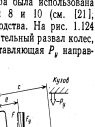


Рис. 1.126. При одноричажной подвеске с качающимися полуосями силу тяги L_A следует рассматривать как силу L_A', приложенную к центру колеса. На модели «Фольксваген-1200» эта сила вызывает реакцию: A_z в шарнире продольного рычага I и P_z в точке качания на картере главной передачи

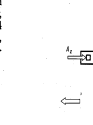


Рис. 1.127. В задней подвеске моделей «Рено-8/10» создаваемый силой тяги L_A момент воспринимается диагональной тягой I, в результате чего силы P_z и P_x в шарнире P увеличиваются

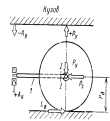
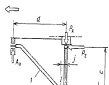


Рис. 1.128. При расположении тормозного механизма в колесе тормозной силу L_B следует рассматривать приложенной в пятне контакта колеса с дорогой. На модели «Рено-8/10» эта сила оказывает влияние на три силы — $-P_x$, P_z и P_y в шарнире P, а в опоре A — на составляющие A_z, в также $\pm A_y$. Воздействующие при этом на кузов вра сил —A_y и $+P_y$ не уменьшает, а увеличивает клевок автомобиля при торможении. При этом дополнительно к L_B может действовать усиливающий момент сила (см. рис. 6.152)



воспринимать только шарнир P рычага. В наружной части поперечного рычага у колеса закреплена тяга I, второй конец которой крепится в точке A. Эта тяга не позволяет поперечному рычагу перемещаться вперед или назад под действием продольной силы. В результате в точках A и P возникает пара сил

$$A_z = P_z = L_B c/d.$$

В отличие от трогания с места при торможении силу L_B следует рассматривать приложенной в пятне контакта. На модели «Рено» под действием тормозного момента $M_B = L_B r_д$ возникает еще одна пара сил (рис. 1.128)

$$A_y = P_y = L_B r_д/d.$$

Составляющие в направлении сил X и Y увеличивают нагрузку не только на шарнир P, но также и на тягу I. Обе реакции $A_y = P_y$ и $A_z = L_B c/d$ нагружают тягу в опасном сечении $I—I$ (перед местом крепления к балке) изгибающим и крутящим моментами:

$$M_b = A_z (d - j); \qquad M_t = A_y (c - k).$$

В подвеске автомобиля «Фольксваген» продольный рычаг I (рис. 1.129, *а*) воспринимает и тормозной момент, и значительную часть тормозной силы L_B. По виду сверху (рис. 1.129, *б*) ясно, что эта последняя приводит к появлению следующих составляющих:

$$A_z = L_B e/(c - e); \qquad P_z = A_z - L_B.$$

Точка приложения силы A_z к кузову расположена на расстоянии над поверхностью дороги (см. рис. 1.129, *а*). Полюс P расположен на коробке передач выше оси колеса при положительном развале колес и ниже оси при отрицательном (отрезок $p_д$, рис. 1.129, *б*; см. также рис. 1.121). Из-за различного положения этих точек по отношению к действующей в пятне контакта силе L_B возникают две составляющие:

$$A_y = (A_z \bar{g} - P_z p_д)/d;$$
$$P_y = A_y - \Delta N_{Bz}.$$

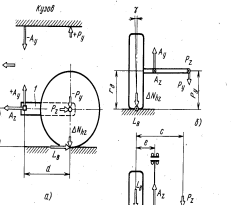


Рис. 1.129. Для определения сил, возникающих при торможении в точках P и A одноречажной подвески на поперечных рычагах модели «Фольксваген», следует рассмотреть три проекции: вид сбоку (*а*), вид сверху (*б*) и сверху (*в*). Сила —A_z, превосходящая по величине силу $+P_z$, подтягивает кузов в точке A вниз и тем самым уменьшает клевок при торможении. В этом случае также дополнительное воздействие может оказать боковая сила S_1 (см. рис. 1.152)

Величина изменения нагрузки на ось может быть рассчитана с использованием вида сзади:

$$\Delta N_{Bz} = A_z (c - e)/c.$$

Как показано на рисунке, сверху, составляющая $+P_z$ действует на кузов над осью в направлении вверх. Смещенная несколько вперед и большая по величине сила —A_z прижимает кузов, уменьшая «клевок» автомобиля при торможении.

1.8.3. Пример расчета

В качестве примера проведем расчет сил, действующих на задний мост дешевой модели «Фольксваген-Шпарькефер» (Жук) на повороте и при торможении. В качестве исходных используем следующие данные, полученные при замерах и взвешивании

автомобиля, в салоне которого находятся пассажир и водитель (см. рис. 1.129):

Длина поперечного рычага	$c = 520$ мм
Длина продольного рычага	$d = 410$ мм
Расстояние между точками N и F	$e = 120$ мм
Расположение по высоте точки A	$g = 304$ мм
Развал колес	$\gamma_0 = +30'$
Нагрузка на задний мост	$G_h = 6000$ Н
Нагрузка на колесо	$N_h = 3600$ Н
Вес оси	$U_h = 500$ Н
Шины типа 5,60-15/4PR	$r_h = 309$ мм

1.8.3.1. Расчет неизвестных углов и расстояний:

$$\operatorname{tg}\alpha = r_h/c = 309/520 = 0{,}594, \quad \alpha = 30^\circ\ 40';$$

$$\beta = \alpha + \gamma_0 = 30^\circ\ 40' + 30' = 31^\circ\ 10';$$

$$p_y = c \sin\beta/\cos\alpha = 520 \cdot 0{,}5175/0{,}8601 = 313 \text{ мм};$$

$$p_x = c \cos\beta/\cos\alpha = 520 \cdot 0{,}8577/0{,}8601 = 517 \text{ мм}.$$

В связи с тем, что развал колес $\gamma_0 = +30'$, полюс расположен несколько выше оси колеса, т. е. отрезок p_y несколько больше, чем r_h:

$$f = e \cos\gamma_0 - r_h \sin\gamma_0 = 120 \cdot 1 - 309 \cdot 0{,}0087 = 117 \text{ мм}.$$

Так как развал колес положительный, перед произведением $r_h \sin\gamma_0$ стоит знак минус.

1.8.3.2. Расчет сил при движении на повороте.

В соответствии с примером расчета, приведенным в [21, п. 5.4.4], коэффициент сцепления в поперечном направлении $\mu_y = 0{,}5$. Перераспределение нагрузки на колесах составляет $\Sigma\,\Delta N_h = \pm 180$ кгс $= \pm 1800$ Н и, следовательно,

$$N_{hb} = N_h + \Sigma\,\Delta N_h = 4800 \text{ Н};$$

$$S_{hb} = \mu_y N_{hb} = 2400 \text{ Н}.$$

Сила упругости

$$F = (N_{hb} p_x - S_{hb} p_y)/(p_x - f) =$$

$$= (4800 \cdot 517 - 2400 \cdot 313)/(517 - 117) = 4320 \text{ Н}.$$

Силы в полюсе:

$$P_x = S_{hb} = 2400 \text{ Н};$$

$$P_y = N_{hb} - F = 4800 - 4320 = 480 \text{ Н};$$

$$P = \sqrt{2400^2 - 480^2} = 2440 \text{ Н}.$$

Как показано на рис. 1.121, составляющая P_y направлена вверх, т. е. при рассматриваемом движении на повороте заднюю часть автомобиля приподнимает сила 480 Н.

1.8.3.3. Силы, возникающие при торможении.

При коэффициенте сцепления задних колес с дорогой $\mu_x = 0{,}8$ получаем тормозную силу

$$L_B = \mu_x N_h = 0{,}8 \cdot 3600 = 2400 \text{ Н}.$$

В соответствии с рис. 1.129 определяем силы, возникающие в опоре A и полюсе P:

$$A_z = L_B c/(c - e) = 2400 \cdot 520/(520 - 120) = 3120 \text{ Н};$$

$$P_z = A_z - L_B = 3120 - 2400 = 720 \text{ Н};$$

$$A_y = (\Delta_B g - P_z p_y)/d = (3120 \cdot 304 - 720 \cdot 313)/410 = 1760 \text{ Н};$$

$$\Delta N_{ib} = A_y\,(c - e)/c = 1760\,(520 - 120)/520 =$$

$$= 1360 \text{ Н};$$

$$P_y = A_y - \Delta N_{ib} = 1760 - 1360 = 400 \text{ Н}.$$

При торможении на кузов действует направленная вниз и приложенная в точке A сила

$$A_y - P_y = 1360 \text{ Н} = \Delta N_{ib}.$$

1.9. СИЛЫ И МОМЕНТЫ В ПОДВЕСКЕ НА ПРОДОЛЬНЫХ РЫЧАГАХ

Если в подвеске на продольных рычагах в качестве упругого элемента используется торсион (см. [21, рис. 3,9/1], модель «Рено-16а», то на неподвижном автомобиле и при горизонтально расположенных рычагах момент в торсионе в соответствии с рис. 1.130

$$M_P = (N_h - U_h/2)\,r.$$

Рычаг I шарнирно закреплен в точках A и B кузова. Возникающие в этих точках вертикальные силы можно определить на виде сзади (рис. 1.131):

$$A_y = (N_h - U_h/2)\,(l + g)/g;$$

$$B_y = A_y - (N_h - U_h/2).$$

Большая база на автомобиле «Рено-16» обеспечивает незначительную нагрузку опор A и B, в отличие от автомобиля «Пежо-204» [21], рис. 3,9/2 и 3,9/3], места крепления продольных рычагов которого расположены ближе один к другому. В качестве упругого элемента использована амортизаторная стойка с винтовой пружиной, закрепленная высоко в кузове. На рис. 1.132 показаны статические нагрузки при условии, что рычаг в номинальном положении повернут на небольшой угол φ_0. В этом случае следует все силы в точках, где они приложены, разложить в направлениях новой системы координат, повернутой на угол φ_0 по отношению к осям U и W.

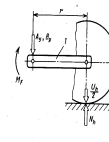


Рис. 1.130. В торсионной подвеске на продольных рычагах вертикальная сила передается через шарниры A и B рычага 1. Торсион нагружен моментом $N_F = N_F'$, при этом $N_A' = -N_A$

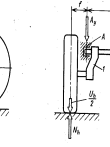


Рис. 1.131. Вид подвески сзади для определения сил A_y и B_y в опорах. Указаны необходимые расстояния: 1 — продольный рычаг; 2 — ось рычага

С учетом $N_A = (N_1 - U_x/2)\cos\varphi_0$ получаем следующее уравнение моментов относительно оси AB:

$$N_w r + F_v e - F_w d = 0,$$

а так как $F_v = F_w \operatorname{tg}\xi_0$, получаем

$$F_w = N_w r/(d - \operatorname{tg}\xi_0 e);$$

$$F = F_w/\cos\xi_0.$$

Силы в разнесенных в пространстве точках A и B определяем по видам сзади (рис. 1.133) и сверху (рис. 1.134) подвески:

$$B_w = [F_w(j - f) + N_w l]/g;$$

$$A_w = N_w + B_w - F_w.$$

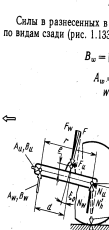


Рис. 1.132. Вид подвески сбоку. Нанесены углы и расстояния. Действующие силы разложены на составляющие, действующие в направлении повернутых на угол φ_0 осей координат U и W:

$$N_x' = N_x - U_x/2,$$

$$N_w = N_x' \cos\varphi_0;$$

$$N_u = N_x' \sin\varphi_0$$

Добавляем силы, действующие в направлении оси U:

$$A_u = [N_u(f + g) + F_u(f - g - l)]/g;$$

$$B_u = A_u - N_u - F_u.$$

Направления силы B_u в точке B и A_u в точке A определяются без труда. Уравнения моментов составляем вначале относительно точки A, а затем относительно точки B. Возникающие в опорах радиальные статические нагрузки

$$A = \sqrt{A_u^2 + A_w^2}; \qquad B = \sqrt{B_u^2 + B_w^2}.$$

Для определения в точках A и B длительно действующих сил следует, как описано в п. 1.1, учесть возникающую в пятне контакта колеса знакопеременную боковую силу $S_1 = \mu_{pp} N_k$. Эта сила увеличивает момент, действуя совместно с силой

$$N_k' = k_1 N_k - (U_x/2),$$

и уменьшает момент при действии вместе с силой

$$N_k' = N_k - (U_x/2).$$

На рис. 1.135, слева, показано действие верхних значений сил при использовании торсиона в качестве упругого элемента:

$$B_{yu} = (N_k' f + S_1 k)/g; \qquad A_{yu} = B_{yu} - N_k'; \qquad A_{xu} = S_1.$$

На этом же рисунке, справа, приведено действие нижних значений сил

$$B_{yn} = (S_1 k - N_k' f)/g; \qquad A_{yn} = B_{yn} - N_k'; \qquad A_{xn} = S_1.$$

В зависимости от наклона рычага отрезок может быть больше или меньше, чем r_k. В этом случае знакопеременные радиальные силы в опорах

$$\pm A_y = (A_{yu} + A_{yn})/2;$$

$$\pm B_y = (B_{yu} + B_{yn})/2.$$

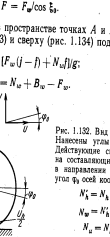


Рис. 1.133. Составляющие сил в направлении оси W, возникающие в точках A и B, следует определить по виду сзади

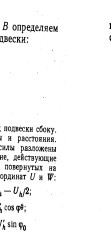


Рис. 1.134. Возникающие в шарнирах составляющие сил в направлении оси U следует определить по виду сверху

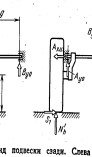


Рис. 1.135. Вид поперек сваи. Силы нанесены вверху, а справа — нижние значения длительно действующих сил

Рис. 1.136. Если продольный рычаг сварной и имеет короткое сечение, то опасное сечение *I—I* расположено у сварного шва, т. е. на расстоянии *a* от поперечной трубы

Осевые силы $\pm A_1 = S_1$. Если A_{1n} отрицательна, то имеет место пульсирующая нагрузка и размеры опоры вычисляем с использованием только составляющей A_{1p}. Для расчета рычага с учетом допущения, что он также подвержен знакопостоянной нагрузке, следует использовать вертикальную силу N_1' вместе с усилившейся моментом боковой силой S_1 (рис. 1.135, слева). Силы N_1 или N' в любом случае являются знакопостоянными и дополнение их знакопеременной боковой силой без необходимости усложняет и без того громоздкий расчет. При торсионной подвеске в наиболее нагруженном месте — в сечении *I—I* рычага *I* перед соединением с поперечной трубой *2* направляющего устройства (рис. 1.136) действуют изгибающий момент относительно осей *X* и *Y*

$$M_{1x1} = N_1'(r - a);$$

$$M_{b1} = S_1(r - a)$$

и скручивающий момент (рис. 1.137)

$$M_{t1} = N_1'b + S_1k.$$

Для определения эквивалентных напряжений $\sigma_{э1}$ следовало бы в случае, если профиль рычага имеет острые кромки, дополнительно проанализировать напряжения изгиба относительно осей *X* и *Y*. Если же кромки скруглены, то напряжения изгиба будут примерно на 10 % ниже, и уравнение примет вид

$$\sigma_{э1} = \sqrt{0{,}9(\sigma_{x1}^2 + \sigma_{y1}) + \sigma_{x1}^2}.$$

Для решения необходимо знать моменты сопротивления изгибу относительно осей *X* и *Y*, а также полярный момент сопротивления, который проще всего определить по формуле Бредтшена

$$W_t \approx 2A_{ст}s,$$

где $A_{ст}$ — площадь, ограничиваемая средней линией профиля; s — толщина листа.

В этом случае напряжения определяем по формулам

$$\sigma_{1x} = M_{1x1}/W_{1x}; \qquad \sigma_{1y} = M_{1y1}/W_{1y}; \qquad \tau_1 = M_{t1}/W_t.$$

Для знакопостоянной нагрузки и условии использования конструкционной стали или нелегированной улучшаемой стали соотношение напряжений может определяться коэффициентом

$$\sigma_{1A} = \sigma_{b\,min1}/\tau_{1\,min} = 1{,}2\sigma_{-1}/(0{,}58\sigma_{-1}) = 2{,}07;$$

$$\sigma_{1A}' = 4{,}3.$$

В заключение следует убедиться, что полученные в результате расчета эквивалентные напряжения не превышают допустимых напряжений, которые может выдержать материал:

$$\sigma_{э1} \leqslant \sigma_{b\,доп\,D}, \qquad \sigma_{b\,доп\,D} = 1{,}2\sigma_{-1}/(\beta_{kD}\nu).$$

Запас прочности принимаем $\nu = 1{,}5$, а коэффициент концентрации напряжений $\beta_{kD} = 2{,}5$ в результате ослабления материала в связи с тем, что сварной шов находится рядом с опасным сечением *I—I* (см. управление (1.5.2а)).

Статическую прочность для случая нагружения 3 (движение по дороге с выбоинами) определяем по аналогичным формулам. Следует лишь вместо S_1 использовать $S_1 = \mu_{y3}N_1'$. При этом скручивающий момент и изгибающий момент относительно оси *Y* будут иметь более высокие значения. При определении допустимых напряжений $\sigma_{b\,доп\,D}$ выпадает β_{kD}, т. е.

$$\sigma_{доп\,3} = 1{,}2\sigma_{-1}/\nu.$$

При расчете случая нагружения 2 (движение через железнодорожный переезд) плечи действия сил следует определять при крайнем верхнем положении рычагов подвески (рис. 1.138). Силы, передаваемые через пружину и ограничитель хода сжатия, должны быть разделены, как показано на рис. 3.9/1 [21], у автомобиля «Рено-16» ограничитель хода сжатия установлен в нижней части трубы амортизатора. Для определения воспринимаемой пружиной силы $N_F = N_1 + \Delta N_1 - U_1/2$ следует при определении увеличения нагрузки на колесо ΔN учесть угол φ_1 рычага в его

Рис. 1.137. Коробчатый профиль рычага нагружен на кручение обеими силами, действующими в пятне контакта. Кроме того, вертикальная сила N_1' изгибает его относительно оси *X*, а сила S_1 — относительно оси *Y*

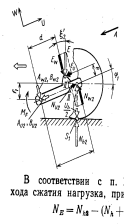


Рис. 1.138. Для определения кратковременной прочности при расчетном случае 2 (движение через железнодорожный переезд) подвеску на продольных рычагах следует рассматривать в крайнем верхнем положении, а силы раскладывать в соответствии с углом наклона рычага φ_1

верхнем положении (см. п. 2.4.6) $\Delta N = c_{\text{пр}} f_{\text{ст}}$. Подставляя $\sin\varphi = f_{\text{ст}}/r$, получаем

$$\Delta N = c_{\text{пр}} f_{\text{ст}} / \sin\varphi_1.$$

В соответствии с п. 1.4. воспринимаемая ограничителем хода сжатия нагрузка, приведенная к колесу,

$$N_{Z\text{г}} = N_{\text{кз}} - (N_{\text{л}} + \Delta N_{\text{л}}) = k_{\text{д}} N_{\text{б}} - (N_{\text{л}} + \Delta N_{\text{л}}).$$

В соответствии с рис. 1.138 можно составить уравнение моментов относительно оси AB. При этом сила, действующая на ограничитель хода,

$$E = E_{\text{ш}} / \cos\xi_1,$$

где $E_{\text{ш}} = N_{Z\text{г}} \cos\varphi_1 \cdot r/(d - \lg\xi_1 \cdot e)$.

Второй член в знаменателе – составляющая $E_{\text{п}} = E_{\text{ш}} \lg\xi_1$ – будет положительным при другом наклоне ограничителя (в этом случае сила $E_{\text{п}}$ направлена назад) и равным нулю, если точка приложения силы к ограничителю находится на линии, соединяющей ось качания рычага с центром колеса (отрезок $e = 0$). Поперечная труба, которая является для рычага направляющим элементом, должна воспринимать крутящий момент

$$M_{\text{р}} = [(N_{\text{л}} + \Delta N_{\text{л}} - U_{\text{д}})2\cos\varphi_1]r.$$

На опоры трубы в поперечном направлении по отношению к оси качания рычага действуют силы $A_{\text{пл}}$ и $B_{\text{пл}}$. Используя $N_{\text{пл}} = (N_{\text{р}} + N_{\text{б}})\cos\varphi_1$ в соответствии с рис. 1.139 получаем

$$B_{\text{пл}} = [N_{\text{пл}} f + S_{\text{р}} r_{\text{д}} \cos\varphi_1 + E_{\text{ш}}(j - f)]/g;$$

$$A_{\text{пл}} = B_{\text{пл}} + N_{\text{пл}} - E_{\text{ш}},$$

а так как направление действия силы $B_{\text{пл}}$ определяется легко, то составляем уравнение моментов относительно точки A. Неизвестную составляющую по оси U определяем в соответствии с рис. 1.140:

$$B_{\text{пл}} = N_{\text{пл}} f + E_{\text{ш}}(j - f)/g;$$

$$A_{\text{пл}} = B_{\text{пл}} + N_{\text{пл}} - E_{\text{ш}}.$$

Таким образом, силы, нагружающие элементы опор в радиальном направлении,

$$B_{\text{л}} = \sqrt{B_{\text{пл}}^2 + B_{\text{пг}}^2},$$

$$A_{\text{л}} = \sqrt{A_{\text{пл}}^2 + A_{\text{пг}}^2}.$$

Статическую прочность самого рычага при кратковременных нагрузках следует проверить в двух поперечных сечениях: в сечении *I–I* перед местом соединения с трубой *2* (см. рис. 1.136) и в точке *II* под ограничителем хода *E* (см. рис. 1.138). Если расстояние между плоскостью, проходящей через центр колеса, и осью рычага равно b (см. рис. 1.136), а расстояние от средней плоскости колеса до ограничителя хода – j (см. рис. 1.139), то при условии, что $j < b$, в сечении *I–I* будут действовать моменты кручения

$$M_{\text{кв}} = N_{\text{пл}} e - E_{\text{ш}}(b - f) + S_{\text{р}} r_{\text{д}} \cos\varphi_1$$

и изгиба соответственно относительно осей X и Y

$$M_{\text{изг}\,\text{в}} = N_{\text{пл}}(r - a) + E_{\text{ш}} e - E_{\text{ш}}(d - a);$$

$$M_{\text{изг}\,\text{г}} = S_{\text{л}}[(r - a) - r_{\text{д}} \sin\varphi_1] - N_{\text{пл}} b.$$

При составлении уравнения изгибающих моментов относительно оси Y следует вектор боковой силы $S_{\text{л}}$ перенести на рычаг вдоль перпендикуляра к его продольной оси для вычитания отрезка $r_{\text{д}} \sin\varphi_1$ из соответствующей длины рычага $r - a$.

На автомобиле «Рено-16» в поперечном сечении *II–II* рычага под ограничителем хода боковая сила вызывает изгибающий момент лишь

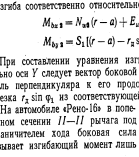


Рис. 1.139. Вид сзади под углом вдоль рычага на подвеску в крайнем верхнем положении, необходимый для определения действительной величины проекций сил на ось W

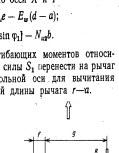


Рис. 1.140. Вид подвески под углом сверху для определения проекций сил на ось U

в том случае, когда $r_2 \sin \varphi_2 < r - d$. В этом сечении действуют моменты (с индексом кручения δ)

$$M_{кр} = N_{к2} b + S_1 r_2 \cos \varphi_2$$

и изгиба

$$M_{изг} = N_{к2}(r - d);$$

$$M_{изг} = S_1(r - d - r_2 \sin \varphi_2) - N_{к2} b.$$

В этом поперечном сечении при меньших напряжениях изгиба возникают более высокие касательные напряжения. Напряжениями растяжения и сжатия, создаваемыми силами $N_{к2}$ и $E_к$ в сечении $II-II$ и $I-I$, можно пренебречь. Расчеты на прочность элементов подвески винтовой пружиной, применяемой фирмой «Пежо» (см. [21, рис. 3.9/2 и 3.9/3]), проводятся аналогично расчету диагонально-рычажной подвески при $\alpha = 0$. Такой расчет приведен в следующем параграфе. Он применим и для расчета сил, возникающих при торможении.

1.10. СИЛЫ И МОМЕНТЫ В ДИАГОНАЛЬНО-РЫЧАЖНОЙ ПОДВЕСКЕ

1.10.1. Определение статических сил

У большинства автомобилей оси качания рычагов повернуты в плане на угол α [21], рис. 3.10, 3 и 4.4/24] и лишь у небольшого числа моделей легковых автомобилей рычаги располагаются под небольшим углом β и на виде сзади. В связи с этим силы и моменты рассматриваются с учетом только угла α. На рис. 1.141 приведен вид сверху на подвеску левого колеса с указанием тех размеров, которые могут быть определены по чертежам деталей или узлов. Определение вертикальной составляющей $F_{уо}$ и нагрузок $A_{уо}$, $B_{уо}$ на шарниры показано на рис. 1.142. После разложения сил на составляющие, параллельные оси AB качения рычага и перпендикулярные к ней, используя два уравнения моментов и условие равенства нулю суммы всех сил, можно определить три неизвестных:

Рис. 1.141. Вид сверху на подвеску на диагональных (косых) рычагах. Размеры указаны те, которые могут быть определены по чертежам узлов или деталей

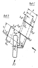


Рис. 1.142. Силы, действующие в вертикальном направлении, следует определять в двух взаимно перпендикулярных плоскостях

$$F_{уо} = N'_к r/d \qquad (\text{вид } C);$$

$$B_{уо} = (F_{уо} \hat{l} - N'_к s)/g \qquad (\text{вид } D);$$

$$A_{уо} = B_{уо} + N'_к - F_{уо},$$

где $N'_к = N_к - U_к/2$. Направление силы устанавливается однозначно, поэтому она и определяется в первую очередь. Расстояния r и s не могут быть установлены по рис. 1.141. Их следует определить по чертежу или рассчитывать на основе исходных данных:

$$r = (e + f \operatorname{tg} \alpha) \cos \alpha;$$

$$s = (e + f \operatorname{tg} \alpha) \sin \alpha - f \cos \alpha.$$

Соотношение плеч r/d соответствует передаточному отношению $i_{к,у}$ силы сжатия пружины к вертикальной нагрузке в пятне контакта колеса с дорогой (см. п. 2.1.7). Несмотря на то, что пружина находится примерно над центром оси, из приведенного примера следует $i_{к,у} > 1$. Чтобы получить $i_{к,у} = 1$, пружина должна (на рис. 2.25 пружина расположена на оси) располагаться позади оси (см. рис. 2.25), на большинстве моделей используемая в качестве упругого элемента винтовая пружина расположена не вертикально, а имеет пространственный угол наклона. Обозначим через ξ' угол наклона оси пружины к вертикали на виде сбоку (рис. 1.143) и через ж угол ее наклона к вертикали на виде сзади. В таких случаях через составляющую $F_у$ определим две другие составляющие, лежащие в плоскости рычага:

$$F_{хо} = F_{уо} \operatorname{tg} ж;$$

$$F_{хо} = F_{уо} \operatorname{tg} \xi'.$$

Затем определим нагрузку на пружину

$$F_с = \sqrt{F_{хо}^2 + F_{уо}^2 + F_{хо}^2} = F_{уо}\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 ж + \operatorname{tg}^2 \xi'}.$$

Обе составляющие $F_{хо}$ и $F_{хо}$ дополнительно нагружают опоры рычага, создавая в них силы $A_{хо}$, $A_{хо}$ и $B_{хо}$ (рис. 1.144). Для определения этих последних сил $F_{хо}$ и $F_{хо}$ следует разложить на составляющие в направлении осей U и W:

$$F_{ио} = F_{хо} \cos \alpha, \qquad F_{wо} = F_{хо} \sin \alpha;$$

$$F_{хо} = F_{хо} \sin \alpha, \qquad F_{wо} = F_{хо} \cos \alpha;$$

$$F_{ио} = F_{хо} - F_{ио}, \qquad F_{wо} = F_{wо} + F_{wо}.$$

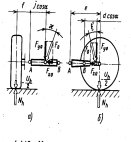


Рис. 1.143. Наклонное расположение винтовой пружины в пространстве приводит к появлению составляющих F_{30} и F_{20} в месте ее прикрепления к рычагу:

а — вид сзади; *б* — вид сбоку

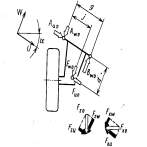


Рис. 1.144. Составляющие силы пружины F_{30} и F_{20} следует разложить на составляющие в направлениях U и W, связанных с осью качания рычага. Силы F_{30} и F_{20} вызывают реакции в шарнирах A и B

Направление силы B_{wo} определяется однозначно, поэтому составляем уравнение моментов относительно точки A:

$$B_{wo} = (F_{u1}d + F_{w1}l)/g;$$

$$A_{uo} = B_u - F_{u1}; \qquad A_{wo} = F_{w1}.$$

Определяем нагрузку, которую опоры рычага должны воспринимать в радиальном направлении:

$$A_o = \sqrt{A_{uo}^2 + A_{wo}^2}; \qquad B_o = \sqrt{B_{uo}^2 + B_{wo}^2}.$$

Сила A_u нагружает опору A в осевом направлении.

1.10.2. Расчет на сопротивление усталости

Для определения долговечности рычага и его опор используют верхнее значение вертикальной силы $N_z = N_k k_1 - (U_k/2)$ с составляющей с боковой силой $S_1 = \mu_{тр} N_k$, устанавливающей момент, при этом предполагается знакопостоянный характер нагрузки. Направленная внутрь (т. е. по ослаблению момента) боковая сила практически не может или может лишь в очень малой степени изменить направления реакций, т. е. создать знакопеременную нагрузку. Если статические силы (индекс 0) предварительно определяются с помощью N_k, то пять из них могут быть получены умножением на коэффициент динамичности для длительно действующей нагрузки:

$$v_1 = N_d/N_k = (k_1 N_k - U_k/2)/(N_k - U_k/2).$$

Их расчет не составляет труда:

$$A_{yk} = v_1 A_{yo}, \quad B_{yk} = v_1 B_{yo};$$

$$F_{yk} = v_1 F_{yo}, \quad F_{uk} = v_1 F_{uo};$$

$$F_{wk} = v_1 F_{wo}.$$

Боковая сила, которую следует рассматривать отдельно от N_z, вызывает в опорах A и B рычага реакции, действующие как в плоскости рычага (в направлении осей U и W), так и в направлении оси Y за счет различного положения по высоте. Силу S_1 следует разложить на $S_{u1} = S_1 \cos\alpha$ и $S_{w1} = S_1 \sin\alpha$ (рис. 1.145), чтобы совместно с составляющими силы сжатия пружины F_{u1}, F_{w1} (если таковые имеются) рассчитать силы A_{u1}, A_{w1} и B_{w1}. В качестве точки, относительно которой составляется уравнение моментов, вновь выбираем точку A, поскольку направление силы B_{u1} определено:

$$B_{u1} = (F_{u1}d + F_{w1}l + S_{u1}r - S_{w1}o)/g;$$

$$A_{w1} = B_{w1} - F_{w1} - S_{w1};$$

$$A_{u1} = F_{u1} + S_{u1}.$$

Сила S_1 приложена в пятне контакта колеса, т. е. на расстоянии k от оси качания рычага AB. Для определения возникающих при этом вертикальных составляющих (в направлении оси Y) следует раздельно рассмотреть действие сил S_{u1} и S_{w1} с учетом приведенных на рис. 1.145 направлений C и D. Составляющая сил S_{u1} вызывает равные по величине реакции (вид сзади по стрелке D, рис. 1.146):

$$A_{yk} = B_{yk} = S_{u1} k/g.$$

Если ось качания рычага расположена выше или ниже оси колеса ($k \geq r_д$), то составляющая F_{y1} силы сжатия пружины вызывает увеличение или уменьшение сил A_{yo} и B_{yo}, что хорошо видно на рисунке. Это справедливо и в том случае, когда место крепления пружины находится не на высоте плоскости рычага (см. [21], рис. 3.10/4, модель БМВ-1602). На рис. 147 показан вид под углом сбоку (по стрелке C) на составляющую S_{w1}. Эта сила вызывает увеличение вертикальной нагрузки на колесо

$$\Delta N_z = S_{w1} k/r.$$

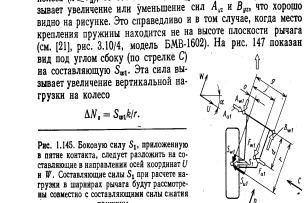


Рис. 1.145. Боковую силу S_1, приложенную в пятне контакта, следует разложить на составляющие в направлении осей координат U и W. Составляющие силы S_1 при расчете нагрузки в шарнирах рычага будут рассматриваться совместно с составляющими силы сжатия пружины


Рис. 1.146. На виде подвески под углом сзади следует определять реакции в опорах A и B, вызываемые составляющей S_{w1} боковой силы. Если рычаг наклонен или если точка приложения силы пружины находится вне плоскости рычага, то составляющая F_{w1} силы пружины увеличивает (или соответственно уменьшает) нагрузку на шарниры рычага


Рис. 1.147. Реакции в шарнирах A и B, вызываемые боковой силой S_{u1}, следует определять на виде подвески под углом сбоку

Если рычаг наклонен (как приведено) под углом φ_1, то на величину ΔN_z дополнительно может оказывать влияние сила F_w. Составляющие реакций опор в направлении оси Y делятся в соответствии с длиной отрезков o и g между рассматриваемыми точками A, N и B (см. рис. 1.145):

$$B_{y6} = \Delta N_z o/g; \quad A_{y6}' = \Delta N_z - B_{y6}.$$

Если ведущими являются задние колеса, то при расчетах на сопротивление усталости учитывают и силу тяги

$$L_{A1} = M_{A1}/r_д = M_{e\,max} i_1 i_0 \eta/(2r_д).$$

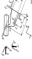


Рис. 1.148. Силу тяги L_{A1} следует, как и в однорычажной подвеске с качающимися рычагами (см. рис. 1.120), перенести в центр колеса, но на виде сверху эту силу и боковую силу S_1 следует сложить и рассматривать совместно с составляющими F_{u1} и F_{w1} силы пружины:
$L_{A_u} = L_{A_1} \sin\alpha$; $L_{A_w} = L_{A_1} \cos\alpha$; $S_{1_u} = S_1 \cos\alpha$; $S_{1_w} = S_1 \sin\alpha$; $U_1 = L_{A_u} + S_{1_u}$; $W_1 = L_{A_w} - S_{1_w}$

Величина M_{A1} определяется в соответствии с уравнениями (1.2.5) и (1.2.7). L_{A1} следует перенести в центр колеса. Она создает в опорах рычага только силы, направленные вдоль оси W. Как показано на рис. 1.148, L_{A1} целесообразно рассматривать вместе с силой S_1. Обе силы разлагаем на составляющие, направленные под углом α, определяем действующие в направлении осей силы U_1 и W_1, после чего составляем уравнение моментов относительно точки B (что вызвано легкостью определения направления силы A_w)

$$A_{w1} = [U_1 r + W_1(g - c) + F_{w1} d - F_{u1}(g - f)]/g;$$

$$B_{w1} = A_{w1} + F_{u1} + W_1.$$


Рис. 1.149. В точках A и B рычага следует сложить составляющие сил, нагружающие шарниры в радиальном направлении (направления Y и W)

Независимо от того, является ось ведущей или нет, следует последовательно рассчитать и просуммировать составляющие сил N_v, S_{u1} и S_{w1} в направлении оси Y. Таким образом, мы определим длительно действующие радиальные силы, нагружающие опоры. Предпосылкой для проведения этого расчета служат правильно определенные направления отдельных составляющих (рис. 1.149):

$$\sum A_y = A_{y1} + A_{y6} - A_{y8};$$

$$\sum B_y = B_{y1} + B_{y6} + B_{y8}.$$

Совместно с составляющими по оси W, определенными как функции S_{u1} и S_{w1} или U_1 и W_1, получаем

$$A_1 = \sqrt{\left(\sum A_y\right)^2 + A_{w1}^2};$$

$$B_1 = \sqrt{\left(\sum B_y\right)^2 + B_{w1}^2}.$$

Осевая сила A_{x1} действует на буртик применяемого резинометаллического шарнира (см. [2], рис. 3.1/23 и 3.1/21а) и в зависимости от направления нагружает опоры A или B.

Для определения долговечности рычага в зависимости от положения рассматриваемого поперечного сечения следует использовать действующие в пятне контакта силы N_v, S_1 и L_{A1} или реакции A_{x1} (или B_{x1}), A_{w1}, $\sum A_y$, B_{w1} и $\sum B_y$.

Выбор сечений для проверки при расчетах на прочность зависит от формы рычага.

1.10.3. Кратковременно действующие нагрузки

Проверка проводится с учетом возможного действия продольной силы и сил N_v и S_2, а также N_3 и S_3.

При случае нагружения 3 (движение по дороге с выбоинами) расчет соответствует методике, описанной на основе рис. 1.145—1.148. Вместо S_1 используем силу

$$S_3 = \mu_{F3} N_3,$$

где μ_{F3} — см. рис. 1.4.

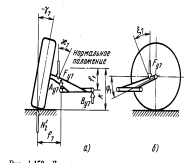


Рис. 1.150. Для определения максимальных нагрузок при расчетном случае нагружения 2 (движение через железнодорожный переезд) подвеску следует рассматривать в крайнем верхнем положении:
а — вид сзади; *б* — вид сбоку; *в* — вид сверху

В уравнение для определения L_A подставляем передаточное отношение второй передачи (см. рис. 1.31) вместо третьей.

При следующем условии (случай нагружения 2, движение через железнодорожный переезд) необходимо рассматривать подвеску с колесом, смещенным на величину f_1 в крайнее верхнее положение. При необходимости разделяем нагрузку, которая приходится на пружину и ограничитель хода, при этом для всех диагонально-рычажных подвесок следует учитывать изменение развала колес и колеи (см. [21, рис. 4.5/8 и 4.3/13]). Изменение колеи приводит к смещению наружу пятна контакта, в котором действует вертикальная силы (рис. 1.150). К этому добавляется изменение пространственного положения винтовой пружины, высота которой стала меньше. Чтобы отличить все изменившиеся в этом положении расстояния и углы, они обозначены индексом 7. Удлиненный отрезок f_7 следует определять конструктивно или по увеличению колеи. Уменьшившиеся размеры d_7 и e_7 можно рассчитать по углу поворота рычага подвески φ_1:

$$d_7 = d \cos \varphi_1; \quad e_7 = e \cos \varphi_1,$$

при этом если рычаг в нормальном положении располагается горизонтально, то sin $\varphi_1 = f_1/r$. Углы наклона пружины α_7 и β_7 следует определять по чертежу. Расчет сил F_7, A_7 и B_7 может быть выполнен по приведенным выше методам с учетом изменившихся размеров. Вместо силы N_7 следует использовать

$$N_7 = b_9 N_8 - U_8/2,$$

где b_9 — см. рис. 1.2.

Если колеса являются ведущими, то при расчете вновь учитываем силу $L_{\text{дв}}$. Разложение сил на составляющие в направлении осей U и W проводим в соответствии с описанием, приведенным на рис. 1.149. Разделение сил, действующих на ограничитель хода и пружину, необходимое при использовании в качестве упругого элемента торсиона (см. [3]), изложено в предыдущем параграфе.

Для расчета нагрузок при трогании с места следует использовать меньшую из двух продольных сил, т. е. $L_{\text{дв}} = M_{\text{тр}}/r_{\text{ст}}$ или $L_{\text{дв}} = \mu_c N_8 = 1{,}1 N_8$ вместе с $N_7' = k_8 N_8 - U_8/2$. В среднем положении рычага силы $L_{\text{дв}}$ или $L_{\text{дв}}$ следует рассматривать приложенными в центре колеса как L_A (определение $M_{\text{тр}}$ см. рис. 1.33). При независимой подвеске в отличие от неразрезной оси момент воспринимается закрепленными на кузове опорами главной передачи.

Продольную силу $L_{\text{дв}}$ или $L_{\text{дв}}$ следует разложить с учетом поворота на угол α (рис. 1.151) на составляющие

$$L_u = L_{\text{дв},\,6} \sin \alpha;$$

$$L_w = L_{\text{дв},\,6} \cos \alpha.$$

Направление действия силы $A_{\text{м1}}$ ясно, поэтому с учетом составляющих F_{u1} и F_{w1} силы сжатия пружины уравнение моментов примет вид

$$A_{\text{м1}} = [L_u(g-o) + L_w f + F_{\text{u1}} d - F_{\text{w1}}(g-l)]/g;$$

$$B_{\text{м1}} = L_w - A_{\text{м1}} - F_{\text{w1}}.$$

Дополнительно опоры должны воспринимать действующие в радиальном направлении силы $A_{\text{р1}}$ и $B_{\text{р1}}$, создаваемые силой N_7' и обозначенные на рисунке крестом или точкой. Таким образом,

$$A_{\text{р}} = \sqrt{A_{\text{м6}}^2 + A_{\text{р1}}^2};$$

$$B_{\text{р}} = \sqrt{B_{\text{м6}}^2 + B_{\text{р1}}^2}.$$

Осевую силу $A_{\text{ов}} = L_u + F_{\text{u1}}$ вновь следует отделить от других сил. Если тормозной механизм расположен в колесе, то возникающая при торможении продольная сила $L_{\text{тр}} = \mu_c N_8$ рассматривается в пятне контакта. Она имеет направление, противоположное направлению L_A и меньшее по величине. В соответствии с п. 1.1 вряд ли возможны более высокие коэффициенты сцепления, чем $\mu_c = 0{,}8$. При расчетах следует учитывать, что в случае блокировки задних колес автомобиль может подвергнуться

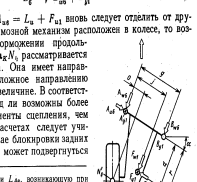


Рис. 1.151. Силы тяги $L_{\text{дв}}$, возникающую при трогании с места на первой передаче, следует рассматривать приложенной к центру колеса и раскладывать в направлении координатных осей U и W

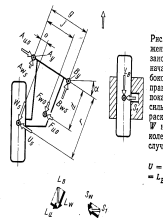


Рис. 1.152. При рассмотрении торможения следует учитывать возможность заноса задней оси автомобиля. Это означает, что, как приведено на рисунке, боковую силу следует учитывать в направлении, уравнивающем момент. Как показано под рисунком, в этом случае силы S_1 и L_B следует суммировать и раскладывать в направлении осей U и V непосредственно в точке контакта колеса с дорогой. В рассматриваемом случае тормозной механизм расположен в колесе:

$$U = S_{1x} - L_{1y}; \quad V = S_{1y} + L_{1x}; \quad L_{1x} = L_B \sin\alpha; \quad L_{1y} = L_B \cos\alpha; \quad S_{1x} = S_1 \cos\alpha; \quad S_{1y} = S_1 \sin\alpha$$

запросу, т.е. в отличие от передней оси здесь может одновременно с продольной действовать боковая сила. Поэтому в расчет войдут следующие силы:

вертикальная $N' = N_h - (U_1/2)$ (в связи с перераспределением нагрузки при торможении h_1 не учитывается);

боковая $S_1 = \mu_{y1} N_h'$;

продольная $L_B = 0{,}8 N_h$.

Две последние силы действуют в одной плоскости и (как показано ниже на рис. 1.152), их следует вновь разложить на составляющие в направлении осей U и V, чтобы сложением составляющих получить силы U_1 и V_1. По этим силам рассчитываем нагрузку на опоры, причем в связи с известным направлением действия вначале определяем $B_{зз}$. Уравнение моментов с учетом сил $F_{зо}$ и $F_{во}$ имеет вид

$$B_{зз} = (-W_1 \rho + U_1 r + F_{зо}] + F_{во} d)/g;$$

$$A_{зз} = V_1 + F_{зо} - B_{зз}.$$

Следует добавить вызываемые силой U_1 составляющие в вертикальном направлении (см. рис. 1.146)

$$A_{уз} = U_1 b/g;$$

Силы, зависящие от V_1 (см. рис. 1.147),

$$\Delta N_B = V_1 k/r,$$

а также с индексом 6:

$$A_{уп} = \Delta N_{B6} a/g; \quad B_{уп} = \Delta N_B - A_{уп}.$$

Силы $A_{уп}$ и $B_{уп}$ при торможении подтягивают кузов вниз (на рис. 1.147 эти силы представлены как $-A_{уп}$ и $-B_{уп}$), т. е. эти силы противодействуют «клеваку» автомобиля при торможении. В заключение следует сложить все вертикальные составляющие сил с учетом $A_{уз}$ и $B_{уз}$ (из первоначального расчета со статической нагрузкой N_h' на колесо, см. рис. 1.142), что позволяет получить радиальные нагрузки A_1 и B_1 в опорах. Отдельные силы имеют направления, приведенные на рис. 1.149. Таким образом, получаем

$$\sum A_y = A_{уо} + A_{уз} - A_{уп}; \quad \sum B_y = B_{зо} + B_{зз} + B_{зп};$$

$$A_1 = \sqrt{(\sum A_y)^2 + A_{x6}^2}; \quad B_1 = \sqrt{(\sum B_y)^2 + B_{x6}^2}.$$

При расположении тормозного механизма у главной передачи не создается реакций, которые препятствовали бы клеваку автомобиля. Такой вариант в сочетании с расположенными под углом рычагами не применяется ни на одной модели легкового автомобиля, поэтому рассматривать его нецелесообразно.

2. СИСТЕМА ПОДРЕССОРИВАНИЯ АВТОМОБИЛЯ

2.1. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ

На примере приведенных в п. 2.1 уравнений колебаний можно в сочетании с новой системой единиц СИ особенно наглядно показать встречающиеся проблемы. При сопоставлении применявшихся до настоящего времени технические единицы приведены в квадратных скобках, а новые единицы — в круглых.

2.1.1. Требования к системе подрессоривания

Подвеска автомобиля и демпирование в ней должны обеспечить комфортабельность движения (плавность хода); безопасность движения и устойчивость на поворотах.

Свойства самой подвески зависят от различных параметров и взаимодействия отдельных деталей, т. е. от типа и жесткости упругих элементов, стабилизаторов, шарниров рычагов, амортизаторов и их соединения, массы осей, типа подвески двигателя, колесной базы, колеи и особенно от шин.

2.1.1.1. Тип и жесткость упругих элементов. Мягкие пружины и большие хода подвески являются предпосылкой высокой плавности хода автомобиля, достаточной свободы продольных угловых колебаний кузова и хорошего держания дороги шинами. Последнее условие необходимо также и для обеспечения безопасности движения.

Если, например, колесо, нагруженное $N_{н.\Delta} = 3000$ Н, попадает в выбоину глубиной 80 мм (рис. 2.1), то при мягкой подвеске с жесткостью упругого элемента $c_f = 10$ Н/мм в момент касания колесом дна выбоины остаточная сила

$$N' = N_{н.\Delta} - c_f f_1 = 3000 - 10 \cdot 80 = 2200 \text{ Н}.$$

При жесткой («спортивной») подвеске с $c_f = 20$ Н/мм эта сила составила бы лишь 1400 Н. Более высокое значение остаточной силы означает лучшее сцепление с дорогой. Аналогичным образом можно рассмотреть переезд дорожной неровности высотой 40 мм (рис. 2.2). При более жесткой подвеске увеличение силы, передаваемой подвеской на кузов в виде удара, составит без учета демпирования $\Delta N = 800$ Н. При мягкой подвеске это увеличение составит лишь 400 Н и, таким образом, изменение нагрузки на колесо будет меньшим. Недостатком мягкой подвески будет больший крен кузова на поворотах и связанное с этим уменьшение способности шин воспринимать боковые силы. Как показано на рис. 3.3/1 [21], при независимой подвеске колеса наклоняются вместе с кузовом. Наружное по отношению к центру поворота колесо воспринимает основную часть боковых сил и приобретает положительный угол развала. В результате этого наклон шины увеличивается.

Рис. 2.1. При перемещении колеса вниз относительно кузова на глубину f_1 нагрузка на колесо уменьшается на величину ΔN. Величина остаточной силы $N' = N - \Delta N$, обеспечивающей сцепление с дорогой, зависит главным образом от жесткости пружины, т. е. от c_f

Рис. 2.2. При перемещении колеса вверх на высоту f_1 нагрузка на колесо возрастает на величину ΔN. Увеличение силы $N' = N + \Delta N$, действующей на кузов, зависит главным образом от жесткости пружины c_f

2.1.1.2. Стабилизаторы. Стремление автомобиля к крену может быть ослаблено благодаря применению стабилизаторов на обеих осях или только на передней. Недостатком в этом случае является большая жесткость подвески при воздействии неровностей с одной стороны автомобиля, когда уменьшается способность подвески к гашению ударов, создаваемых бульварной мостовой и неровностями дорожного покрытия (см. п. 2.5.1).

2.1.1.3. Шарниры рычагов. К повышению жесткости подвески могут приводить также слишком жесткие шарниры рычагов направляющего устройства. Если речь идет о подшипниках скольжения, то в точках изменения направления колебаний необходимо учитывать появление силы сопротивления, которую следует рассматривать одновременно с повышением демпирующего эффекта [22, рис. 7.6/21] и [21, рис. 3.1/23—3.1/26в]. Если же в качестве шарниров используются резиновые элементы, запрессованные между внутренней и наружной втулками [21, рис. 3.1/19а—3.1/21с], то при повороте рычага в предварительно напряженной резине возникают напряжения сдвига, что приводит к увеличению общей жесткости подвески.

2.1.1.4. Амортизаторы и их соединения. Демпирование оказывает на свойства подвески автомобиля аналогичное воздействие. «Жесткие» амортизаторы способствуют хорошему контакту колес с дорогой, но ухудшают плавность хода. Более «мягкие» амортизаторы делают движение более комфортабельным, но не способствуют повышению безопасности. Аналогичным образом слишком мягкие элементы соединения амортизаторов, хотя и способствуют изоляции от дорожного шума и обеспечивают необходимую сво-

боду углового перемещения, но они приводят к завладыванию срабатывания амортизатора и тем самым уменьшают его эффективность.

2.1.1.5. Масса осей. Для демпфирования колебаний легкой оси (т. е. для уменьшения колебаний колеса) в большинстве случаев достаточно той регулировки амортизатора, которая предусмотрена для демпфирования колебаний кузова. Для тяжелого ведущего неразрезного моста, напротив, требуется более высокие силы демпфирования, которые в свою очередь снижают плавность хода (см. пример расчета в п. 2.1.6).

2.1.1.6. Подвеска двигателя. Мягкая и по частоте собственных колебаний неправильно выбранная подвеска двигателя может привести к тому, что установленный без демпфирующих элементов силовой агрегат при определенных частотах вращения коленчатого вала будет колебаться с частотой собственных колебаний и вызовет неприятные вибрации кузова и рулевого управления. В таких случаях рекомендуется использовать гаситель колебаний двигателя (см. п. 2.8).

2.1.1.7. Колесная база. Как описано в [21, п. 4.2], автомобиль с большой (по сравнению с общей длиной L) колесной базой L имеет меньшую склонность к продольным угловым колебаниям, чем автомобиль с малой базой (см. рис. 2.10 и [21, рис. 1.2/3]).

2.1.1.8. Колея. Чем больше колея автомобиля, тем меньше крен кузова на поворотах и опасность опрокидывания при заносе [21, п. 4.3 и 5.4.1, а также рис. 1.2/3].

2.1.1.9. Шины. Мягкие шины лучше поглощают толчки от коротких неровностей дороги. Однако недостатком таких шин является меньший коэффициент бокового сцепления на поворотах, а также замедленная реакция на резкий поворот рулевого колеса (см. [21, рис. 2.8/11 — 2.8/13]).

2.1.2. Работа подвески

По отношению к кузову существуют вертикальное, поперечно-угловое или односторонне подрессоривания колес одной оси. Плавность хода определяется жесткостью подвески при вертикальном подрессоривании. Эту жесткость выбирают с учетом колебаний кузова, происходящих параллельно поверхности дороги (рис. 2.3). Поперечно-угловое подрессоривание имеет место в том случае, когда кузов остается горизонтальным, но при этом одно колесо переносится на величину f_1 вверх, а второе на величину f_2 вниз (рис. 2.4). Вторым случаем поперечно-углового подрессоривания является наклон кузова на повороте (рис. 2.5). Определяющим для угла крена ψ под действием боковой силы являются как жесткость упругих элементов передней и задней подвесок, так и наличие стабилизаторов поперечной устойчивости.

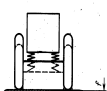


Рис. 2.3. Вертикальное подрессоривание: оба колеса перемещаются на одну и ту же величину вверх или вниз

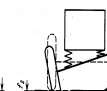


Рис. 2.4. Поперечно-угловое подрессоривание на дороге с выбоинами: одно колесо перемещается на расстояние f_1 вверх, второе — на расстояние f_2 вниз

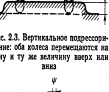


Рис. 2.5. Подрессоривание при движении на повороте: подвески наружного по отношению к центру поворота, колеса сжимается на величину f_1, а внутреннего на величину f_2 растягивается; F_w — центробежная сила

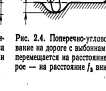


Рис. 2.6. Одностороннее подрессоривание: только одно колесо перемещается на величину f вверх или вниз

При одностороннем подрессоривании (рис. 2.6) вверх или вниз перемещается только одно колесо. На вертикальную жесткость подвески при этом виде подрессоривания оказывает влияние и стабилизатор (см. п. 2.5.1).

2.1.3. Подрессоренные и неподрессоренные массы

Эти массы должны быть известны или определены через нагрузки $G_п$ и $G_з$ соответственно на переднюю и заднюю оси. С помощью подрессоренных масс, а также с учетом неподрессоренных масс $U_п$ и $U_з$ определяем распределение масс $m_{пп}$ и $m_{зп}$ кузова, которые приходятся на одно колесо передней или задней оси. Используя применяющуюся ранее систему единицы и учитывая, что g = = 9,81 м/с², получаем следующие уравнения [в кгс·с²/м]:

$$m_{пп} = (G_п - U_п)/(2g); \quad m_{зп} = (G_з - U_з)/(2g).$$

При использовании системы СИ (в кг) уравнения упрощаются:

$$m_{пп} = (G_п - U_п)/2; \quad m_{зп} = (G_з - U_з)/2.$$

Масса оси $U_{n,b}$, или точнее неподрессоренная масса, образуется за счет сложения масс колеса и несущей его конструкции. Последняя может включать оба продольных шарнира или шкворень, а в случае неразрезного моста — балку моста с главной передачей и дифференциалом. К сумме масс добавляем половину массы деталей, которые соединяют собственно ось с кузовом или рамой. В число этих деталей входят продольные тяги Панара (поперечная штанга), карданный вал, рычаги направляющего устройства, полуоси, листовые рессоры или винтовые пружины, амортизаторы и т. п. Вторую половину массы этих деталей добавляем к кузову. Торсионные стержни размещаются в кузове, поэтому их масса полностью относится к подрессоренным массам.

При подвеске колес, а также при неразрезных балках ведомых осей в зависимости от размеров легкового автомобиля $U_{n,b} = 50 \ldots 90$ кг.

Ведущий мост с неразрезной балкой содержит главную передачу с дифференциалом, и поэтому его масса выше: $U_b = 100 \ldots 140$ кг.

Подвеска типа «Де-Дион» [21, рис. 3.2/24—3.2/26], несмотря на крепление дифференциала к кузову, может иметь массу около 100 кг. Величину неподрессоренных масс, приведенную к одному колесу, определяем в обеих системах по следующим уравнениям: в прежней системе [в кг·с²/м]

$$m_{1o} = U_n/(2g), \quad m_{1k} = U_b/(2g);$$

в системе СИ (в кг)

$$m_{1o} = U_n/2, \quad m_{1k} = U_b/2.$$

2.1.4. Вертикальные колебания

Жесткость упругих элементов, входящую во все расчеты, также приводим только к одному колесу. Жесткости $c_{зр}$ и $c_{рз}$ пружин подвески кузова имеют следующую размерность: в прежней системе [в кгс/см] или [кгс/м]; в системе СИ (в Н/мм) или (в Н/м).

В качестве примера для пересчета рассмотрим жесткость передней подвески

$$c_{зр} = 10 \text{ кгс/см} \simeq 1000 \text{ кгс/м} \simeq 9810 \text{ Н/м} \simeq 9{,}81 \text{ Н/мм}.$$

На чертежах и в качестве единицы измерения следует использовать Н/мм, а при всех расчетах Н/м. При несоблюдении этого правила возникает опасность появления ошибки в размерности. При использовании прежней системы единиц формула для круговой частоты $\omega = \sqrt{c_z/m_z}$ будет иметь вид (рис. 2.7) $\sqrt{\text{кгс}\cdot\text{м}/(\text{м}\cdot\text{кгс}\cdot\text{с}^2)} = \text{с}^{-1}$], а в системе СИ ($\sqrt{\text{Н}/(\text{м}\cdot\text{кг})}$. После подстановки 1Н ≃ 1 кг·м/с² получаем $\sqrt{\text{кг}\cdot\text{м}/(\text{с}^2\cdot\text{м}\cdot\text{кг})} = \text{с}^{-1}$.

Рис. 2.7. В простой колебательной системе собственная частота $n_{1b,k}$ зависит только от подрессоренной массы кузова над передней или задней осью $m_{зр,k}$ и жесткости $c_{зр,k}$ подвески

Чтобы получить частоту колебаний n_{1t} в минуту, следует круговую частоту умножить на [(1/2π)]·60 = 9,55. Для кузовных автобусов уравнение частоты колебаний [в мин⁻¹] без учета демпфирования, а также влияния оси и шин примет вид

$$n_{1b,k} = 9{,}55\sqrt{c_{зр,k}/m_{зр,k}}, \tag{2.11}$$

а для колебаний неподрессоренных масс [в мин⁻¹], связанных с одним колесом (рис. 2.8),

$$n_{2b,k} = 9{,}55\sqrt{k_F c_{зр,k} + c_{рз,k}/m_{зр,k}}, \tag{2.12}$$

где $c_{рз,k}$ — жесткость шины, подробнее рассмотренная в [21, п. 2.5]; k_F — коэффициент повышения жесткости, который учитывает ее рост с увеличением скорости (см. [21, рис. 2.5/3]). После подстановки массы m_1 оси и жесткости c_1 шины уравнение (2.11) частоты колебаний [в мин⁻¹] примет следующий вид (рис. 2.9):

$$n_{21} = 9{,}55\sqrt{c_1\left[\left(m_k + \frac{c_1}{k_F c_1}(m_1 + m_k)\right)\right]}. \tag{2.13}$$

Из уравнения (в котором для упрощения опущены индексы о, k) соответственно для передней или задней осей) можно заметить, что частота колебаний по сравнению с рассчитанной с помощью уравнения (2.11) будет тем меньше, чем больше отношение c_1/c_1. Это будет иметь место при жесткой подвеске кузова (большая величина c_1) и мягких шинах (малая величина c_1). Как приведено

Рис. 2.8. Собственная частота колебаний колеса $n_{2b,k}$ является функцией массы оси $m_{зр,k}$, жесткости подвески $c_{зр,k}$, жесткости шины $c_{рз}$ и приведенного к колесу коэффициента сопротивления амортизатора $k_{2b,k}$. Дополнительно влияние оказывает скорость движения, которая учитывается с помощью коэффициента k_F [21, рис. 2.5/3]

Рис. 2.9. Частота колебаний кузова $n_{1b,k}$ зависит не только от подрессоренной массы $m_{зр,k}$ и жесткости подвески $c_{зр,k}$, но также от массы оси $m_{зр,k}$, жесткости шины $c_{зр,k}$, коэффициента k_F и коэффициента сопротивления амортизатора $k_{1t,k}$

на рисунках в п. 2.2.1 и 2.2.2, частота колебаний подрессоренных масс у легковых автомобилей со стальными упругими элементами составляет для передней оси $n_{1\text{п}} = 55 \ldots 80$ мин$^{-1}$ и для задней оси $n_{1\text{з}} = 68 \ldots 100$ мин$^{-1}$.

Для обеспечения комфортабельности следует стремиться к $n_{1\text{п}} \approx 60$ мин$^{-1}$, что достижимо даже для передних подвесок относительно легких автомобилей («Рено-4» и «Рено-6»). Однако для задней подвески это возможно только в том случае, если автомобиль оборудован системой регулирования уровня кузова. Разница в нагрузке между положениями «один человек» и «полная нагрузка» (см. [21, рис. 1.7/3] и табл. 2.3) усложняет обеспечение мягкости подвески. По заданной частоте колебаний $n_{1\text{п},\text{з}}$ можно рассчитать жесткость пружины (в Н/мм) с помощью несколько измененного уравнения (2.1.1):

$$c_{\text{п},\text{з}} = 5{,}59 \cdot 10^{-4} \cdot n_{1\text{п},\text{з}}^2 (G_{\text{п},\text{з}} - U_{\text{п},\text{з}}). \qquad (2.1.4)$$

При использовании прежней системы единиц следует применять $n_{1\text{п}}$ (мин$^{-1}$), а вес как силы тяжести (в кгс). Все остальные коэффициенты пересчета входят в общий коэффициент $5{,}59 \cdot 10^{-4}$. В качестве примера рассчитаем жесткость передней подвески автомобиля модели «Ауди-100», используя следующие данные: $G_{\text{п}} = 710$ кгс, $U_{\text{п}} = 50$ кгс, $n_{1\text{п}} = 57$ мин$^{-1}$;

$$c_{\text{п}} = 5{,}59 \cdot 10^{-4} \cdot 57^2 (710 - 50) = 11{,}97 \approx 12 \text{ кгс/см}.$$

По аналогии с системой СИ следует учесть коэффициент $5{,}48 \cdot 10^{-3}$. Для частоты колебаний $n_{1\text{п}}$ (в мин$^{-1}$) и массы (в кг) жесткость (в Н/м)

$$c_{\text{п},\text{з}} = 5{,}48 \cdot 10^{-3} \cdot n_{1\text{п},\text{з}}^2 (G_{\text{п},\text{з}} - U_{\text{п}}). \qquad (2.1.5)$$

С учетом коэффициентов получаем следующую жесткость пружины:

$$c_{\text{п}} = 5{,}48 \cdot 10^{-3} \cdot 57^2 (710 - 50) = 11\,750 \text{ Н/м}.$$

В чертежах следовало бы указать $c_{\text{п}} = 11{,}75$ / Н/мм. Разделив эту величину на 9,81, получаем первоначальное значение

$$c_{\text{п}} = 1{,}197 \text{ кгс/мм} \approx 11{,}97 \text{ Н/мм}.$$

2.1.5. Продольные угловые колебания

Теоретически продольные угловые колебания автомобиля не зависят или слабо зависят от его вертикальных колебаний в том случае, когда частота продольных колебаний [в мин$^{-1}$]

$$n_{\text{п}} = 9{,}55 \sqrt{(c_{\text{п}} a^2 + c_{\text{з}} b^2)/I_z} \qquad (2.1.6)$$

ниже частоты вертикальных колебаний в результате одновременной работы подвески передних и задних колес:

$$n_{\text{п}} = 9{,}55 \sqrt{(c_{\text{п}a} + c_{\text{з}a})/m_{\text{п}}}. \qquad (2.1.7)$$

Для момента инерции I_z широко используется формула, дающая лишь его приближенное значение в [кгс·м·с^2] или [кг·м^2]:

$$I_z \approx m_{\text{п}} a b. \qquad (2.1.8)$$

Подставляя это выражение в уравнение (2.1.6) и сопоставляя оба уравнения, получаем условия зависимости жесткости $c_{\text{п}}$ задней подвески от жесткости передней подвески $c_{\text{п}}$ в [кгс/см] или (Н/м):

$$c_{\text{з}} < c_{\text{п}} \frac{1 - (W_{\text{п}}/W_{\text{з}})}{(W_{\text{п}}/W_{\text{з}}) - 1}. \qquad (2.1.9)$$

Вместо расстояний от центра тяжести $a_{\text{п}}$ и $b_{\text{з}}$ используем отношение весов передней $W_{\text{п}}$ и задней $W_{\text{з}}$ частей кузова

$$W_{\text{п}}/W_{\text{з}} = a_{\text{п}}/b_{\text{з}}.$$

У легкового автомобиля классической компоновки с водителем и одним пассажиром в салоне около 54 % массы кузова приходится на переднюю ось и 46 % на заднюю [21, табл. 1.7/1]. Подставляем в уравнение числовые значения:

$$c_{\text{п}}^{\text{л}} < c_{\text{п}} (1 - 0{,}85)/(1{,}17 - 1); \quad c_{\text{п}\text{л}} < 0{,}88 c_{\text{п}}.$$

Это означает, что для устранения продольных угловых колебаний задняя подвеска должна быть мягче передней. При полностью загруженном автомобиле на переднюю ось приходится 43 % массы, а на заднюю 57 %. В результате получаем зависимость

$$c_{\text{п}\text{л}} < 1{,}34 c_{\text{п}}.$$

Соблюсти оба этих условия можно только на автомобилях, оснащенных системой регулирования уровня пола кузова. Чтобы на автомобилях с классической компоновкой и передним приводом иметь при полной нагрузке не слишком большую осадку кузова, необходимо использовать подвеску большой жесткости, как, например, на автомобилях с задним расположением двигателя, что подтверждают почти все модели фирмы «Фольксваген» и автомобиль «Сименка-1000». Модель «Фольксваген 411/1Е» с водителем и пассажиром на переднем сиденье имеет следующее распределение массы: на переднюю ось 46 % и на заднюю ось 55 %. Следовательно, в качестве условия будет $c_{\text{п}\text{л}} < 1{,}22 c_{\text{п}}$ (см. табл. 2.1—2.3).

Теоретически это условие выполнялось бы с замеренной на автомобиле жесткостью передней подвески $c_{\text{п}} = 17{,}5$ Н/мм и задней $c_{\text{п}\text{л}} = 18{,}0$ Н/мм. Однако ни о модели 411, ни о моделях «Кубэ» и «Сименка» нельзя сказать, что они не имеют продольных угловых колебаний. В них, вероятно, решающими являются опре-

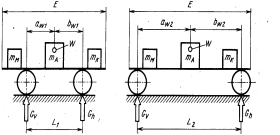


Рис. 2.10. Колесная база $L_{1,2}$ оказывает влияние на склонность автомобиля к галопированию, но при этом не влияет на момент инерции кузова относительно поперечной оси, проходящей через центр подрессоренных масс: $a_{m1}b_{m1} < < a_{m2}b_{m2}$

деленные конструкционные особенности, совместное действие которых приводит к связи колебаний передних и задних подрессоренных масс. Первоочередное влияние оказывает взаимосвязь распределения масс и колесной базы.

Пусть в двух автомобилях одинаковой длины L масса сплошного агрегата m_M, кузова m_A и груза в багажнике m_K имеют одинаковое расположение (рис. 2.10). В этом случае независимо от колесной базы распределение нагрузки между передней и задней осью будет одинаковым. Приведенный слева автомобиль имеет короткую по сравнению с габаритной длиной колесную базу L_1 и, как следствие этого, большие передний и задний свесы [21, табл. 1.2/3]. Автомобиль справа, напротив, имеет относительно длинную базу L_2. Общая масса $m_\Sigma = m_M + m_A + m_K$ и момент инерции I_q относительно поперечной оси в обоих случаях равны. Однако различными являются расстояния a_m и b_m между центром тяжести W кузова и осями. Поэтому, хотя и справедливы равенства $I_{q1} = I_{q2}$ и $m_{\Sigma 1} = m_{\Sigma 2}$, но зато различаются входящие в уравнение (2.1.8) приближенные значения

$$I_q' \approx m_\Sigma a_m b_m,$$

поскольку $m_{\Sigma 1}a_{m1}b_{m1} > m_{\Sigma 2}a_{m2}b_{m2}$. Поэтому при точном расчете склонности автомобиля к продольным угловым колебаниям следует в порядке оценки включить определенное значение момента инерции. Чем больше колесная база L при данной длине E кузова, тем меньше склонен автомобиль к продольным колебаниям. Это положение уже в течение многих лет используется на автомобилях с передними ведущими колесами (модели «Рено-4,5/6» и «Рено-16в; «Фольксваген-К70», «Симка-1100», «Фиат 127/128», «Ситроен» и др.). В последнее время им пользуются и при проектировании автомобилей с классической компоновкой («Даймлер-Бенц», «Форд-Капри», Крайслер-160/180» и др.). Кроме того, практика показала целесообразность такого выбора жесткости передней и задней подвесок, чтобы частоты их собственных колебаний различались по крайней мере на 20 %. Это в значительной мере исключает синхронную работу передней и задней подвесок. Изучение подвесок на более чем 40 новых моделях легковых автомобилей показало, что большинство изготовителей следует таким путем. Поэтому для автомобилей с классической компоновкой и передним приводом справедливо выражение

$$n_{11A} \geq 1{,}2n_{11\tau}. \qquad (2.1.10)$$

Для автомобилей с задним расположением двигателя должно быть

$$n_{11A} \leq 1{,}2n_{11\tau}. \qquad (2.1.11)$$

2.1.6. Расчет демпфирования

На колебания автомобиля оказывает влияние амортизатор. Определющим фактором является создаваемая при определенной скорости c_τ поршня сила сопротивления F_τ, приведенная к колесу и выраженная через коэффициент сопротивления в [кгс·с/м] или [Н·с/м = кг/с]:

$$k_{11} = F_\tau/v_\tau. \qquad (2.1.12)$$

Коэффициент относительного демпфирования колебаний кузова рассчитывает с использованием коэффициента k_{11}, жесткости пружины c_τ и доли массы кузова над одним колесом m_τ:

$$D_\tau = k_{11}/(2\sqrt{c_\tau m_\tau}). \qquad (2.1.13)$$

Демпфирование D_1 колеса определяем также с помощью k_{11}, но с добавлением половины масс от m_1, жесткости шины c_1 и подвески c_τ и коэффициента увеличения жесткости шины k_p [21], рис. 2.5/3]:

$$D_1 = k_{11}/[2\sqrt{(k_p c_1 + c_\tau)m_1}]. \qquad (2.1.14)$$

При определении безразмерных величин демпфирования в качестве единицы длины следует использовать метр. В этом случае уравнение размерности будет иметь вид для прежней системы

$$[(\text{кгс}\cdot\text{с/м})/\sqrt{(\text{кгс/м})\ (\text{кгс}\cdot\text{с}^2/\text{м})}]$$

и для системы СИ

$$(\text{Н}\cdot\text{с/м})/\sqrt{(\text{Н/м})\ \text{кг}} = (\text{кг/с})/\sqrt{(\text{кг}\cdot\text{м}\cdot\text{кг})/(\text{с}^2\cdot\text{м})}.$$

Коэффициент k_{11} относительного демпфирования приводится к колесу. Сам амортизатор при независимой подвеске колес, как правило, смещен внутрь и поэтому должен при меньших скоростях v_τ создавать большую силу F_τ. В расчете следует дополни-

Рис. 2.11. При определении коэффициента сопротивления амортизатора используются максимальные значения сил сопротивления на ходе отбоя F_A и сжатия F_B. Собственно форма диаграммы не учитывается. Следовало бы осуществить планиметрирование диаграммы и использовать при расчете среднее значение силы сопротивления. В среднем эта величина составляет 80 % максимального значения:
1 — средняя сила демпфирования; *2* — нулевая линия; *3* — ход

тельно учесть соотношение l_n плеч между точками контакта и местом закрепления амортизатора (см. п. 2.1.7). Вводя индекс *2* для колеса и *D* для амортизатора, получаем следующую зависимость соответственно для силы (в [кгс] или [Н]) и для скорости (в м/с):

$$F_{D2} = F_D/i_n; \quad v_2 = v_D/i_n,$$

и теперь на основе рабочей диаграммы амортизатора (рис. 2.11) определяем коэффициент сопротивления, приведенный к колесу:

$$k_{11} = F_D/v_2 = F_D/(i_n v_D/i_n) = (F_D/v_D)/i_n^2; \qquad (2.1.15)$$

(это уравнение не может быть использовано для расчета кривой, см. [22, рис. 7.6/17]). Должна быть известна скорость поршня v_D, которая может быть получена на основе частоты вращения n_D испытательного стенда (в мин$^{-1}$) и хода *s* поршня (в м). При этом может идти речь о максимальной $v_{D\,max}$ и средней $v_{D\,cp}$ скорости. Для упрощения сопоставлений $v_{D\,max}$ с легко получаемыми по рабочей диаграмме амортизатора наибольшими значениями сил демпфирования. Входящую в k_{11} силу F_D получаем как среднее между силой растяжения F_A, создаваемой амортизатором при ходе отбоя и силой сжатия F_B, возникающей при ходе сжатия. Среднее значение достаточно для расчетов. При этом не учитываются ни соотношение сил растяжения и сжатия, ни диаметр поршня и нагрев масла [22, п. 7.6.6], а применяемые при расчетах уравнения будут иметь вид

$$v_{D\,max} = s\pi n\,[\text{м/с}]; \quad n = n_D/60\ [\text{мин}^{-1}/60] \qquad (2.1.16)$$

и, следовательно,

$$v_{D\,max}' = s\pi n_D/60\ [\text{м/с}]; \qquad (2.1.17)$$

$$F_D \approx (F_A + F_B)/2\ [(\text{кгс}]\ \text{или}\ [\text{Н}]). \qquad (2.1.18)$$

В качестве примера рассмотрим коэффициент относительного демпфирования D_k для заднего неразрезного ведущего моста легкового автомобиля. В прежней системе единиц даны следующие параметры:

Нагрузка на мост, кгс	$G_k = 500$ (5 кН)
Вес оси, кгс	$U_k = 100$ (1 кН)
Жесткость подвески, кгс/см	$c_{kk} = 18$ (18 Н/мм)
Передаточное число	$i_n = 1{,}2$

Шины:

тип	6,00-13/4PR
давление, кгс/см^2	$p_k = 1{,}8$ (0,18 МПа)
Скорость движения, км/ч	$V = 140$

Параметры амортизатора при $s = 100$ мм/ход, $n_D = 100$ мин$^{-1}$ (на стенде):

F_A, кгс	120 (1200 Н)
F_B, кгс	40 (400 Н)

Используя эти данные в соответствии с уравнениями (2.1.17), (2.1.18), (2.1.15), получаем:

$$v_{D\,max} = s\pi n/60 = \pi \cdot 0{,}1 \cdot 100/60 = 0{,}524\ \text{м/с};$$

$$F_D = (F_A + F_B)/2 = (120 + 40)/2 = 80\ \text{кгс}\ (800\ \text{Н});$$

$$k_{11} = F_D/(v_D i_n^2) = 80/(0{,}524 \cdot 1{,}2^2) = 106\ (\text{кгс} \cdot \text{с}/\text{м});$$

$$m_{kk} = (G_k - U_k)/(2g) = (500 - 100)/(2 \cdot 9{,}81) = 20{,}4\ \text{кгс} \cdot \text{с}^2/\text{м};$$

$$c_{kk} = 1800\ \text{Н/мм};$$

$$D_k = k_{11}/(2\sqrt{c_{kk} m_k}) = 106/(2\sqrt{1800 \cdot 20{,}4} = 0{,}275.$$

Таким образом, величина относительного демпфирования в подвеске должна быть в пределах $D = 0{,}25 \ldots 0{,}3$.

При использовании системы СИ три из входящих в уравнение величин увеличиваются в 9,81 раз, ровно результат остается прежним:

$$D_k = 1{,}04 \cdot 10^7/2\sqrt{1{,}766 \cdot 10^8 \cdot 2 \cdot 10^6} = 0{,}275.$$

Для обеспечения безопасности движения амортизатор должен обеспечить величину относительного демпфирования колебаний D_1 колеса. Объединяя уравнения (2.1.13) и (2.1.14), можно получить безразмерную величину зависимости между D_1 и величиной относительного демпфирования колебаний D_k кузова:

$$D_1 = D_k \sqrt{c_{kk}(k_{11} c_k)} / (G_{ok} - U_{ok})/U_{ok}. \qquad (2.1.19)$$

Используя приведенные на рис. 2.5/2 [21] постоянные жесткости шин $c_{ok} = 174$ кгс/см = 174 Н/мм, а также $k_P = 1{,}27$ на рис. 2.5/3 [21] для диагональных шин при скорости 140 км/ч, получаем

$$D_1 = 0{,}275\sqrt{18(1{,}27 \cdot 174 + 18)}\sqrt{(500 - 100)/100} =$$

$$= 0{,}275 \cdot 0{,}544 = 0{,}15.$$

Такое демпфирование недостаточно для тяжелого ведущего моста и можно было бы ожидать его отрыва от опорной поверхности при движении по неровной дороге. При более легких неподрессоренных частях независимой подвески ($U_k = 500$ Н) значение $D_1 = 0{,}2$ вполне приемлемо, хотя все еще недостаточно. Расчет D_k и D_1 относится только к определенной скорости поршня (100 мин$^{-1}$) и ходе 100 мм. В зависимости от характеристики амортизатора сила сопротивления перемещению поршня в точках до расчетных

Рис. 2.12. В случае простого рычага передаточное отношение по ходу i_p соответствует передаточному отношению по силе i_F

или за ними будут больше или меньше [22, рис. 7.6/15]. Возможен и обратный случай, когда известна величина относительного демпирования колебаний (например, $D_1 = 0,3$), по которой определяют параметры амортизатора. В этом случае вначале следует определить отношение сопротивлений на ходах сжатия и отбоя

$$d = F_д/F_E. \qquad (2.1.20)$$

Затем получение из этого уравнения $F_д = dF_E$ подставляем в уравнение (2.1.18). В приведенном примере $d = 1200\ Н/400\ Н = 3$. D_1 и D_2 несколько уменьшают значения величин n_{1D} и n_1, полученные ранее без учета демпирования. Эти частоты колебаний соответственно для кузова и колеса будут:

$$n_{1D} = n_{11}\sqrt{1 - D_1^2}; \qquad (2.1.21)$$

$$n_{1D} = n_1\sqrt{1 - D_1^2}. \qquad (2.1.22)$$

При $D_1 = 0,25$ получаем $n_{1D} = 0,968 n_{11}$, а при $D_2 = 0,3$ $n_{1D} = 0,954 n_{11}$. В большинстве случаев уменьшением частоты примерно на 4 % можно пренебречь.

2.1.7. Передаточное отношение от колеса к упругому элементу и амортизатору

Жесткости подвески кузова c_k и стабилизаторов c_p имеют размерность [кгс/см] или (Н/мм), т. е. сила, деленная на перемещение, а приведенный к колесу коэффициент сопротивления k_{11} размерность [кгс·с/м] или (Н·с/м).

Передаточное отношение $i_{zд}$ между пятном контакта колеса и местом приложения детали должно отражать как различные плечи, так и различные по величине силы, действующие в обоих местах. На рис. 2.12 приведен простой рычаг, у которого соотношения сил и плеч соответственно

$$i_p = F_w/N_{nb} = b/a;$$

$$i_F = f/f_p = b/a.$$

Эта схема имеет место в независимых подвесках, в которых направляющим элементом для колеса является лишь один рычаг; но она не подходит при использовании двухрычажного направляющего устройства. Предварительную нагрузку F_w на пружину определяем из выражения для i_F:

$$F_w = N'_o, i_F. \qquad (2.1.23)$$

Из полученных взвешиванием нагрузок N_{nb} на колеса для определения N'_o в вычитаем половину веса неподрессоренных частей оси (см. п. 1.1):

$$N'_o = N_b - U_д/2;$$

$$N'_b = N_b - U_b/2.$$

Используя i_F, определяем жесткость c_F витовой пружины или листовой рессоры, закрепленной в точке F:

$$c_F = F_w/f_F = N'_o, i_F^2 i_p^2/f.$$

Дробь $N'_o, i/f$ представляет собой жесткость $c_{Dn,k}$ пружины, приведенную к пятну контакта (см. п. 2.1.4). В результате получаем зависимость

$$c_F = c_{Dn,k} i_F^2 i_p^2 \qquad (2.1.24)$$

или в упрощенном виде

$$c_F = c_{Dn,k} i_{zk}^2. \qquad (2.1.25)$$

Последнее уравнение справедливо в том случае, если (как для рычага) $i_F = i_z$.

Нагружающая пружину вертикальная сила N_{nb} действует в пятне контакта и направлена перпендикулярно опорной поверхности. Амортизатор в основном рабочем нагружении (растяжении) нагружен расположенной рядом с ним пружиной. Поэтому при определении коэффициента сопротивления k_{11} следует использовать только передаточное отношение по ходу i_z и притом в квадрате (см. п. 2.1.6). Точно также рассчитывают и стабилизаторы (см. п. 2.5.2).

Передаточные отношения i_z и i_p лишь в очень редких случаях остаются постоянными во всем диапазоне хода подвески. Они зависят как от изменения углов наклона деталей подвески (витовой пружины, амортизатора и др.), так и при двухрычажном направляющем устройстве от изменения этих углов в процессе работы подвески, т. е. углов α и β. При расчете следует принимать во внимание передаточное отношение, которое имеет место в исходном (нормальном) положении (подвеска и один пассажир). В независимой передней подвеске точки A и B (рис. 2.13) или B и C (см. рис. 2.17) при небольших перемещениях колеса смещаются назад практически в той же мере, что и пятно N контакта колеса с дорогой. Однако изменение поперечного угла наклона δ оси поворота колес, выражаемое измеряемым изменением развала $\Delta\gamma$ [21, рис. 4.5/9 и 4.5/11], оказает влияние на величину i_z. Поскольку величина $\Delta\gamma$ остается небольшой, а в формулу входит

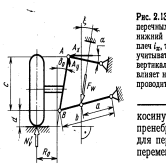


Рис. 2.13. Если в подвеске на любых поперечных рычагах пружина опирается на нижний рычаг, то как в соотношении плеч $i_{\text{пр}}$, так и в соотношении сил i_F следует учитывать наклон пружины на угол ξ к вертикали. На величину $i_{\text{пр}}$ кроме того, влияет наклон верхнего рычага. Расчет $i_{\text{пр}}$ проводится по уравнению (2.1.26), а i_F — по уравнению (2.1.27)

косинус этого угла, ею можно пренебречь. В результате формула для передаточного отношения по перемещениям будет иметь вид

$$i_{\text{пр}} = b/(a\cos\xi). \qquad (2.1.26)$$

Угол ξ выражает отклонение оси пружины от вертикали, т. е. в направлении действия силы N_F. Если в двухрычажной подвеске с двумя наклонными поперечными рычагами пружина опирается на нижний рычаг, то в передаточное отношение i_F по силе дополнительно входит реакция A_p верхнего рычага (см. рис. 2.13). Используя данные рис. 1.75, можно составить следующее уравнение моментов относительно точки B:

$$N_F^{\text{п}} b = A_p(a-b) + A_x c.$$

Подставляя $b = R_0 + d\,\text{tg}\,\delta_0$, $(a-b) = c\,\text{tg}\,\delta_0$ и $A_x = A_p\,\text{ctg}\,\alpha$, получим в приводимых ниже уравнениях составляющие силы

$$A_x = N_F^{\text{п}}(R_0 + d\,\text{tg}\,\delta_0)/[c(1+\text{tg}\,\alpha\,\text{tg}\,\delta_0)];$$

$$A_y = N_F^{\text{п}}(R_0 + d\,\text{tg}\,\delta_0)/[c(\text{tg}\,\delta_0 + \text{ctg}\,\alpha)].$$

Используя условие $\sum F = 0$, в соответствии с рис. 1.75, получаем

$$B_x = A_x; \quad B_y = N_F^{\text{п}} + A_y.$$

В точке B рычага действуют противоположно направленные реакции, после разложения которых на составляющие в плоскости рычага в соответствии с рис. 1.76 определяем силу, влияющую на статическую нагрузку $F_{\text{п}}$ пружины:

$$B_{\text{п}} = B_y\cos\beta + B_x\sin\beta.$$

На рис. 2.14 показана методика определения передаточного отношения по силе i_F, т. е. составление уравнения

$$i_F = \frac{b(R_0 + d\,\text{tg}\,\delta_0)\cos\beta}{a\cos(\xi+\beta)\,c}\left[\frac{1}{\text{tg}\,\delta_0 + \text{ctg}\,\alpha} + \frac{c}{R_0 + d\,\text{tg}\,\delta_0} + \frac{\text{tg}\,\beta}{1 + \text{tg}\,\alpha\,\text{tg}\,\delta_0}\right], \qquad (2.1.27)$$

по данным, которые могут быть получены на представленном нижнем рычаге:

$$F_c = B_{\text{п}} b/a; \quad F_{\text{п}} = F_c/\cos(\xi+\beta).$$

Верхний рычаг, наклоненный, как показано на рис. 4.4/7 [21], в противоположную сторону, дает знак минус перед $\text{ctg}\,\alpha$ и $\text{tg}\,\alpha$ $\text{tg}\,\delta_0$. Если же иной наклон имеет нижний рычаг (см. [21], рис. 4.4/6]), то знак минус появляется перед последней дробью в скобках (см. рис. 2.14). Величина i_F незначительно превосходит величину передаточного отношения по ходу i_x. Если пружина опирается на верхний рычаг, то для определения i_F вновь справедливо уравнение (2.1.26). При определении i_F следует учесть силы B_x и B_y, возникающие за счет наклона нижнего рычага (рис. 2.15, см. также рис. 1.78):

$$i_F = \frac{b\cos\alpha\,[R_0 + \text{tg}\,\delta_0\,(c+d)]}{a\cos(\xi-\alpha)\,c}\left[\frac{c}{R_0 + \text{tg}\,\delta_0\,(c+d)} + \frac{c}{\text{ctg}\,\beta - \text{tg}\,\delta_0} + \frac{\text{tg}\,\alpha}{1 - \text{tg}\,\delta_0\,\text{tg}\,\beta}\right]. \qquad (2.1.28)$$

Если нижний рычаг расположен с наклоном в другую сторону, как показано на рис. 4.4/6 [21], что объясняется стремлением удержать центр крена как можно ниже, то в этом случае сила B_y будет направлена вниз. Таким образом, она поддерживает силу $F_{\text{п}}$

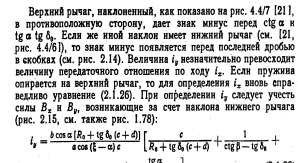


Рис. 2.14. Определение передаточного отношения i_F для подвески с неправдальными рычагами, приведенной на рис. 2.13. Если верхний рычаг имеет наклон в другую сторону, то перед $\text{ctg}\,\alpha$ и $\text{tg}\,\alpha$ $\text{tg}\,\delta_0$ должен стоять знак минус. При наклоне нижнего рычага в другую сторону знак минус должен стоять перед последней дробью в скобках. Расчет i_F проводится по уравнению (2.1.26), $i_{\text{пр}}$ — по уравнению (2.1.27)

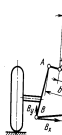


Рис. 2.15. Если пружина опирается на верхний рычаг, то на передаточное отношение i_p влияет нижний рычаг. Отсутствующие обозначения расстояний приведены на рис. 2.13. Расчет i_p проводится по уравнению (2.1.26), i_p — по уравнению (2.1.28)

пружины, и перед $\operatorname{tg}\delta_0$ под второй и третьей дробными чертами должен стоять знак плюс. Верхний рычаг, имеющий противоположный наклон (см. рис. 1.42), компенсирует к появлению перед последней дробью знака минус.

Если в качестве упругого элемента использован торсион, закрепленный на нижнем рычаге, передаточное отношение по ходу зависит от его наклона (рис. 2.16):

$$i_{\text{п}} = \cos\beta. \tag{2.1.29}$$

Как видно из правой части рисунка, для неподвижного автомобиля момент предварительного закручивания торсиона

$$M_F = B_x a,$$

или используя передаточное отношение по силе, получим в зависимости от нагрузки на колесо момент

$$M_F = N_y' i_p r.$$

Перпендикулярно к рычагу действует сила $B_x = B_y \cos\beta + + B_x \sin\beta$. Отсюда, в соответствии с рис. 2.16, получаем передаточное отношение подвески по силе

$$i_{\text{п}} = (R_A + d\operatorname{tg}\delta_0)\frac{\cos\beta}{c}\left[\frac{1}{\operatorname{tg}\delta_0 + c\operatorname{tg}\alpha} + \frac{c}{R_A + d\operatorname{tg}\delta} + \frac{\operatorname{tg}\beta}{1 + \operatorname{tg}\alpha\operatorname{tg}\delta_0}\right]. \tag{2.1.30}$$

При использовании подвески «Макферсон» существует возможность передавать вертикальные нагрузки с помощью поперечной листовой рессоры, закрепленной на нижнем рычаге (рис. 2.17, см. также [21, рис. 3.5/11]). В этом случае для определения

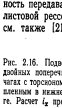


Рис. 2.16. Подвеска на двойных поперечных рычагах с торсионом, закрепленным в нижнем рычаге. Расчет i_p проводится по уравнению (2.1.29), i_p — по уравнению (2.1.30)

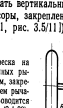


Рис. 2.17. Если в подвеске «Макферсон» в качестве упругого элемента использована листовая рессора, передаточные отношения перемещений ($i_{\text{п}}$) и сил (i_p) равны и определяются по уравнению (2.1.26):
t — листовая рессора

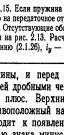


Рис. 2.18. Если в подвеске «Макферсон» винтовая пружина установлена между шарнирами B (в кронштейне) и трубой C амортизатора, то передаточные отношения перемещений ($i_{\text{п}}$) и сил (i_p) различны и определяются соответственно по уравнениям (2.1.31) и (2.1.32)

передаточных отношений и по ходу подвески, и по нагрузке справедливо уравнение (2.1.26). Оно справедливо и для использованного в этой подвеске стабилизатора. Если же спиральная пружина (как обычно) установлена между корпусом амортизатора и местом крепления A на крыле (рис. 2.18), то в уравнение для определения передаточного отношения по ходу подвески входит угол развала

$$i_{\text{п}} = 1/\cos\delta_0. \tag{2.1.31}$$

При определении i_p следует учесть влияние нижнего рычага (см. рис. 1.102). При смещении нижней шаровой опоры B от оси амортизатора к колесу на величину t (рис. 2.19), см. также рис. 4.4/12 [21] и 1.104) следует учесть как угол δ_0, так и расстояние t:

$$i_p = \cos\delta_0 + [(R_A + d\operatorname{tg}\delta)/(c + 0) + \sin\delta_0]\operatorname{tg}(\beta + \delta_0). \tag{2.1.32}$$

При смещении шаровой опоры B от оси амортизатора к колесу (см. рис. 1.104, 2.19 и [21, рис. 4.4/12]) на величину t следует учитывать как угол $\delta_0 - \alpha$, так и расстояние t:

$$i_{\text{п}} = 1/\cos(\delta_0 - \alpha); \tag{2.1.33}$$

$$i_p = \cos(\delta_0 - \alpha) + \frac{R_A + d\operatorname{tg}\delta_0 + t\cos(\delta_0 - \alpha) + (c + o)\sin(\delta_0 - \alpha)}{(c + o)\operatorname{cg}(\beta + \delta_0 - \alpha) - t}. \tag{2.1.34}$$

Если из-за продольного наклона оси поворота колеса стойка на виде сбоку дополнительно наклонена на угол ε (рис. 2.20), то выражение для $i_{\text{п}}$ несколько меняется:

$$i_{\text{п}} = \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2(\delta - \alpha) + \operatorname{tg}^2\varepsilon}. \tag{2.1.35}$$

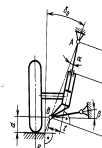


Рис. 2.19. Смещение к колесу нижней шаровой опоры B с целью уменьшения плеча ξ_0 обратно влияет на угол α между осью амортизатора и осью поворота колеса. Этот угол учитывается при расчете величин i_x и i_y (см. уравнения (2.1.35) и (2.1.34))

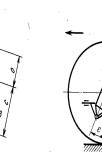


Рис. 2.20. Если стойка подвески «Макферсон» для получения подъемного хвостовика при повороте на угол ξ вместе с наклоном на угол ξ, то этот угол учитывается при определении i_x и i_y. Расчет i_x осуществляется в соответствии с уравнением (2.1.35). Расчет i_y — см. рис. 1.113—1.117

В связи с большим числом параметров, оказывающих влияние, вряд ли можно дать для этого случая выражение передаточного отношения по силе. Если требуется определить предварительную силу, действующую на пружину в зависимости от нагрузки на колесо, то целесообразнее определять ее расчетом непосредственно по уравнениям, приведенным к рис. 1.113—1.117, или использовать упрощенное выражение (2.1.25)

$$c_T = c_\omega i_x^2.$$

Независимая подвеска задних колес выполняется, как правило, лишь на одном рычаге (с каждой стороны) или на двух жестко соединенных между собой рычагах. В этом случае передаточные отношения по ходу подвески и по нагрузке равны. Для подвески на продольных рычагах справедливы условия, приведенные на рис. 2.12, когда упругий элемент только на виде сбоку наклонен на угол σ:

$$i_x = i_y = b/(a\cos\sigma).$$

Если пружина или амортизатор имеют пространственный наклон (рис. 2.21), то следует пользоваться выражением

$$i_x = i_y = \frac{b}{a}\sqrt{1+\mathrm{tg}^2\xi+\mathrm{tg}^2\sigma}. \qquad (2.1.36)$$

При независимой подвеске на поперечных рычагах колесо в среднем положении может иметь отрицательный (рис. 2.22) или положительный угол развала. В связи с этим происходит увеличение или уменьшение плеча действия вертикальной силы N_k соответственно для отрицательного и положительного развала

$$i_x = i_y = (b + r_k\,\mathrm{tg}\,\gamma_k)/(a\cos\xi); \qquad (2.1.37)$$

$$i_x = i_y = (b - r_k\,\mathrm{tg}\,\gamma_k)/(a\cos\xi). \qquad (2.1.38)$$

Из конструктивных соображений колесо устанавливают перпендикулярно к поперечному рычагу, т. е. этот последний располагают к плоскости дороги под углом $\pm\gamma_k$, равным углу развала. Это положение не обязательно справедливо для подвески на диагонально расположенных рычагах. Благодаря сдвоенным шарнирам (с выравниванием длины) в полуоси независимо от положения рычага колесу может быть придан любой желаемый угол развала. Увеличение длины Δb рычага благодаря обычно используемому отрицательному углу развала $\gamma_k = -30' \ldots 2^\circ$ дополнительно зависит от угла α на виде сверху (рис. 2.23) и составляет

$$\Delta b = r_k\,\mathrm{tg}\,\gamma_k \sin\alpha,$$

и для такой конструкции подвески при отрицательном развале передаточные отношения и по ходу подвески, и по нагрузке равны:

$$i_x = i_y = [(b+\Delta b)/a]\sqrt{1+\mathrm{tg}^2\xi+\mathrm{tg}^2\sigma}. \qquad (2.1.39)$$

При положительном угле развала $(+\gamma_k$ величину Δb следует вычесть из b. Исходя из предположения, что углы ξ и σ наклона амортизатора или винтовой пружины могут рассматриваться как отклонение от вертикали, можно пренебречь углами наклона оси (β на виде сзади и γ на виде сбоку). Однако угол α на виде сверху

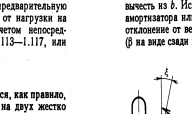


Рис. 2.21. В подвеске на продольных рычагах величины i_x и i_y зависят от пространственного угла наклона пружины, т. е. от ее отклонения от вертикали. Величины i_x и i_y при этом равны и определяются по уравнению (2.1.36)

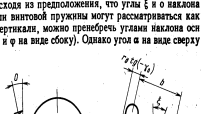


Рис. 2.22. В одноречажной подвеске на поперечных рычагах i_x и i_y равны, но в связи с отрицательным ($-\gamma_k$) или положительным ($+\gamma_k$) развалом колес происходит соответственно увеличение или уменьшение колеи. Это изменение колеи учитывается при определении i_x и i_y (см. уравнения (2.1.37) (2.1.38))

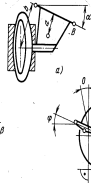


Рис. 2.23. Если в подвеске на косых рычагах пружина или амортизатор отклонены от перпендикуляра к плоскости дороги и величина этого отклонения определяется углами ξ и η, то при определении i_{ξ} и i_{η} учитывается только угол α. Углы β и φ, определяемые на виде сзади (б) и виде сбоку (в), не учитываются [$i_{\xi_{\beta}} = i_{\eta_{\varphi}}$ см. уравнение (2.1.39)] α — вид сверху

влияет на длину отрезков a и b, расположенных под прямым углом к повернутой на угол α оси AB. Передаточное отношение $i_{\xi,\eta}$ остается большим единицы также в том случае, если, как показано на рис. 2.24, расположенная по оси пружина смещена внутрь. Передаточное отношение $i < 1$ может быть получено только при смещении назад (рис. 2.25). В отличие от независимой подвески при неразрезной оси следует различать передаточные отно-

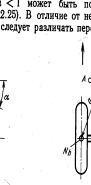


Рис. 2.24. Если пружина расположена под осью колеса и смещена вдоль нее к продольной оси автомобиля, то передаточное отношение $i_{\xi,\eta} = b/a$ в связи с наличием угла наклона β превышает единицу:

1 — ось колеса; 2 — пружина

Рис. 2.25. При размещении амортизатора за осью колеса может быть $b > a$ и, следовательно, $i_{\xi} < 1$:

1 — ось колеса; 2 — амортизатор

Рис. 2.26. При противоположных направлениях перемещения колес величина перемещения точек F крепления пружин меньше, чем перемещение точек N контакта колес с дорогой

шения при вертикальном $i_{\text{в},\eta}$ и при поперечно-угловом подрессоривании (см. рис. 2.3—2.5). Величина $i_{\text{в}}$ не имеет отношения к расположению пружины или амортизатора, но служит лишь для расчета жесткости $c_{\text{пр}}$ пружины, которая при движении на повороте, а также при поперечно-угловом подрессоривании обеспечивает сцепление с поверхностью дороги. Жесткость $c_{\text{п}}$ рассчитана для вертикального подрессоривания, т. е. исходя из того, что точки F крепления упругих элементов на ходах сжатия и отбоя перемещаются в одном направлении по отношению к опорной поверхности и проходят такие же расстояния, как точка N контакта колеса. Если же левая и правая стороны оси совершают противоположно направленные перемещения (рис. 2.26), то точки F перемещаются на величину W по дуге меньшего радиуса, чем точки N, которые перемещаются на величину f. Если расстояние между такими опорами упругих элементов $v_{\text{р}}$, а колея $t_{\text{п}}$, то в соответствии с рис. 2.27

$$i_{\text{пр}} = t_{\text{п}}/v_{\text{р}} \tag{2.1.40}$$

и $i_{\text{пр}} = f/w$.

Кроме того, в точке N имеет место меньшее изменение силы ΔN, чем на упругих элементах:

$$\Delta N = \Delta F/i_{\text{пр}}, \text{ где } \Delta F = c_{\text{пр}}w;$$

$$c_{\text{пр}} = \Delta N/f = \Delta F/(i_{\text{п}}w i_{\text{пр}}) = c_{\text{пр}}w/(i_{\text{п}}^2 w).$$

С учетом этого теоретически

$$c_{\text{пр}} = c_{\text{п}}/i_{\text{п}}^2. \tag{2.1.41}$$

При поперечно-угловых перемещениях листовые рессоры скручиваются относительно продольной оси, а резиновые шарниры

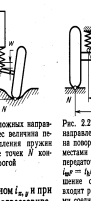


Рис. 2.27. При противоположных направлениях перемещения колес на повороте расстояние где между местами опоры пружин входит в передаточное отношение пружин $i_{\text{пр}}$ = $t_{\text{п}}/v_{\text{р}}$. В передаточное отношение стабилизатора $i_{\text{ст}} = t_{\text{п}}/v_{\text{ст}}$ входит расстояние $v_{\text{ст}}$ между точками соединения его концов. Это выражение справедливо независимо от того, крепится ли концы стабилизатора к балке оси или к кузову (см. также рис. 2.32)

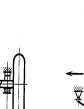


Рис. 2.28. При применении неразрезной балки оси пружины и амортизаторы должны быть максимально смещены наружу, чтобы передаточные отношения $i_{\xi P}$ и $i_{\xi D}$ лишь немного превышали единицу: $i_{\xi P} = 1$; $i_{\xi D} = 1/\cos \xi_D$; $i_{\xi P} = i_P/v_P$; $i_{\xi D} = i_D/(v_D \cos \xi_D)$

Рис. 2.29. Амортизатор может быть наклонен на угол ξ_D и на виде сбоку $i_{\xi D}$, см. уравнение (2.1.43)

направляющих рычагов дополнительно нагружаются крутящим моментом. Как показали результаты испытаний, жесткость $c_{\varphi P}$ увеличивается на 5 ... 35 %. Поэтому при расчетах следует учитывать повышающий коэффициент $B_T = 1{,}05 \ldots 1{,}35$ (см. п. 2.5.7). За исключением подвески с дышлом (см. рис. 2.31—2.33), уравнение (2.1.41) справедливо для всех зависимых подвесок, при этом не имеет значения, закреплены на оси пружины амортизаторы или стабилизатор (см. рис. 2.27 и 2.132). Чем больше расстояние v_P, тем меньше i_P и тем лучше устойчивость автомобиля на поворотах, которая будет иметь меньшую склонность к крену. На легковых автомобилях пружины могут быть размещены только между колесами, в результате чего i_P всегда больше единицы. Оси грузовых автомобилей, напротив, позволяют сместить наружу упругий элемент пневматической подвески кузова.

Благодаря жесткому соединению обоих колес между собой передаточные отношения в по году подвески, и по нагрузке при вертикальном подрессоривании равны, т. е. $i_P = i_D$. Поэтому в представленных ниже уравнениях указывается только i_D. В приведенных на рис. 2.27 и 2.28 примерах присоединения упругих элементов $i_P = 1$.

При отклонении оси амортизатора от вертикали на угол ξ передаточное отношение увеличивается и для амортизатора будет иметь вид

$$i_x = 1/\cos \xi_x. \qquad (2.1.42)$$

Пространственный наклон, который на виде сбоку дает угол α (рис. 2.29), приводит к дополнительному возрастанию i_x, что является недостатком:

$$i_x = \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \xi_D + \operatorname{tg}^2 \alpha_D}. \qquad (2.1.43)$$

Чем больше углы ξ_D и α_D отклоняются от вертикали, тем большими должны быть силы сопротивления, создаваемые в амортизаторе при сжатии и отбое. Кроме того, ξ_D (и, следовательно, i_x) увеличивается при ходе подвески вверх, т. е. тогда, когда сжатая пружина особенно нуждается в демпфировании. Учитывая это, фирма «Опель», применявшая на автомобилях старых моделей «К.ммодор-I» [21, рис. 3.2/10] и «Кадет I» [21, рис. 3.2/15] наклонное расположение амортизаторов, на более новых моделях «Рекорд-I» (см. рис. 1.57 и 1.58), «Манта» и «Аскона» (см. рис. 2.32) установила их вертикально, чтобы получить $i_x \leqslant 1$. Фирмы «Фиат и «Форд» уже в течение длительного времени устанавливают амортизаторы вертикально (см. [21, рис. 3.2/3, 3.2/7 и 3.2/8а]). Такую же установку амортизаторов применяют на старых и новых моделях фирмы «Ауто юнион» [21, рис. 3.2/20]. Если направляющими элементами для неразрезной оси являются четыре рычага и тяга Панара или просто четыре рычага, то, как правило, пружины опираются на два нижних рычага (см. [21, рис. 3.2/10—3.2/12а, 3.2/13] и рис. 1.53—1.57). В этом случае передаточное отношение будет выражаться следующим образом:

$$i_{xP} = b/(a \cos \alpha). \qquad (2.1.44)$$

Ось пружины может быть смещена от вертикали на угол α. Если верхняя и нижняя пары рычагов на виде сбоку располагаются под некоторым углом по отношению один к другому, то при относительных перемещениях колес и кузова в подвеске балка моста слегка поворачивается, т. е. точка I (рис. 2.30) крепления амортизатора проходит несколько больший путь, чем центральная часть 2 балки. Точное передаточное отношение для амортизаторов 3 можно получить по разности нанесенных на аналогичную схему отрезков c и d:

$$i_{xD} = \frac{d}{c}\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \xi_B + \operatorname{tg}^2 \alpha_D}.$$

Однако разница в длине двух отрезков может быть столь мала, что с достаточной степенью точности можно использовать выражение

$$i_{xD} \approx \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \xi + \operatorname{tg}^2 \alpha_D}. \qquad (2.1.45)$$

При подвеске с дышлом [21, рис. 3.2/15—3.2/18] разностью между расстояниями c и b в этом случае отрезком b пренебрегать нельзя (рис. 2.31). Во-первых, точка закрепления дышла нанесена на чертеж, т. е. отпадает необходимость в конструктивном определении расстояний, и, во-вторых, b значительно меньше, чем расстояние от центра поворота балки.

Если амортизаторы, как показано на рис. 3.2/15 [21], на виде сзади расположены наклонно, то на основе выражения

$$i_{xD} = b/(c \cos \xi_D) \qquad (2.1.46)$$

получаем передаточное отношение, незначительно превышающее единицу. Преимуществом вертикально установленных амортизаторов является $i_a < 1$. На виде сверху (рис. 2.32) видны приваренные к балке моста чашки, на которые опираются винтовые пружины. В соответствии с рис. 2.31 определяем передаточное отношение

$$i_{кр} = b/a. \qquad (2.1.47)$$

При наклонном положении пружины следует использовать выражение

$$i_{кр} = \frac{b}{a}\sqrt{1+\mathrm{tg}^2\xi+\mathrm{tg}^2\alpha}. \qquad (2.1.48)$$

Преимуществом вертикальной установки пружины в подвеске с дышлом и передаточным отношением больше единицы является лучшее поддержание кузова на поворотах и меньшая склонность к крену. При вертикальных перемещениях ось колебаний совпадает с námesевной на рис. 2.33 средней линии XX. В соответствии с уравнением (2.1.24) жесткость пружин

$$c_F = c_{2h} i_{кр}^2 = c_{2h}(b/a)^2,$$

но при движении по кривой происходит поворот кузова относительно продольной оси ZZ. Угол крена будет меньшим благодаря повышению поперечно-угловой жесткости подвески. Жесткость $c_{\varphi W}$ при поперечно-угловом подрессоривании определяем по формуле

$$c_{\varphi W} = c_F/i_W^2 = c_F(s/t_h)^2. \quad (2.1.49)$$

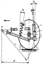


Рис. 2.30. Для неразрезной оси с четырьмя продольными рычагами в передаточное отношение амортизатора теоретически должно входить расстояние до центра поворота (т. е. отрезки c и d). Однако без учета этих расстояний ошибка невелика [i_a, см. уравнение (2.1.44); $i_{а.р}$, см. уравнение (2.1.45)]

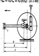


Рис. 2.31. Отрезки, учитываемые при определении передаточных отношений по ходу и по силам при подвеске с дышлом [$i_{к.р}$, см. уравнение (2.1.46); $i_{кр}$, см. (2.1.47) или (2.1.48)]:

1 — шарнир дышла

Рис. 2.32. Вид сверху на подвеску с дышлом модели «Опель-Манта». Хорошо видно смещение вперед от центра оси гнезда для спиральных пружин. Стержень стабилизатора закреплен на балке моста. Для определения передаточного отношения $i_{ст}$ стабилизатора при противоположных направлениях движения колес решающее значение имеет расстояние s_1 между концами рычагов, которые крепятся к кузову

Рис. 2.33. В подвеске с дышлом при перемещении колес в одном направлении центром поворота подвески является ось XX. При противоположном направлении перемещения колес балка поворачивается относительно оси ZZ. Большая перпендикулярность осей вращения способствует повышению устойчивости на поворотах

Значение $c_{\varphi W}$ здесь выше, чем при других видах подвески с неразрезной осью, и по уравнению (2.1.40) $c_{\varphi W} = c_{2h}/i_W^2$, а при $i_{кр} > i_W$ оно может даже превышать единицу, т. е. быть более благоприятным, чем при независимой подвеске.

При независимых подвесках

$$c_{\varphi W} = c_{2h},$$

а при подвеске с дышлом

$$c_{\varphi W} = c_{2h}(i_{кр}/i_W)^2 = c_{2h}(b/a)^2(s/t_h)^2.$$

2.2. ПОДРЕССОРИВАНИЕ

2.2.1. Передняя ось

Передняя подвеска легкового автомобиля с кузовом седан или универсал должна быть максимально мягкой. Это необходимо для обеспечения комфортабельности водителя и пассажиров, защиты перевозимых грузов от вибраций и хорошего сцепления колес с дорогой. При низких частотах колебаний ($n_{II} \approx 30$ мин$^{-1}$) восприимчивость человека к колебаниям и их скорости на 80 % ниже, чем при использовавшихся ранее жестких подвесках с частотами 100 мин$^{-1}$. Уменьшение жесткости подвески ограничено возможностью перемещения колес от среднего положения на ходе сжатия и отбоя $f_1 + f_2$, а также большим креном кузова на по-

воротах при мягкой подвеске. Для уменьшения крена следует использовать стабилизаторы. Замеры, проведенные на большом числе моделей легковых автомобилей, показали, что считающиеся комфортабельными (и оборудованные стальными упругими элементами) автомобили фирм «Даймлер-Бенц», «Рено», «Аутo кюнон» и «Крайслер» (имеют частоту колебаний подрессоренных масс передней подвески $n_{пр}$ = 55 ... 55 мин$^{-1}$, а общий ход подвески около 200 мм. На рис. 2.34 приведена характеристика передней подвески автомобиля среднего класса модели «Рено-6» с двигателем мощностью 47 л. с. (35 кВт) и рабочим объемом 1,1 л. По результатам испытаний были определены следующие параметры:

Жесткость подвески (для одного колеса) $c_{пр}$ = 8,5 Н/мм
Частота колебаний $n_{пр}$ = 60 мин$^{-1}$
Общий ход подвески $f_{пр}$ = 207 мм

Частота колебаний, рассчитанная с использованием уравнений из п. 2.1.4, составляет $n_{пр}$ = 57 мин$^{-1}$ и на 8 % ниже частоты колебаний, полученной при испытаниях $n_{пр_{изм}}$ = 62 мин$^{-1}$. Эта разница объясняется тем, что в расчет вводит замеренная в статическом положении жесткость подвески $c_{пр}$ и не учитывается динамическая жесткость резиновых шарниров.

В автомобилестроении принято перемещения откладывать по оси X, а нагрузки на ось автомобиля — по оси координат Y. Для свободной оценки разности перемещений и соответствующего этой разности изменения сил (или наоборот) требуется применение достаточно крупного масштаба. По оси X следует использовать, по крайней мере, масштаб 1 : 1, а по оси Y откладывать не более 1000 Н на 2,5 ... 2 см. Эти величины постоянны для всей оси, поэтому, используя линейный участок кривой, можно по нему определить жесткость $c_{пр_A} = 2c_{пр}$. Для автомобиля «Рено-6» с жесткостью передней подвески $c_{пр_A}$ = 17 Н/мм и нагрузкой на ось $G_{пр}$ = 5210 Н, что соответствует исходному положению, теоретически ход отбоя до положения, когда, как показано на рис. 2.35, пружина свободна от нагрузки,

$$f_{пр} = G_{пр}/c_{пр_A} = 5210/170 = 30{,}7 \text{ см} = 307 \text{ мм}.$$

Практически столь большой ход не требуется, и, кроме того, он не осуществим конструктивно. На автомобиле ограничитель хода, установленный в амортизаторе, лимитирует его вполне достаточной величиной $f_{пр}$ = 115 мм. Изменение наклона кривой при f = 30 мм позволяет увидеть место включения ограничителя хода отбоя. Мягкая подвеска требует также аналогичного ограничителя хода сжатия подвески. При отсутствии такого ограничителя, как видно на рис. 2.35, подвеска пробивалась бы при нагрузке

$$G_{б_{max}} = G_{пр} + c_{пр_A} f_1 = 5210 + 17 \cdot 92 = 6780 \text{ Н}.$$

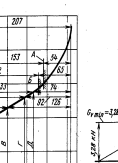


Рис. 2.34. Мягкая передняя подвеска модели «Рено-6» с большими ходами (имеет жесткость в одном колесе $c_{пр_A}$ = 17 кН/м или на одно колесо $c_{пр}$ = 8,5 кН/мм. Частота колебаний, рассчитанная по основе жесткости подвески и масс деталей, $n_{пр_{расч}}$ = 57 мин$^{-1}$. При замере частота колебаний была несколько выше и составила $n_{пр_{изм}}$ = 62 мин$^{-1}$.
А — ограничитель хода сжатия при 6 кН; *Б* — допустимая нагрузка на ось 5,7 кН; *В* — без пружин и амортизаторов 4,61 кН; *Г* — два человека, 5,21 кН; *Д* — пять человек в грузе, 6,8 кН

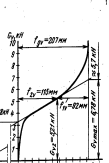


Рис. 2.35. При мягкой подвеске необходимы ограничители хода. При отсутствии ограничителя хода отбоя передняя подвеска модели «Рено-6» могла бы из нулевого положения перемещаться вниз на величину $f_{пр}$ = 307 мм. При отсутствии ограничителя хода сжатия подвеска при $G_{б_{max}}$ = 6,78 кН жестко пробивалась бы в конце хода. На рисунке указаны остаточные силы, которые воспринимаются ограничителем хода отбоя $G_{б_{max}}$ = 3,28 кН и сжатия —5,7 кН

В передней подвеске моделей «Рено-4/6 (см. [21, рис. 3.4/10]) ограничитель хода сжатия, выполненный в виде полого упругого элемента, установлен на трубе амортизатора. На характеристике упругости подвески заметно очень мягкое включение этого ограничителя в работу при 6 кН (см. рис. 2.34). На участке длиной 54 мм характеристика упругости приобретает все больший наклон и при полностью сжатом ограничителе хода по касательной приближается к вертикали, ограничивая ход сжатия в желаемой мере. У автомобиля «Рено-6» ход подвески от среднего положения до включения ограничителя хода сжатия составляет 38 мм или 9 мм при полностью загруженном автомобиле (допустимая нагрузка на ось $G_{б}$ = 5,7 кН). Плавное включение ограничителя является основой высокой плавности хода.

На рис. 2.36 приведена характеристика упругости подвески автомобиля «Опель-Манта» (подвеска этого автомобиля приведена на рис. 2.130). Частота колебаний $n_{пр}$ ≈ 67 мин$^{-1}$, примерно на 12 % выше, чем у модели «Рено-6». Нагрузка на переднюю ось, если в кузове два человека, составляет $G_{пр}$ = 5,76 кН, а жесткость подвески $c_{пр}$ = 12 Н/мм. Несмотря на меньший общий ход под-

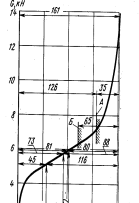


Рис. 2.36. Характеристика мягкой передней подвески модели «Опель-Манта». Жесткость подвески $c_{пр1}$ = 24 Н/мм, $c_{ф}$ = 12 Н/мм. Частота колебаний $n_{1гет}$ = 64 мин$^{-1}$, $n_{1гем}$ = 72 мин$^{-1}$:

А — начало работы ограничителя хода сжатия 7,1 кН; *Б* — допустимая нагрузка на ось 6,3 кН; *В* — без нагрузки, 6, 10 кН; *Г* — два человека, 5,75 кН; *Д* — четыре человека, 6,96 кН; *Е* — пять человек, 6,04 кН

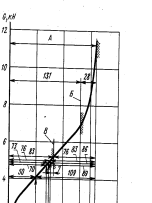


Рис. 2.37. Жесткая подвеска ($c_{пр1}$ = = 34 Н/мм, $c_{ф}$ = 17 Н/мм) передней оси модели А-112. Частоту колебаний $n_{1гет}$ = 83 мин$^{-1}$ следует считать верхним пределом:

А — общий ход подвески 189 мм; *Б* — ограничитель сжатия, 6,96 кН; *В* — допустимая нагрузка на ось 5,90 кН; *Г* — без нагрузки, 41 кН; *Д* — два человека, 4,78 кН; *Е* — четыре человека, 4,99 кН, плюс багаж, 6,87 кН; *Ж* — четыре человека, 4,99 кН

вески $f_{ВР}$ = 161 мм, имеются достаточные ходы сжатия ($f_{ВР}$ = = 88 мм) и отбоя ($f_{ВР}$ = 73 мм). Это справедливо и при допустимой нагрузке на переднюю ось $G_{пр}$ = 6,3 кН ($f_{ВР}$ = 65 мм).

На рис. 2.37 показана характеристика упругости сравнительно жесткой подвески автомобиля «Автобианки А-112», а на рис. 2.38 — исключительно мягкой гидропневматической подвески автомобиля «Citroen ЗСХ». Оба автомобиля имеют примерно одинаковый ход отбоя подвески от среднего до крайнего нижнего положения колеса $f_{ВР}$ = 71 мм. Однако модель А-112 имеет меньшую нагрузку на ось $G_{пр}$ = 4780 Н и более высокую жесткость $c_{пр}$ = 17 Н/мм. В связи с этим для А-112 характерна весьма высокая частота колебаний $n_{1гп}$ = 83 мин$^{-1}$. Гидропневматическая подвеска модели «Citroen» позволяет получить жесткость $c_{пр}$ = 5,7 Н/мм и практически не менее низкую частоту $n_{1гп}$ = 41 мин$^{-1}$. Чтобы при такой мягкой подвеске удержать крен автомобиля в разумных пределах, необходим очень жесткий стабилизатор.

Подвеска модели ЖС приведена на рис. 2.70, а подвеска модели А-112, которая аналогична подвеске автомобиля «Фиат-128», — на рис. 3.5/8 [21]. Значительное влияние на динамическую жесткость подвески, кроме самого упругого элемента оказывает также демпирование. Чем ниже уровень демпирования, тем более комфортабельным кажется автомобиль. Однако при этом ухудшается контакт колеса с дорогой (п. 2.1.1 и 2.1.6).

Как описано в [22, п. 7.6.5 и 7.6.6], величина демпирования зависит главным образом от характеристик амортизатора. Однако к этому следует добавить силы трения в шарнирах подвески рулевого управления и т. п. Сила сухого трения в подвеске видна на петле гистерезиса подвески, полученной в процессе статических измерений. На рис. 2.39 показана характеристика упругости для модели «Рено-5», а средняя линия между двумя кривыми отмечена на рис. 2.34. Силу сухого трения 200 Н для двухрычажной подвески этого автомобиля на поперечных рычагах следует считать благоприятной. Исследования показали, что сила сухого трения в подвеске у разных автомобилей колеблется от 110 до 450 Н (у моделей «Манта» и

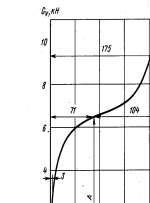


Рис. 2.38. Характеристика чрезвычайно мягкой передней подвески модели «Citroen-ЖХ», имеющей при нагрузке 6,3 — 6,8 кН жесткость $c_{пр}$ = 5,7 Н/мм (приведенную к одному колесу) и $c_{ф}$ = 11,4 Н/мм (приведенную к оси). Благодаря системе регулирования уровня хода сжатия ($f_{УР}$ = 104 мм и отбоя $f_{ВР}$ = 71 мм остаются постоянными независимо от нагрузки:

А — два человека, 6,48 кН; *Б* — ограничитель хода отбоя

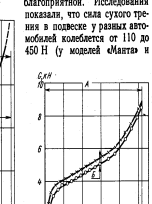


Рис. 2.39. Гистерезис передней подвески модели «Рено-5». Интервал между кривыми определяет величину трения, которое имеет место во всех деталях передней подвески:

А — общий ход подвески; *Б* — внутренние силы демпирования (400 Н)

А-112 слна трения составляет 250 Н, см. также [22, рис. 7.6—31].

При разработке конструкции передней подвески необходимо учитывать следующее (см. также табл. 2.1—2.3).

2.2.1.1. Расчет жесткости подвески $c_{пр}$ проводится по выбранной частоте колебаний $n_{пр}$ с помощью уравнений (2.1.4) или (2.1.5) при условии, что в салоне автомобиля находятся водитель и пассажир (среднее положение $G_{пр}$). Проверка по формулам (2.1.3) или (2.1.21) не требуется. Динамическая деформация резиновых элементов в шарнирах приводит к повышению частоты по сравнению с расчетной до 10 %.

2.2.1.2. Ход отбоя следует предусмотреть не менее 65 мм от исходного положения, т. е. от положения, соответствующего загрузке автомобиля водителем и пассажиром массой по 65 кг каждый.

2.2.1.3. Ход сжатия. При допустимой нагрузке на переднюю ось $G_{пр}$ должна быть предусмотрена возможность хода сжатия подвески не менее 55 мм. Обследование различных моделей легковых автомобилей показало, что разница между нагрузками $G_{пр}$ и $G_{пр}$ составляет от 400 до 1300 Н, а ход подвески между этими положениями от 10 до 50 мм. В качестве среднего можно принять значение 30 мм. С учетом изложенного получаем общий ход подвески $f_{пр} \geq 150$ мм.

2.2.1.4. Ограничитель хода. Необходимо предусмотреть на последних 30 ... 55 мм хода сжатия подвески мягкое включение прогрессивно действующего ограничителя хода. Этот ограничитель, кроме того, должен быть в состоянии воспринимать максимальные из возникающих нагрузок (см. п. 1.1 и 1.4).

2.2.2. Задняя ось

Выбор подвески для задней оси усложнен вследствие значительно большего диапазона изменения нагрузки на ось при двух весовых состояниях $G_{зо}$ (два человека) и $G_{зо}$ (допустимая нагрузка на заднюю ось) (см. [21, табл. 1.7/3]). Масса водителя и пассажира на переднем сиденье распределяется между передней и задней осями примерно поровну. Но если пассажиры займут заднее сиденье, то примерно 75 % их массы придется на заднюю ось. У автомобилей с классической компоновкой и передними ведущими колесами багажник расположен сзади. При его заполнении нагрузка на заднюю ось увеличивается примерно на 110 % массы груза в багажнике. У моделей с задним расположением двигателя багажник располагается впереди и потому соотношение обратное.

Если при полной загрузке автомобиля нагрузка на переднюю ось возрастает лишь на 10 %, то для задней оси увеличение нагрузки составляет 40 ... 100 %, что соответствует изменению

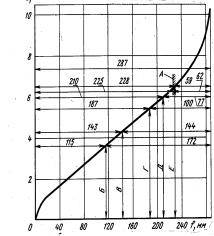


Рис. 2.40. Мягкая задняя подвеска модели «Рено-6» с линейной характеристикой и очень большим общим ходом 287 мм. Жесткость подвески $c_{зо,А} = 26$ Н/мм, $c_{зо} = 13$ Н/мм. Частота колебаний $n_{пр,пустой} = 84$ мин$^{-1}$, $n_{пр,гр} = 78$ мин$^{-1}$. Установлены ограничители хода сжатия и отбоя в амортизаторе:

А — допустимая нагрузка на ось 6,4 кН; *Б* — без нагрузки, 3,88 кН; *В* — два человека, 4,28 кН; *Г* — четыре человека, 5,41 кН; *Д* — пять человек, 5,90 кН; *Е* — пять человек плюс багаж, 6,5 кН

нагрузки $\Delta G_{зо} \approx 3500$ Н. Для приведенной к оси средней жесткости подвески $c_{зо,А} = 32$ Н/мм изменение нагрузки в 2300 Н вызывает относительное перемещение колеса в подвеске на $\Delta f_{зо} = 72$ мм. Эта величина должна быть учтена в общем ходе $f_{зо}$ подвески. Если ход подвески является существенно большим, то для повышения комфортабельности следует стремиться к меньшей жесткости $c_{зо}$ и более низкой частоте колебаний $n_{пр}$.

На рис. 2.40 показана создания с учетом этого подвеска модели «Рено-6», а на рис. 2.41 — установленная на автомобиль подвеска на продольных рычагах. Жесткость подвески составляет $c_{зо} = 13$ Н/мм на каждое колесо или соответственно 26 Н/мм на всю ось. Общий ход подвески $f_{зо} = 287$ мм. Поэтому в среднем положении (нагрузка два человека) ход отбоя подвески $f_{зо} = 143$ мм. При полной нагрузке ход сжатия подвески $f_{зо} = 62$ мм. Полученное по характеристике упругости изменение нагрузки

$$\Delta G_{зо} = G_{зо} - G_{зо} = 6400 - 4280 = 2120 \text{ Н}$$

дает расчетную величину хода подвески вверх

$$\Delta f_{зо} = \Delta G_{зо}/c_{зо,А} = 2120/26 = 81{,}5 \text{ мм},$$

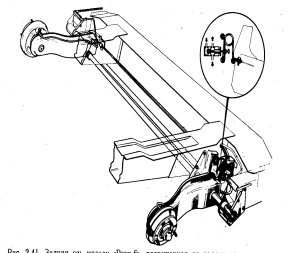


Рис. 2.41. Задняя ось модели «Рено-9», подвешенная на продольных рычагах. На рисунке не показана стабилизатор, закрепленный на рычагах (см. рис. 2.145)

которая соответствует полученному по характеристике перемещению 62 мм. Плавное увеличение крутизны характеристики упругости в конце хода сжатия позволяет заметить, что ограничитель хода, установленный на амортизаторе, включается в работу только после достижения допустимой нагрузки на ось и действует на последних 60 мм хода. Для обеспечения сопоставимости с другими моделями легковых автомобилей в процессе определения распределения нагрузки между осями с помощью взвешивания багаж укладывали в середине багажника. Имело место превышение допустимой осевой нагрузки на 100 Н (6500 Н вместо 6400 Н). Однако в связи с тем, что на модели «Рено-9» применена идущая до пола высокая задняя дверь, перемещение груза вперед не вызывает трудностей. На рис. 2.42 приведена полученная экспериментально характеристика упругости подвески этого автомобиля с весьма узкой петлей гистерезиса, с очень малой силой сухого трения * 110 Н при общем ходе подвески 228 мм.

Для крепления продольных рычагов требуется лишь по две резиновых втулки. С одной стороны, это является их достоинством, а с другой, отрицательно влияет на частоту колебаний. Как показано на рис. 2.40, расчетная частота колебаний составляет $n_{\text{расч}} = 78$ мин$^{-1}$. Частота колебаний, полученная путем замера, превышает эту величину на 8 % и составляет $n_{\text{прим}} = 84$ мин$^{-1}$.

В связи с необходимостью иметь пространство для хода сжатия подвески при неразрезной оси обеспечение большого хода подвески сопряжено с дополнительными затратами. В таких случаях рекомендуется использовать пружины с прогрессивной характеристикой.

На рис. 2.43 приведена полученная экспериментально характеристика упругости подвески модели «Опель-Манта» (подвеска с дышлом, см. рис. 2.32 и 2.33). Достоинством установленных на этой модели винтовых пружин из прошлифованного на конус прутка (см. рис. 2.97) является то, что ограничитель хода сжатия может включаться лишь на последних 18 мм хода подвески и потому может иметь небольшую толщину.

Изменение нагрузки

$$\Delta G = G_{\text{пн}} - G_{\text{пз}} = 7300 - 5140 = 2160 \text{ Н}$$

приводит к указанной на рисунке относительно небольшой величине хода сжатия $\Delta f_{\text{ш}} = 48$ мм. Из-за незначительного опускания задней части кузова практически не меняется направленность света фар. При достаточной величине хода отбоя $f_{\text{ш}} = 93$ мм, ход сжатия подвески $f_{\text{ш}} = 46$ мм, который имеет место для полностью загруженного автомобиля и при нагрузке на заднюю ось 7300 Н, несколько мал.

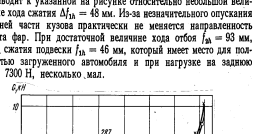


Рис. 2.42. Гистерезис задней подвески модели «Рено-9». Исключительно низкой является ширина петли гистерезиса подвески, равная 220 Н

* Сила сухого трения определяется по расстоянию по вертикали от средней линии до нагруженной или разгруженной ветви характеристики. — *Прим. пер.*

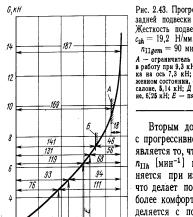


Рис. 2.43. Прогрессивная характеристика задней подвески модели «Опель-Манта». Жесткость подвески: $c_{дА}$ = 38,4 Н/мм, $c_{дБ}$ = 19,2 Н/мм. Частоты колебаний: $n_{1Гдоп}$ = 90 мин$^{-1}$, $n_{1Гпст}$ = 91 мин$^{-1}$:
А — ограничитель хода сжатия включается в работу при 0,3 кН; *Б* — допустимая нагрузка на ось 7,3 кН; *В* — автомобиль в снаряженном состоянии, 4,8 кН; *Г* — два человека в салоне, 6,14 кН; *Д* — четыре человека в салоне, 6,38 кН; *Е* — пять человек в салоне, 6,8 кН

Вторым достоинством пружин с прогрессивной характеристикой является то, что частота колебаний $n_{1Гд}$ (мин$^{-1}$) незначительно изменяется при изменении нагрузки, что делает поездку в автомобиле более комфортабельной. Она определяется с помощью уравнения (2.1.1):

$$n_{1Гд} = 9{,}55\sqrt{c_{дА}/m_{дА}}.$$

При увеличении нагрузки на ось увеличивается и жесткость пружины, в то время как $n_{1Гд}$ и $c_{дА}/m_{дА}$ должны остаться постоянными. На рис. 2.44 приведена рассчитанная по нескольким точкам зависимость жесткости $c_{дА}$ подвески одного колеса автомобиля «Опель-Манта» от нагрузки на заднюю ось. На этом же рисунке представлена по приведенному выше уравнению частота $n_{1Гд}$ колебаний кузова. Для сравнения на рис. 2.45 приведены те же кривые для подвески автомобиля «Рено-6», имеющей линейную характеристику. Аналогичная прогрессивная характеристика может быть получена с помощью дополнительных упругих элементов (см. п. 2.2.3) или при торсионной подвеске благодаря использованию более коротких рычагов (см. рис. 2.121).

Почти такую же величину общего хода подвески, как и модель «Манта», имеет значительно более легкий автомобиль «Автобианки А-112». Если в салоне этого автомобиля находятся всего два человека, то в связи с небольшой нагрузкой на заднюю ось $G_{Аз}$ = 3210 Н и малой жесткостью подвески $c_{дз}$ = 14 Н/мм частота колебаний кузова будет выше и равна $n_{1Гд}$ = 94 мин$^{-1}$. Величина хода отбоя $f_{дА}$ = 79 мм при указанном значении $G_{Аз}$ вполне достаточная. Однако слишком малой является величина хода сжатия при полном использовании допустимой нагрузки на ось $G_{Аз}$ = 6200 Н. Необходимая прогрессивность характеристики упругости подвески обеспечивается ограничителем хода сжатия, который включается при нагрузке, равной 5250 Н, и действует на ходе колеса 45 мм. Изменение нагрузки $\Delta G_{Аз}$ = $G_{Аз} - G_{Аз}$ = 2990 Н. При известной жесткости $c_{дА}$ = 28 Н/мм расчетным путем можно определить величину изменения хода подвески $\Delta f_{дА}$ = 107 мм. По результатам испытаний эта величина оказалась равной всего 85 мм, что объясняется несколько более ранним включением в работу ограничителя хода сжатия. На рис. 3.5/11 [21] приведена конструкция подвески «Макферсон», используемой для задней оси модели А-112. Ограничитель хода сжатия подвески расположен над нижним рычагом.

Для сравнения, а также чтобы дать исходные материалы для проектирования подвески, в табл. 2.1 и 2.2 приведены данные жесткости подвески в расчете на одно колесо $c_{пр}$, частоты собственных колебаний $n_{1Гпст}$ при двух человеках в салоне, каждый массой по 65 кг, что соответствует среднему положению, общему ходу подвески $f_{дн}$, ходу отбоя от положения без нагрузки до конца $f_{дА}$ и до среднего положения $\Delta f_{дА}$ и от среднего положения до конца $f_{дн}$, ходу сжатия от нулевого положения до конца $f_{дн}$, разности в ходах сжатия между средним положением и положением при допустимой нагрузке $\Delta f_{дз}$ и ходу сжатия от положения при допустимой нагрузке на ось до конца $f_{дз}$ для ряда известных моделей. При разработке конструкции задней подвески следует учитывать вариант загрузки «с водителем и почти пустым топливным баком». При этом дополнительно в качестве $\Delta f_{д}$ учитывается разность между исходным положением, соответствующим нагрузке, когда в салоне находится два человека, и этим нижним пределом. Остаточный ход подвески $f_{дА}$ от положения при до-

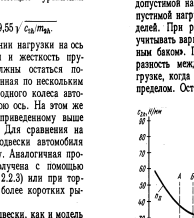


Рис. 2.44. Изменение жесткости подвески $c_{дА}$ и частоты колебаний кузова $n_{1Г}$ в зависимости от нагрузки на заднюю ось $G_{Аз}$ полученное расчетным путем для прогрессивной подвески модели «Опель-Манта»:
А — два человека в салоне, 6,14 кН; *Б* — четыре человека в салоне, 6,38 кН; *В* — допустимая нагрузка на ось 7,3 кН

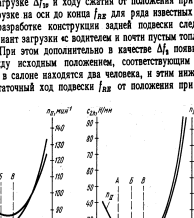


Рис. 2.45. Изменение жесткости подвески в расчете на одно колесо $c_{дА}$ и частоты колебаний кузова $n_{1Г}$ в зависимости от нагрузки на заднюю ось $G_{Аз}$ рассчитанные для модели «Рено-6»:
А — два человека в салоне, 6,38 кН; *Б* — четыре человека в салоне, 6,41 кН; *В* — допустимая нагрузка на ось 6,4 кН

2.1. Подвеска передних колес

Модель	Год начала выпуска	Мощность двигателя		c_{2v}, Н/мм	n_{IIerr}, мин$^{-1}$	f_{gv}, мм	Ход отбоя, мм			Ход сжатия, мм			Рис.
		кВт	л. с.				f_{RA}	Δf_{2v}	f_{2v}	f_{1v}	Δf_{1v}	f_{RE}	
Альфа-Ромео Альфетта	1973	89	121	22,6	87	140	36	11	47	93	74	19	—
Диаймлер-Бенц-280С	1973	118	160	17,7	61	197	75	24	99	98	25	73	—
Форд-Гранада-3000	1973	102	138	14,2	58	189	91	22	113	76	10	66	—
Даймлер-Бенц-200	1974	70	95	14,7	62	172	64	21	85	87	33	54	3.4/5 [21]
Опель-Рекорд-II/1700	1973	61	83	14,2	68	168	84	19	83	85	56	29	—
Форд-Таунус-1600-Икс-Л	1974	53	72	13,0	64	176	52	32	84	92	31	61	—
Фольксваген-1300	1973	32	44	9,0	70	136	46	28	74	62	86	36	3.7/1 [21]
Фольксваген-1303ЛС	1974	32	44	8,3	63	165	76	31	107	58	33	25	8.3/18 [22]
Рено-6	1971	35	47	12,7	57	207	81	34	115	92	27	65	3.4/10 [21]
Рено-15ТС	1974	66	90	12,6	62	165	90	25	115	50	28	22	3.4/7а [21]
Фольксваген Пассат-ЛС	1974	55	75	13,2	66	178	78	27	105	73	27	46	8.3/6а [22]
Ауди-80ЖЛ	1973	63	85	12,8	65	167	79	25	104	63	20	43	8.3/6а [22]
Фольксваген-К70	1973	55	75	14,7	65	172	90	20	110	62	22	40	3.5/7 [21]

2.2. Подвеска задних колес

Модель	Год начала выпуска	Мощность двигателя		c_{2v}, Н/мм	n_{IIerr}, мин$^{-1}$	f_{gv}, мм	Ход отбоя, мм			Ход сжатия, мм			Рис.
		кВт	л. с.				f_{RA}	Δf_{2v}	f_{2v}	f_{1v}	Δf_{1v}	f_{RE}	
Альфа-Ромео-Альфетта	1973	89	121	22,1	86	163	36	22	58	105	47	58	—
Даймлер-Бенц-280С	1973	118	160	20,0	69	220	90	15	105	115	68	47	—
Форд-Гранада-3000	1973	102	132	18,1	71	240	90	18	108	132	57	75	—
Даймлер-Бенц-200	1974	70	95	17,7	70	223	82	18	100	123	73	50	3.10/6 [21]
Опель-Рекорд-II-1700	1973	61	83	19,1	85	182	65	12	77	105	57	48	6.5/12а
Форд-Таунус-1600-Икс-Л	1974	53	72	22,9	108	169	46	14	60	109	68	41	3.2/13 [21]
Фольксваген-1300	1973	32	44	16,5	78	210	100	18	118	92	34	58	3.8/4 [21]
Фольксваген-1303ЛС	1974	32	44	17,5	80	174	78	20	98	76	38	38	—
Рено-6	1971	35	47	12,8	78	287	115	27	143	144	82	62	7.2/7б
Рено-15ТС	1974	66	90	14,7	85	199	74	20	94	105	59	46	3.2/12б
Фольксваген-Пассат-ЛС	1973	55	75	19,6	100	163	59	14	73	90	52	38	—
Ауди-80-ЖЛ	1973	63	85	16,7	95	173	51	19	70	103	79	24	—
Фольксваген-К70	1973	55	75	16,7	84	235	98	20	118	117	67	50	3.10/9

пустимой нагрузке на ось до полностью сжатого упора не должен быть меньше 50 мм. Меньше этой величины не должен быть и ход отбоя f_{RA} в задней подвеске переднеприводных моделей и моделей с классической компоновкой. У моделей с задним расположением двигателя топливный бак, как правило, располагается впереди. Следует поэтому позаботиться о остаточной величине хода подвески. У автомобиля модели «Фольксваген-1300 ЛС» характеристики подвески указаны при отрицательном пределе обкатки.

В табл. 2.3 приведены соответствующие значения нагрузки на ось и их изменения, G_{ca} — вес в снаряженном состоянии; $G_{нг}$ — полезная грузоподъемность; $G_{рпв}$ — разрешенный полный вес. Поэтому при проектировании задней подвески необходимо учитывать следующее.

2.2.2.1. **Жесткость подвески** $c_{зд}$, приведенная к колесу, рассчитывается как функция частоты колебаний независимо от того, является характеристика упругости подвески линейной или прогрессивной. Величина n_{1ca} при нагрузке на ось G_{ca} (два человека в салоне) должна по возможности находиться в пределах между 70 и 80 мин$^{-1}$ и в всяком случае не превосходить 90 мин$^{-1}$. Чтобы исключить преждевременный пробой подвески и неоправданно высокую нагрузку на ограничитель хода сжатия при полностью загруженном автомобиле, нижним пределом следует считать $n_{1гв}$ = 65 мин$^{-1}$.

2.2.2.2. **Ход отбоя.** При определении величины хода отбоя следует предусмотреть ход не менее 50 мм для случая, когда расположенный в заднем свесе или над осью топливный бак почти пуст, а в салоне находится только водитель. Эта разгрузка автомобиля (по сравнению с исходным положением при G_{ca}) в среднем приводит к подъему кузова на величину $\Delta f_R \geq 20$ мм, т. е. почти на ту же величину, что и до положения, соответствующего «снаряженному автомобилю». Таким образом, для положения, когда в салоне находятся 2 человека, следует предусматривать величину хода отбоя $f_{ab} \geq 70$ мм.

2.2.2.3. **Ход сжатия.** При полной нагрузке, т. е. в том случае, когда фактическая нагрузка на ось равняется допустимой, величина хода сжатия подвески должна быть не менее 50 мм. Учитывая, что среднее изменение высоты кузова Δf_1 при изменении нагрузки от исходного положения до полной нагрузки составляет от 50 до 80 мм, полный ход подвески должен быть f_{pb} = = 190 мм. Уменьшение этой величины может быть осуществлено только за счет следующих мер:

а) прогрессивная характеристика упругости подвески;

б) повышение жесткости при линейной характеристике;

в) уменьшение хода сжатия подвески до величины меньшей, чем f_{RE} = 50 мм. Однако последняя мера может значительно ухудшить устойчивость автомобиля при выполнении поворота. С наружной стороны происходит увеличение нагрузки, равное уменьшению ее с внутренней стороны, поскольку в целом нагрузка

2.3. Нагрузка на ось при различной загрузке автомобилей, кН

Модель автомобиля	Передняя подвеска					Задняя подвеска					
	G_{ca}	ΔG_{ca}	$G_{нг}$	$\Delta G_{нг}$	$G_{гв}$	G_{ca}	ΔG_{ca}	$G_{нг}$	$\Delta G_{нг}$	$G_{гв}$	$G_{рпв}$
Классические компоновки											
Альфа-Ромео Алфетта	5,52	0,66	6,18	1,82	8,0	5,74	0,64	6,38	2,42	8,8	11,26	3,74	15,0
ДАФ-кар-Бенц-280С	8,66	0,59	9,25	0,95	10,2	7,66	0,71	8,37	2,73	11,1	16,32	4,98	21,3
Форд-Транзит-3000	7,81	0,63	8,44	0,36	8,7	6,09	0,77	7,36	2,44	9,8	14,50	4,00	18,5
Форд-Транзит-1700	7,07	0,66	7,73	1,02	8,8	6,55	0,64	7,19	2,66	9,9	13,62	4,98	18,6
Опель-Рекорд 1U/1700	4,60	0,66	5,26	0,77	7,2	5,33	0,61	5,94	2,22	8,5	11,12	3,88	15,6
Форд-Транзит-1600 Нас-Л	5,54	0,66	6,20	0,80	7,0	4,71	0,64	5,35	3,05	8,4	10,25	4,45	14,7
Задняя компоновка													
Фольксваген-1300	3,31	0,71	4,02	1,08	5,1	4,94	0,59	5,53	1,57	7,1	8,35	3,75	12,0
Фольксваген-1300ЛС	3,64	0,66	4,30	1,00	5,3	4,08	0,64	5,02	1,98	7,6	8,62	3,38	12,9
Первый прототип													
Рено-6	4,61	0,60	5,21	0,49	5,7	3,90	0,70	4,26	2,12	6,4	8,20	3,88	12,0
Рено 15ТС	5,95	0,66	6,61	0,79	7,4	3,90	0,62	4,52	2,08	6,6	8,85	3,65	13,5
Фольксваген-Пассат-ЛС	5,31	0,68	5,99	0,81	6,8	3,51	0,62	4,13	2,67	6,8	8,12	4,38	12,5
Ауди-80ЖЛ	5,41	0,68	6,09	0,51	6,6	3,31	0,62	3,93	2,67	6,5	8,72	4,08	12,8
Фольксваген-К70	6,39	0,66	7,05	0,85	7,9	4,25	0,64	4,89	3,11	8,0	10,64	4,96	15,6

на ось при этом не меняется. В этом случае недостаточный при полной нагрузке ход сжатия (рис. 2.46) за счет резкого возрастания жесткости подвески приводит к тому, что с внутренней стороны кузов поднимается значительно больше, чем с наружной (рис. 2.47). Из-за этого центр тяжести кузова поднимается вверх на величину $\Delta h_{цт}$, которая будет тем больше, чем быстрее движется автомобиль при повороте. Увеличивается угол крена и перераспределение нагрузки между колесами, а также наклон шин. В результате автомобиль раньше теряет устойчивость. Если, например, для модели «Автобианки А-112» (см. рис. 2.46) при полном использовании допустимой нагрузки на заднюю ось, равной 6200 Н, изменение нагрузки на колеса составит $\pm\Delta N_1 = 2000$ Н, то остаточная величина хода сжатия $f_1 = 19$ мм, а ход отбоя $f_h = 50$ мм. Кузов поднимается на величину

$$\Delta h_{цт} = (f_3 - f_1)/2 = (50 - 19)/2 = 15{,}5 \text{ мм}.$$

Центр тяжести перемещается вверх на величину, несколько превышающую половину этого расстояния (т. е. около $\Delta h = 8{,}5$ мм). При этом варианте загрузки автомобиля центр тяжести располагается за серединой автомобиля. Как можно видеть на рис. 4.2/4 [21], передняя подвеска этой модели в основном работает в пределах диапазона имеет линейную характеристику.

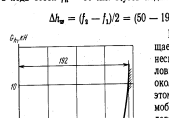


Рис. 2.46. Характеристика задней подвески модели «Автобианки А-112». Ход сжатия $f_h = 28$ мм при использовании допустимой нагрузки на ось является слишком малым. Жесткость подвески: $c_{ф}$ = 28 Н/мм, $c_{ф}$ = 14 Н/мм. Частота колебаний $n_{1ф}$ = 94 мин$^{-1}$:

А — допустимая нагрузка на ось, 5,2 кН; *Б* — остаточная хода сжатия, 6,18 кН; *В* — автомобиль в снаряженном состоянии, 2,60 кН; *Г* — два человека в салоне, 3,21 кН; *Д* — четыре человека в салоне, 4,3 кН; *Е* — то же, полное багажное, 8,80 кН

Рис. 2.47. Если остаточная величина хода сжатия подвески мала, то внешняя по отношению к центру поворота сторона кузова опускается на повороте меньше, чем поднимается внутренняя его сторона. В результате центр тяжести кузова перемещается из точки *W* в точку *W'*, поднимаясь на величину Δh

2.2.3. Ограничители хода и дополнительные упругие элементы

Следует различать ограничителя хода и дополнительные упругие элементы. Первые включаются в работу только в конце хода подвески и их функцией является ограничение хода без дополнительных шумов. Дополнительные упругие элементы начинают действовать значительно раньше и участвуют в восприятии усилий на большей части хода подвески. При полном сжатии они выполняют функции ограничивающего упора. На рис. 2.48 приведен пример применимого ограничителя хода сжатия подвески. Ограничители обычно изготавливают из резины, и их размеры определяют без труда. Соединение таких ограничителей с кузовом или рычагом осуществляют с помощью резьбовой шпильки М8, которую приваривают к стальной пластине. Последнюю соединяют с резиновым элементом вулканизацией.

На рис. 2.49 приведена характеристика упругости ограничителя хода сжатия. При этом учтено передаточное отношение $i_{ж}$ от шарнира рычага подвески до места крепления ограничителя (см. п. 2.1.7). Чем больше величина $i_{ж}$, тем большая сила действует на ограничитель хода. В подвеске передних колес ограничитель хода можно укрепить на нижнем рычаге и при пробое

Рис. 2.48. Ограничитель хода сжатия из монолитной резины, изготовленный фирмой «Гоген», имеет закукливаемую вулканизацией крепежную пластину

Рис. 2.49. Силы *F*, воспринимаемые ограничителем хода сжатия, приведенным на рис. 2.48, в зависимости от его деформации *f*

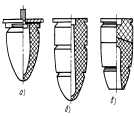


Рис. 2.50. Различные варианты исполнения дополнительных упругих элементов из ячеистого полиуретана:

а — упругие элементы для подвески с малым и средним ходом; *б* — упругие элементы для подвески с большим ходом; *в* — двухсоставный упругий элемент с открытой полостью

подвески он будет упираться в направник (см. [21, рис. 3.4/4], автомобиль «Опель-Адмирал». Ограничитель может быть установлен и на поперечине кузова. В этом случае он при пробое будет упираться в рычаг подвески, как у автомобиля «Фиат-132» (см. рис. 1.42) или «Фиат-128» (см. [21, рис. 3.5/11]).

Ограничитель, приведенный на рис. 3.4/4 [21] для обеспечения более прогрессивной характеристики упругости, выполнен полым и закреплен с помощью подпятника и заклепок. На рис. 3.9/3 [21] показана установка несколько более высокого ограничителя в подвеске на продольных рычагах автомобиля «Пежо-104». На рис. 3.10/4 [21] можно видеть установку дополнительных пружин внутри основных на автомобилях БМВ 1602/2002. Для ограничения перемещения неразрезной балки обычно применяют два ограничителя, устанавливаемых с обеих сторон в продольных пазах кузова автомобилей «Бокс-холл-Вива» [21, рис. 3.2/3] и «Ауди» [21, рис. 3.2/20]. При пробое подвески балка упирается в эти ограничители. Дополнительные упругие элементы в связи с работой на более длинном участке имеют и большую высоту. На рис. 2.50 показаны различные формы упругих элементов из ячеистого полиуретана, который является чрезвычайно прочным и износостойким синтетическим материалом, по своим свойствам напоминающим резину. При вспенивании этого материала образуется плотный и износостойкий наружный слой, который защищает от повреждений внутреннюю вспененную часть. Благодаря наличию в материале замкнутых пузырьков воздуха упругий элемент под действием нагрузки сжимается, но его наружные размеры (в отличие от резины) увеличиваются незначительно.

На рис. 2.51 показано увеличение наружного диаметра ограничителя хода под нагрузкой. При сжатии до 80 % начальной высоты упругого элемента увеличение диаметра составляет для

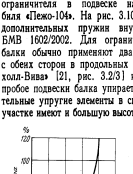


Рис. 2.51. Увеличение диаметра ограничителя хода из монолитной резины *1* по сравнению с ограничителем из ячеистого полиуретана *2* в зависимости от степени сжатия

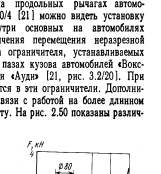


Рис. 2.52. Характеристика дополнительного упругого элемента высотой 140 мм, изготовленного из ячеистого полиуретана

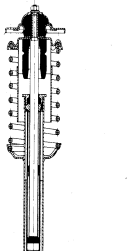


Рис. 2.53. Стойка подвески «Макферсона производства фирмы «Боге» с двухтрубным амортизатором и полым резиновым упругим элементом, расположенным вверху на штоке поршня. Ограничитель хода отбоя расположен между поршнем и направляющей для штока и имеет вид черного кольца

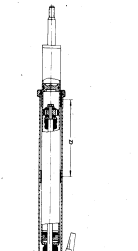


Рис. 2.54. Однотрубная стойка производства фирмы «Бильштайн», в которой возникающие при работе изгибающие моменты воспринимаются цилиндром, перемещающимся в тефлоновых втулках (в не штоком поршня). Полые резиновые упругие элементы расположены вверху на штоке поршня, а ограничитель хода отбоя — вверху, под поршнем

упора из полиуретана 40 %, а для резинового элемента 120 %. Это свойство позволяет получить исключительно благоприятную характеристику хода сжатия (рис. 2.52). Аналогичный характер кривой может быть получен с полыми резиновыми элементами, которые часто используют в качестве дополнительных упругих элементов в подвесках «Макферсон». На рис. 2.53 показан дополнительный упругий элемент, установленный сверху, а на рис. 2.54 — закрепленный на штоке амортизатора внизу, как у модели «Порше-911».

Приведенные на этих двух рисунках варианты установки ограничителей хода подвески или дополнительных упругих элементов представляют собой с экономической точки зрения оптимальное решение. Они не вызывают технических трудностей и не ограничивают долговечность узла. Места крепления амортизатора выполнены так, чтобы они могли воспринимать значительные

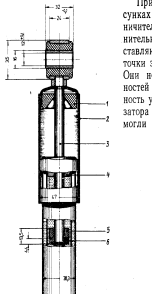


Рис. 2.55. Двухтрубный амортизатор фирмы «Боге» со встроенными ограничителями ходов сжатия и отбоя

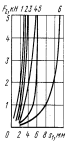


Рис. 2.56. Формы резиновых ограничителей хода сжатия *1—6* и их характеристика (зависимость деформации s_1 от нагрузки F_{s1}) при сжатии. Фирма «Фихтель-унд-Закс» предусматривает установку этих ограничителей в амортизаторы моделей С 26 и С 30

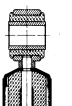


Рис. 2.57. Форма дополнительного упругого элемента из вяченого полиуретана, которой фирма «Боге» выбрала для установки в амортизатор:
1 — канавки заполнения для полого резинового упругого элемента

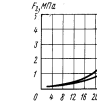


Рис. 2.58. Формы дополнительных упругих элементов 7 и 8, изготовленных из вяченого полиуретана, и их характеристики при сжатии. Фирма «Фихтель-унд-Закс» предусматривает установку этих элементов в амортизаторы моделей С 26 и С 30

нагрузки. Поэтому в большинстве случаев, для того чтобы они могли дополнительно воспринимать силы, действующие на ограничитель хода, достаточно лишь небольшого усилия. На рис. 3.4/10 и 3.9/1 [21] можно видеть полые резиновые упругие элементы, которые фирма «Рено» устанавливает на шток амортизатора уже более двух десятилетий. На рис. 3.4/6 [21] показан дополнительный упругий элемент, изготовленный из вяченого полиуретана и установленный в верхней части однотрубного амортизатора на моделях 200—280/8 автомобилей фирмы «Даймлер-Бенц» (см. [22, рис. 7.6/8с]).

На рис. 2.55 приведен разрез двухтрубного амортизатора фирмы «Боге», на штоке *3* которого установлен резиновый ограничитель *1*. При пробое подвески этот ограничитель зажимается между трубой амортизатора и защитной трубой *2*. При неправильном выборе формы такого ограничителя, а также при использовании для его изготовления недостаточно износостойкой резиновой или полимерной смеси, может образовываться пыль, которая, оседая на уплотнении штока амортизатора, сделает его неработоспособным (см. [22, рис. 7.6/56]). Результатом этого будет течь масла, снижение эффективности амортизатора и разрушение ограничителя, который не всегда изготавливается из маслостойкой резины.

При достаточной высоте ограничителя хода сжатия можно получить приемлемую характеристику упругости на расстоянии до 11 мм (рис. 2.56). При желании добиться больших ходов, а также жесткого включения в работу дополнительные упругие элементы следует изготовлять из ячеистого полиуретана (рис. 2.57).

На рис. 2.58 показаны формы применяемых дополнительных упругих элементов, а также достижимые деформации до $s_1 = 37$ мм под нагрузкой F_4. Более высокие дополнительные упругие элементы, приведенные на рис. 2.54 и в [22, рис. 7.6/8г], обеспечивают еще большие допустимые деформации.

Установка в амортизатор любых дополнительных деталей приводит к увеличению мертвой зоны [22, п. 7.6.2]. Иначе говоря, чем больше длина дополнительного упругого элемента в сжатом состоянии, тем больше габаритная длина амортизатора и тем больше места требуется для его размещения. Поэтому ограничитель может устанавливаться в амортизатор только в том случае, когда в автомобиле имеется достаточно места для его размещения.

2.2.4. Ограничители хода отбоя

Подвеска, которая под действием удара со стороны дороги перемещается вверх, может создать на ограничителе хода сжатия значительные силы. Нагрузка, воспринимаемая на ходе отбоя, представляет собой сумму сил сжатия пружины и динамической ударной нагрузки, создаваемой движущейся вниз осью.

Остаточная сила упругости пружины определяется продолжением линейного участка кривой характеристики упругости подвески до хода, равного нулю (см. рис. 2.35). В передней подвеске автомобиля «Рено-6» (см. рис. 2.34) эта сила в расчете на все ось составляет 3280 Н, т. е. по 1640 Н на каждое колесо. Для задней подвески она составляет всего 300 Н на каждое колесо или 600 Н для всей оси (см. рис. 2.40).

Динамическую нагрузку определяют умножением на коэффициент динамичности, равный 1,5 ... 2,0. Умножая остаточную силу пружины на этот коэффициент, а также на передаточное отношение $i_п$, получим воспринимаемую амортизатором нагрузку. Раньше в качестве ограничителя хода отбоя в подвесках с неразрезной балкой и независимых подвесках с качающимися полуосями в двух шарнирах применяли ленточные ограничители из пенькового ремня, которые в связи с недостаточной эластичностью часто рвались. В настоящее время имеются гораздо лучшие материалы, что позволяет считать это решение, которое можно встретить на моделях прежних лет «Альфа-Ромео» (см. [21, рис. 3.2/12а]) и «Рено 8/10»(см. [21, рис. 3.8/3]), технически и экономически обновленным.

Недостатком ремней является то, что они сравнительно резко подхватывают движущуюся вниз ось и этот удар ощущается в салоне автомобиля. Значительно мягче и практически неощутимо срабатывают резиновые ограничители. В двухрычажной независимой передней подвеске на поперечных рычагах их можно разместить между поперечиной и верхним рычагом, как у модели «Фиат 132» (см. рис. 1.42). Несколько сложнее решается этот вопрос для задней подвески, а также при использовании передней подвески типа «Макферсон». В этом случае в качестве ограничителя хода отбоя используют пластмассовое или резиновое кольцо, установленное на штоке амортизатора. На рис. 2.53 — это заточенное кольцо, расположенное между поршнем амортизатора и направляющей втулкой штока. На рис. 2.54 такое кольцо надевается на поршень. Это решение является экономически целесообразным и при использовании обычных амортизаторов. Те силы сопротивления, которые возникают в процессе эксплуатации и на основе которых определяют необходимую прочность мест присоединения, в большинстве случаев значительно превышают силы, которые могут действовать на ограничитель хода отбоя. На рис. 2.55 также показано конструктивное исполнение ограничителя. На штоке *3* амортизатора, опираясь на стальную шайбу *7*, установлен эластичный ограничитель *5* высотой 9 мм. Для передачи растягивающих сил нижняя кромка шайбы *6* выполнена в кольцевую выточку на штоке. В процессе хода отбоя ось растягивает амортизатор и ограничитель хода доходит до гладкой нижней поверхности направляющей *4* штока. Чем больше высота ограничителя, тем мягче он будет работать и тем плавнее будет изменяться характеристика упругости.

На рис. 2.59 приведены три различные формы ограничителей хода отбоя, применяемые фирмой «Фихтель-унд-Закс», а также результаты замера перемещений при нагружении до 5 кН. Высокий ограничитель приводит к увеличению короткой длины $L_{1гх}$ амортизатора (см. [22, п. 7.6/12]). Поэтому справа, рядом с отдельными формами ограничителей, показаны расстояния, на которые дополнительно увеличивается $L_{1гх}$. Приведенные слева цифры означают высоту ограничителя (4, 9 или 20 мм).

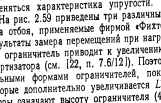


Рис. 2.59. Формы 1, 2 и 3, высота и характеристика зависимости деформации s_1 от нагрузки F_4 при сжатии ограничителей хода отбоя, которые фирма «Фихтель-унд-Закс» предусмотрела для установки в амортизаторы моделей С 26 и С 30

В амортизаторе силы сопротивления на ходе отбоя могут быть восприняты не только механическим, но и гидравлическим ограничителем. Более подробно этот вопрос рассмотрен в [22, п. 7.6.10].

2.2.5. Изменения хода подвески

На автомобиле элементы, соединяющие детали, которые несут колесо и кузов, выполнены так, что даже при крайних верхнем и нижнем положениях подвески имеются некоторые возможности по изменению угла поворота, длины и т. п. Иногда эти резервы относительно невелики, что объясняется стремлением к снижению себестоимости производства, увеличению долговечности или жесткости. Шарниры направляющих рычагов и рулевых тяг, описанные в [21, п. 3.1.3] и [22, п.3.2.], допускают лишь определенные углы поворота. Если при увеличении хода подвески эти углы будут превышены, то палец шарнира подвергнется изгибающим нагрузкам и возникнет опасность его поломки. В этом случае передняя ось перестает выполнять свои направляющие функции, т. е. автомобиль становится неуправляемым и избежать аварии довольно сложно. Чрезмерно большой вынужденный угол изгиба в шарнирах карданного вала (см. [21, рис. 3.1/26—3.1/30]) ведет к их разрушению и потере способности к передаче крутящего момента. Торможные шланги прокладываются и при изготовлении автомобиля устанавливаются так, что даже при находжении подвески в крайних верхнем или нижнем положениях в шлангах не возникает напряжений. Ударные растягивающие нагрузки (например, после увеличенного хода сжатия) могут привести к разрыву шланга и, как следствие, к выходу из строя системы тормозов. Можно назвать и другие важные элементы конструкции, долговечность которых зависит от поддержания заданного хода подвески. Эти немногие примеры должны дать понять, что предусмотренные заводом-изготовителем величины ходов сжатия или отбоя подвески изменять нельзя.

Подобные изменения вести предварительным укорачиванием ограничителей хода сжатия или отбоя, или они могут иметь место при использовании с амортизатором упоров, не рекомендованных автомобильной фирмой. В процессе сотрудничества с фирмами, поставляющими амортизаторы на комплектацию, автомобильные фирмы четко формулируют требования к амортизаторам не только по длине и характеристике, а также проверяют их стойкость. Поэтому на амортизаторах, которыми серийно комплектуются автомобили или которые разрешены автомобильными фирмами для установки, выбиваются два клейма: фирмы-изготовителя, например «Боге 1-0390-27-719-0» и автомобильной фирмы, например «Фольксваген 113413031 А».

Таким образом, ограничители хода подвески являются конструктивными элементами автомобиля, которые учитываются при проведении смолосугинонный испытаний для получения разрешения на эксплуатацию данной модели. И если учитываемая таким образом деталь будет изменена, то возникает опасность, что типовое разрешение на эксплуатацию потеряет силу. Вместе с ним теряют силу разрешение на эксплуатацию данного конкретного автомобиля и страховое свидетельство. Органы технического надзора уделяют этому вопросу внимание и вносят эти данные в паспорт автомобиля.

Более 60 % всех современных легковых автомобилей имеют ограничители хода отбоя по крайней мере в амортизаторах одной оси. Свыше 40 % амортизаторов снабжены ограничителями хода сжатия. Такие амортизаторы являются важными элементами шасси и замена их на амортизаторы производства другой фирмы может привести к неприятным последствиям.

2.2.6. Низкая посадка спортивных автомобилей

Для определения величины, на которую может быть опущен кузов автомобиля и какие изменения повлечет за собой это смещение, достаточно иметь характеристики упругости подвески и кинематические кривые при нормальном (среднем) положении кузова. Контрольные замеры для подвески с опущенным кузовом в большинстве случаев не требуются. Определяющим параметром возможной величины опускания Δf_k кузова является общий ход передней подвески, который должен остаться неизменным. В качестве примера рассмотрим автомобиль «Автобианки-112», характеристика передней подвески которого приведена на рис. 2.37. При исходном положении, т. е. при $G_{пр}$ = 4780 Н (в салоне два человека и по 65 кг каждый), этот автомобиль имеет ход сжатия f_k = 89 мм, а когда в салоне находятся четыре человека, то 83 мм. Намеченное вначале опускание кузова на 40 мм приведет к слишком малому ходу сжатия, поэтому изучение проводили при Δf_k = 30 мм. Используя характеристики упругости подвески, следует выполнить следующие чисто теоретические операции (рис. 2.60).

2.2.6.1. В исходном положении при нагрузке на переднюю ось $G_{пр}$ = 4780 Н ход отбоя составляет 70 мм, при этом точку O смещаем вправо на 30 мм (первый шаг).

2.2.6.2. После этого всю кривую опускаем до такого положения, когда она пройдет через точку O (второй шаг).

2.2.6.3. Новая кривая, обозначенная пунктиром, пересекает ось X не в начале координат, а на расстояния 4 мм от него. За счет опускания кузова пружина меньше сжимает ограничитель хода отбоя. В связи с этим общий ход подвески уменьшается со 159 до 155 мм.

На рис. 2.61 приведена характеристика подвески с уменьшенным ходом сжатия и общим ходом 155 мм. Если в салоне

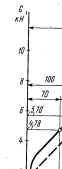


Рис. 2.60. Для определения расчетным путем возможного опускания кузова автомобиля следует исходную точку, для которой известны положение и нагрузка G (в данном случае $G_{пр}$ = 4,78 кН, соответствующие положению кузова на передних сиденьях находится водитель и один пассажир), сместить вправо на величину f опускания кузова (в приведенном примере это 30 мм). После этого следует характеристику упругости, полученную замером на неподбитом/подпертом автомобиле, сместить вертикально вниз на величину f, т. е. на столько, чтобы она прошла через точку O. В приведенном примере рассматривалась характеристика модели А-112.
1 — ход подвески

находится два человека, то ход сжатия составляет 59 мм, а если четыре — то 53 мм. Эта величина вполне достаточна для измененного автомобиля такого класса.

Ход сжатия задней подвески может быть уменьшен на 30 мм за счет снижения допустимой нагрузки на ось. Как можно видеть из рис. 2.46, при допустимой нагрузке 3710 Н, т. е. когда в автомобиле четыре человека массой по 65 кг и груз 111 кг, нагрузка на ось составляет $G_{пр}$ = 5530 Н. Имеющийся при этом ход сжатия подвески составляет 39 мм. При нагрузке на ось $G_{пр}$ = 6200 Н ход сжатия составляет $f_{пр}$ = 28 мм (см. п. 2.2.2).

Уменьшение осевой нагрузки $G_{пр}$ на 900 Н, т. е. до 5300 Н позволяет, как показано на рис. 2.62, сохранить предусмотренный фирмой-изготовителем ход сжатия. Поскольку багажник автомобиля расположен за задней осью, фактически можно дополнительно уменьшить загрузку автомобиля не на 1000, а только на 750 Н. Это позволяет использовать автомобиль для перевозки четырех человек в 36 кг груза, т. е. его грузоподъемность составляет 2960 Н. Округляя, получаем 36·9,81 ≈ 350 Н и 2950 Н. Таким образом, автомобиль можно по-прежнему считать четырехместным.

Если опускание кузова осуществляется за счет применения пружин уменьшенной высоты (см. п. 2.4.3 и 2.4.7), то при этом уменьшаются воспринимаемые максимальные силы и соответственно возникающие нагрузки. Также уменьшаются силы, которые должны восприниматься ограничителями хода отбоя, что приводит к уменьшению общего хода задней подвески на 5 мм, т. е. от 192 до 187 мм.

Нагрузка на ограничители хода сжатия, напротив, возрастает и целесообразно осуществить проверку их прочности.

Если величина опускания кузова точно задана, то следует проверить кинематику и передней и задней подвесок, поскольку отклонения могут иметь место как без нагрузки, так и при приобретении. На рис. 3.5/8 [21] показана используемая для передней оси

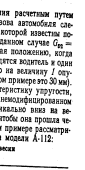


Рис. 2.61. Характеристика передней подвески модели А-112 после опускания кузова на 30 мм:
А — ограничитель хода сжатия, 5,9 кН; *Б* — допустимая нагрузка на ось 5,3 кН; *В* — снаряженный автомобиль, 4,1 кН; *Г* — два человека в салоне, 4,78 кН; *Д* — четыре человека в салоне, 4,39 кН и плюс багаж массой 36 кг, 4,68 кН

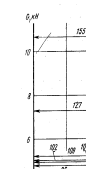


Рис. 2.62. Характеристика задней подвески модели А-112 после опускания кузова на 30 мм. Допустимая нагрузка на заднюю ось должна быть уменьшена с 6,26 до 5,3 кН для сохранения предусмотренной изготовителем (и без того слишком малого) хода сжатия $f_{пр}$ = 28 мм:
А — допустимая нагрузка на ось 5,3 кН; *Б* — вод подвеску в нормальном состоянии как основа для определения новой допустимой нагрузки; *В* — ограничитель хода сжатия, 4,4 кН; *Г* — снаряженный автомобиль, 2,59 кН; *Д* — два человека в салоне, 3,31 кН; *Е* — четыре человека в салоне, 4,0 кН; *Ж* — то же, плюс багаж массой 36 кг, 4,69 кН; *Г* — ход подвески; *Ф* — нагрузка на ось

свечная подвеска «Макферсон», а на рис. 2.63—получаемые замером изменения развала колес при работе подвески этого типа [21, рис. 4.57г].

Автомобиль с не претерпевшей изменений подвеской при загрузке, равной 1300 Н (в салоне водитель и один пассажир), т. е. в точке пересечения кривой с осью X, имеет положительный угол развала $\gamma_0 = +1°5'$. Без нагрузки этот неизмененный автомобиль имеет развал $\gamma' = +1°35'$. При опускании кузова угол развала без нагрузки уменьшается до $\gamma' = +46'$, что позволяет возможности иной воспринимать боковые силы.

Изменение колеи, обычно довольно значительное при ходе отбоя (рис. 2.64), при опускании кузова уменьшается. Даже колея, которая в том случае, когда в салоне находятся водитель и пассажир, равна $t_п$ = 1270 мм, а без нагрузки составляет 1250 мм, увеличивается на 7 мм до соответственно 1277 или

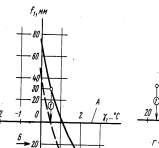


Рис. 2.63. Развал колес передней оси модели А-112 при горизонтальном положении кузова и при опускании его на 30 мм. Отрезок f показывает направление смещения характеристик, замеренной на неподбуфированном автомобиле:

А — нулевое положение при двух человеках в салоне; *Б* — снаряженный автомобиль; *В* — нормальное состояние; *Г* — кузов опущен на 30 мм; f_1 — ход сжатия подвески (по колесу); f_2 — ход отбоя подвески (по колесу); γ — угол развала колес

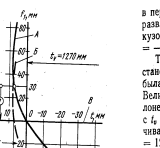


Рис. 2.64. Изменение колеи передних колес модели А-112 при опускании кузова на 30 мм по сравнению со стандартным исполнением. Колеи увеличивается в данном случае на $\Delta t = 7$ мм. В результате увеличения углов наклона в нулевом положении центр инерции опускается [21, рис. 4.4/2]:

А — нормальное состояние; *Б* — кузов опущен на 30 мм; *В* — нулевое положение при двух человеках в салоне; *Г* — автомобиль в снаряженном состоянии; f_1 — ход сжатия (по колесу); f_2 — ход отбоя подвески (по колесу); t — увеличение (+) или уменьшение (−) колеи

1257 мм. Касательная, проведенная к пунктирной кривой в нулевой точке, имеет большой наклон [21, рис. 4.4/2], что при опущенном кузове равнозначно меньшей высоте σ мгновенного центра крена, которая при загрузке автомобиля водителем и пассажиром составляет 28 мм вместо 109 мм, как ранее. Следствием этого является увеличение плеча инерционных сил, что в свою очередь приводит к тому, что почти не происходит уменьшения склонности кузова к боковому наклону, несмотря на его более низкое расположение [21, рис. 4.4/3]. В передней подвеске следует дополнительно проверить величину сходжения колес. На большинстве моделей она находится при этом в пределах допустимого [21, п. 4.6].

Для задней оси автомобиля модели А-112 используется сменная подвеска «Макферсон». На рис. 2.65 показано изменение угла развала задних колес. Благодаря большей длине поперечных рычагов кривая изменения развала проходит благоприятнее, чем в передней подвеске. Если в салоне находятся два человека, то развал $\gamma_1 = -5°$, а без нагрузки $\gamma' = +40'$. При опускании кузова эти величины становятся более благоприятными: $\gamma_1 = -1°$; $\gamma' = -20'$.

Также более приемлемой при опускании кузова на 30 мм становится и величина изменения колеи, которая до изменения была при работе подвески довольно значительной [21, рис. 4.6]. Величина колеи при загрузке автомобиля, равной 1300 Н (в салоне водитель и пассажир) увеличивается на $\Delta t = 13$ мм, т. е. $t_1 = 1250$ мм до $t_2 = 1263$ мм. При этом незначительно увеличивается удерживание кузова на поворотах. Без нагрузки $t_2 = 1224$ мм или $t_2 = 1237$ мм (при опускании). Мгновенный центр на задней оси также опускается с необычно большой высотой, равной 176 мм, до обычной величины 97 мм [21, табл. 4.4/6]. Что касается изменения развала и колеи колес, то более низкое расположение кузова благоприятно для подвески обеих осей.

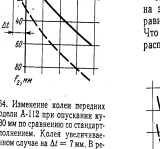


Рис. 2.65. Результаты замера углов развала колес у модели А-112 в горизонтальном состоянии и после опускания кузова на 30 мм. Величина смещения кривой обозначена (f):

А — нулевое положение при двух человеках в салоне; *Б* — автомобиль в снаряженном состоянии; *В* — нормальное состояние; *Г* — кузов опущен на мм; f_1 — ход сжатия подвески (по колесу); f_2 — ход отбоя подвески (по колесу)

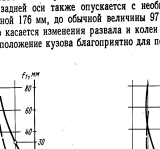


Рис. 2.66. Результаты замера колеи задних колес модели А-112 в нормальном положении (*В*) и после опускания кузова на 30 мм (*Г*). В результате опускания кузова колеи увеличивается на $\Delta t = 13$ мм. Направление смещения характеристик обозначено f. В этом случае также наблюдается опускание центра инерции:

А — нулевое положение при двух человеках в салоне; *Б* — автомобиль в снаряженном состоянии; t_1 — ход сжатия подвески (по колесу); t_2 — ход отбоя подвески (по колесу); t — увеличение (+) или уменьшение (−) колеи

После этого обязательна приемка автомобиля органами технического надзора, которые должны быть представлены по автомобилю (без нагрузки) следующие показатели:

	Нормальное положение	Кузов сбушен на 30 мм
Грузоподъемность, Н	3700	2950
Допустимая полная масса, Н	1040	965
Допустимая нагрузка на заднюю ось, Н	6200	5300
Высота автомобиля, мм	1350	1300
Колея передних колес, мм	1250	1257
Развал передних колес	1° 35'	45'
Колея задних колес, мм	1224	1237
Развал задних колес	+40'	−20'

Загрузка автомобиля массой 295 кг приводит к уменьшению нагрузки на заднюю ось до $G_{зд} = 4690$ Н. При этой загрузке под сжатия подвески составляет $f_{зд} = 39$ мм. Более благоприятной и достаточной для этого четырехместного автомобиля было бы ограничение допустимой нагрузки на ось $G_{зд} = 4750$ Н.

2.3. ВИДЫ УПРУГИХ ЭЛЕМЕНТОВ

2.3.1. Резиновые и пневматические упругие элементы

Для подвесок легковых и грузовых автомобилей, автобусов и прицепов могут быть использованы резиновые, пневматические или стальные упругие элементы. В [21, п. 3.1.1, рис. 3.4/Б] кратко описана подвеска «Гидролаинс», которую фирмы «Остин» и «Моррис» использовали на моделях 850—1800. В этой подвеске применены резиновые упругие элементы, которые из-за их высокой жесткости (жесткость подвески, приведенная к колесу, в пределах $c_{п} = 18 \ldots 20$ Н/мм) следует считать устарешими. Достоинством гидравлической уравнительной подвески является очень малый крен кузова и почти полное отсутствие продольных колебаний. К недостаткам следует отнести высокую частоту колебаний кузова $n_{п} = 100$ мин$^{-1}$, а также жесткую работу подвески на булыжной мостовой и волнистой дороге. В связи с этим, а также чтобы сгнивить себестоимость изготовления, на модели «Моррис Марина», появившейся в 1971 г., вновь используются стальные витые пружины [22, рис. 7.6/Зв].

Гораздо лучшими характеристиками обладает гидропневматическая подвеска, разработанная фирмой «Citroen» в 1955 г. Она представляет собой пневматические упругие элементы с гидравлической передачей усилий. На рис. 2.67 приведен разрез одного из четырех компактных упругих элементов, которые установлены на всех колесах автомобиля. В верхней половине баллона находится под давлением азот, который собственно и является упругим элементом. Азот, во избежание пенообразования, отделен резиновой мембраной от гидравлической жидкости, которая находится в нижней половине и цилиндре амортизатора. Передающий усилия шток вверху соединен шаровым шарниром с поршнем, а внизу опирается на поперечный рычаг передней подвески или на продольный рычаг задней (рис. 2.68). При ходе сжатия подвески жидкость вытапкивается поршнем через установленный в цилиндре клапан сжатия (на рис. 2.69 справа), а при ходе отбоя газ вытапкивает жидкость вниз через более жестко отрегулированный клапан отбоя (на рисунке слева). Эта жесткость установленная внутри система клапанов работает как у однотрубных газонаполненных амортизаторов [22, рис. 7.6/33 и 7.6/34]. Единственное отличие заключается в том, что у последних клапаны находятся на поршне и движутся вместе с колесом.

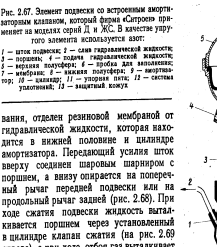


Рис. 2.67. Элемент подвески со встроенным амортизатором клапанов, который фирма «Citroen» применяет на моделях серий D и ЖС. В качестве упругого элемента используется азот:

1 — шток подвески; 2 — слой гидравлической жидкости; 3 — поршень; 4 — подача гидравлической жидкости; 5 — верхняя полуобрезь; 6 — пробка для заполнения; 7 — мембрана; 8 — нижняя полуобрезь; 9 — амортизатор; 10 — клапанный; 11 — упорная пята; 12 — системы уплотнений; 13 — защитный кожух

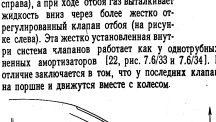


Рис. 2.68. В автомобилях «Citroen» элементы подвески опираются на рычаги. Регулирование уровня кузова осуществляется с помощью клапанов, соединенных со стабилизатором обеих осей:

1 — подача гидравлической жидкости; 2 — подача под давлением; 3 — слив в резервуар; 5 — механический привод регулятора высоты; 6 — газ; 7 — жидкость; 8 — амортизаторный клапан; 9 — регулирующая высота

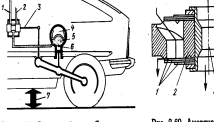


Рис. 2.69. Амортизаторный клапан, встраиваемый в элементы подвески фирмы «Citroen»:

1 — клапан хода отбоя; 2 — корпусус клапана; 3 — шаровер постоянного сечения, дросселирующий перетекание гидравлической жидкости; 4 — опорный диск для ограничения перемещения диска клапана; 5 — соединительный элемент (см. также [22, рис. 7.6/33 и 7.6/34])

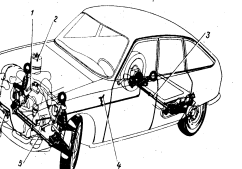


Рис. 2.70. Расположение элементов подвески в модели «Citroen ЖС». Хорошо видим подвеску передних колес на двойных поперечных рычагах, подвески задних колес на продольных рычагах и стабилизатоpы поперечной устойчивости, имеющие относительно большой диаметр. Расстояние от кузова до плоскости дороги может быть задано с помощью регулировочного рычажка: 1 — регулятор давления — гидроаккумулятор; 2 — резервуар; 3 — стабилизатор задней оси; 4 — рычаг задания уровня кузова; 5 — стабилизатор передней оси; 6 — гидравлический насос

Регулирование уровня, являющееся достоинством всех пневматических подвесок, может быть реализовано и в гидропневматической подвеске. Оно осуществляется путем изменения количества масла в зоне между мембраной и поршнем. Если с увеличением нагрузки кузов автомобиля опускается, то соединенный со стабилизатором регулятор уровня (см. рис. 2.68 и 2.70) обеспечивает подачу масла под давлением 15,0—17,5 МПа из гидравлического аккумулятора в цилиндр через специальное отверстие (см. рис. 2.67). При уменьшении загрузки автомобиля регулятор обеспечивает слив масла в резервуар, не находящийся под давлением.

В отличие от гидропневматических подвесок, которые теперь используются и в автомобилях среднего класса (например, в модели «Citroen ЖС»), чисто пневматические подвески не нашли широкого применения в легковых автомобилях. Фирма «Даймлер-Бенц» использует пневматическую подвеску только в самой дорогой своей модели 600. На рис. 2.71 показано размещение пневматических упругих элементов в передней подвеске этой модели между поперечными рычагом и поперечной рамы.

Рис. 2.71. Пневматический упругий элемент, встроенный в подвеску на двойных поперечных рычагах модели 600 фирмы «Даймлер-Бенц»: 1 — подвод сжатого воздуха; 2 — регулятор уровня; 3 — подрамник; 4 — нижний рычаг; 5 — тяга; 6 — опорный поршень; 7 — пневморесурс; 8 — воздушная камера

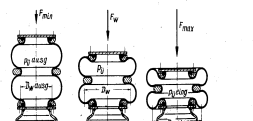


Рис. 2.72. Пневматические упругие элементы, представленные в различных положениях подвески:
а — крайнее нижнее; б — среднее; в — крайнее верхнее

показано размещение пневматических упругих элементов в передней подвеске этой модели между поперечным рычагом и поперечной рамы.

Автобусы, напротив, оснащены почти исключительно пневматической подвеской. Все большие применения она находит и на грузовых автомобилях и прицепах. Причиной роста популярности является ее мягкость, что обеспечивает повышение комфортабельности пассажиров и сохранность грузов. Дополнительными достоинствами являются возможность регулирования уровня и благодаря этому постоянная, не зависящая от нагрузки высота входа, а также пневматическая стабилизация кузова на поворотах. На рис. 2.72 показаны применяемые в настоящее время пневматические упругие элементы. Изготовители отдельных деталей — фирмы «Бош», «Вестингаузъ», «Континенталь», «Феникс» и др. — при необходимости представляют подробные описания и рекомендации по установке.

2.3.2. Листовые рессоры

В отличие от унифицированных элементов пневматической подвески стальные упругие элементы должны быть созданы специально для конкретного автомобиля с учетом его конструктивных особенностей и свойств. Это положение справедливо как для листовых рессор, так и для цилиндрических винтовых пружин и торсионов.

Самой старой и самой известной формой упругого элемента является многолистовая рессора, достоинством которой является способность воспринимать не только силы, действующие в различных направлениях (вертикальные, боковые и продольные [2], рис. 3.1/2], но и моменты при торгании с места и торможении. К этому следует добавить благоприятное распределение сил по

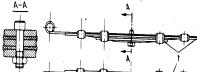


Рис. 2.73. Листовая рессора для легкового автомобиля с вкладышами по всей длине прокладками из полимерного материала и хомутами. Для снижения шума в салоне предусмотрена установка резиновых втулок

раме или кузову [21, рис. 3.2/4] и возможность обеспечить прогрессивность характеристики упругости подвески. Поперечно расположенная листовая рессора, кроме того, повышает устойчивость кузова на поворотах. Основными недостатками многолистовой рессоры являются следующие:

высокое и, кроме того, меняющееся с течением времени трение между листами;

снижение долговечности, вызываемое износом и, как следствие, появлением концентраторов напряжений.

Оба эти недостатка можно почти полностью устранить, применив пластмассовые прокладки между листами. Эти прокладки можно укладывать по всей длине листа (рис. 2.73) или располагать по концам и в середине (рис. 2.74). Различные методы крепления прокладочных пластин приведены на рис. 2.75. Пластины можно вставлять в гнездо, крепить с помощью отверстий или приклеивать.

Трение между листами, заменяющее главным образом от числа трущихся поверхностей, является нежелательным демпфирующим фактором [22, п. 7.6/5]. Поэтому листовая рессора должна иметь как можно меньшее число листов. Идеальным конструктивным решением была бы однолистовая рессора (рис. 2.76).

Чтобы при постоянной ширине B получить одинаковые напряжения изгиба во всех поперечных сечениях, необходима пара-

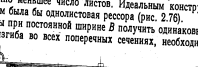


Рис. 2.74. Листовая рессора с резиновыми или пластмассовыми пластинами, установленными в выемках по концам рессор. Дополнительная прокладка в нагруженной центральной части рессоры разделяют листы, предотвращая их взаимное ударение

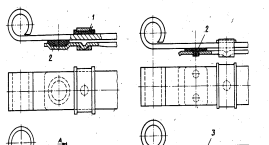


Рис. 2.75. Четыре наиболее распространенных способа закрепления прокладок на листах рессоры. Вверху показан хомут *1*, установленный с резиновой прокладкой и удерживаемый на месте выступом на листе рессоры:

2 и *3* — пластмассовые прокладки, соответственно закрепленные механически и приклеиваемые

болическая раскатка рессоры к концам. Толщину листа в выпрямленном состоянии рассчитываем по уравнению (рис. 2.77)

$$h_k = \sqrt{6F_{max}g_1 l_1/(\sigma_0 \cos\alpha B(g_1 + g_2))},$$

где $g_1 = l_1 - e/4$; $g_2 = l_2 - e_2/4$. Значение примененных в формулах условных обозначений приведено к рис. 2.109. Толщину h_x в произвольном сечении, отстоящем от шарнира на расстоянии x_1 или x_2, определяем по формулам

$$h_{x1} = h_0\sqrt{x_1/g_1};\quad h_{x2} = h_0\sqrt{x_2/g_2}.$$

Жесткость рессоры определяем с помощью h_0 и коэффициента формы K, который учитывает отклонение фактической геометрии рессоры от идеальной параболической и составляет около 0,9 [19, ч. 2], по формуле

$$c_F = EB^3 l_0^3/(g_1 + g_2)(g_1^3 g_2^3 K).$$

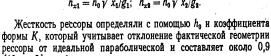


Рис. 2.76. Асимметричная однолистовая рессора, используемая в задней подвеске легкового автомобиля. Длина рессоры $L = 1690$ мм, жесткость подвески $c_{пр} = 21$ Н/мм, статическая нагрузка $F_{ст} = 4$ кН

Рис. 2. 77. Чтобы обеспечить равнопрочность рессоры, концы ее листов должны иметь параболическую форму

Одинолистные рессоры используются в США уже давно. В Европе они появились в 1970 г., когда фирма «Форд» применила такие рессоры для задней подвески на модели «Капри-2600РС» и передней подвески на модели «Транзит». В том же году они появились и на модели ДАФ-66 (см. рис. 1.52).

Отрицательно действуют изгибающие моменты, которые возникают при трогании с места и торможении (см. [21, рис. 3.2/5] и рис. 1.51). На моделях «Капри» и ДАФ эти моменты воспринимаются расположенными сверху продольными рычагами (см. [21, рис. 3.2/8а и 3.2/6в]). Многолистовые параболические рессоры лучше воспринимают эти моменты, и, кроме того, они всегда легче, чем рессоры из листов постоянного сечения. На рис. 2.78 показаны

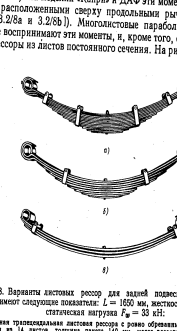


Рис. 2.78. Варианты листовых рессор для задней подвески автобусов. Все рессоры имеют следующие показатели: L = 1650 мм, жесткость c_R = 200 Н/мм, статическая нагрузка F_R = 33 кН:

а — обычная трапецеидальная листовая рессора с ровно обтрешанными концами листов, состоящая из 14 листов, толщина пакета 140 мм, масса рессоры 123 кг; *б* — улучшенный вариант трапецеидальной листовой рессоры с отжатыми концами листов и полимерными прокладками, состоящей из девяти листов, толщина пакета 127 мм, масса рессоры 94 кг; *в* — параболическая рессора с листами переменного продольного профиля, длина параболических участков около 1200 мм, рессора состоит из трех листов с полимерными прокладками, толщина пакета 64 мм, масса рессоры 61 кг

различные варианты исполнения листовых рессор задней подвески для автобусов, иллюстрирующие разницу между ними [12].

Одинолистовая рессора постоянной ширины представляет собой балку равного сопротивления. Если бы мы потребовали постоянства толщины, то получили бы листы, имеющие форму двух сложенных между собой треугольников (рис. 2.79). Чтобы получить нормальную рессору, листы разрезают на полосы постоянной ширины, которые, будучи положены одна на другую, образуют рессору с примерно такой же характеристикой. Однако реализовать на практике треугольную рессору невозможно, поскольку в этом случае потребовалась бы призматическая деталь для крепления ее средней части, а концы рессоры должны иметь определенную ширину для передачи через ушко или скользящую опору. По этой причине вместо листа, имеющего форму сдвоенного треугольника, применяется рессора в форме сдвоенной трапеции с прямоугольной центральной частью (рис. 2.80). Разрезав эту рессору на полосы постоянной ширины и заменив острые концы прямоугольным той же площади, получим трапецеидальную рессору в ее простейшем и легком для изготовления виде. Она состоит из ряда уложенных один на другой листов, имеющих постоянные ширину и толщину, но различной длины. Такая рессора показана на рис. 2.78, *а*.

Три рессоры, изображенные на этом рисунке, имеют с каждой стороны по крайней мере по одному хомуту. Основной функ-

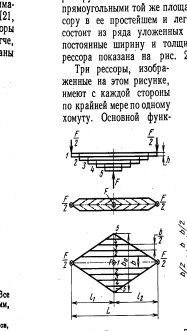


Рис. 2.79. Являясь равнопрочной балкой, листовая рессора представляет собой двойной треугольник, разрезанный на полосы

Рис. 2.80. Чтобы создать рессору, производство которой будет экономически эффективным, и, кроме того, обеспечить возможность передачи сил в центре и по концам, следует обрезать концы листов под прямым углом

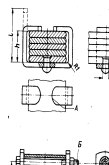


Рис. 2.81. Хомуты, фиксируемые с помощью заклепок и применяемые для рессор грузовых автомобилей. Конец этих скоб загибают либо соединяют с помощью болтов и распорных втулок: *А* — вогнутостью обжимы кзаже под прямым углом; *Б* — место смерзания отверстия под шплинт после сборки

Рис. 2.82. Двухлистовая рессора задней подвески легкового автомобиля со сплошной полимерной проставкой, имеющая следующие параметры: расстояние между ушками $L = 1590$ мм, ширина листа $B = 70$ мм, толщина листа $h_1 = 9{,}7$ мм, жесткость подвески $c_{\text{ф}} = 18$ Н/мм, статическая нагрузка $F_{\text{ст}} = 37$ кН, напряжение изгиба при этой нагрузке $\sigma_{\text{ф}} = 702$ МПа

цией этих хомутов является передача моментов, возникающих при торможении или трогании с места, на все листы и тем самым разгрузка коренного листа (см. рис. 1.51). Если все листы, включая самый нижний — параболические, то хомуты можно снешать к концам, что предпочтительнее и не может быть реализовано на многолистовых рессорах. В последнем случае хомуты можно закреплять только на более коротком листе, и, если не обращать внимания на скрип, такое крепление может осуществляться с помощью закленки (рис. 2.81).

В рессорах легковых автомобилей этот скрип ни в коем случае не должен иметь места. Поэтому, как показано на рис. 2.75, для соединения листов используют хомуты, прижимаемые к листам с помощью резиновых прокладок. Эти хомуты удерживаются на месте благодаря выштампованке на конце листа рессоры.

Применение малолистовых параболических рессор на грузовых автомобилях, автобусах и прицепах также имеет преимущества, так как в связи с высокими нагрузками многолистовые-рессоры имели бы в этом случае очень большое число листов. Рессоры задней подвески легковых автомобилей, напротив, несут относительно небольшую нагрузку, и поэтому листовая рессора в этом случае благодаря большой длине состоит всего из двух или трех листов (рис. 2.82 и *г*.83). Может применяться также и показанная на рис. 2.76 однолистовая параболическая рессора, недостатком которой является невозможность гарантировать прочность связи ушка.

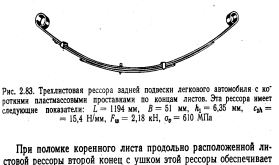


Рис. 2.83. Трехлистовая рессора задней подвески легкового автомобиля с короткими пластмассовыми проставками по концам листов. Эта рессора имеет следующие показатели: $L = 1194$ мм, $B = 51$ мм, $h_1 = 6{,}35$ мм, $c_{\text{ф}} = 15{,}4$ Н/мм, $F_{\text{ф}} = 2{,}16$ кН, $\sigma_{\text{ф}} = 610$ МПа

При поломке коренного листа продольно расположенной листовой рессоры второй конец с ушком этой рессоры обеспечивает неразрезной балке заданное направление. Хотя возможность промлинейного движения при этом и ухудшается, однако аварийная обстановка практически не создается. При поломке рессоры управляемой передней оси картина иная. Если речь идет о неразрезной оси, то она в месте поломки может переместиться вперед или назад. А поскольку рулевая сошка соединена с рулевым механизмом, то оба передних колеса поворачиваются в одну сторону [22, п. 8.5.2]. Автомобиль резко меняет направление движения, что может привести к наезду или опрокидыванию. Поэтому почти во всех случаях, когда в передней подвеске применяются многолистовые рессоры, принимают какие-то меры на случай их поломки, например, делают дополнительное ушко на переднем конце подкоренного листа, которое охватывает ушко коренного листа (см. рис. 2.78 и 2.84).

Еще опасней поломка поперечно расположенной рессоры передней подвески, которая при независимой подвеске служит одновременно и направляющим элементом колес и верхним или нижним рычагом. Автомобиль при этом теряет управляемость и аварии трудно избежать. Поперечные рессоры можно встретить на автомобилях особо малого класса с задним расположением двигателя, отчасти при центральном закреплении [21, рис. 3.4/12]. Однако чаще всего это закрепление в двух точках [21, рис. 3.1/4, 3.4/13

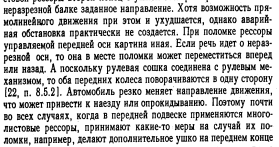


Рис. 2.84. В качестве меры безопасности на случай поломки ушка коренного листа рессоры вокруг ушка может быть загнут конец второго листа:

а — второй лист полностью охватывает ушко коренного листа; *б* — второй лист заострен и замкнут вокруг ушка; *в* — второй лист заострен, раскатан и замкнут вокруг ушка

и 3.5/11]. Как уже указывалось в [21, п. 3.1.1], применение такой листовой рессоры позволяет избежать применения двух винтовых пружин и стабилизатора, включая детали, необходимые для закрепления последнего. Недостатком использования такого упругого элемента является смещение рессоры в местах закрепления под действием боковых сил.

Возникающее при работе подвески изменение длины деталей упругих элементов требует эластичного присоединения мест D крепления (рис. 2.85). Под действием боковых сил последние также деформируются, увеличивая положительный угол развала наружного (по отношению к центру поворота) колеса. На рисунке приведены силы и характер изменения изгибающего момента при статической исходной нагрузке F_w. В центральной части рессоры между точками D действует постоянный по величине момент $M_b = F_w l$, поэтому листы рессоры должны иметь на этом участке постоянное сечение. Допускается только изменение ширины листов (как показано).

При нагружении рессоры силами, действующими в одну сторону (рис. 2.86), концевые и центральный участки принимают форму дуги. В результате рессора по всей длине работает с заданной жесткостью. Однако при движении на повороте (рис. 2.87) на наружной (по отношению к центру поворота) стороне на рессору действует дополнительная сила $+\Delta F_w$ при соответствующем уменьшении нагрузки на внутренней стороне. Один конец рессоры будет в результате приподнят вверх, в то время как другой ее конец отжимается вниз.

В центральной части действуют противоположно направленные изгибающие моменты, которые стремятся изогнуть этот участок в форме буквы S. В связи с тем, что листы рессоры имеют постоянную толщину, их прогиб в центральной части будет незначительным. Это означает, что при поперечно-угловом подрессоривании на поворотах эта подвеска имеет большую жесткость,

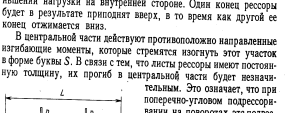


Рис. 2.85. Эпюра изгибающих моментов (*б*) в поперечно расположенной листовой рессоре (*а*), которая крепится к кузову в точках *D*

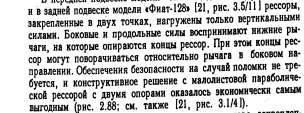


Рис. 2.86. При вертикальном подрессоривании закрепление в двух точках рессора (*а*) изгибается на участке между точками крепления. Увеличение нагрузки ΔD в точках D соответствует увеличению сил ΔF на концах рессоры:

б — эпюра изгибающих моментов

Рис. 2.87. При поперечно-угловом подрессоривании на повороте внешний по отношению к центру поворота конец рессоры (*а*) дополнительно нагружается силой ΔF_w при соответствующем уменьшении нагрузки $-\Delta F_l$ на внутренний конец. В центральной части рессоры между опорами происходит изменение нагрузки ΔD и, соответственно, сечение ее является увеличение жесткости рессоры. Нагрузка на внешнюю опору $D_n = D + \Delta D$, а на внутреннюю $D_l = D - \Delta D$, где $\Delta D = \Delta F \times \Sigma\,(l + a)/2l$:

б — эпюра изгибающих моментов

чем при одинаково направленном перемещении колес при преодолении препятствия. Взаимосвязь между этими двумя величинами определяется расстоянием *e* между опорами *D*. Чем больше величина *e*, тем больше разнятся эти величины (см. п. 2.4.4). Однако возможности увеличения *e* ограничены, так как длина рессоры в распрямленном состоянии $L = e + 2l$ (см. рис. 2.85) должна быть меньше, чем колея L_f передних колес. Чем больше величина *e*, тем короче концевые участки *l* рессоры и тем выше возникающие в них напряжения. Рессора в этом случае должна состоять из большего числа более тонких листов.

В передней подвеске модели «Опель-Кадетт» [21, рис. 3.4/14] и в задней подвеске модели «Фиат-128» [21, рис. 3.5/11] рессоры, закрепленные в двух точках, нагружены только вертикальными силами. Боковые и продольные силы воспринимают нижние рычаги, на которые опираются концы рессор. При этом концы рессор могут поворачиваться относительно рычага в боковом направлении. Обеспечения безопасности на случай поломки не требуется, и конструктивное решение с малолистовой параболической рессорой с двумя опорами оказалось экономически самым выгодным (рис. 2.88; см. также [21, рис. 3.1/4]).

Если поперечно расположенная листовая рессора, закрепленная в двух точках, одновременно заменяет верхний или нижний рычаги, то в этом случае конструктор должен знать траектории центров ушков рессоры при работе подвески на поворотах. Это необходимо для определения мгновенного центра поворота [21, рис. 4.4/9], а также для того, чтобы рассчитать изменение развала

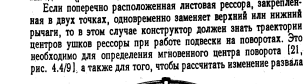


Рис. 2.88. Передняя рессора модели «Опель-Кадетт Б», выпускавшейся до 1973 г. Рессора состоит из двух параболических раскатанных листов. В местах крепления листы отделены одним от другого резиновыми накладками

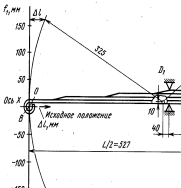


Рис. 2.89. Центр дуги, описываемой ушком рессоры, закрепленной в двух точках, как правило, смещен в сторону от мест закрепления

и схождения колес [21, рис. 4.3/5 и 4.5/9]. Точки замеров, образующие траекторию перемещения, получают с помощью пружинных весов. В качестве исходного положения принята выпрямленная рессора (рис. 2.89). Величина нагрузки при этом не играет роли. В качестве исходных параметров используются величины ходов сжатия f_1 и отбоя f_2 подвески в направлении оси Y, а измеряемой величиной является боковое смещение Δl обоих салазок, что дает соответствующее значение X. В процессе изучения обе места закрепления D_1 (слева) и D_2 (справа, на рисунке не изображено) должны параллельно нагружаться или разгружаться. Затем рессору вычерчивают в выпрямленном состоянии в масштабе 1 : 1, чтобы, исходя из этого положения, иметь возможность нанести полученные значения X в соответствии со значениями Y. Начало координат располагается в центре ушка рессоры. Соединяя отдельные точки, получим с обоих концов рессоры дугообразную кривую. Центр кривизны служит кинематическим центром вращения.

Аналогичный процесс может быть применен также при центральном закреплении рессоры, независимо от того, является это закрепление жестким или упругим (рис. 2.90). При поперечно расположенных листовых рессорах таким же путем осуществляется определение центра поворота [21, рис. 4.4/8]. При продольных листовых рессорах определяют траекторию, которая потребуется для уточнения перемещения неразрезной балки, закрепленной на рессорах [21, рис. 3.3/2 и 4.6/19]. В последнем случае рессора должна быть изображена на чертеже в соответствии с ее положением в автомобиле.

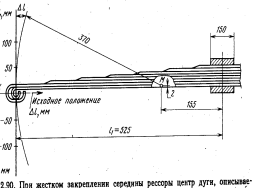


Рис. 2.90. При жестком закреплении середины рессоры центр дуги, описываемой при работе подвески ушком, располагается вне задняка

Как показано на рис. 3.1/3 [21], листовые рессоры могут иметь прогрессивную характеристику упругости. Чтобы добиться увеличения жесткости при увеличении нагрузки (см. рис. 2.43), рессоры задней подвески легковых автомобилей выполняют двухступенчатыми. В этом случае одноклиновая параболическая рессора или двух- либо трехлистовая трапецевидная при прогибе опираются на лист второй ступени (рис. 2.91, варианты *а* и *б*). Кроме того, существует возможность установки упора, смещенного по длине рессоры. Этот упор приводит к уменьшению рабочей длины рессоры при ходе сжатия и соответственно к увеличению жесткости (вариант *в*). Конструктивные решения *а* и *б* позволяют так подобрать длину и толщину листов обеих ступеней, что при ходе сжатия подвески до крайнего верхнего положения (т. е. при максимальной нагрузке) напряжения распределяются равномерно. Установка дополнительного ограничителя, напротив, может привести к концентрации напряжений в месте опоры рессоры.

Для грузовых автомобилей изменение нагрузки значительно больше. Чтобы жесткость подвески у незагруженного автомобиля не была чрезмерно высокой,

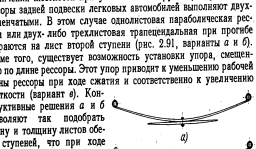


Рис. 2.91. Различные варианты исполнения продольных листовых рессор с прогрессивной характеристикой упругости для легковых автомобилей:

а — одноклиновая рессора с одним включающимся подрессоренником; *б* — то же, трехцендальная; *в* — ограничение одного из двух рессоров на ходе сжатия (см. также [51, рис. 3.1/3])

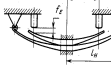


Рис. 2.92. Для грузовых автомобилей требуется значительно более высокая прогрессивность характеристики упругости подвеска, которой можно добиться только с помощью дополнительной рессоры, устанавливаемой сверху на основную рессору. Дополнительная рессора после перемещения подвески вверх на определенную величину f_2 хода упирается в специальные опоры

жесткости достигают путем уменьшения длины листов (l_2 вместо l_1) основной рессоры) и увеличения толщины. Поскольку дополнительная рессора включается в работу только в конце хода подвески, возникающие в ней напряжения изгиба меньше, чем в листах основной рессоры. Расположенные один над другим листы рессор могут быть как трапецеидальными (рис. 2.93), так и параболическими (рис. 2.94), имеющими следующие характеристики:

	Основная рессора	Дополнительная рессора
Расстояние между ушками L, мм	1800	—
Длина рессоры, мм	—	1120
Ширина листа B, мм	100	100
Наибольшая толщина h_1, мм	32	29
Жесткость рессоры $c_{дв}$, Н/мм	245	730
Наибольшая нагрузка P_{max}, кН	33,2	9,8
Напряжения изгиба под действием P_{max}, МПа	680	222

В обоих случаях в качестве аварийной меры на случай поломки коренного листа сделано так, что конец второго листа охватывает левое ушко. Правый конец рессоры, изображенной на рис. 2.93, скользит по опоре. Этот вариант исполнения конца рессоры часто встречается в подвеске грузовых автомобилей (рис. 2.95). В легковых автомобилях применение подобного конструктивного решения создавало бы неприятный шум.

Рис. 2.93. Задняя рессора грузового автомобиля, имеющая прогрессивную характеристику упругости. Трапецеидальная рессора выполнена без простоев между листами

требуется более прогрессивная характеристика, которую можно получить только с помощью дополнительных рессор. Эти дополнительные рессоры с собственной характеристикой упругости крепят на основных рессорах. После определенной величины хода f_2 подвески (рис. 2.92) достигают специальных упоров.

В большинстве случаев дополнительные рессоры имеют более высокую жесткость, чем основные, что позволяет избежать слишком низкой частоты колебаний груженого автомобиля и удержать в определенных пределах крен кузова на поворотах. Повышения

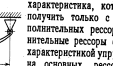
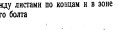


Рис. 2.94. Двухступенчатая параболическая рессора нового поколения для грузовых автомобилей, имеющая прокладки между листами по концам и в зоне центрального стяжного болта

Рис. 2.95. Чтобы компенсировать изменение длины в процессе колебаний рессора может с одной стороны иметь скользящую опору:



а — прямой конец рессоры с удлинением для безопасности вторым листом; б — изогнутый коренной лист

2.3.3. Винтовые пружины

Прогрессивную характеристику упругости могут иметь и витые пружины, что достигается за счет переменного шага витков (рис. 2.96), изготовления пружин из конической проволоки или одновременного использования обоих решений (рис. 2.97). Достоинством такого упругого элемента является его компактность. Внутри витков пружины можно разместить амортизатор, ограничитель хода или направляющую трубу свечной подвески.

Важным элементом является исполнение концов пружины. Если при движении автомобиля концы пружин будут проворачиваться относительно опор, то это приведет к появлению неприятных шумов. Тарелки пружины, имеющие соответствующую форму, обеспечивают жесткий упор конца пружины, обрезанного под прямым углом (рис. 2.98, пример 3). Винтовая пружина такой конструкции имеет минимальную общую стоимость, что показано на том же рисунке в процентах

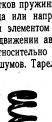


Рис. 2.96. Винтовая пружина с прогрессивной характеристикой упругости, навитая с переменным шагом. Под нагрузкой вначале сомкнутся витки с меньшим углом навивки, при этом число работающих витков сократится и пружина станет жестче

Рис. 2.97. Винтовая пружина с прогрессивной характеристикой упругости, изготовленная из проволоки переменного сечения с кусом, прошлифованным в одну сторону (а) и в обе стороны (б)

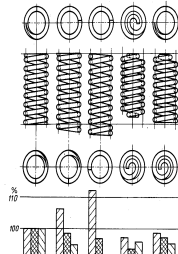


Рис. 2.98. Различное исполнение концевых витков спиральных пружин, не имеющих прогрессивной характеристики, а его влияние на требуемую длину пропилки и пружины (*а*), на стоимость материала (*б*) и общую себестоимость пружины (*в*). Все пружины имеют одинаковое число витков i_p, их концы сошлифованы на участке, равном 3/4 витка (расчет см. рис. 2.124):

относительной стоимости пружины из примера 1. Более дорогим вариантом является поджим крайних витков и шлифование плоскости (пример 1). Однако этот вариант имеет и преимущества, поскольку позволяет использовать плоские, легко изготавливаемые опорные поверхности (см. рис. 2.97, 2.127 и [21, рис. 3.1/9а]). Такое исполнение концов пружин применяется для пружин подвески грузовых автомобилей и очень часто в других пружинах (например, пружин клапанов и др.). Просты в установке и также недороги пружины, концы которых завернуты внутрь. Еще преимуществом этих пружин является меньшая габаритная длина (см. рис. 2.98, пример 4). Однако при этом их недостатком является невозможность разместить внутри витков амортизатор или ограничитель хода. Компромиссное решение представляет собой пружина, изображенная в примере 6. Нельзя загибать внутрь концы винтовых пружин с прогрессивной характеристикой.

2.3.4. Торсионы

Исполнение концевых участков имеет для цилиндрических торсионов столь же большое значение, как и для винтовых пружин. Для передачи момента на выполненных горячей высадкой головках стержней может быть нанесен мелкошлицевой профиль типа рекомендуемого стандартом ДИН 5481 (рис. 2.99, см. также [3, п. 2.5.5]). Речь идет о решении, которое хотя с технической точки зрения и не вызывает трудностей, но является экономически неквесообразным и должно применяться только в тех случаях, когда заделка концов торсиона не предусматривает никакой регулировки. Шлицы могут быть получены накатыванием или резанием, и в результате будет обеспечена достаточно высокая соосность концов торсиона. Фирма «Фольксваген» использовала такое исполнение торсионов в диагонально-рычажной подвеске на модели «Жук» 1200/1300 [21, рис. 3.8/4], а также в подвеске моделей 1303 и 1600 [21, рис. 3.10/11]. Это же решение использовала на модели 911 и фирма «Порше» [21, рис. 3.10/10]. Поворот торсиона на один или несколько шлицов позволяет поднять или опустить автомобиль (см. п. 2.2.6). Однако подобное изменение легче осуществить с помощью систем регулирования высоты, которые имеются на всех современных автомобилях [21, рис. 3.4/10, 3.4/11, 3.5/10 и 3.9/11]. Хотя в связи с большим числом деталей это решение является более дорогим, но зато оно обеспечивает возможность бесступенчатого регулирования.

Это позволяет в определенном диапазоне установить любую высоту автомобиля. Кроме того, при проседании одной из сторон подвески, результатом чего явится крен кузова [21, рис. 4.5/4], разница в высоте также может быть устранена. На рис. 2.100 приведен механизм регулирования подвески передней оси моделей «Ауди-60» и «Ауди-75» [21, рис. 3.4/11]. Благодаря ударным нагрузкам, которые имеющий квадратное сечение конец *1* торсиона передает на рычаг *2*, последний занимает очень устойчивое положение, прижимаясь нижней частью к шумоизолирующей пластмассовой пластине, расположенной в углублении поперечины *5*. Силы, вызываемые моментом M_T упругости, создают в регулировочном болте *4* напряжения растяжения. Верхний конец этого регулировочного болта ввернут в гайку *3*, которая может проворачиваться в верхнем конце рычага. Нижняя головка болта через изолирующую шайбу *6* упирается в поперечину *5* (которая является частью кузова).

Фирма ДАФ на модели 55 применила аналогичное конструктивное решение, но при этом ее регулировочный болт подвержен

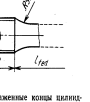


Рис. 2.99. Осуществление концы цилиндрических торсионов для передачи крутящего момента могут иметь молние шлицы в соответствии со стандартом ДИН 5481. Чтобы исключить создание концентраторов напряжений, должны быть соблюдены следующие условия: диаметр головки $d_к \leq 1,4d$; длина головки $\ell \geq 1,75d'/d_к$, где d — диаметр торсиона

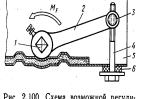


Рис. 2.100. Схема возможной регулировки высоты кузова в передней торсионной подвеске моделей Ауди-60 и Ауди-75, выпускавшихся до 1972 г. (см. также [21, рис. 3.4/1])

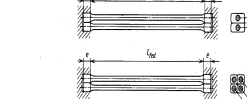


Рис. 2.102. Набор цилиндрических торсионов, рекомендуемый, когда длина торсиона конструктивно ограничена

напряжением сжатия [21, рис. 3.5/10]. Фирма «Рено» на моделях 4, 6 и 16 регулирует торсионы с помощью эксцентриков, на которые опираются короткие рычаги, закрепленные на концах торсионов [21, рис. 3.9/1].

Дополнительным достоинством систем регулирования высоты является то, что оно позволяют использовать стержни, концевым участкам которых методом горячей высадки придано квадратное или шестигранное сечение без последующей механической обработки. Допуски на взаимное расположение граней головок могут быть достаточно большими (рис. 2.101, см. также [21, рис. 3.1/7]). В этом случае при механической обработке потребуется лишь выполнить углубления для фиксации головок торсиона. Переходный участок от головки к стержню для предотвращения концентрации напряжений должен иметь радиус R не менее 90 мм (см. рис. 2.99 и 2.101). Этот радиус легко может быть обеспечен при горячей высадке головки. В работе [21, рис. 3.4/10 и 3.5/10] приведены относительно длинные цилиндрические торсионы, необходимые для создания соответствующей современным требованиям мягкой передней подвески. При отсутствии места для размещения торсионов достаточной длины, например, при их поперечном расположении, следует применять набор стержней. Стержни в этом случае обычно имеют головки квадратного сечения, а набор состоит из двух или четырех круглых стержней, собранных в один пакет (рис. 2.102, см. также [21, рис. 3.1/8]) или из любого числа полос прямоугольного сечения (см. рис. 2.105 и [21, рис. 3.1/5]). Размеры этого сечения выбираются с таким расчетом, чтобы при равной толщине отдельных листов их набор имел квадратное сечение.

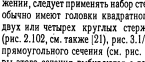


Рис. 2.101. Хорошо «работают» при передаче крутящего момента высаженные четырехгранные головки. Радиус переходной кромки к валу должен быть не менее $R = 90$ мм

С точки зрения себестоимости один круглый стержень, способный выполнять те же функции, всегда дешевле любого набора. Однако в тех случаях, когда кроме кручения имеют место напряжения изгиба, его применение исключено. Такое сочетание встречается в конструкциях прицепов, подвеска которых выполнена на продольных рычагах (рис. 2.103). Концевая втулка *1* торсиона *2* в точке *3* одновременно является опорой, передающей на поперечину *4* вертикальные нагрузки. При этом между вертикальной силой N' и реакцией A в подшипнике имеется плечо a. В результате возникает статический изгибающий момент $M_{изг} = N'a$ (схема нагружения приведена в верхней части рисунка). Как излагалось ранее в п. 1.1, для расчета долговечности следует использовать верхнее значение вертикальной силы N_v в сочетании со знакопеременной боковой силой $\pm S_1$. Последняя приложена к рычагу *А*. Изгибающий момент воспринимается листами рессоры, установленными на ребро. Напряжения изгиба являются максимальными в верхнем и самом нижнем участках профиля (рис. 2.104), т. е. в тех местах, в которых напряжения кручения $\tau_{кр\,max}$ составляют 74 % максимального значения $\tau_{кр\,max}$, которое

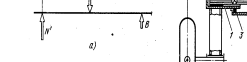


Рис. 2.103. Подвеска на продольных рычагах, применяемая для односоных прицепов. В качестве упругого элемента использована набор пластинчатых торсионов. Торсионы, кроме того, нагружены силой N' на изгиб в плоскости листов:
а — статическая схема; б — вид сверху

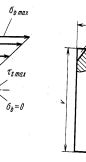


Рис. 2.104. Если пластинчатые торсионы дополнительно нагружены на изгиб в плоскости листов, то напряжения кручения и изгиба пересекаются, достигая наибольших значений на тех участках, где напряжения кручения минимальны, т. е. составляют 74 % максимальных значений (см. также [21, рис. 3.16])

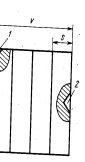


Рис. 2.105. Фиксация торсиона в поперечном направлении должна осуществляться в месте 1 паяльта, где напряжения кручения минимальны. Нельзя сводить отверстие под фиксатор на широкой стороне полосы 2, чтобы избежать концентрация напряжений и преждевременной поломки в результате усталостных напряжений

имеет место на плоских поверхностях (см. также п. 2.4.5). Формула для расчета эквивалентных напряжений кручения получена с использованием зависимостей, приведенных в п. 1.3.5:

$$\tau_{\text{э}} = \sqrt{(\sigma_{\text{из}}/a_\sigma)^2 + (0{,}74\tau_{\text{кан}})^2},$$

где $\sigma_{\text{из}} = (N/a + S_\text{б}\delta)/W_\text{б}$ (см. рис. 1.135); $W_\text{б} = \varepsilon^2/6$ (рис. 2.105, 2.114); $a_\sigma = \sigma_{\text{зол}}/\tau_{\text{зол}} \approx 1{,}61$ (см. рис. 1.63 и 2.135).

В качестве отношения напряжений a_σ выбрана величина, полученная для пружинных сталей экспериментальным путем. Торсион, установленный поперек автомобиля, должен быть так закреплен в центральной задеже δ (см. рис. 2.103) и снаружи в местах крепления рычагов, чтобы действующие на колеса боковые силы не могли сдвинуть его. Раньше для этого делали специальную выемку на боковине наружного листа (рис. 2.105), т. е. именно там, где напряжения кручения имеют максимальные значения ($\tau_{\text{кан}}$, см. рис. 2.104). В результате происходила преждевременная поломка, причиной которой была усталость материала, поэтому закрепление должно осуществляться по ребрам, где напряжения кручения столь малы, что ими можно пренебречь.

2.4. РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ СТАЛЬНЫХ УПРУГИХ ЭЛЕМЕНТОВ

Как к все сильно нагруженные элементы ходовой части, рессоры для предварительного определения размеров также должны быть рассчитаны. Это необходимо для уточнения пространства для размещения пружин, рессор или торсионов, а также для того, чтобы определить, может ли выбранный вид упругого элемента обеспечить желаемую жесткость подвески без чрезмерного усложнения или удорожания конструкции. Чем больше масса кузова и чем ниже требуемая жесткость подвески, тем больше места требуется для размещения упругого элемента и тем больше его масса. Схемы расчетов, приведенные в п. 2.4.3—2.4.7, выполнены с учетом уже заданных конструктивных размеров, жесткости подвески и прочности выбранных пружинных рессорных сталей.

2.4.1. Пружинные (рессорные) стали и их свойства

В стандарте ДИН 17221 нормированы стали для пружин и рессор, изготавливаемых горячим формообразованием. В стандарте ДИН 17222 перечислены свойства холоднокатаной стальной ленты. Оба вида сталей используются для изготовления перечисленных ниже упругих элементов. В обоих стандартах приведены качественные и высококачественные стали. Последние дороже, но зато они содержат меньше примесей фосфора и серы и обладают большей однородностью. К этому следует добавить более слабое обезуглероживание кромок, меньшее количество неметаллических включений и более благоприятное значение (положение точки на диаграмме растворения) предела текучести, которое обеспечивается большей долей хрома [4, п. 7.1.5].

В табл. 2.4 приведены выдержки из стандарта ДИН 17221 для наиболее распространенных марок сталей с указанием типа (E — высококачественная сталь; Q — качественная сталь) областей применения и максимально возможных размеров при различных видах упругих элементов. Марки сталей разбиты на группы в зависимости от прочности, что позволяет лучше видеть зависимость между временным сопротивлением, пределом текучести и удлинением. Добавка в качестве легирующих элементов хрома и молибдена улучшает прокаливаемость стали. Именно поэтому при большей толщине листов или при большем диаметре торсионов могут использоваться стали марок 50CrV4V и 51CrMoV4V. Все еще используемые марки стали Ck67V, 55Si7V и 65Si7V не следует применять в новых конструкциях в связи с опасностью обезуглероживания кромок.

В штампе нагрева указывается временное сопротивление, которое материал рессоры или пружины должен иметь после обработки с учетом поля допуска. Буква V после марки стали означает термическое улучшение, поэтому надпись в штампе чертежа будет иметь вид

50CrV4V

$\sigma_\text{в} = 1600^{\prime}\ldots 1850$ МПа

Таблица 2.4

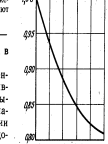
Тип	Сталь: Марка	Обозначение	Прочностные показатели: Группа прочности	σ_B, МПа	σ_T min, МПа	δ_5 min, %
E	Ck55V + Cr *	—	I	1100—1300	950	7
Q	50SiCr7V	1.0961	IV	1400—1650	1200	6
E	55Cr3V	1.7176	IV	1400—1650	1200	6
			V	1500—1750	1250	5
			VI	1600—1850	1350	4
E	50CrV4V	1.8159	IV	1400—1650	1250	6
			V	1500—1750	1350	5
			VI	1600—1850	1450	4
E	51CrMoV4V	1.7701	V	1500—1750	1350	5
			VI	1600—1850	1450	4

Тип	Область применения и максимальная толщина листа h или диаметр d, мм: Листовые рессоры: ГА h_{max}	ЛА h_{max}	Торсионы: наборные d_{max}	цилиндрические d_{max}	Винтовые пружины d_{max}	Стабилизаторы d_{max}
E	—	—	—	—	—	До 16
Q	16	16	—	—	—	25
E	16	16	10	25	25	25
	16	16	—	19	19	—
	16	16	—	16	16	—
	16—25	16—25	25	—	40	—
E	—	16—25	—	40	40	25—40
	—	16—25	—	25	40	—
E	—	25—40	—	40—60	40—60	40—60
	—	—	—	40—60	40—60	—

* С добавкой 0,1 % Cr. Без хрома пригодны лишь для стабилизаторов диаметром до 12 мм.

ГА — грузовые автомобили; ЛА — легковые автомобили.

Рис. 2.106. Коэффициент уменьшения b_V отражает снижение допускаемых верхних значений напряжений, если толщина h или диаметр d превышают 10 мм



(подробнее обозначение материалов см. в работе [4, п. 7.3]).

Однако при расчете упругих элементов используется не временное сопротивление, а напряжения, которые может выдержать материал при данном типе нагружения, т. е. при изгибе или кручении (см. п. 1.3.1). Эти величины считаются допускаемыми верхними напряжениями, являясь функцией также указанных в табл. 2.4 значений предела текучести σ_T. Уравнения для расчета допускаемых напряжений с учетом запаса прочности ν и коэффициента b_V (который учитывает уменьшение прочности при толщине свыше 10 мм) будут иметь вид (рис. 2.106)

$$\sigma_{T\,доп} \approx 1{,}2\sigma_T b_V/\nu;$$

$$\tau_{T\,доп} \approx 0{,}63\sigma_T b_V/\nu.$$

Для пружинных сталей предел текучести при кручении составляет около $\tau_T \approx 0{,}63\sigma_T$ в отличие от углеродистых улучшаемых сталей по стандарту DIN 17200, для которых $\tau_T \approx 0{,}58\sigma_T$ (см. табл. 1.1).

Для создания легких конструкций при достаточно полном использовании возможностей материала следует принимать запас прочности на уровне всего $\nu = 1{,}05 \ldots 1{,}1$. Превышение напряжений при проседании пружин или рессор и уменьшения высоты кузова практически невозможно в связи с наличием ограничителей хода. Для листовых рессор малый запас прочности возможен также потому, что каждая рессора при проверке установочной высоты p (рис. 2.107) подвергается предварительной осадке. Отдельные листы изготовляются с большим прогибом, чем необходимо, чтобы затем при нагрузке, превышающей предел текучести, вся рессора с небольшими отклонениями имела желаемую установочную высоту. Поэтому в процессе эксплуатации при нагрузках, достигающих предела текучести при изгибе, вряд ли следует опасаться дополнительного проседания.

Цилиндрические торсионы также могут быть нагружены в направлении действия рабочей нагрузки, имеющей место в автомобиле, до напряжений, превышающих предел текучести. Благодаря этому допускаемые верхние значения напряжений увеличиваются более чем на 40 %, т. е. $\tau_{T\,доп} \approx 1{,}4 \cdot 0{,}63\sigma_T$. Но при этом для левой и правой сторон автомобиля необходимы стержни, которые предварительно закручены в противоположных направлениях. В связи с этим требуется их дополнительная маркировка. Однако для того,

Рис. 2.107. Измеряемая при контрольной нагрузке $F_{н}$ установочная высота (или стрела прогиба) и гарантирует при установке рессоры на автомобиль нормальное положение кузова и соответствующие ходы подвески:

а — устанавливаемые под осью легкового автомобиля листовая рессора с выступающим над коренным листом и использованным для центровки стяжным болтом; б — рессора грузового автомобиля, устанавливаемая над осью (стрела прогиба $f_{н}$ включает высоту пяты H)

чтобы обеспечить отсутствие трещин при минимальном удлинении $\delta_5 = 6\ \%$, временное сопротивление стали после улучшения не должно превышать $\sigma_в = 1400 \ldots 1650$ МПа.

Это означает, что материал используется не лучшим образом. Именно поэтому эта мера применяется лишь в исключительных случаях. Экономически целесообразнее стремиться к более высокой прочности, не считаясь с удлинением ($\sigma_в = 1600 \ldots 1850$ МПа при $\delta_5 \geq 4\ \%$), при этом возрастают и предел текучести и долговечные напряжения.

Винтовые пружины допускают предварительную осадку лишь в тех случаях, когда высота полностью нагруженной пружины превышает ее минимальную высоту L_3 при соприкосновении витков (см. условные обозначения в п. 2.4.7 и рис. 2.124). При использовании торсиона, состоящего из набора элементов, такая возможность практически отсутствует.

Если деформация пружин элементов в процессе эксплуатации зависит от напряжений, которые допускает использованный материал, то их долговечность является функцией предельных напряжений, определяемых ходом подвески. Как описано в п. 1.3.1, эти величины определяются расчетом или с помощью диаграмм предельных напряжений. Их величина зависит как от марки используемой стали, так и от обработки поверхности и наличия концентраторов напряжений. Круглые пружины, используемые для изготовления винтовых пружин и торсионов, шлифуются, что обеспечивает высокую точность (допуск h9 по стандарту ИСО, см. (3, п. 6.6)) и гладкую металлическую поверхность без концентраторов напряжения с высотой микронеровностей $Rt < 15$ мкм [3, п. 2.8]. Перед завершающей операцией нанесения удароупрочняющего антикоррозионного покрытия осуществляется дробеструйная обработка готовой пружины, что позволяет устранить последние имеющиеся концентраторы напряжения и обеспечить требуемое сопротивление усталости. При использовании высококачественной стали допускаемые напряжения τ_{tA} могут быть рассчитаны с использованием уравнения из п. 1.3.4:

$$\tau_{tA} = \tau_{tm} - 0{,}159\tau_{tm}.$$

Предположим, что при пробое подвески напряжения в упругом элементе достигают предела текучести при кручении, вместо τ_{tm} подставляем $\tau_{tt} = \tau_{tA}$. В соответствии с табл. 1.1 при знакопеременных нагрузках предел прочности при кручении $\tau_{tt} \approx 0{,}29\sigma_в$. Используя характеристику для пружинных сталей величину $\tau_{tt} \approx 0{,}65\sigma_t$, а также отношение предела текучести к временному сопротивлению $\gamma = \sigma_t/\sigma_в \approx 0{,}92$, получаем

$$\tau_{tA} = \tau_{tm} - 0{,}159(\tau_{tt} - \tau_{tA}) \approx 0{,}29\sigma_в - \\ - 0{,}159(0{,}65 \cdot 0{,}92 \cdot \sigma_в - \tau_{tA}) \approx 0{,}24\sigma_в.$$

Кроме того, в расчет должны войти: запас прочности для защиты от поломок при усталости металла $n \approx 1{,}1$ (величина вполне достаточная в связи с гладкой поверхностью), коэффициент уменьшения напряжений k_t, который учитывает влияние на прочность при диаметре больше 10 мм (см. рис. 1.13). Для винтовых пружин дополнительно учитывается коэффициент k (см. рис. 2.123). В окончательной форме уравнение имеет следующий вид:

$$\tau_{доп\,A} \approx 0{,}24\sigma_{в\,min}\, k_t/(n\,k).$$

Для определения прочности в него следует ввести минимальное значение указанного на чертеже поля допуска. При работе подвески редко используется весь ее ход. Предназначено учитывая при расчетах на прочность только часто зоны допускаемых нагрузок, принимают во внимание 90 % хода подвески. Без этого пружины или рессоры были бы слишком тяжелыми и неоправданно дорогими (см. коэффициент 0,9 на рис. 2.115, 2.118 и 2.124).

Прокат из высококачественной стали 50СrV4V, используемой для сборных торсионов без дополнительной механической обработки, может иметь дефекты обусловленные технологией концентраторы напряжений и определенную степень обезуглероживания наружной поверхности. Поэтому рекомендуется при допускаемых напряжениях $\tau_{t\,доп\,A}$ применять более высокий запас прочности $n = 1{,}2 \ldots 1{,}4$. Аналогичные сообщения были бы справедливы и для листовых рессор. В данном случае, из-за отсутствия экономически эффективного метода обработки, следует учитывать, что поверхность заготовки имеет определенные неровности, концентраторы напряжений и обезуглероженные участки. Дробеструйная обработка готовых листов повышает долговечность деталей по крайней мере вдвое. Однако дефекты, образовавшиеся в процессе изготовления, устраняются при этом не полностью. Поэтому долговеч-

ность перепоряется с помощью удельных напряжений $\sigma^{\text{д}}_{\text{доп}}$ в рессоре на 1 см прогиба, применяемых только для высокохарактерных стальей и определяемых опытным путем. Этот показатель допускает превышение предела допускаемых напряжений при амплитудных нагрузках. Величина $\sigma^{\text{д}}_{\text{доп}}$ представляет собой максимально допускаемые напряжения на 1 см хода подвески. Она зависит от временного сопротивления выбранной марки стали, обработки поверхности и конструкции рессоры или пружины. Удельные напряжения приведены в условных обозначениях к рис. 2.109 и составляют $\sigma^{\text{д}}_{\text{доп}} = 4{,}0 \ldots 6{,}0$ МПа/мм. Анализ показывает, что упругие элементы подвески автомобиля относятся к его наиболее нагруженным деталям. Любые последующие изменения, в особенности любая термообработка материала, уменьшают допускаемые напряжения, что в свою очередь ведет к уменьшению стойкости и преждевременной поломке.

2.4.2. Предпосылки для расчета

По аналогии с любого расчета следует определить, какая информация должна быть задана, какие допущения необходимо сделать и какие данные должны быть получены в результате расчета. Должны быть заданы жесткость подвески $c_{\text{дь.л}}$, приведенная к колесу. Для винтовых пружин на основе этой величины и передаточных отношений $i_{\text{д}}$ можно рассчитать жесткость самой пружины. Кроме того, должны быть заданы нагрузки на переднюю и заднюю оси $G_{\text{о.л}}$ и величина неподрессоренных масс $U_{\text{л.л}}$. Это необходимо для расчета силы, приходящейся при неподвижном автомобиле на одну пружину, $F_{\text{в}} = (G_{\text{о.л}} - U_{\text{л.л}})/2$ или силы, умноженной на $i_{\text{д}}$.

Для поперечных листовых рессор и сила $F_{\text{в}}$ и жесткость $c_{\text{д.л}}$ должны быть отнесены ко всей оси, т. е.

$$F_{\text{в}} = G_{\text{о.л}} - U_{\text{л.л}};\ c_{\text{д.л}} = 2c_{\text{пр.л}}.$$

При определении $U_{\text{л}}$ и $U_{\text{л}}$ к массе оси добавляется половина массы листовой рессоры или винтовой пружины. Вторая половина их массы добавляется к (подрессоренной) массе кузова. Торсионы размещаются в раме или кузове, и их масса полностью относится к массе кузова (см. п. 2.1.3).

Конструктивно должны быть заданы максимальные ходы подвески при полностью сжатых ограничителях хода сжатия и отбоя (см. п. 2.2.1 и 2.2.2): f_1 — ход колеса вверх (ход сжатия); f_2 — ход колеса вниз (ход отбоя).

Применяемые линейные размеры должны соответствовать рассматриваемому состоянию загрузки, т. е. заранее заданным нагрузкам на ось (см. рис. 2.34—2.43). Избранное конструктивное или исходное положение (обычно когда в салоне находятся водитель и один пассажир) определяет взаимосвязь масс и размеров.

Для расчета упругих элементов не имеет значения, какая загрузка автомобиля принята за исходную. При полной загрузке статическая нагрузка $F_{\text{в}}$ выше, но зато при меньшем ходе сжатия f_1 и, следовательно, при меньшем увеличении силы F_1.

Частично загруженный автомобиль имеет меньшую начальную нагрузку, но больший ход подвески вверх f_1 и большее значение F_1. Оба параметра, влияющие на результаты расчета, т. е. $F_{\text{max}} = F_{\text{в}} + F_1$ и $(f_1 + f_2)$, остаются постоянными независимо от степени загрузки автомобиля.

Кроме этого, должны быть даны установочные размеры, такие, как длина и ширина листов для листовой рессоры, длина стержней для сборных торсионов, диаметр витков для винтовых пружин, длина рычагов и, наконец, передаточные отношения.

Выбрать следует марку стали, ее временное сопротивление после закалки, метод обработки поверхности, что необходимо для расчета верхних и амплитудных напряжений. Виды напряжений совместно учитываются при расчете, благодаря чему при проектировании рессоры или пружины из одной и из двух не будет превышен.

Для листовых рессор и пластинчатых торсионов в результате расчета должны быть определены число листов и их толщина. Для круглых торсионов определяются диаметр стержня и длина рабочего участка. Для винтовых пружин должны быть найдены диаметр прутка и число витков. Приведенные ниже схематические расчеты позволяют быстро определить размеры упругих элементов, а создание на основе этих расчетов образцов в свою очередь позволяет устранить ошибки в расчетах.

2.4.3. Многолистовые рессоры

Ниже будет показано, как на основе заданных параметров автомобиля будет проведен предварительный расчет и определены размеры наиболее распространенного типа листовой рессоры — многолистовой трапецевидной рессоры с различной длиной плеч и линейной характеристикой. Значительно более сложным является процесс расчета одно- и малолистовых параболических рессор, а также рессор с прогрессивной характеристикой, поэтому его целесообразно поручить изготовителям рессор. В справочниках фирм «Брюнингхаус» [19] и «Хеш» [20] содержатся соответствующие рекомендации.

Для расчета асимметричной продольно расположенной листовой рессоры с плечами l_1 и l_2 кроме приведенных в п. 2.4.2 параметров автомобиля и подвески должны быть указаны ширина B листов и длина $e_{\text{л}}$, как правило, жесткой заделки. Для соединения с осью в этом случае используются две пары болтов, расположенных в продольном направлении на расстоянии один от другого 100 ... 140 мм. На грузовых автомобилях конструкция этого узла должна быть такой, чтобы нагрузка на ось не увеличивала

Рис. 2.108. Передняя подвеска грузового автомобиля с листовой рессорой, расположенной над осью. Достоинством этого варианта является разгрузка стремянок, а также более высокое расположение мгновенного центра крена. Чтобы обеспечить для передних колес возможность поворота, рессоры должны быть смещены к оси автомобиля. Недостатком этого решения является худшая устойчивость на поворотах, устранить который можно с помощью мощного стабилизатора (см. рис. 2.26 и 2.28)

напряжений в резьбе. Таким решением является размещение рессоры над осью (рис. 2.108). В легковых автомобилях рессору располагают под осью, что позволяет добиться уменьшения высоты кузова и более низкого расположения мгновенного центра крена [21, рис. 2.2/3, 2.2/8а и 4.4/29]. У небольших автомобилей нагрузки в месте заделки значительно ниже. Это позволяет упругую крепить центральную часть рессоры с с помощью резиновых прокладок и тем самым изолировать кузов от вибраций со стороны дороги. Недостатком являются повышенные напряжения в центральной части листов рессоры, в зоне отверстия под центровой болт. При расчете рессор с таким способом закрепления величина e должна быть принята равной нулю. Ниже приведены применяемые при расчете многолистовой рессоры условные обозначения (рис. 2.109):

l_1, l_2 — расстояние от оси проушины до центра заделки, мм;
n' — число листов у проушины;
n_0 — минимальное число листов;

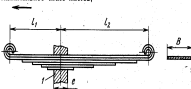


Рис. 2.109. Параметры, учитываемые при расчете многолистовой рессоры:
1 — жесткая заделка

β — фактическое число листов;
B — ширина листа, мм;
k_1 — коэффициент снижения прочности при толщине листа больше 10 мм;
c_F — жесткость рессоры, Н/мм;
c — длина участка рессоры в заделке (при эластичной заделке $c = 0$), мм;
f_1 — ход сжатия (вверх), начиная с $F_{ст}$, мм;
f_2 — ход отбоя (вниз), начиная с $F_{ст}$, мм;
h_0 — расчетная толщина листа, мм;
h_1 — выбранная толщина первого листа или всех листов при их одинаковой толщине, мм;
$h_2, h_3, \ldots$ — выбранные толщины второго и последующих листов, мм;
$\Delta l_{1,2}$ — входящая в расчет длина хвоста $l_{1,2} - e/4$, мм;
$F_{ст}$ — начальная нагрузка на рессору (доля силы тяжести кузова), Н;
F_{max} — максимальная сила упругости рессоры при полностью выбранном ходе подвески;
F_1 — увеличение силы при ходе f_1, Н;
F_2 — увеличение силы при ходе f_2, Н;
$F_{ост}$ — остаточная сила при разгрузке оси, Н;
x_1 — коэффициент формы для многолистовой рессоры; среднее значение $x_1 = 2,86$;
σ_b — временное сопротивление (предел прочности материала при растяжении), МПа;
σ_{b0} — допустимые верхние значения напряжений, МПа;
σ_0 — предварительные напряжения изгиба в рессоре при загруженном автомобиле;
$\sigma'_{доп}$ — удельные напряжения хода, в МПа на 1 мм хода подвески;
$\sigma'_{доп} \geq 6$ МПа — то же, на 1 мм хода для параболических рессор;
$\sigma'_{доп} \geq 5,5$ МПа — то же, для трапецеидальных рессор с проставочными пластинами или листами для легковых автомобилей;
$\sigma'_{доп} \geq 5$ МПа — то же, для трапецеидальных листов, применяемых на грузовых автомобилях в сочетании с проставочными пластинами или листами и при уплотнении поверхностного слоя;
$\sigma'_{доп} \geq 4$ — то же, для трапецеидальных рессор, применяемых на грузовых автомобилях в сочетании с проставочными пластинами или листами, но без уплотнения поверхностного слоя;
σ_s — предел текучести, МПа;
ν — запас прочности.

В расчете (рис. 2.110) с самого начала учитываются оба важнейших свойства материала: допускаемые верхние и амплитудные значения напряжений. Последние при этом выражены через удельные напряжения (см. п. 2.4.1). В качестве примера используется продольная рессора задней подвески легкового автомобиля, имеющая равную длину плеч l_1 и l_2. Следует показать и возникающие при этом упрощения. В исходном положении, т. е. когда в салоне автомобиля находятся водитель и один пассажир, автомобиль имеет следующие массы и размеры: $G_k = 6700$ Н; $U_k = 700$ Н; $c_{kn} = 18$ Н/мм; $l_1 = 12$ см; $l_2 = 8$ см.

Поскольку передаточное отношение i_k от пружины к колесу равно единице, то $c_F = c_k$. В процессе расчета параметры изменяются в сантиметрах, поэтому цифровые значения будут отличаться от чертежей, где размеры указаны в мм. Кроме того, потребуются следующие параметры: $l_1 = l_k = 74$ см; $e = 8$ см; $B = 6$ см.

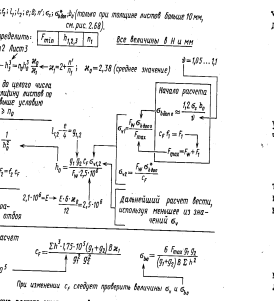


Рис. 2.110. Схема расчета многолистовой рессоры с различной длиной плеч l_1 и l_4. (Здесь, в также на рис. 2.115, 2.118 и 2.124 вместо «Все величины в кгс и см. — Ред.редакция)

В качестве материала в соответствии с табл. 2.4 выбрана пружинная (рессорная) сталь 55Сг2ХУ из группы прочности V, которая имеет следующие характеристики: $\sigma_в = 1500 \ldots 1750$ МПа, $\sigma_т \geqslant 1250$ МПа; $\sigma_{-1} \geqslant 5$ %.

По рис. 2.109 определяем увеличенные напряжения на 1 см хода подвески

$$\sigma^1_{доп} \geqslant 55 \text{ МПа}.$$

Вначале следует определить предварительную нагрузку F_w и фактическую длину плеч g_1. При этом предполагается, что рессора работает внутри жесткой заделки на расстоянии, равном 25 % (т. е. 1/4 е) с каждой стороны:

$$F_w = (G_в - U_в)/2 = 3000 \text{ Н};$$

$$g_1 = g_3 = l_{1,3} - e/4 = 74 - 8/4 = 72 \text{ см}.$$

Затем определяем предварительные напряжения σ_{n1} как функцию верхних значений напряжений с запасом прочности $\nu = 1,07$. Полученная в результате расчетов толщина листа не должна превышать 10 мм, при этом $b_1 = 1$:

$$\sigma_{b\,доп\,0} = 1{,}2\sigma_1 b_0/\nu = 1{,}2\cdot1250\cdot1/1{,}07 = 1400 \text{ МПа};$$

$$F_{max} = F_w + c_1 g_1 = 3000 + 18\cdot120 = 5160 \text{ Н};$$

$$\sigma_{n1} = F_w\sigma_{b\,доп\,0}/F_{max} = 3000\cdot1400/5160 = 814 \text{ МПа}.$$

Второе из входящих в расчет предварительных напряжений учитывает длительно выдерживаемые напряжения, выраженные через $\sigma^1_{доп}$:

$$\sigma_{n2} = F_w\sigma^1_{доп}/c_p = 3000\cdot5{,}5/18 = 917 \text{ МПа}.$$

По меньшему из двух напряжений (т. е. σ_{n1}) определяется толщина листа h_1. При использовании больших напряжений мы получили бы рессору с меньшим числом, но более толстых листов, в которых возникали бы недопустимо высокие напряжения:

$$h_1 = \frac{g_1^2\sigma_{n1}}{F_{max}\cdot2{,}5\cdot10^3} = \frac{720^2\cdot18\cdot814}{300\cdot2{,}5\cdot10^3} = 10{,}12 \text{ мм}.$$

С этой толщиной, которая не должна выходить из допускаемого поля допуска, осуществляется расчет минимального числа листов:

$$n_0 = \frac{6F_{max}g_1\sigma_1}{(g_1+g_3)\,b\,\sigma_{n1}\,h_1^2} = \frac{6\cdot3000\cdot720^2}{(720+720)\,60\cdot814\cdot10{,}12^2} = 1{,}3.$$

Согласно расчету рессора должна была бы иметь 1,3 листа, что практически неосуществимо. Следует выбрать ближайшее большее целое число листов, например $n_1 = 2$. При этом возможны два варианта:

а) изготовить все листы одинаковой толщины;

б) применяется стандартный лист по ДИН 4620, в соответствии с которым лист толщиной до 7 мм может быть заказан с шагом по толщине 0,5 мм, а далее толщиной до 12 мм — с шагом 1 мм (рис. 2.111).

Первое решение представляется целесообразным для массового производства, второе — для мелкосерийного.

Для продолжения расчета необходимо найти коэффициент x_1 формы, который зависит не только от общего числа листов n_1 рессоры, но также от того, сколько листов расположено по всей длине рессоры. При первом расчете используется среднее значение $x_1 = 2{,}38$, определенное опытным путем. В примере рассматривается продольная листовая рессора задней подвески без защиты на случай поломки. Иначе говоря, полную длину имеет только коренной лист. Принимая $n' = 1$, получаем

$$x_1 = 2 + n'/n_1 = 2+1/2 = 2{,}5.$$

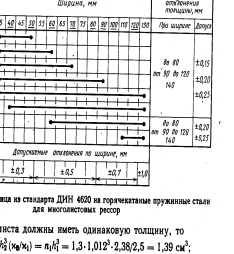


Рис. 2.111. Таблица из стандарта ДИН 4630 на горячекатаные пружинные стали для многолистовых рессор

Если оба листа должны иметь одинаковую толщину, то

$$\sum h_1^2 = n_1 b_1^2 (\kappa_b/\kappa_1) = n_1 h_1^2 = 1{,}3 \cdot 1{,}012^2 \cdot 2{,}38/2{,}5 = 1{,}39 \text{ см}^2;$$

$$\sum h_2 = 2h_2^2 = 1{,}29 \text{ см}^2, \text{ откуда } h_2^2 = 0{,}645 \text{ см}^2;$$

$$h_2 = \sqrt{0{,}645} = 0{,}864 \text{ см} = 8{,}64 \text{ мм}.$$

Ось листа в этом случае будут иметь толщину 8,6 мм. В соответствии рис. 2.111 допускаемые отклонения толщины составляют ±0,15 мм. Это означает, что максимальное значение 10,1 мм не будет получено.

Приняв для изготовления рессоры стандартную толщину листа, также следует исходить из уравнения

$$\sum h^2 = n_1 b_1^2 (\kappa_b/\kappa_1) = 1{,}29 \text{ см}^2.$$

Это означает, что сумма $h_1^2 + h_2^2$ должна давать эту величину. В данном случае могут рассматриваться только листы толщиной 8 и 9 мм, у которых

$$h_1^2 + h_2^2 = 0{,}8^2 + 0{,}9^2 = 0{,}512 + 0{,}729 = 1{,}241 \text{ см}^2.$$

Это величина меньше расчетной 1,29 см². В данном случае имеет смысл изготовить коренной лист, воспринимающий момент при трогании с места и тормозной момент, толщиной 9 мм, а второй лист—толщиной 8 мм. Следует, однако, учитывать, что чем меньшим по толщине может быть лист рессоры, тем слабее возникающие в нем напряжения (рис. 2.112).

В заключение, во избежание ошибок в расчете, целесообразно проверить жесткость c_p подвески и верхние значения напряжений σ_{bo}. Получаемые в результате этой проверки величины должны лишь незначительно отличаться от использованных при расчете. Для рессоры 1/9 1/8 поворочный расчет будет иметь вид

$$c_{p1} = [\sum h^2 \cdot 1{,}75 \cdot 10^5 (g_1 + g_3) Bx_1]/(g_1^2 g_1^2) =$$
$$= 1{,}241 \cdot 1{,}75 \cdot 10^5 \cdot 144 \cdot 6 \cdot 2{,}5/(26{,}8 \cdot 10^6) = 17{,}5 \text{ Н/мм}.$$

Таким образом, рессора оказалась на 3 % мягче, чем требовалось (c_p = 18 Н/мм). При поворочном расчете σ_{bo} следует использовать фактическую жесткость подвеска, т. е. c_{p1} = 17,5 Н/мм:

$$F_{max} = F_w + c_{p1} = 3000 + 175 \cdot 120 = 5100 \text{ Н};$$

$$\sigma_{bo} = 6F_{max} g_1 g_3 / [(g_1 + g_3) B \sum h^2] =$$
$$= 6 \cdot 5100 \cdot 72/(2 \cdot 6 (0{,}8^2 + 0{,}9^2)) = 1260 \text{ МПа}.$$

Полученные расчетом верхние значения напряжений также лежат ниже допускаемых $\sigma_{b\,доп} = 1400$ МПа.

Выбор рессоры является экономически наиболее целесообразным в том случае, когда при равной толщине всех листов материал может быть нагружен до допускаемых напряжений. Для этого имеются следующие возможности:

а) незначительное уменьшение плеч l_1 и l_4 с учетом некоторого повышения жесткости (c_p увеличивается);

б) увеличение ширины листа до 80 мм и применение благодаря этому одноплотной рессоры;

в) применение полос шириной всего 55 мм; рессора в этом случае будет состоять из двух листов толщиной 9,5 мм, которые, однако, имеют меньшую жесткость в поперечном направлении, поэтому силы, действующие на повороте, будут вызывать более высокие деформации.

Первый из предложенных вариантов имеет два преимущества. Во-первых, уменьшается стоимость рессоры, а во-вторых, улучшается работа укороченных рессор, используемых в качестве направляющих элементов. Для каждого из указанных примеров должен быть проведен новый расчет. Точное определение формы рессоры и определение длины листов и формы оттянутых концов должно быть предоставлено изготовителю упругих элементов. Последний изготовит и чертеж, на котором будут указаны все нагрузки, размеры и допустимые отклонения, которые необходимы для установки рессоры в автомобиль или для контроля. Чем однозначней и точней будут заданы параметры,

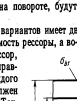


Рис. 2.112. При заданном радиусе или угле изгиба напряжения σ_{bl} в наружном слое более тонкого листа толщиной h_1 будут ниже, чем напряжения в более толстом листе (h_2 и σ_{b2}). Между толщиной и напряжениями имеется линейная зависимость

тем меньше вероятность того, что при серийном производстве между изготовителем и заказчиком возникнут разногласия. Ниже перечисляются требующиеся показатели [4, рис. 8.4.1].

2.4.3.1. Установочная высота p (называемая также стрелой прогиба, см. рис. 2.107) определяет разницу в высоте между плоскостью, которой рессора прижимается к балке моста, и центрами обоих нарружных ушков. Если рессора, как принято в подвесках легковых автомобилей, проходит ниже оси, то такой поверхностью является верхняя. Если рессора проходит над осью (грузовые автомобили и автобусы), то отчет идет и от нижней поверхности рессоры. В последнем случае в высоту p стрелы входит высота H пакета листов. Величина p гарантирует, что рессора, установленная в кузов и нагруженная массой кузова, обеспечивает автомобилю заданную высоту. Проверка установочной высоты осуществляется на пружинных весах, по которым считывается величина усилия при заданной стреле прогиба. В соответствии с этим задается допуск на нагрузку $F_{ж}$, который не должен превышать ±5 %. В соответствии с приведенным примером на чертеже должно быть указано:

Установочная высота 20 мм при 3000 ± 150 Н.

Если бы автомобиль имел более мягкую подвеску (например, $c_{ф1}$ = 10,7, а не 18 Н/мм), то возникла бы опасность перекоса кузова при установке с одной стороны рессоры с жесткостью на верхней границе поля допуска, а с другой — на его нижнем пределе. Допускаемая разница в загрузке $\pm \Delta F$ = 150 Н, с одной стороны, сожмет подвеску на величину

$$+\Delta f_1 = \Delta F/c_{ф1} = 15/10 = 1{,}4 \text{ см} = 14 \text{ мм}.$$

С другой стороны, колесо на ту же величину будет отжато вниз. Это означает, что перекос кузова может составить (см. п. 2.4.7.1)

$$\Delta f_1 + \Delta f_1 = 28 \text{ мм}.$$

Чтобы избежать этого, все поле допуска, равное ±150 Н, может быть разбито на три части:

+150		−150
+50	±50	−50
		−150

Принадлежность к той или иной группе маркируется цветом.

2.4.3.2. Допускаемые отклонения по ширине листов, содержащиеся в стандарте ДИН 4620 «Горячекатаные стали для листовых рессор», приведены на рис. 2.111.

2.4.3.3. Расстояния l_1 и l_2 от ушков до центрового болта, т. е. до середины центральной заделки (см. рис. 2.107), должны быть выполнены с точностью по ДИН 7168 при выпрямленной рессоре, т. е. при стреле прогиба p, равной радиусу ушка или, в том случае когда рессора прогнут над балкой оси, равной сумме половины диаметра проушины и высоты пакета листов. Для тех продольных размеров (в мм), которые могут иметь автомобильные рессоры, допустимы следующие отклонения:

Св. 315 до 1000	±3
» 1000 » 2000	±3

2.4.3.4. Отверстия в загнутых ушках могут быть механически обработаны и осуществлена посадка в соответствии со стандартами ИСО по IT11, а в исключительных случаях и по IT9 [3, п. 6.6]. Без механической обработки можно обеспечить только грубый допуск по стандарту ДИН 7168. Для тех диаметров отверстий (в мм), которые могут иметь проушины рессор, допуски составляют:

Св. 6 до 30	±0,5
» 30 » 120	±0,8

2.4.3.5. Должен быть определен допуск и на жесткость подвески $c_{ф}$, что необходимо для обеспечения равенства ходов стяжки или отбоя обеих сторон подвески при одинаковом уменьшении или уменьшении нагрузки. Изготовители рессор могут обеспечить следующую точность:

±5 % для рессор с линейной характеристикой;

±8 % для рессор с прогрессивной характеристикой.

В соответствии с этими показателями в чертеже для избранного примера должно быть указано:

Жесткость рессоры $c_{ф}$ = 17,5 ± 0,9 Н/мм.

В качестве первого результата расчета были определены два листа толщиной около 8,65 мм. Учитывая, что h входит в формулу для определения $c_{ф}$ в третьей степени, жесткость подвески при использовании допуска +0,15 мм на толщину листа (т. е. при h_{max} = 8,8 мм) будет равна $c_{ф\,max}$ = 18,1 Н/мм. При отклонении толщины на величину −0,15 (при h_{min} = 8,5 мм) жесткость подвески окажется $c_{ф\,min}$ = 16,9 Н/мм. Расчетная величина допуска на жесткость рессоры, равная ±0,6 Н/мм, находится в пределах допуска, указываемого изготовителями рессор и равного ±0,9 Н/мм. К этому следует добавить отклонения по длине плеч рессоры (также в третьей ступени), которые учитываются при оценке допуска.

2.4.4. Листовые рессоры с заделкой в двух точках

Как уже было показано на рис. 2.85 и 2.86, при воздействии на оба конца рессоры сил в одном направлении рессора изгибается по всей длине. Чем короче плечи l при данной общей длине L, тем большую стрелу прогиба будет иметь увеличивающийся

при этом центральный участок рессоры, расположенный между точками D. Поэтому при расчете толщины листа h_0 кроме плеча l учитывается также половина расстояния до центра рессоры с помощью выражения $(1 + \varkappa e/2l)$.

Поскольку закрепление в двух точках рессора расположена поперек, то величина c_p, приведенная в несколько измененном уравнении на рис. 2.110, относится к обоим колесам, т. е. $c_p = c_{\text{пл}} = 2c_{\text{зв.л}}$. С учетом $\varkappa = 2{,}38$ выражение для h_0 имеет вид

$$h_0 = [L^2 c_p \sigma_b (1 + \varkappa e/2l)/(F_{\text{п}} \cdot 2{,}5 \cdot 10^6).$$

Для определения σ_b иногда следует использовать $\sigma_{\text{п}}$ или $\sigma_{\text{зв}}$. Число листов рессоры определяется с помощью приведенной на рис. 2.110 несколько упрощенной формулы

$$n_0 = 3F_{\text{п}} l/(B\sigma_{\text{пл}} \cdot h_0^2).$$

В этой формуле расстояние $e/2$ не используется. Величина h_0 и n_0, а также рассчитываемые на их основе величины h_1, n_1 и $\varkappa_1$, которые касаются целого числа листов, справедливы при одинаковом направлении сил. Их противоположная направленность может вызвать в листах значительно более высокие напряжения. При проверке принимается (теоретическое) допущение, что центральная часть рессоры, расположенная между точками D заделки, имеет лишь незначительный прогиб и оба конца рессоры под нагрузкой $F_{\max}$ прогибаются вверх настолько, насколько это позволяет ход сжатия f_1 подвески. Величина $F_{\max}$ имеет более высокое значение, чем максимальная сила $F_{\text{пмх}} = F_{\text{п}} + c_f f_1$, рассчитанная в соответствии с рис. 2.110. Это объясняется тем, что жесткость c_f при противоположном направлении сил будет более высокой, чем жесткость c_p при их одинаковом направлении. Величина c_f может быть рассчитана как функция c_p, т. е.

$$c_f = c_p(1 + 0{,}75\varkappa e/2l).$$

Как показано на рис. 2.87, величины c_f и c_p тем больше различаются между собой, чем больше расстояние e и чем соответственно короче концевые участки l при данной общей длине L. Величина 0,75 учитывает незначительный прогиб центральной части. Используя c_f, определяем силу

$$F_{\max} = F_{\text{п}} + c_f f$$

и верхние значения напряжений

$$\sigma_{\text{зв}} = 3F'_{\max} l/(Bn_1 h_1^2).$$

Если при этом окажется, что возникающие напряжения превышают допустимые

$$\sigma_{\text{з доп.в}} \approx 1{,}2\sigma_{\text{з}} b_0/v,$$

то, учитывая необходимость применения большего числа листов рессоры, следует уменьшить их толщину. Условием в данном случае будет являться сохранение величины $\Sigma h^3 = n_0 h_0^3$, определяющей жесткость рессоры. Если рессора, например, состоит из двух листов толщиной по 7 мм, $h_0 = 684$ мм^3 и величина, стоящая под чертой дроби $\Sigma h^3 = n_0 h_0^3$, равна 98 мм^3. При переходе на три листа по 6 мм толщиной каждый $\Sigma h^3 = 648$ мм^3, т. е. практически не меняется. В то же время Σh^3 увеличивается на 10 %, до 108 мм^3. В результате верхние значения напряжений уменьшаются примерно на 10 %.

Жесткость $c_{\text{зв.л}}$, приведенная к колесу, была дана для расчета и представала собой жесткость при одинаковом направлении сил и симметричной работе подвески. При противоположном направлении сил и перемещений жесткость

$$c'_{\text{зв.л}} = c_f/2 = c_{\text{зв.л}} + c_{\text{зв.л}}.$$

Увеличение жесткости аналогично применению стабилизатора, собственная жесткость которого (см. п. 2.5.2)

$$c_{\text{зв.л}} = (c_f/2) - c_{\text{зв.л}}.$$

2.4.5. Пластинчатые торсионы

В отличие от листовых рессор, которые представляют собой балку с равными напряжениями изгиба и имеют поэтому переменное сечение, в пластинчатых торсионах все стержни имеют постоянное по длине сечение (см. рис. 2.103 и 2.114). Торсионы, как и листовые рессоры, в пределах упругих колебаний незначительно изменяют свои размеры. Поэтому в качестве длины упругого элемента в расчет входит $l_{\text{рас}}$ (средняя величина между определяемыми конструкцией размерами g и k). Исходя из этой длины определяют размеры Hs полосы (рис. 2.113), которая обеспечит на рычаге r необходимую жесткость c_p, но напряжения в которой при этом не будут превышать допускаемые. Полученный в результате расчета высокий профиль вряд ли может быть практически использован в автомобиле. В этой связи осуществляется его деление на ряд полос с толщиной меньшей, чем v. Набор этих полос имеет в сечении квадрат со стороной v. Толщина s полосы, умноженная на число полос, также должна быть величиной

$$v = sn.$$

Экономически наиболее целесообразно изготовлять наборные торсионы из листов равного сечения. Полоса

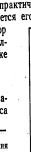


Рис. 2.113. Пластинчатый торсион можно представить в виде стержня высотой $H = sn$ и толщиной s. Будучи разрезан на n полос, этот стержень дает желаемый набор $v = sn$. Исходя из этой предпосылки и проводится расчет

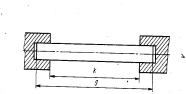


Рис. 2.114. Параметры, используемые при расчете пластинчатых торсионов

требуемой толщины для наборных торсионов изготовляется протяжкой с соблюдением сравнительно жестких допусков. Применение полосс различной толщины удорожает торсион.

В п. 2.4.2 приведены заданные параметры автомобиля. К ним следует добавить длину $г$ рычага и материал. В соответствии с табл. 2.4 в качестве материала для наборных торсионов толщиной до 10 мм рекомендуется сталь 55Сг3V группы прочности IV, т. е. со следующими свойствами: $\sigma_в = 1400 \ldots 1650$ МПа; $\sigma_т \geqslant 1200$ МПа и $\sigma_{-1} \geqslant 60$ %.

В соответствии с п. 2.4.1 допускаемые напряжения кручения

$$\tau_{доп\,р} = 0{,}63 \cdot \sigma_т b_д/\nu = 0{,}63 \cdot 1200 \cdot 1/1{,}1 = 687 \text{ МПа}.$$

Как было показано в предыдущем параграфе, в процессе испытаний листовых рессор осуществляется их сжатие с целью создания в них напряжений, превышающих предел текучести при изгибе. Именно благодаря этому запас прочности может быть минимальным $\nu = 1{,}05$. Для наборных торсионов эта мера практически неприменима, и поэтому во избежание пластических деформаций запас прочности должен быть принят $\nu \geqslant 1{,}1$.

Коэффициенты $b_д$ и b_1 в приведенных ниже уравнениях учитывают уменьшение прочности при толщине полос больше 10 мм (см. рис. 1.13 и 2.106). Поскольку в начале расчета величина s неизвестна, принимаем $b_д = 1$ и $b_1 = 1$.

Допускаемые амплитудные напряжения в соответствии с п. 2.4.1 при запасе прочности $\nu = 1{,}3$ будут

$$\tau_{доп\,а} = 0{,}24\sigma_в b_1/\nu = 0{,}24 \cdot 1400 \cdot 1/1{,}3 = 258 \text{ МПа}.$$

Условные обозначения, используемые при расчете наборного торсиона (см. рис. 2.109 и 2.114), следующие:

r — длина рычага, мм;
g — общая длина набора, мм;
a — свободная длина набора, мм;
$l_{бал}$ — рабочая длина набора $(g + h/2$, мм;
s_1 — расчетная толщина листа, мм;
s_2 — фактическая толщина листа, мм;
n — полное число полос;
n_1 — фактическое число полос;
b — ширина полосы и одновременно высота набора в связи с тем, что в сечении квадрат, мм;

$\widehat{\varphi_1}$ — угол закрутки под действием силы F_1;
$\widehat{\varphi_2}$ — угол закрутки под действием силы F_2;
$\widehat{\varphi_3}$ — угол закрутки под действием силы $F_{кр}$;
$\widehat{\varphi_{пред}}$ — угол закрутки под действием силы $F_1 + F_2$;
φ_a — амплитудное значение угла;
$\tau_{ср}$ — верхние напряжения кручения, МПа;
M_{max} — максимальное значение действующего момента;
$\pm\tau_a$ — фактические амплитудные значения напряжений, МПа;
$\pm\tau_{ad}$ — амплитудные значения напряжений, которые может выдержать материал, МПа;
$\tau_{кр}$ — предел текучести при кручении, МПа.

Остальные условные обозначения приведены в п. 2.5.2. Предпосылкой расчета является горизонтальное положение рычага под действием предварительной нагрузки $F_{кр}$. Отклонениями от этого положения, не превышающими 5°, можно пренебречь. Входящий в расчет косинус этого угла равен 0,9962 и может быть округлен до единицы. Схема расчета, приведенная на рис. 2.115, показывает, что рычаг под действием начальной нагрузки $F_{кр}$ расположен горизонтально. При ходе подвески вверх или вниз от этого

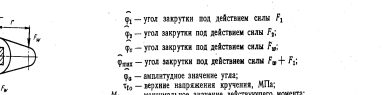


Рис. 2.115. Схема для расчета пластинчатого торсиона, имеющего квадратное сечение и состоящего не менее чем из трех листов. Если расчет осуществляется через допускаемые верхние значения напряжений $\tau_{доп}$ и $\nu_{ср}$, то поверочный расчет упрощается и может быть проведен с использованием уравнений, приведенных в центральном столбце. При определении размеров по $\tau_{доп\,а}$ и ν_a следует пользоваться правым столбцом (все величины в кгс и см; $G = 8 \cdot 10^4$ кгс/см²)

Рис. 2.116. При работе подвески уменьшается расстояние от оси качания рычага до линии действия силы F, направленной перпендикулярно к поверхности дороги:
1 — рычаг не нагружен

положения жесткость c_p подвески возрастает. Более подробно этот вопрос рассмотрен в п. 2.4.6.

В процессе расчета моменты инерции и сопротивления определяют по формулам

$$I_1 = (0/s - 0{,}63)\, s^4/3;$$

$$W_1 = (0/s - 0{,}63)\, s^3/3.$$

Эти формулы справедливы при отношении высоты к ширине $n = 0/s = 5$. При $n = 3$ или $n = 4$ ошибка составляет около 2 %. Учитывая допустимые отклонения параметров кузова и жесткости упругих элементов, этой величиной можно пренебречь. Оба уравнения относятся к одной полосе. При наборе квадратного сечения с числом полос n, подставляя n вместо отношения $0/s$, мы получаем следующее уравнение:

$$W_1 = (ns^3/3)\,(n - 0{,}63).$$

Решая это уравнение, получим уравнение второй степени, которое приведено на рис. 2.115 и используется для определения n_p. Порядок расчета будет показан на примере сравнительно мягкого поперечно расположенного торсиона задней подвески перед непрводной модели. Подвеска этой модели имеет большой ход. Если в салоне находятся водитель и пассажир, то автомобиль имеет следующие характеристики: $g = 65$ см; $k = 56{,}5$ см; $f_1 = 19$ см; $f_4 = 8$ см; $c_p = c_p = 10{,}7$ Н/мм; $G_1 = 5000$ Н; $U_4 = 600$ Н; $r = 40$ см. На основе этих данных получаем исходную нагрузку, которая равна разности между нагрузкой N_4 на колесо и половиной массы $U_{4/2}$ оси, т. е.

$$F_w = N_4' = (G_4 - U_4)/2 = 2200 \text{ Н}.$$

После определения рабочей длины по формуле

$$l_{tod} = (g + k)/2 = 60{,}75 \text{ см}$$

следует определить углы закрутки торсиона φ_1 и φ_2, а также угол предварительной закрутки торсиона φ_0, который обеспечивает при горизонтальном положении рычага восприятие нагрузки F_w (рис. 2.116):

$$\sin\varphi_1 = f_1/r = 19/40 = 0{,}475, \quad \varphi_1 = 28{,}3^\circ, \quad \hat{\varphi}_1 = 0{,}494;$$

$$\hat{\varphi}_0 = F_w/(c_r r) = 220/(10{,}7\cdot 40) = 0{,}514;$$

$$\sin\varphi_2 = f_4/r = 8/40 = 0{,}2, \quad \varphi_2 = 11{,}5^\circ, \quad \hat{\varphi}_2 = 0{,}201.$$

С помощью отдельных углов можно рассчитать 90 % амплитуды угловых перемещений φ_1, а также наибольшую величину угла φ_{max}, чтобы затем сопоставить результаты допускаемых амплитудных и максимальных напряжений. Оба вида напряжений также должны быть учтены:

$$\hat{\varphi}_a = (\hat{\varphi}_1 + \hat{\varphi}_2)\, 0{,}9/2 = 0{,}9\,(0{,}494 + 0{,}201)/2 = 0{,}313;$$

$$y_1 = \tau_{t\,200\,a}/\hat{\varphi}_a = 258/0{,}313 = 824 \text{ МПа};$$

$$\hat{\varphi}_{max} = \hat{\varphi}_1 + \hat{\varphi}_0 = 0{,}494 + 0{,}514 = 1{,}008;$$

$$y_2 = \tau_{t\,200\,f}/\hat{\varphi}_{max} = 687/1{,}008 = 682 \text{ МПа}.$$

На основе меньшего из двух полученных значений (в данном случае y_2) следует рассчитать толщину s_t полосы. Листы, изготовленные с заданным допуском, не должны быть тоньше этой величины. Так же как и в листовых рессорах, в применении к торсионах возрастают с увеличением толщины листов. В приведенном примере толщину листов определяют по верхним значениям напряжений. Если бы при дальнейшем расчете была использована полученная на основании $\tau_{t\,200}$ несколько большая величина y_1, то мы получили бы торсион с меньшим числом более толстых полос. При крайнем верхнем положении подвески верхние значения напряжений превышали бы допускаемые. Торсион претерпел бы пластическую деформацию, и в результате высота автомобиля уменьшилась бы. Толщина полосы определяется с помощью уравнения

$$s_t = (l_{tod}/y_2)/G = 60{,}75\cdot 6820/(8\cdot 10^4) = 0{,}519 \text{ см}.$$

Используя s_t, определяем минимальное число полос

$$n_0 = 0{,}315 + \sqrt{(3c_p r^2)/(s_t^3 y_2)} =$$

$$= 0{,}315 + \sqrt{(3\cdot 10{,}7\cdot 1600)/(0{,}14\cdot 682)} =$$

$$= 0{,}315 + 7{,}34 = 7{,}655.$$

Полученное число n_0 округляем до ближайшего большего целого числа, т. е. $n_1 = 8$, чтобы затем, исходя из этого числа полос, окончательно определить их толщину

$$s_1 = \sqrt{(c_p\cdot 3\cdot l_{tod} r^2)/(G n_1 (n_1 - 0{,}63))} =$$

$$= \sqrt{10{,}73\cdot 60{,}75\cdot 1600/(8\cdot 10^4\cdot 8\cdot 7{,}37)} = 0{,}507 \text{ см},$$

т. е. торсион должен состоять из 8 полос толщиной 5,07 мм каждая.

Для определения стороны $v = ns_1$ в концевом зажиме необходимо знать допуски и точные размеры полос. Для высоты v достаточно сравнительно грубой посадки h11 в соответствии с рекомендациями ИСО. В связи с тем, что допуски на широкую сторону полосы складываются (восемь полос), они должны быть гораздо более

жесткими, т. е. не ниже h10, а лучше h9 (допуски и посадки в соответствии с рекомендациями ИСО приведены в 13, гл. 61). Поле допуска h является отрицательным и поэтому толщина полос округляется до 5,1 мм. В результате размер задачи должен быть

$$v = n_2 s_1' = 8 \cdot 5{,}1 = 40{,}8 \text{ мм}.$$

Чтобы без затруднений разместить торсион внутри кузова, отверстия в последнем выполняют с допуском h11, что дает следующие отклонения:

Толщина полосы		Ширина полосы		Размер концевой задачи	
$5{,}1_{h10}$	0 −0,048 мм	$40{,}8_{h11}$	0 −0,16 мм	$40{,}8^{H11}$	+0,16 мм 0

Каждая из восьми полос может иметь минусовое отклонение по толщине, равное 0,048 мм. Таким образом, общая величина отклонения может быть равна 0,384 мм. С учетом возможного плюсового отклонения 0,16 мм концевой задачи наибольший зазор составит 0,384 + 0,16 = 0,544 мм. Минимальная величина зазора равна нулю. По вертикали, т. е. по ширине полосы, максимальный зазор 2·0,16 мм = 0,32 мм. Нижним пределом вновь является нуль.

В качестве поверочного проводится расчет жесткости подвески и действующих напряжений. При этом в качестве s_1 принимается окончательная толщина листов с учетом средних отклонений, т. е.

$$s_1 = 0{,}51 - 0{,}0024 = 0{,}5076 \text{ см}.$$

При расположении рычага параллельно поверхности дороги жесткость подвески

$$c_P = \frac{G s_1^4 n_1 (n_1 - 0{,}63)}{3 l_{ef} a^2} = \frac{8 \cdot 10^6 \cdot 0{,}066 \cdot 8 \cdot 7{,}37}{3 \cdot 60{,}75 \cdot 1600} = 10{,}64 \text{ Н/мм}$$

(было задано c_P = 10,7 Н/мм).

Если жесткость подвески оказывается близкой к заданной (как в данном случае), то напряжения легко проконтролировать, сравнивая толщины листа s_1 и s_{max} (см. формулы на рис. 2.11б, внизу, посередине). Если листовой торсион рассчитывать по допускаемым верхним значениям напряжений (и, соответственно, с использованием y_2), то вначале на основе $\tau_{t\,доп\,o}$ следует рассчитать $\tau_{t\,max}$. Только после этого, сопоставляя углы φ_{max} и φ_a, определяем τ_{ta}. При определении параметров торсиона по $\tau_{t\,доп\,a}$ и y_1 расчет выполняем в обратном порядке, т. е. вначале определяем τ_{ta} и лишь затем $\tau_{t\,max}$. В расчетные формулы входит величина s_{max}, т. е. наибольшая толщина, которая может иметь место с учетом допусков. Поэтому в большинстве случаев для более тонких листов будут несколько меньшими:

$$\tau_{t\,max} = \tau_{t\,доп\,o} \frac{s_{max}}{s_1} = 687 \frac{0{,}51}{0{,}519} = 676 \text{ МПа};$$

$$\tau_{ta} = \tau_{t\,max} \frac{\varphi_a}{\varphi_{max}} = 676 \frac{0{,}313}{1{,}008} = 210 \text{ МПа}.$$

Обе величины меньше максимально допустимых, которые составляют $\tau_{t\,доп\,o}$ = 687 МПа и $\tau_{t\,доп\,a}$ = 258 МПа.

Это означает неполное использование возможностей материала и, следовательно, удорожание торсиона. На основе уравнений, приведенных на рис. 2.11б, можно предложить следующие пути снижения себестоимости.

2.4.5.1. Уменьшение рабочей длины l_{ef}, что позволяет уменьшить массу торсиона, состоящего из восьми полос.

2.4.5.2. Уменьшение величины хода сжатия f_1, что ведет к уменьшению суммарного угла φ_{max} и увеличению y_2 для рессоры, состоящей из семи полос.

2.4.5.3. Увеличение длины рычага r. Эта мера также позволяет создать торсион, состоящий всего из семи листов.

Однако во всех трех случаях потребуется повторный расчет упругого элемента. С помощью максимальных напряжений кручения $\tau_{t\,max}$ = 676 МПа можно определить напряжения изгиба σ_{bo}, дополнительно нагружающие торсион, полосы которого расположены в вертикальной плоскости (см. п. 2.3.4). Уравнение для этого расчета имеет вид

$$\tau_{tr} = \sqrt{(\sigma_{bo}/\alpha_A)^2 + (0{,}74 \tau_{t\,max})^2} < \tau_{t\,доп\,o}.$$

Выражая напряжения через σ_{bo}, получим уравнение в более приемлемой форме

$$\sigma_{bo} = \alpha_A \sqrt{\tau_{t\,доп\,o}^2 - (0{,}74 \tau_{t\,max})^2}.$$

Подставляя числовые значения, получаем

$$\sigma_{bo} = 1{,}61 \sqrt{687{,}0^2 - (0{,}74 \cdot 676{,}0)^2} = 758 \text{ МПа}.$$

Допускаемые напряжения изгиба должны быть выше допускаемых верхних значений напряжений кручения.

2.4.6. Цилиндрические торсионы

Требование оптимального использования материала и, следовательно, экономически эффективного изготовления упругих элементов выполнимо при использовании круглых торсионов, когда длина $L = l_{ef} + 2e$ (рис. 2.11г) стержня может быть выбрана свободно, а не ограничена параметрами конструкции. При заданных жесткости c_P и длине рычага r рабочая длина l_{ef} зависит от диа-

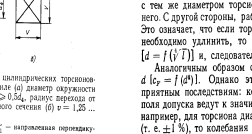


Рис. 2.117. Параметры, используемые при расчете цилиндрических торсионов По стандарту ДИН 5481 при мелкошлицевом профиле (а) диаметр окружности впадин $d_4 = 1{,}4d$ или $d_4 = 1{,}25d$, длина головки $e \geq 0{,}5d_4$, радиус переходов от головки к валу $R \geq 90$ мм. При плоском квадратном сечении (б) $v = 1{,}25 \ldots 1{,}4$ d, $e \geq 1v$:

d – диаметр торсиона, мм; r – длина головки, мм; F_i – направленная перпендикулярно к рычагу сила, которая необходима для поворота его на угол φ_i (см. рис. 2.116); F_i' – направленная перпендикулярно к рычагу сила, которая необходима для уменьшения его закручки на угол φ_i; L – общая длина торсиона, мм; l_{fld} – рабочая длина (следует учитывать длину участка между головками)

метра стержня d. Величина d, в свою очередь, зависит от свойств материала, т. е. от прочности выбранной марки пружинной стали. Как показано в табл. 2.4 для торсионов диаметром 16 ... 25 мм могут применяться стали марок 50СгV4V группы прочности V1. Это означает, что на чертеже будут указываться следующие параметры материала в окончательном виде [4, п. 2.7.2]: $\sigma_B = 1600 \ldots 1850$ МПа; $\sigma_S \geq 1450$ МПа.

Предел текучести необходим для определения допускаемых верхних значений напряжений кручения $\tau_{t\,200\,o}$. Достаточным является запас прочности $v = 1{,}05 \ldots 1{,}1$. При превышении этих напряжений торсион несколько осядет, что может быть компенсировано с помощью имеющихся регулировок (см. п 2.3.4). В соответствии с уравнением, приведенным в п. 2.4.1, получаем

$$\tau_{t\,200\,o} \geq \%\,0{,}63\sigma_S/v = 0{,}63 \cdot 145 \cdot 0{,}91/1{,}08 = 770 \text{ МПа}.$$

Коэффициент $b_1 = 0{,}91$ (см. рис. 2.106) уменьшения допустимых напряжений соответствует диаметру 22,5 мм. Эта величина была выбрана ориентировочно, поскольку диаметр d пока не определен.

Круглые торсионы выдерживают не только благоприятные верхние значения напряжений, но также сравнительно высокие амплитудные напряжения. Поверхность торсионов шлифуется и, кроме того, упрочнена:

$$\tau_{t\,200\,A} = 0{,}24\sigma_S\,b_1/v = 0{,}24 \cdot 160 \cdot 0{,}93/1{,}1 = 325 \text{ МПа}.$$

Коэффициент b_1 уменьшения допустимых напряжений определяется по рис. 1.13, а запас прочности в соответствии с п. 2.4.1.

В зависимости от $\tau_{t\,200\,o}$ или $\tau_{t\,200\,A}$ вначале проводится расчет минимального диаметра d_{min} и затем рабочей длины l_{fld}. Последняя зависит главным образом от жесткости торсиона c_F. Уравнения, объединенные на рис. 2.118, позволяют видеть, что при жесткой подвеске (большее значение c_F под дробной чертой) требуется короткий торсион. Напротив, при мягкой подвеске с тем же диаметром торсиона требуется большая длина последнего. С другой стороны, рабочая длина l_{fld} является функцией d^4. Это означает, что если торсион из конструктивных соображений необходимо удлинить, то несколько увеличится и его диаметр $[d = f(\sqrt[4]{l})]$ и, следовательно, масса и себестоимость.

Аналогичным образом связаны между собой величины c_F и d $[c_F = f(d^4)]$. Однако эта взаимосвязь приводит к неблагоприятным последствиям: колебания диаметра в пределах узкого поля допуска ведут к значительным изменениям жесткости. Если, например, для торсиона диаметром 20 мм принят допуск ±0,2 мм (т. е. ±1 %), то колебания жесткости могут составить уже ±4 %. Поэтому на чертеже должно быть указано узкое поле допуска. Изготовители вполне могут обеспечить выполнение допусков h9 в соответствии с нормами ИСО (см. раздел 6.6 в работе [3]), но из стоимостных соображений рекомендуют допуски, указанные на рис. 2.118.

Кроме того, должен быть указан допуск на габаритную длину L торсиона. Для этого размера достаточным является «грубое» исполнение по стандарту ДИН 7168 [3, п. 6.3], которым в зависимости от длины рекомендуются допустимые отклонения, мм:

Св. 315 до 1000	±2
» 1000 » 2000	±3

Габаритная длина, как показано на рис. 2.117, складывается из рабочей длины l_{fld}, расположенной между двумя головками,

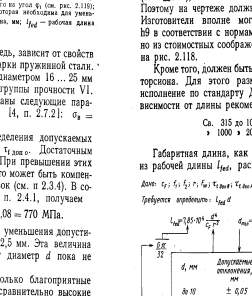


Рис. 2.118. Схема расчета цилиндрического торсиона и допустимые отклонения размера (Все величины в кгс и см)

и удвоенной величины ε. Переход от стержня к головкам для устранения концентрации напряжений выполняется с радиусом закругления $R \geq 90$ мм.

Если головки на концах торсиона имеют в сечении квадрат или шестигранник, то размер головки должен быть в 1,25 ... 1,4 раза больше диаметра стержня, т. е.

$$v = (1{,}25 \ldots 1{,}4)\, d.$$

При этом длина головки e должна соответствовать величине v. При использовании мелкошлицевого соединения в соответствии со стандартом ДИН 5481 при угле профиля 60° диаметр d_4 окружности оснований шлиц не должен быть меньше $1{,}4d$, а при угле 75° — не меньше $1{,}25d$. Несколько больший, не стандартный угол 75°, обеспечивает лучшие условия при закрутке торсиона и, кроме того, является меньшим концентратором напряжений. Эти две причины позволяют рекомендовать его применение. Благодаря распределению нагрузки на более чем 25 шлицев достаточной является длина головки $e \geq 0{,}5d_4$.

Процесс расчета будет вновь показан на конкретном примере. Вплоть до расчета рабочей длины $l_{раб}$ будут использоваться те же исходные данные, что и для пластинчатого торсиона (см. п. 2.4.5). При этом известными являются следующие величины:

$\widehat{M}_k = F_k = 2200$ Н; $c_p = 10{,}7$ Н/мм; $r = 40$ см; $\widehat{\varphi}_1 = 0{,}494$; $\widehat{\varphi}_2 = 0{,}201$. К ним следует добавить определенные ранее свойства материала: $\tau_{доп\,0} = 770$ МПа и $\tau_{доп\,A} = 325$ МПа.

Примененные в формулах условные обозначения приведены к рис. 2.114 и 2.117. Вначале определяются силы F_1 и F_2, которые при направлении перпендикулярно к рычагу стремятся либо увеличить его закрутку на угол φ_1, либо уменьшить ее на угол φ_2 (см. рис. 2.119). Обе эти силы необходимы для определения амплитудного значения силы F_a (или 90 % ее величины). Сила F_1, кроме того, нужна для расчета максимальной силы F_{max}. При расчете пластинчатого торсиона были дополнительно включены углы. В данном случае следует отдать предпочтение следующим силам:

$$F_1 = c_p r \widehat{\varphi}_1 = 10{,}7 \cdot 400 \cdot 0{,}494 = F_1 = 2120 \text{ Н};$$

$$F_2 = c_p r \widehat{\varphi}_2 = 10{,}7 \cdot 400 \cdot 0{,}201 = F_2 = 860 \text{ Н};$$

$$F_{max} = F_k + F_1 = 2200 + 2120 = 4320 \text{ Н};$$

$$F_a = [(F_1 + F_1)/2]\, 0{,}9 = 1340 \text{ Н}.$$

Силы делятся на допускаемые напряжения, чтобы таким образом определить относительные значения y. Далее при расчете используется большая из полученных величин. При использовании меньшей величины мы получили бы более тонкий и более короткий торсион, в котором в процессе эксплуатации напряжения превысили бы допускаемые:

$$y_1 = F_{max}/\tau_{доп\,0} = 4320/77000 = 5{,}61 \cdot 10^{-6}\ \text{см}^2;$$

$$y_2 = F_a/\tau_{доп\,A} = 1420/32500 = 4{,}37 \cdot 10^{-6}\ \text{см}^2.$$

Используя y_1, определяем минимальный диаметр d_{min}, т. е. предельное значение, меньше которого размеры торсиона не могут быть даже с учетом отрицательного допуска:

$$d_{min} = \sqrt[3]{5{,}61 \cdot 10^{-6} \cdot 40 \cdot 5{,}1} = \sqrt[3]{11{,}44} = 2{,}253 \text{ см} = 22{,}53 \text{ мм}.$$

Продолжение расчета возможно лишь после определения величин допусков. Вначале допуски должны быть указаны на чертежах. После этого в уравнении для расчета рабочей длины $l_{раб}$ следует подставить средний диаметр. Размер на чертеже указывают с учетом приведенных на рис. 2.118 отклонений $\pm 0{,}1$ мм и пренебрегая величиной 0,03 мм:

$$\varnothing\ 22{,}6 \pm 0{,}1\ \textit{мм}.$$

На основании этого размера определяем рабочую длину

$$l_{раб} = 7{,}85 \cdot 10^4 d^4/(c_p r^2) = 7{,}85 \cdot 10^4 \times$$
$$\times\ 2{,}24^4/(10{,}7 \cdot 40^2) = 119{,}6 \text{ см}.$$

Таким образом, расстояние между головками торсиона составляет с учетом отклонений при «грубом» исполнении по стандарту ДИН 7168

$$\textit{1196} \pm 3\ \textit{мм}.$$

Если впоследствии будут изменены диаметр или длина торсиона, то следует снова проверить напряжения кручения в соответствии с уравнениями, приведенными в нижней части рис. 2.118. Проверка жесткости c_p не требуется. Рабочая длина торсиона будет определяться с использованием уравнения

$$c_p = G l_{раб}/(l_{раб} r^2) = d^4 \cdot 7{,}85 \cdot 10^4/(l_{раб} r^2).$$

Если рычаг повернется из горизонтального положения вверх на угол φ_1 (см. рис. 2.116), то жесткость подвески увеличится. Жесткость подвески c_p при неторизонтальном положении рычага может быть выражена для любого положения рычага и тем самым для любого хода сжатия подвески как функция изменения угла $\Delta\varphi_1$:

$$c_{p1} = c_p [1 + \operatorname{tg} \Delta\varphi_1 (\widehat{\varphi}_0 + \Delta\widehat{\varphi}_1)]/\cos^2 \Delta\varphi_1.$$

Эти же соображения справедливы и для изменения хода отбоя $\Delta f_1 = r \sin \Delta\varphi_1$:

$$c_{p2} = c_p [1 - \operatorname{tg} \Delta\varphi_1 (\widehat{\varphi}_0 - \Delta\widehat{\varphi}_1)]/\cos^2 \Delta\varphi_1.$$

Подставляя в первое уравнение вместо $\Delta\varphi_1$ известные цифровые значения $\widehat{\varphi_1} = 0{,}494$ и $\varphi_1 = 28{,}3°$ для всего хода сжатия $f_1 = 19$ см, получаем

$$\widehat{\varphi_2} = F_{ш}/(c_{P1}) = 220/(10{,}7 \cdot 40) = 0{,}514.$$

Жесткость подвески при достижении крайнего верхнего положения увеличивается на 99 %:

$$c_{P1} = 10{,}7 \cdot 1{,}99 = 21{,}3 \text{ Н/мм}.$$

При ходе отбоя вначале, при небольших углах, например при $\Delta\varphi_2 = 5°$, подвеска становится несколько мягче ($c_{P2} = 10{,}5$ Н/мм), а затем ее жесткость вновь увеличивается. Однако для расчета торсиона необходимо знать изменение жесткости подвески в зависимости от нагрузки на колесо $N_{k,1}$ или на ось $G_{k,1}$, т. е. в дополнение к расчету изменения хода $\pm f_{1,3}$ следует рассчитать увеличение силы ΔF_1, которое необходимо для поворота рычага на угол $\Delta\varphi$, вверх, или уменьшение силы ΔF_3, которое позволяет рычагу повернуться вниз на угол $\Delta\varphi_2$:

$$\Delta F_1 = c_P r \Delta\widehat{\varphi_2}/\cos\varphi_1;$$

$$\Delta F_3 = c_P r \Delta\widehat{\varphi_2}/\cos\varphi_3.$$

Для определения силы F, которая действует на рычаг при его различных положениях, необходимо также знать силу предварительной закрутки торсиона

$$F_{ш} = (G_k - U_k)/2.$$

С учетом этой силы получаем

$$F = F_{ш} + \Delta F_1; \quad F = F_{ш} - \Delta F_3.$$

Подставляя числовые значения, получаем увеличение силы при перемещении рычага вверх $\Delta F_1 = 2400$ Н и максимальную силу в крайнем верхнем положении $F_{max} = 2200 + 2400 = 4600$ Н (см. рис. 2.116). Эта цифра не совпадает с использованной при расчете y_1 максимальной силой $F_{max} = 4320$ Н. Сила F_{max} служила для определения момента кручения и рассматривалась как направленная перпендикулярно к рычагу (рис. 2.119), тогда как направление силы F_{max} аналогично направлению вертикальной силы N, т. е. она действует перпендикулярно поверхности дороги.

При ходе подвески вниз на угол $\Delta\varphi_2 = 5°$, что соответствует перемещению на $\Delta f_3 = 35$ мм, уменьшение силы составит всего $\Delta F_3 = 370$ Н. Рассчитанные в зависимости от перемещения значения сил приведены на рис. 2.120. Изменение жесткости подвески, приведенной к одному колесу (т. е. к одной стороне оси), в зависимости от силы F_1, показано на рис. 2.121. При этом не учитывается

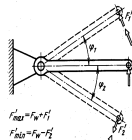


Рис. 2.119. При расчете торсиона исходят из того, что вызывающая закрутку сила при любом положении рычага направлена перпендикулярно к нему

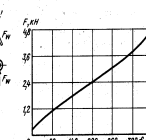


Рис. 2.120. Расчетная характеристика упругости цилиндрического торсиона с рычагом длиной 400 мм

массы U_k неподрессоренных деталей. Используя величину F, можно рассчитать соответствующую нагрузку на заднюю ось

$$G_k = 2F + U_k.$$

Из уравнений на рис. 2.118 видно, что чем короче рычаг, тем больше будут изменения углов $\Delta\varphi_{1,3}$ при ходе подвески $\Delta f_{1,3}$. Это означает, что применяя короткие рычаги r, можно обеспечить определенную прогрессивность характеристик торсионов. Для наглядности сравнения на рис. 2.121 дополнительно приведены расчетные характеристики упругости подвески при использовании двух более длинных рычагов.

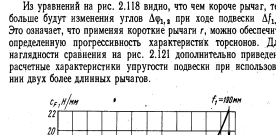


Рис. 2.121. Кривые жесткости торсиона в функции перемещения при различной длине r рычага. Чем короче рычаг, тем более прогрессивной является подвеска. Начальная нагрузка $F_{ш} = 2{,}2$ кН при исходном положении. Крайние верхнее и нижнее положения для рычага длиной $r = 400$ мм обозначены дополнительно. При длине рычага $r = 460$ мм и $r = 520$ мм имеет место другая зависимость перемещений от усилий:

c_P — жесткость подвески; F — сила

2.4.7. Винтовые пружины

Винтовую пружину можно рассматривать как цилиндрический торсионный стержень, навитый на сердечник диаметром D_1. Так же как и для торсионов, для спиральной пружины вначале в зависимости от прочности определяется минимальный диаметр d_{min} стержня, который в этом случае называется диаметром проволоки. Затем определяется не длина l_{bd}, а число i_f рабочих витков. Умножая i_f на π и на средний диаметр D_m витка (рис. 2.122), мы получаем длину l_f рабочей части проволоки, т. е. $l_f = i_f D_m \pi$. В процессе навивки проволока будет деформирована, в результате чего на внутренней (сжатой) стороне будут иметь место более высокие напряжения кручения (см. рис. 2.122). Величина этих напряжений, обозначенных τ_1, зависит от индекса пружины $w = D_m/d$, т. е. от отношения диаметра навивки к диаметру проволоки. С помощью коэффициента k, учитывающего влияние кривизны витка и приведенного на рис. 2.123, можно рассчитать τ_1 как функцию допускаемых верхних значений напряжений:

$$\tau_1 = \tau_{1\,доп}/k.$$

Чем меньше D_m и, следовательно, индекс пружины w, тем большие значения будет принимать коэффициент k. В результате напряжения, которые может выдерживать пружина, будут снижаться, а использование материала ухудшится. Кроме того, для пружины с малым диаметром D_m существует опасность потери устойчивости под нагрузкой. По этим причинам целесообразно предусматривать максимально возможный диаметр навивки.

Схема расчета пружины будет ввиду показана на конкретном примере. Условные обозначения приняты следующие (см. также рис. 2.109):

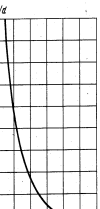
c_1 — жесткость подвески, отнесенная к колесу, Н/мм;
c_F — жесткость самой пружины, отнесенная к ее нижней опоре, Н/мм;
d — средний диаметр проволоки, мм;
D_m — средний диаметр навивки, мм;
f_1 — ход сжатия колеса, мм;
f_{1F} — ход сжатия пружины, мм;
f_2 — ход отбоя колеса, мм;
f_{2F} — ход отбоя пружины, мм;
G — модуль сдвига ($G = 8 \cdot 10^4$ МПа);
i_g — передаточное отношение по ходу (см. п. 2.1.7);
i_F — передаточное отношение по силам (см. п. 2.1.7);
i_h, i_f — число пружинных витков (индекс 0 означает расчетное число, индекс 1 — фактическое);
i_g — общее число витков;

Рис. 2.122. При навивке спиральных пружин на внутренней (сжатой) стороне возникают повышенные напряжения кручения

А — зона повышенных напряжений

Рис. 2.123. Степень навивки спиральных пружин, т. е. отношение среднего диаметра пружины к диаметру проволоки $w = D_m/d$, определяет значение коэффициента уменьшения допускаемых напряжений

$$k = 1 + \frac{5}{4}\frac{d}{D_m} + \left(\frac{5}{8}\frac{d}{D_m}\right)^2 + \left(\frac{d}{D_m}\right)^3$$



k — коэффициент уменьшения, учитывающий изгиб проволоки;
L_0 — длина пружины без нагрузки, мм;
L_{bp} — длина пружины под действием начальной нагрузки F_{bp}, мм;
L_{B1} — длина пружины при полной нагрузке (длина блока при плотном прилегании всех витков), мм;
L_B — наименьшая рабочая длина;
S_B — сумма наименьших расстояний между пружинящими витками (зазор), мм;
w — степень навивки, $w = D_m/d$;
λ — коэффициент полноты нагруженной пружины;
τ_1 — допустимые напряжения сдвига с учетом изгиба проволоки, МПа.

На рис. 2.124 приведена процедура расчета. Для сравнения применены числовые величины, использованные в предшествующих расчетах:

$$N_A' = (G_A - U_A)/2 = 2200 \text{ Н};$$

$$f_1 = 19 \text{ см};\ f_2 = 8 \text{ см};\ c_{bb} = 10{,}7 \text{ Н/мм}.$$

При использовании торсионов или листовых рессор, как правило, жесткость c_{bb}, приведенная к колесу, равна жесткости c_F самого упругого элемента. При использовании в сочетании с непразрезной балкой оси (21, с. 3.2/10, 3.2/12а, 3.2/26 и др.) и в подвесках на двойных поперечных рычагах (см. рис. 3.4/4, [21], 1.42 и др.) винтовые пружины, как правило, опираются на один рычаг. Это означает, что при расчете должны быть учтены передаточные отношения по ходу подвески и по силам (i_g и i_F см. п. 2.1.7). В рассматриваемом примере эти величины $i_g = i_F = 2$ и $D_m = 150$.

Чтобы по среднему диаметру навивки D_m определить индекс пружины w и коэффициент k, следует вначале задаться диаметром d. Ориентировочно, предположив, что $d \approx 1{,}15$ см, получаем $w = 13$ и по рис. 2.123 коэффициент $k = 1{,}1$, что равноценно уменьшению на 10 % напряжений, которые может выдерживать пружина. В качестве материала при диаметре проволоки меньше 40 мм в соответствии с табл. 2.4 рассматривается сталь 50CrV4V

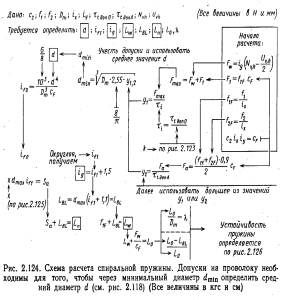


Рис. 2.12а. Схема расчета спиральной пружины. Допуски на проволоку необходимы для того, чтобы через минимальный диаметр d_{min} определить средний диаметр d (см. рис. 2.11б) (Все величины в кгс и см)

в группе прочности VI. При этом на чертеже должны быть указаны следующие характеристики: $\sigma_b = 1600 \ldots 1850$ МПа и $\sigma_s \geqslant 1450$ МПа.

Используя запас прочности $\nu = 1{,}1$ и определяя по рис. 2.10б значение величины $b_k = 0{,}98$ как функцию $d = 11{,}5$ мм, получаем допускаемые максимальные напряжения:

$$\tau_{доп\,0} \approx 0{,}63\sigma_b b_k/\nu \approx 0{,}63 \cdot 1450 \cdot 0{,}98/1{,}1 \approx 812 \text{ МПа}.$$

При $k = 1{,}1$ идеальные касательные напряжения

$$\tau_1 = \tau_{1\,доп\,0}/k = 812/1{,}1 \approx 740 \text{ МПа}.$$

Допустимые амплитудные напряжения определяются как функция максимального временного сопротивления при $\nu = 1{,}1$ и $b_1 = 0{,}99$ (по рис. 1.13), а также с учетом $k = 1{,}1$:

$$\tau_{1\,доп\,A} \approx 0{,}24\sigma_b \min b_1(\nu_k) = 0{,}24 \cdot 160 \cdot 0{,}99/(1{,}1 \cdot 1{,}1) \approx 314 \text{ МПа}.$$

Вначале рассчитываются силы, действующие на пружину, и ее перемещения и, кроме того, жесткость c_F. Затем по этим величинам определяются относительные величины y_1 и y_2:

$$F_w = N/i_2 = 2200 \cdot 2 = 4400 \text{ Н};$$

$$f_{1F} = f_1/i_2 = 9{,}5 \text{ см}; \quad f_{kF} = f_k/i_2 = 4 \text{ см};$$

$$c_F = c_{k1}/i_2^2 = 10{,}7 \cdot 4 = 42{,}8 \text{ Н/мм}:$$

$$F_1 = f_{1F}c_F = 9{,}5 \cdot 42{,}8 = 4070\text{Н};$$

$$F_{max} = F_w + F_1 = 8470 \text{ Н};$$

$$F_A = (f_{1F} + f_{kF})\,0{,}9/2)\,c_F = (0{,}5 + 4)\,0{,}9/2)\,42{,}8 = 2600 \text{ Н};$$

$$y_2 = F_A/\tau_{1\,доп\,A} = 2600/314 = 0{,}0828 \text{ см}^3;$$

$$y_1 = F_{max}/\tau_1 = 8470/740 = 0{,}1145 \text{ см}^3.$$

Так же как и для торсионов, для винтовых пружин с использованием большей из величин (в данном случае y_1) определяется минимальный диаметр проволоки

$$d_{min} = \sqrt[3]{2{,}55D_m y_1} = \sqrt[3]{2{,}55 \cdot 15 \cdot 0{,}1145} = 1{,}63 \text{ см}.$$

В результате расчета диаметр проволоки d_{min} оказался большим, чем диаметр, который был использован при первоначальном расчете $d_{min} = 1{,}15$ см. Коэффициенты уменьшения допускаемых нагрузок b_k и b_1, определяемые диаметром, будут поэтому меньше принятых при расчете, а коэффициент k, зависящий от кривизны витка, будет больше. Идеальные напряжения среза будут меньше и поэтому требуется проведение повторного расчета. По рис. 2.10б и 2.123 определяем как функцию $d = 16{,}3$ мм и $\sigma_B = 9{,}2$ величины $b_k = 0{,}96$ и $k = 1{,}15$. С учетом этого получаем

$$\tau_1 = 0{,}63\sigma_b b_k/(\nu k) = 0{,}63 \cdot 145 \cdot 0{,}96/(1{,}1 \cdot 1{,}15) \approx 6950 \text{ МПа}.$$

Полученный большой диаметр проволоки (с индексом 2) может быть легко пересчитан методом сопоставления имевших место первоначально идеальных напряжений с вновь рассчитанными:

$$d_{min\,2} = d_{min\,1}\sqrt[3]{\tau_{11}/\tau_{12}} = 1{,}63\sqrt[3]{7400/6950};$$

$$d_{min\,2} = 1{,}021\,d_{min\,1} = 1{,}661 \text{ см} = 16{,}61 \text{ мм}.$$

С учетом допускаемых отклонений размеров (допуски аналогичны тем, что имели место для торсионов, см. рис. 2.11б) следует определить средний диаметр проволоки, который будет использован при дальнейших расчетах и является исходным для изготовления проволоки. При диаметре проволоки меньше 20 мм допускаемое отклонение равно $\pm 0{,}08$ мм, поэтому диаметр d с учетом поля допуска равен $16{,}7 \pm 0{,}08$ мм. Следовательно, диаметр пружины, необходимый в дальнейшем расчете, составляет $m = 9$. Используя величину d, выраженную в см, определяем число рабочих витков

$$i_{fk} = 10^6 d^4/(c_F D_m^2) = 10^6 \cdot 1{,}67^4/(42{,}8 \cdot 15^2) = 5{,}39.$$

Округляя i_{fk} до $i_{f1} = 5{,}4$ и добавляя по 3/4 витка по концам пружины, получим общее число витков

$$i_f = i_{f1} + 1{,}5 = 5{,}4 + 1{,}5 = 6{,}9.$$

Следует стремиться к числу витков, заканчивающемуся 0,5, так как при этом концы крайних витков будут развернуты в про-

тивоположные стороны (в рассматриваемом примере это, к сожалению, невозможно).

После определения диаметра проволоки и числа витков следует найти размеры, имеющие значение для высоты автомобиля. Одним из таких размеров является та высота L_m, которую пружина будет иметь под действием начальной нагрузки F_m. Нижний предел размера L_m зависит от наименьшей рабочей высоты L_n, т. е. от длины, которую будет иметь пружина, полностью сжатая до такого состояния, когда витки даже с учетом предусмотренного покрытия не касаются один другого. При определении величины L_n следует использовать максимально возможный диаметр проволоки d_{max}, т. е. средний диаметр d с допускаемым положительным отклонением. В рассматриваемом примере $d_{max} = 16{,}7 + 0{,}08 = 16{,}78$ мм $= 1{,}678$ см.

Следует убедиться в том, что на автомобиле при полностью сжатом ограничителе хода пружина не будет сжата до величины меньшей, чем L_n. Длина L_n складывается из высоты

$$L_{n1} = (i_{f1} + 1{,}1)\cdot d_{max} = (5{,}4 + 1{,}1)\cdot 1{,}678 = 10{,}9 \text{ см} = 109 \text{ мм}$$

плотно сжатой пружины, когда витки прилегают один к другому, и гарантированного зазора S_a. Стоящая в скобках цифра 1,1 учитывает прижатие концевые витки (см. рис. 2.98). Для получения наименьшей рабочей высоты к высоте плотно сжатой пружины добавляется расстояние S_a:

$$L_n = L_{n1} + S_a.$$

Величина S_a определяется с помощью уравнения

$$S_a = \varkappa d_{max} i_{f1}.$$

Коэффициент $\varkappa$ следует определять по рис. 2.125 как функцию индекса пружины w. В приведенном примере при $w = 9$ коэффициент $\varkappa = 0{,}16$. Следовательно, наименьшая рабочая высота пружины

$$L_n = L_{n1} + S_a = 10{,}9 + 0{,}16\cdot 1{,}678\cdot 5{,}4 = 12{,}35 \text{ см}.$$

Округляя и выражая в миллиметрах, получаем $L_n = 124$ мм. Отсюда высота пружины при начальной нагрузке

$$L_m = i_{1f} + L_n = 95 + 124 = 219 \text{ мм}.$$

Высота пружины в свободном состоянии без нагрузки

$$L_0 = L_m + F_m/c_f = 21{,}9 + 440/42{,}8 = 32{,}2 \text{ см} = 322 \text{ мм}.$$

Используя L_0, следует проверить устойчивость пружины, т. е. ее продольный изгиб под нагрузкой. Для этого необходимо ввести коэффициент гибкости

$$\lambda = L_0/D_m = 322/150 = 2{,}14.$$

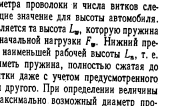


Рис. 2.125. При определении минимально допустимого зазора между витками S_a следует учитывать коэффициент $\varkappa$ как функцию степени навивки w

Рис. 2.126. Относительная деформация как функция гибкости пружины. Выше навесенной кривой (в зоне A) существует опасность потери устойчивости. Потеря устойчивости имеет место в том случае, когда коэффициент гибкости пружины $\lambda = L_0/D_m$ будет выше допустимого при данной относительной деформации $(L_0 - L_{n1})/L_0$

Относительная упругость, также приведенная на рис. 2.126, определяется по следующему уравнению:

$$(L_0 - L_{n1})/L_0 = (322 - 109)/322 = 0{,}662.$$

При коэффициенте гибкости $\lambda = 2{,}14$ продольный изгиб может иметь место лишь при условии $(L_0 - L_{n1})/L_0 = 0{,}7$, т. е. отсутствие продольного изгиба у рассчитанной нами пружины гарантировано. Если бы величина 0,7 была превышена, то пришлось бы увеличить диаметр навивки пружины D_m.

Если впоследствии будет изменена одна из величин, то поверочный расчет может быть проведен с использованием следующих формул:

а) жесткость пружины

$$c_f = d^4 10^3/(i_{f1} D_m^3);$$

б) максимальное напряжение

$$\tau_{f\,max} = 2{,}55 F_{max} D_m/d^3_{min} \leqslant \tau_f;$$

в) амплитудное напряжение

$$\tau_{fa} = F_a \tau_{f\,max}\cdot 0{,}9/F_{max} \leqslant \tau_{f\,зон\,A}.$$

Следует обратить внимание на то, что изменение жесткости пружины ведет к увеличению или уменьшению сил F_{max} и F_a и, следовательно, влияет на величину напряжений.

На чертеже пружины должны быть указаны характеристики, позволяющие проверить ее размеры, а также существенные для ее работы характеристики с указанием допусков [47, рис. 8.2.3].

К числу этих параметров относятся следующие.

2.4.7.1. Высота L_n при начальной нагрузке, также называемая установочной длиной, вместе с силой F_w.

2.4.7.2. Жесткость пружины c_F.

2.4.7.3. Наружный диаметр пружины $D_a = D_m + d$ (или, соответственно, внутренний диаметр D_i) как измеряемая величина.

2.4.7.4. Допустимые отклонения от цилиндрической формы, а также от требуемых прилегания витков между собой.

2.4.7.5. Число витков и направление навивки пружины.

Допуски на диаметр проволоки приводятся лишь для ориентации, поскольку полимерное покрытие пружин не позволяет измерить толщину проволоки. Кроме того, допускаемые колебания жесткости, а также допуски сужают предельно колебаний диаметра пружинной проволоки.

2.4.7.1. Проверка установочной высоты осуществляется на пружинных весах путем сравнения параметров при заданной высоте. Следовательно, необходим допуск на величину контрольной нагрузки, какой обычно является начальная нагрузка F_w. Для пружин, изготовленных в условиях крупносерийного производства, из шлифованных прутков изготовители указывают допуски T_p, исчисляемые в вьютонах в соответствии со следующей формулой:

$$T_p = \pm (0{,}5[1{,}5\ \text{мм} + 0{,}03(L_n - L_{\text{бл}})]c_F + 0{,}01F).$$

Отклонения зависят от следующих факторов:

а) максимального сжатия пружины $L_n - L_{\text{бл}}$ в мм;

б) жесткости пружины c_F в Н/мм (не в Н/см);

в) от контрольной нагрузки F в Н, которая в рассматриваемом примере должна быть равна начальной нагрузке F_w.

Подставляя цифровые значения, получаем допускаемые отклонения

$$T_p = \pm (10{,}5(1{,}5\ \text{мм} + 0{,}03 \cdot 213)\ 42{,}8 + 0{,}01 \cdot 4400\text{Н} = \pm 213\text{Н}.$$

Таким образом, T_p составляет около 5 % начальной нагрузки $F_w = 4400$ Н. На чертеже с учетом округления должно быть указано

Длина пружины 219 мм при 4400 ± 210 Н.

При мелкосерийном или индивидуальном производстве изготовитель не может обеспечить соблюдение столь узких допусков. В этих случаях допуски будут в 2 раза шире (т. е. около ±10 % от F_w).

При начальной нагрузке F_w с учетом жесткости пружины $c_F = 42{,}8$ Н/мм может иметь место следующее отклонение по высоте пружины:

$$T_{\text{пр}} = T_p/c_F = 213/42{,}8 = \pm 4{,}9\ \text{мм}.$$

Умножая $T_{\text{пр}}$ на передаточное отношение i_L, получаем возможные изменения хода пружины при замере между колесами и кузовом

$$\Delta l = T_{\text{пр}} i_L = 4{,}9 \cdot 2 = \pm 9{,}8\ \text{мм}.$$

Эти колебания могут привести к увеличению или уменьшению высоты автомобиля, что равнозначно соответствующему уменьшению хода отбоя или сжатия. Еще более неприятные последствия влечет за собой установка, с одной стороны, пружины с положительным отклонением, а с другой — с отрицательным. Для рассматриваемого случая перекос автомобиля составил бы 20 мм. Чтобы исключить подобные случаи, пружины можно группировать с нанесением краской соответствующей маркировки. Группировка осуществляется по расположению фактических размеров в пределах поля допуска. Обычно изменения нагрузки делят на верхнюю, центральную и нижнюю трети поля допуска (см. п. 2.4.3). Для рассмотренной пружины группировка должна была бы иметь следующий вид:

Цвет	Желтый	Белый	Красный
Колебания нагрузки, Н	От −210 до −70	Св. −70 до +70	Св. 70 до 210

2.4.7.2. Жесткость подвески также имеет допуск, величина которого зависит от числа рабочих витков i_f. Стандартом ДИН 2096 (определяющим размеры винтовых пружин) предусмотрены следующие допуски для пружин из шлифованных прутков в % от жесткости: $i_f \leqslant 4$ ± 7; $i_f > 4$ ± 5.

В приведенном примере (с $i_f = 5{,}4$) на чертеже, следовательно, должно быть указано:

Жесткость пружины $c_F = 42{,}8 \pm 2{,}1$ Н/мм.

2.4.7.3. Средний диаметр навивки D_m является расчетным или конструктивным размером. Для проверки соблюдения размеров используются наружный D_a или внутренний D_i диаметры (рис. 2.127). В стандарте ДИН 2096, опубликованном в январе 1971 г., указаны отклонения T_D величин D_m, D_a и D_i, которые приведены в табл. 2.5 в зависимости от

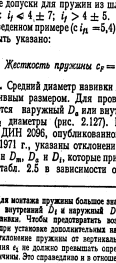


Рис. 2.127. Для монтажа пружины большое значение имеет внутренний D_i и наружный D_a диаметры навивки. Чтобы предотвратить возникновение при установке дополнительных напряжений, отклонение пружины от зеркального положения e_1 не должно превышать определенной величины. Это справедливо и в отношении величины e_2, определяющей допуск на параллельность опорных плоскостей

Таблица 2. 5

$D_н$-$D_{вн}$ $D_р$, мм	Допускимые отклонения диаметра проволоки, мм			
	витой $D_н/d$		шлифованной $D_н/d$	
	до 8	св. 8	до 8	св. 8
До 50	±0,8	±1,2	±0,6	±0,8
50—63	±1	±1,5	±0,7	±1
63—80	±1,2	±1,8	±0,8	±1,2
80—100	±1,5	±2,3	±1	±1,5
100—125	±1,7	±2,6	±1,1	±1,7

$D_н$-$D_{вн}$ $D_р$, мм	Допускимые отклонения диаметра проволоки, мм			
	витой $D_н/d$		шлифованной $D_н/d$	
	до 8	св. 8	до 8	св. 8
125—160	±2	±3	±1,3	±2
160—200	±2,2	±3,3	±1,5	±2,2
200—250	±2,6	±3,9	±1,8	±2,6
250—300	±3,1	±4,6	±2,1	±3,1

обработки поверхности и коэффициента w. Наносимый на чертеже наружный диаметр будет иметь значение

$$D_н = D_{вн} + d = 150 + 16{,}7 = 166{,}7 \text{ мм}.$$

И принимая допуск, указанный в колонке «шлифованные прутки», получаем диаметр 166,7 ± 1,5 мм, или округлено 167 ± ± 1,5 мм.

2.4.7.4. Если при ненагруженной пружине верхняя чашка по отношению к нижней смещена в сторону на величину e_1 (см. рис. 2.127) или если плоскости опор пружины расположены со взаимным перекосом на величину e_2, то после установки пружина будет подвержена повышенным нагрузкам. По этой причине на оба этих размера должен быть указан допуск. Фирмы-изготовители обеспечивают точность

$$e_1 \leqslant 0{,}03 L_н; \quad e_2 \leqslant 0{,}025 D_н.$$

Для приведенного примера это будет означать следующие допуски:

$$e_1 = 0{,}03 \cdot 322 = 9{,}4 \text{ мм}; \quad e_2 \leqslant 0{,}025 \cdot 166{,}7 = 4{,}2 \text{ мм}.$$

2.4.7.5. Число витков — рабочих $i_н$ и общее $i_р$ — указывается на чертеже лишь в порядке информации (без указания допуска). Соблюдение расчетных величин обеспечивается соблюдением допуска на жесткость пружины. Если пружина должна иметь правое направление навивки, то оно также может не указываться на чертеже. Применение левого направления навивки непродуктивно удорожает пружину, но если это действительно необходимо, то оно должно быть указано на чертеже.

2.5. СТАБИЛИЗАТОРЫ

2.5.1. Функции и конструктивное исполнение

Стабилизаторы служат для снижения крена кузова, уменьшения «отрыва» неразрезных ведущих мостов и повышения устойчивости на поворотах. Речь идет о П-образных стержнях круглого сечения. Диаметр стержней колеблется от 10 мм для компактных легковых автомобилей до 60 мм для тяжелых грузовых автомобилей и прицепов. Чтобы обеспечить восприятие подвеской противоположно направленных вертикальных сил, загнутые концы стабилизатора типа I в двух точках соединены с продольными рычагами подвески левого и правого колес (точки F и H на рис. 2.128). В стабилизаторах типа 2 центральная часть стабилизатора через точки H шарнирно соединяется с подрамником или кузовом, а концевые участки закреплены на поперечных рычагах обоих данной оси (рис. 2.129). При одновременном перемещении обоих колес в одном направлении (см. рис. 2.3) также одновременный поворот концов стабилизатора исключает перераспределение нагрузки. При перемещении лишь одного из колес (см. рис. 2.6) один конец стабилизатора сохраняет свое положение по отношению к плоскости дороги, в то время как другой конец в точке F перемещается на величину Δf вверх или вниз. За счет этого происходит закручивание центрального участка стабилизатора по всей длине. Создаваемая при этом сила $\Delta F_к$ равна половине жесткости стабилизатора, т. е.

$$\Delta F_к = (c_к/2)\,\Delta f.$$

При противоположном направлении перемещений колес на повороте (см. рис. 2.5) концы стабилизатора перемещаются также в противоположных направлениях. Это означает, что центр стабилизатора остается неподвижным, а оба боковых участка нагружены на кручение и на изгиб, при этом стабилизатор обеспечивает вдвое более высокую жесткость, чем при вертикальном перемещении лишь одного из колес. В этом случае его жесткость равна $c_к$.

Рис. 2.128. Стабилизатор типа I в точках H и F с помощью упругих резиновых муфт соединен с продольными рычагами подвески

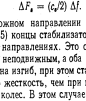


Рис. 2.129. Стабилизатор типа 2 своей центральной частью шарнирно закреплен в точках H. Концы F стабилизатора соединены с поперечными рычагами через промежуточные тяги

В случае применения представленного на рис. 2.129 стабилизатора типа 2 обычно для соединения с подвеской колес требуются промежуточные штанги.

Различные направления перемещения рычагов и концов стабилизатора требуют определенной свободы углового перемещения, которую легче всего обеспечить за счет применения соединения типа шкворня—вилка. Соединения такого типа применяются для амортизаторов [22, п. 7.6/11]. Для соединения с резиновыми деталями, которые одновременно служат для подавления шума и виброизоляции, на концевых участках стабилизаторов выполняют чашки, проушины или дополнительно изогнутые зоны. Для уменьшения прогибов и снижения массы концы стабилизатора, служащие рычагами, могут быть расплющены, что увеличивает момент инерции сечения относительно оси. Однако эта мера применима лишь для прямых концевых участков. Если же концы участков загнуты, то возникает опасность потери устойчивости в связи с дополнительно действующим крутящим моментом. На рис. 2.139 и в [21, рис. 3.10/6 и 3.10/7] можно видеть стабилизатор этого типа. В работе [21, рис. 3.2/15, 3.4/11 и 3.5/10] показаны обычные стабилизаторы, в том числе с сильными изгибами.

В некоторых подвесках типа «Мэкферсон», а также в подвеске на двойных поперечных рычагах автомобилей моделей «Манта» и «Аскона» фирмы «Опель» (рис. 2.130) стабилизатор является одним из элементов направляющего аппарата подвески. Стабилизатор в этих случаях воспринимает как продольные силы, так и тормозной момент [21, рис. 3.5/2 и 3.5/8; 22, рис. 8.3/29]. На концах стабилизатора предусмотрены резьбовые или конусные участки, которыми он упруго, с возможностью углового перемещения, соединяется с нижними поперечными рычагами.

Исключение из общего применяемых форм представляют собой стабилизаторы типа 3, которые были применены фирмой «Фольксваген» в передней торсионной подвеске на продольных рычагах модели 1600, а также фирмой «Ситроен» в задней подвеске на продольных рычагах модели ЖС [21, рис. 3.11/8 и 2.70]. В данном случае рычаг идет от торсионов, закрученных с обеих сторон в противоположных направлениях. Концы этих торсионов закреплены в левом и правом рычагах. Торсионы в этом случае обеспечивают поддержание рычага в поперечном положении (рис. 2.131). Для подвески на продольных рычагах независимо от того, идет ресь о независимой подвеске или о подвеске с неразрезной балкой моста, это решение является экономически целесообразным. Торсион может в этом случае представить собой совершенно прямой стержень, полученный из катаной заготовки с изготовленными выдаткой концевыми участками. Такой стержень может быть дешевле, и, кроме того, в этом случае менее вероятна потеря им свойств (из-за выхода из строя шарниров), чем для многошарнирного стабилизатора.

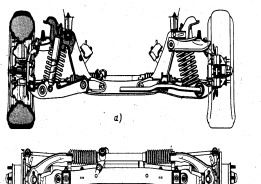


Рис. 2.130. Передняя подвеска на двойных поперечных рычагах моделей «Аскона» и «Манта» фирмы «Опель». На виде сверху (б) показан расположенный сзади стабилизатор, который выполняет функции направляющего элемента и воспринимает торсионные силы. На виде сзади (а) показано эластичное соединение стабилизатора с нижним рычагом. Шарниры стабилизатора выполнены упругими в продольном направлении для уменьшения вибраций от радиальных шин [21, рис. 3.10/1с]. На рисунке видны шаровые опоры поворота колес, а также расположенный перед осью реечный рулевой механизм

Стабилизаторы типа 3 рассчитываются как торсионы, т. е. с использованием уравнений, приведенных на рис. 2.118. В качестве r будет выступать длина рычага, а в качестве l_{ef} — половина расстояния между головками, т. е. в соответствии с рис. 2.131.

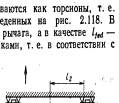


Рис. 2.131. Стабилизатор типа 3 представляет собой простой и дешевый торсионный стержень, оба конца которого закреплены в рычагах одной оси. Такой стабилизатор поддерживает постоянным расстояние между рычагами в поперечном направлении:

1 — стабилизатор; 2 — пружина

2.5.2. Предпосылки для расчета

При расчете стабилизаторов кроме конструктивных размеров, т. е. точной формы, требуется жесткость $c_\text{ш}$, которая при поперечно-угловом подрессоривании будет передаваться концами рычагов и которая, в свою очередь, будет зависеть от жесткости стабилизатора в пятне контакта колес с дорогой $c_{\text{ш}\,k}$. При заданной жесткости подвески кузова и высоте мгновенных центров крена на обеих осях с помощью стабилизаторов можно добиться того, что угол крена φ при определенной скорости движения на повороте (выраженной с помощью передаточного отношения μ_k в поперечном направлении [2]) не будет превышать определенных значений. Сумма жесткостей в передней $c_{\text{ш}\,\text{п}}$ и задней $c_{\text{ш}\,\text{з}}$ подвесках может быть рассчитана по следующей формуле:

$$c_{\text{ш}} + \dot{q}_0^2 c_{\text{ш}} = (\sum M_\text{п} - M_1 - M_2)/(0{,}05\dot{\varphi}).$$

Через $\sum M_\text{п}$ обозначаются опрокидывающие моменты или моменты крена, вызываемые силами инерции, действующими как на кузов, так и в подвеске:

$$C_\text{ш} = \mu_k C_\text{ш} \text{ или } C_{\text{ш}\,\text{п}} = \mu_k G_{\text{ш}\,\text{п}},$$

где $C_\text{ш}$ — сила тяжести кузова, а $G_{\text{ш}\,\text{п}}$ — сила тяжести осей.

Из моментов крена следует вычесть противоположно направленные моменты, создаваемые пружинами впереди $M_1 = \Delta f_\text{п} c_\text{п}$ и сзади $M_2 = \Delta f_\text{з} c_\text{з}$ или $M_2 = \Delta f_\text{р} c_\text{р}$ при неразрезной балке оси.

Уже рассмотренные в п. 2.2.2.3 различия $\Delta f_{\text{п},\text{з}}$ в силах пружин являются функцией принимаемого заранее угла крена φ, а также величины хода сжатия f_1 для внешнего по отношению к центру поворота колеса и величины хода отбоя f_2 для внутреннего колеса:

$$f_1 + f_2 = \psi_{\text{ш}}\, b,$$

где ψ измеряется в градусах.

В связи с прогрессивной характеристикой упругости подвески величины f_1 и f_2 редко совпадают. В то же время величина $\Delta f_{\text{п},\text{з}}$ должна иметь одинаковую величину с обеих сторон. Жесткости $c_\text{п}$ и $c_\text{з}$, соответственно переднего и заднего стабилизаторов выражены для упрощения будут отнесены только к передней колее $t_\text{п}$. Поэтому в левой части уравнения появляется $q_1 = t_\text{п}/t_\text{з}$. В зависимости от желаемой управляемости автомобиля полученную в результате расчета сумму $c_\text{ш} + \dot{q}_0^2 c_\text{ш}$ следует теперь распределить между передней и задней осями.

В расчет жесткости стабилизатора $c_\text{з}$ входят (кроме $c_\text{ш}$ или $c_{\text{ш}\,k}$) также передаточное отношение $i_\text{р}$ от колеса к точке крепления стабилизатора (см. п. 2.1.7) и жесткость резиновых шарниров. Чем больше могут быть деформированы эти шарниры, тем меньше перемещение концов стабилизатора, что, в свою очередь, уменьшает силу и приведенную к колесу жесткость $c_\text{р}$. Измерения показали, что каждый шарнир уменьшает жесткость подвески примерно на 7 %, т. е. для легкового автомобиля, имеющего с каждой стороны, как минимум, по восемь эластичных шарнира, следует рассчитывать не более чем на 86 % жесткости. Этот случай имеет место, когда стабилизатор типа I соединяет с двумя рычагами (см. рис. 2.128) или когда стабилизатор типа Z, шарнирно соединенный в точках H через точки F, участвует в выполнении функций направляющего устройства (см. рис. 2.130). Другие опоры (например, серьги, позволяющие боковое перемещение, см. рис. 2.129) повышают податливость системы. При расчете это влияние отражают с помощью коэффициента $b_\text{р}$, учитывающего число резиновых шарниров с каждой стороны и их эластичность:

Число шарниров	$b_\text{р}$
По одному в точке H	0,90
По одному в точках H и F	0,86
По одному в точке H и по два в точке F	0,82
По два в точке H при практически жестких опорах в точке F	0,82
По два в точке H и по одному в точке F	0,78

Уравнение для определения $c_\text{ш}$ будет иметь вид

$$c_\text{ш} = i_\text{р}^2 c_\text{р}/b_\text{р},$$

где индекс О обозначает железную жесткость, а появляющийся впоследствии индекс 1 — действительную. Передаточное отношение $i_\text{р}$ для стабилизатора типа Z с шарнирно закрепленной центральной частью следует определять в соответствии с п. 2.1.7 или рис. 2.129, исходя из предпосылки, что оба угла отклонения ξ и σ равны нулю. При наклонном положении тяг возникают боковые силы, которые уменьшают эффективность и увеличивают нагрузки. Передаточное отношение для стабилизатора типа I при независимой подвеске определяется соотношением плеч r и $l_\text{к}$ (см. рис. 2.128):

$$i_\text{к} = r/l_\text{к}.$$

Для неразрезной оси дополнительно учитывается разница между колей $t_\text{к}$ и расстоянием между рычагами a_0, с которыми соединяется стабилизатор (рис. 2.132, см. также рис. 2.27):

$$i_{\text{ш}\,0} = l_\text{р} t_\text{к} = t_\text{к} r/(a_0 l_\text{к}).$$

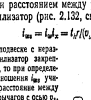


Рис. 2.132. Если в подвеске с неразрезной балкой стабилизатор закреплен на двух рычагах, то при определении передаточного отношения $i_{\text{ш}\,0}$ учитываются колея $t_\text{к}$, расстояние между точками соединения рычагов с осью a_0, длина рычагов r и расстояние между точками закрепления $l_\text{р}$. Для приведенного на рис. 2.27 соединения конца стабилизатора с самой осью передаточное отношение $i_{\text{ш}\,0} = i_\text{р}/a_0$. Стабилизатор имеет жесткость $c_\text{ш} = c_\text{р}/b_\text{р}$, где $i_\text{р} = r/l_\text{р}$ (см. рис. 2.27), $b_\text{р} = 0{,}86$

Это учреждение однозначно показывает, что чем больше на оси могут быть разнесены рычаги (большая величина e_k) и чем дальше находятся одна от другой точки крепления F и H, тем меньше будут передаточное отношение и силы в обеих тягах.

Деформация резиновых элементов уменьшается, благодаря чему возрастает эффективность стабилизатора. К этому добавляется возможность применить стабилизатор меньшего диаметра и, следовательно, снизить его стоимость. Что касается особенностей монтажа, то нагруженный на кручение центральный участок стабилизатора должен располагаться либо в районе элементов поперечной жесткости кузова, либо в зоне шарниров рычагов. При ином расположении стабилизатор будет дополнительно нагружен на изгиб, и напряжения в нем возрастут.

Если известна жесткость стабилизатора $c_{ст}$, то можно рассчитать диаметр $d_ч$ круглого стержня, необходимого для его изготовления.

2.5.3. Расчет стабилизаторов типа I

В большинстве случаев невозможно изготовить боковые и центральный участки стабилизатора совершенно прямыми. Как правило, для установки стабилизаторов на шасси необходимо изгнуть их в некоторых местах, чтобы исключить касание стабилизаторов деталями подвески при ее работе или повороте колес. Оценить влияние этих изогнутых участков расчетным путем сложно и поэтому при расчете исходят из эквивалентной длины, которую центральный и боковые участки стабилизатора имели бы при отсутствии изгибов (рис. 2.133, см. также рис. 2.136—2.139). Исследования показали, что ошибка при таком допущении не превышает ±5 % и, следовательно, лежит в пределах обычно принятых допусков. Отклонения жесткости стабилизатора от заданной величины практически нещутимы в процессе езды, тогда как различная жесткость пружин подвески левого и правого колес ведет к перекосу кузова и к разнице в углах развала колес (см. п. 2.4.7 и [21, рис. 4.5/3]).

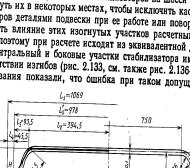


Рис. 2.133. Передний стабилизатор модели «Фольксваген-1200/1300» соединен с нижними рычагами подвески на двух продольных рычагах в точках F и H [21, рис. 3.71]. Жирной линией показан профиль стабилизатора, принимаемый при расчете. Материал — стальной пруток Ст35Ж, $\sigma_в$ = 1100 ... 1300 МПа. Поверхность стабилизатора подвергнута дробеструйной обработке, нагружена и окрашена. Жесткость стабилизатора $c_{ст}$ = 112 Н/мм

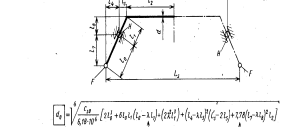


Рис. 2.134. Уравнения, необходимые для расчета диаметра стержня $d_ч$ и соответствующие стандартные размеры диаметров заготовок по ДИН 2077 «Стальные пружинные круглые катанные»: $d_ч$ = 7 ... 21 мм (с шагом 1 мм и одном промежуточным размером 12,5 мм); 22,5; 24; 25; 26 ... 42 (с шагом 2 мм); 45, 48, 50 мм (Все величины в кгс и см; E = 2,1·10⁶ кгс/см²)

Рис. 2.134 приведена схема расчета, необходимого для определения диаметра стержня $d_ч$ в зависимости как от заданной жесткости $c_{ст}$, так и от расстояний l_1, l_2, l_3, l_4, l_5, l_7, l_8, l_9, l_{10} и l_{12}.

На приведенном на рис. 2.133 виде сверху отрезок l_4 представляет собой расстояние от центра стабилизатора до наружного края изгиба. Остальные отрезки есть расстояния от точек крепления F и H до места изгиба. На рис. 2.133 приведен стабилизатор, который используется в независимой передней подвеске на сдвоенных продольных рычагах модели «Фольксваген-Жук» [21, рис. 3.71]. Этот стабилизатор имеет относительно небольшое расстояние между точками крепления l_6 = 71 мм. Если бы боковые участки стабилизатора не были развернуты наружу, а шли бы параллельно, то $L_4 = L_3$, $\lambda = 0$, $l_6 = l_5$, и уравнение, приведенное на рис. 2.134, значительно упростилось бы:

$$d_ч = \sqrt[4]{\left[c_{ст}\pi^2/(3{,}09 \cdot 10^5)\right]\left[l_6 + 3l_4 + (3{,}89 l_6)\right]}.$$

В большинстве случаев в результате расчета мы получаем число (например, $d_ч$ = 1,83 см = 18,3 мм), расположенное в интервале между двумя круглыми значениями (в данном случае между 18 и

19). Поскольку стабилизаторы значительно меньше пружин подвержены нагрузкам, имеющим длительный характер, для их изготовления, как правило, может быть использован катаный стержень из пружинной стали по ДИН 2077. Этот стержень (см. рис. 2.134) изготовляется только с диаметрами d_1, выражаемыми круглыми числами. Следовательно, надлежит выбрать стержень большего или меньшего диаметра. Применение стержней с промежуточными диаметрами из недостаточно больших объемов производства приведет к увеличению себестоимости стабилизатора.

Катаная заготовка хотя и обеспечивает снижение себестоимости, но ее недостатком является чувствительность к концентраторам напряжений. Этот недостаток в значительной мере можно устранить с помощью дробеструйной обработки, если дробь заменить рубленой проволокой. Если нагрузки являются высокими и этой меры недостаточно, то необходимо прошлифовать поверхность. Дополнительным достоинством в этом случае является возможность применения более узких полей допусков. Диаметр d_1 стержня при этом может быть на 0,5 мм меньше обычного размера, что необходимо для полного удаления наружного уплотненного слоя, образовавшегося при прокатке. В табл. 2.6 приведены допустимые отклонения размеров стержней для катаной и шлифованной поверхности, которые должны быть указаны на чертеже. Допуски на заданный диаметр d_1 входят в выражение для жесткости $c_{\text{кр}}$ стабилизатора в четвертой степени (рис. 2.135) и, кроме того, определяют возможные изменения жесткости применяемого стержня. Эти изменения, при сохранении образовавшегося при прокатке поверхностного слоя, составляют не меньше ±4 %, а для неблагоприятных случаев — даже ±11 %.

Для проектирования и завершение работы расчета на прочность необходимо дополнительно знать наибольшие углы скатия f_1 и отбоя f_2 подвески колес. Учитывая передаточное отношение $i_{\text{к}}$ и коэффициент b_0, следует определить перемещение концов стабилизатора

$$l_{\text{к}} = (l_{\text{к}} + l_0)\, b_0 / (2 i_{\text{к}}).$$

На эту величину будет закручен стабилизатор при крайнем верхнем положении одного из колес и крайнем нижнем положении другого. Это хотя и возможный, но редкий случай нагружения. Максимально возможная сила рассчитывается с использованием этого перемещения и фактической жесткости $c_{\text{кл}}$, которая имеет место при окончательном диаметре d_1 стержня:

$$E_{\max} = l_{\text{к}} c_{\text{кл}},$$

где $c_{\text{кл}} = c_{\text{кр}} \cdot [d_1/d_0]^4$.

Таблица 2.6

Диаметр стержня d_1, мм	Допуск, мм, при поверхности стержня	
	катаной	шлифованной
7—10	±0,2	±0,05
10—20	±0,2	±0,08
20—28	±0,3	±0,10
28—50	±0,4	±0,15

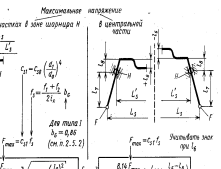


Рис. 2.135. Уравнения, необходимые для расчета максимальных напряжений в стабилизаторе типа 1 (Все величины в кгс и см)

Наибольшие напряжения для стабилизатора типа 1 возникают в боковых участках стабилизаторов в районе точек H. Уравнение, которым следует воспользоваться для расчета напряжений $\sigma_{\text{кл}}$, приведено на рис. 2.135 слева. При этом учтено повышение напряжений, которое имеет место при изгибе боковых участков наружу. Выражение, стоящее под знаком корня, указывает на то, что чем больше величина отклонения $l_{\text{к}}$, тем выше напряжения. С другой стороны, изменение стоящего в знаменателе диаметра d_1 практически не оказывает влияния на величину $\sigma_{\text{кл}}$. Увеличение d_1 приведет к соответствующему увеличению $c_{\text{к}}$ и, следовательно, к повышению стоящей в числителе силы $E_{\max}$. Соотношение напряжений $\sigma_{\text{кл}} \leq 1{,}61$ представляет собой эмпирический коэффициент для пружинных сталей (см. п. 2.3.4).

Следует проверить на прочность и центральную часть стабилизатора (рис. 2.135, справа). Для этого участка величина напряжений $\sigma_{\text{кл}}$ при параллельных концевых участках ($k = 0$) зависит только от расстояния l_1 между точками H и F. Если концевые участки стабилизатора развернуты на некоторый угол, то будут иметь значение характер и величина изгиба центрального участка. В расчет с учетом знака входит величина $\pm l_{\text{к}}$, т. е. прогиб центрального участка в направлении к концам стабилизатора ($+l_{\text{к}}$) может вызывать увеличение напряжений. Наличие на центральном участке прогиба в направлении от концов стабилизатора в принципе влечет за собой уменьшение напряжений ($-(l_{\text{к}} + l_0)$).

По большему из напряжений $\sigma_{\text{н}}$ или $\sigma_{\text{в}}$ выбирают соответствующую пружинную сталь. При этом следует учитывать, что возникающие в стабилизаторе максимальные напряжения будут меньшими, чем те, которые материал может выдержать при кратковременных нагрузках, или, в крайнем случае, равными им. Принятая обычный запас прочности $n = 1{,}2$, получаем условия расчета:

$$\sigma_{\text{н1}} \leqslant \sigma_{\text{э.пов}}; \quad \sigma_{\text{э.пов}} \approx 1{,}2\sigma_{\text{н}}/\nu = \sigma_{\text{э}}.$$

В табл. 2.4 пружинные стали расположены в соответствии с их стоимостью. С учетом этого экономически наиболее подходящей для стабилизаторов является сталь Ск55V. Самой дорогой является сталь 51СrМоV4V. Однако определяющим при выборе стали будет предел текучести $\sigma_{\text{т}}$ или, говоря точнее, коэффициент $\gamma = \sigma_{\text{э}}/\sigma_{\text{т}} \cdot 100)$, выраженный в %, который для пружинных сталей высокий ($\gamma > 90$ %). Чем ниже возникающие напряжения, тем более дешевая сталь может быть использована для стабилизатора.

Однако себестоимость стабилизатора в значительной мере зависит от требуемой заготовки, т. е. от ее диаметра, длины и характера поверхности. Уравнения, приведенные на рис. 2.134 и 2.135, могут привести к ошибочному мнению, что как диаметр $d_{\text{э}}$ стержня, так и максимальные напряжения $\sigma_{\text{н}}$ и $\sigma_{\text{в}}$ зависят главным образом от расстояния между шарнирами (т. е. от длины отрезков $l_{\text{в}}$ и $l_{\text{г}}$). Однако это справедливо лишь частично, поскольку $l_{\text{в}}$ входит также в уравнение для определения передаточного отношения, причем во второй степени. После подстановки в уравнение отдельных значений (например, в упрощенное уравнение, где $\lambda = 0$) величина $l_{\text{в}}^2$ сокращается и $l_{\text{в}}$ (в см) остается в скобках в первой степени:

$$\sigma_{\text{н0}} = (\sigma_{\text{э}}/b_{\text{э}})\frac{d_{\text{э}}}{\sigma_{\text{вн}}} = (\sigma_{\text{э}}/b_{\text{э}})\,(l_{\text{в}}^2/l_{\text{г}}^2);$$

$$d_{\text{э}} = \sqrt[4]{(\sigma_{\text{э}}^2 b^2/(b_{\text{э}}\sigma_{\text{вн}}^2))}\,[l_{\text{в}}^2/(3.09 \cdot 10^5)]\,(l_{\text{в}} + 3l_{\text{г}} + 3{,}89l_{\text{э}}).$$

Небольшой диаметр стержня и, следовательно, экономически целесообразное решение по стабилизатору могут быть получены за счет следующих мер:

1) не слишком высокая жесткость стабилизатора (на колесе);
2) короткий концевой участок r;
3) большая, по сравнению с колеей, база закрепления $\sigma_{\text{г}}$;
4) небольшая длина всех отрезков;
5) отказ от загиба концевых участков и прогибов в центральной части;
6) возможно более жесткие опорные элементы.

П.3 и 4 являются противоречивыми: увеличение базы $\sigma_{\text{г}}$ влечет за собой удлинение центральной части (отрезок $l_{\text{э}}$) и наоборот. За счет применения различных, взаимопринятых сочетаний размеров можно легко рассчитать экономически целесообразный вариант стабилизатора.

Величины $l_{\text{в}}$ или $l_{\text{г}}$ также практически не оказывают влияния на максимальные напряжения. В числителе уравнения, приведенного на рис. 2.135, имеем силу $F_{\text{шин}}$, которая в свою очередь является функцией $c_{\text{ш}}$ или $c_{\text{п}}$ и $f_{\text{г}}$. В обр параметра входит передаточное отношение $i_{\text{э}}$, в одном случае в квадрате и в выражение для $f_{\text{г}}$ в первой степени. После подстановки в выражение для $\sigma_{\text{н}}$ стоящая перед корнем величина $l_{\text{в}}$ сокращается:

$$\sigma_{\text{н1}} = [10{,}2c_{\text{э}}\,(l_1 + l_{\text{в}})\,l_{\text{э}}/(d^2 2r_{\text{э}}l_{\text{в}})]\,l_{\text{в}}\sqrt{1 + 0{,}65\,(l_{\text{в}}/l_{\text{э}})^2}.$$

Поскольку $l_1 \approx l_{\text{э}}$, аналогичные соображения справедливы и для $\sigma_{\text{н2}}$.

2.5.4. Расчет стабилизаторов типа 2

Стабилизаторы типа 2 (см. рис. 2.129) шарнирно крепятся в центральной части с помощью опор, расположенных на расстоянии L_1 одна от другой. Концы стабилизаторов непосредственно или через систему штанг соединены с подвеской. Стабилизаторы этого типа, как правило, имеют сложную форму, что объясняется условиями их монтажа. Если стабилизаторы применены на передней оси, то необходимо обеспечить свободное перемещение вверх и вниз до упоров колес с цепями противоскольжения (рис. 2.136). При этом центральная часть стабилизатора не должна касаться поддона двигателя или надрамника (рис. 2.137). При установке стабилизаторов в подвеске задней оси автомобилей с классической компоновкой требуется специальный изгиб центральной части

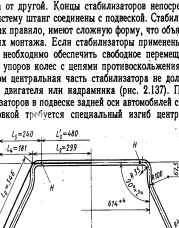


Рис. 2.136. Стабилизатор передней подвески одной из моделей фирмы «Ауто-Юнион». Чтобы предотвратить задевание стабилизатора колесами при повороте, концевые участки стабилизатора загнуты вверху. Жирной линией показана схема эквивалентной системы для расчета жесткости стабилизатора. Материал стабилизатора — сталь СкSiV с Cr. $c_{\text{э}}$ = 1000 ... 1200 МПа. Поверхность подвергнута дробеструйному наклепу и смазана маслом. Жесткость стабилизатора $c_{\text{п1}}$ = 29,9 Н/мм

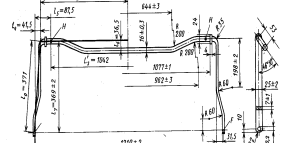
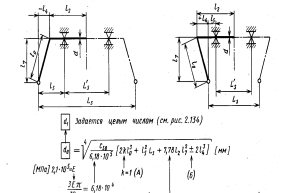


Рис. 2.137. Стабилизатор передней подвески автомобилей моделей 200—280 фирмы «Дайм-лер-Бенц». Изгиб центральной части необходим для того, чтобы разместить подрон двигателя. Жирной линией показана схема эквивалентной системы для расчета жесткости стабилизатора. Материал — сталь 60 SiCr7V, σ_B = 150 ... 1550 МПа. Поверхность стабилизатора подвергнута дробеструйному наклепу, загрунтована и окрашена черной эмалью горячей сушки. Жесткость стабилизатора c_B = 120 Н/мм

для прохода карданного вала (рис. 2.138). Иногда прогиб центральной части стабилизатора вызывается необходимостью обойти низко расположенный и сильно сдвинутый вперед топливный бак (рис. 2.139). Увеличение числа изогнутых зон не только усложняет расчет, но и увеличивает разницу между расчетными величинами (при прямых участках) и параметрами, которые будут получены путем замера на готовом стабилизаторе. При большом числе изогнутых участков разность может достигать ±7 %. Экспериментально устраивать изогнутые концевые участки (см. рис. 2.143) уменьшают жесткость стабилизатора. Аналогичный

Рис. 2.138. Стабилизатор подвески задней оси модели «Кадетт-Е» фирмы «Опель». Концевые участки загнуты внутрь, что позволяет разнести в стороны опоры М. В середине центрального участка имеется изгиб, который предотвращает касание дышла, являющегося направляющим элементом оси. Схему подвески см. [21, рис. 2.2/15]. Материал стабилизатора — сталь 65Si7V, σ_B = 1350 ... 1550 МПа. Жесткость стабилизатора c_B = 22,2 Н/мм

Рис. 2.139. Стабилизатор задней подвески автомобилей моделей 200—280Е фирмы «Дайм-лер-Бенц». Центральный участок изогнут в связи с размещением топливного бака. Для увеличения сопротивления концевых участков изгибу они имеют прямоугольное сечение (см. вид сбоку). Жирной линией показана схема эквивалентной системы для расчета жесткости стабилизатора. Материал стабилизатора — сталь 65Si7V, σ_B = 1350 ... 1550 МПа. Поверхность подвергнуты дробеструйному наклепу, загрунтована и окрашена черной эмалью горячей сушки. Жесткость стабилизатора c_B = 0 Н/мм



Задается целым числом (см. рис. 2.136)

$$d = \sqrt[4]{\frac{c_B}{G \cdot 10^{-3}}\left[2l_1^3 + l_2^3 + 3l_3 + \frac{1}{2}l_4^3\right]} \text{ (мм)}$$

[МПа] $2,1 \cdot 10^5 c_B$ $\quad k = f(d)$ $\quad (6)$

$$k = \frac{3\pi d^4}{16 b^3 t^2} \text{ (Н)} \qquad 7,10 = \frac{3E}{G} \qquad \frac{E}{G} = 2,6 \cdot 10^4 \text{ [МПа]}$$

$k = f(\Gamma)$

Рис. 2.140. Уравнения, применяемые при расчете диаметра стержня для стабилизатора типа 2:

А — стабилизатор, имеющий U-образную форму и изготовленный из круглого прутка постоянного диаметра; **Б** — знак «+», когда концевые участки загнуты внутрь (на рисунке справа) и знак «−», когда концевые участки отогнуты наружу (на рисунке слева); **В** — стабилизатор U-образной формы с концевыми участками прямоугольного сечения, аналогичными показанным на рис. 2.137 и в [21, рис. 2.10/6]; **Г** — особый случай сборного стабилизатора с жесткими концевыми участками и круглым торсионом в центре (Все величины в мм и см)

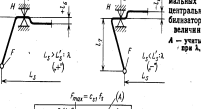


Рис. 2.141. Расчет максимальных напряжений в центральном участке стабилизатора типа 2 (Все величины в кгс и см)

А — учитывать знак как при L_1, так и при L_2

эффект оказывает и выгиб центральной части в сторону концевых участков (+l_1, см. рис. 2.141).

Оба эти фактора не учитываются при определении диаметра стержня d_1. На рис. 2.140 приведено необходимое в этом случае уравнение, а на рис. 2.136—2.139 показаны методы определения отрезков l_0, l_1, l_2, l_3 и l_4 без учета изгибов. Применяемый при расчете поправочный коэффициент k на всех участках круглого сечения равен единице. В случае, если концевые участки расплющены, благодаря чему их жесткость под воздействием изгибающих нагрузок возрастает (см. рис. 2.139), то k будет меньше единицы. При использовании сборных торсионов $k=0$. Такой торсион соответствует типу 3 и состоит собственно из круглого торсиона, на обоих концах которого закреплены жесткие рычаги. Знак перед стоящим в конце произведением $2l_4'$ учитывает определяемое расчетом влияние положения рычага. Загнутые внутрь концы уменьшают жесткость c_0 и требуют поэтому несколько более толстого стержня (знак плюс). Загнутые наружу концы, напротив, повышают жесткость n, следовательно, обусловливают уменьшение диаметра (знак минус).

Так же как и для типа 1, после расчета диаметра d_0 следует выбрать стандартный диаметр d_1, определяемый целым числом. Необходимые размеры приведены на рис. 2.134.

Прочностной расчет стабилизаторов типа 2 предусматривает поверочный расчет трех элементов.

1. Середина центрального участка (рис. 2.141). В этом участке напряжения σ_{H} будут тем больше, чем больше отогнуты наружу концевые участки ($L_1 > L_1'$, на рисунке слева).

2. Напряжения в центральном участке в зоне шарниров H (рис. 2.142). Сказанное выше справедливо и для напряжений σ_{H} в точках H: чем больше длина отрезка l_1 = 0,5 ($L_1 - L_1'$), тем выше напряжения.

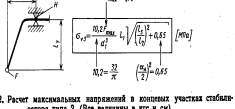


Рис. 2.142. Расчет максимальных напряжений в концевых участках стабилизатора типа 2 (Все величины в кгс и см)

3. Изгибы на переходе от центрального к концевым участкам (рис. 2.143). Хотя, как правило, возникающие на этом участке напряжения ниже, чем в центральном участке, но поломки в результате усталостных напряжений чаще всего происходят именно в этом месте. Чем больше радиус R, определяемый средней линией стабилизатора, тем более высокими будут напряжения.

В качестве влияющего параметра в расчетное выражение с учетом знака входит отрезок ±l_4. После определения отношений $\rho = R/l_4$ и $q = l_4/l_3$ следует по рис. 2.144 определить коэффициент K_M. Чем меньше отогнуты наружу концы торсиона (+l_4), тем меньше величина K_M, а следовательно, и напряжения.

По наибольшему из трех напряжений тепрешь следовало бы по табл. 2.4 выбрать (так же как для типа 1) марку стали, которая должна удовлетворять следующему требованию:

$$\sigma_{b\,доп} = 1,2\sigma_b/\nu \geq \sigma_{\text{эл}}\,\text{в}_{\text{ст}}.$$

Стабилизатор типа 2 (так же как и типа 1) будет тем более экономичным, чем меньше материала требуется для его изготовления и чем более дешевый материал может быть использован. Уравнения, приведенные на рис. 2.140—2.143 показывают, что диаметр стержня зависит от ряда параметров, на которые можно влиять. Изменяя эти показатели, можно уменьшить диаметр стабилизатора и, следовательно, снизить себестоимость его изготовления. По этому поводу необходимо отметить следующее.

1. Жесткость $c_{\text{ст}}$ зависит по величине от передаточного отношения $i_{\text{ст}}$, т. е. стабилизатор должен быть закреплен по возможности ближе к колесу. В этом случае длина отрезка a остается ма-

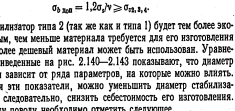


Рис. 2.143. Расчет максимальных напряжений в изогнутой переходной зоне от центрального участка к концевым для стабилизаторов типа 2

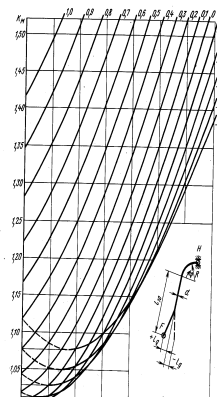


Рис. 2.144. Кривые для определения коэффициента $K_{кр}$, который учитывает при расчете напряжений в стабилизаторах типа 2. Радиус R измеряют до оси изогнутого участка: $p = R/l_{кр}$; $q = l_3/l_{кр}$

лой по сравнению с длиной отрезка b (или a_2 по сравнению с l_4) и величина i_x близка к единице (см. рис. 2.129 и 2.132).

2. Для более полного использования материала целесообразно при применении стабилизаторов типа 2 иметь как можно меньшую длину отрезков l_0 или l_1. При этом получаем более тонкий стержень, но со слегка повышенными напряжениями $\sigma_{ст}$.

3. Зоны шарниров H должны быть по возможности смещены наружу для уменьшения величины l_4.

4. На себестоимость и величину напряжений благоприятно влияет также небольшое число изгибов и малый радиус R перехода от центрального участка к концевым.

2.5.5. Пример расчета. Тип 1

Проведем расчет стабилизатора, приведенного на рис. 2.145 и используемого в подвеске задних колес модели «Рено-6» (см. рис. 2.41) по следующим параметрам: $c_{ш} = 4{,}0$ Н/мм; $l_1 = 14{,}4$ см; $r = 35$ см; $l_2 = 45{,}5$ см; $l_3 = 14{,}3$ см (см. рис. 2.40); $l_4 = 6$ см; $l_5 = 6$ см; $L_1 = L_2 = 91$ см.

Передаточное отношение i_x, необходимое для определения жесткости стабилизатора,

$$i_x = r/l_4 = 35/6 = 5{,}84.$$

Учитывая коэффициент $b_d = 0{,}86$, а также наличие с каждой стороны двух упругих шарниров, получаем

$$c_{ш} = i_x^2 c_ш/b_d = 5{,}84^2 \cdot 40/0{,}86 = 158{,}4 \text{ Н/мм}.$$

Поскольку для этого стабилизатора $L_1 = L_1$, может быть использовано упрощенное выражение

$$d_0 = \sqrt[4]{c_{ш} l_4^2 (l_0 + 3l_1 + 3{,}89 l_3)/(3{,}09 \cdot 10^5)} =$$
$$= \sqrt[4]{158{,}4 \cdot 36 \cdot (6 + 3 \cdot 6 + 3{,}89 \cdot 45{,}5)/(3{,}09 \cdot 10^5)} = 1{,}39 \text{ см} = 13{,}9 \text{ мм}.$$

Следует использовать катаную пружинную сталь, которая, в соответствии с рис. 2.134, может быть получена с диаметром 14 мм. В соответствии с табл. 2.6, допуск составляет $\pm 0{,}2$ мм, поэтому для продолжения расчета следует использовать диаметр $d_1 = 14 \pm \pm 0{,}2$ мм.

Установленный на автомобиле стабилизатор также имеет диаметр 14 мм, что подтверждает правильность расчета. Определяем жесткость стабилизатора

$$c_{ст} = c_{ст}(d_1/d_0)^4 = 158{,}4\,(1{,}4/1{,}39)^4 = 163 \text{ Н/мм}.$$

Напряжения в концевых участках в зоне шарниров H

$$\sigma_{H1} = (10{,}2F_{max}/d_1^3)\, l_3 \sqrt{1 \pm 0{,}65\,(l_4/l_3)^2}\,.$$

Поскольку $l_4 = 0$, уравнение упрощается:

$$\sigma_{H1} = (10{,}2F_{max}/d_1^3)\, l_3.$$

Рис. 2.145. Выполненный в масштабе эскиз стабилизатора типа 1, который крепится к продольным рычагам задней подвески модели «Рено-6»:
$l_4 = l_5/6 = 455$ мм; $l_3 = L_1' = 910$ мм

Для расчета рессоры

$$f_к = (l_1 + l_3)\, b_0/(2i_л) = (14{,}3 + 14{,}4)\,0{,}86/(2\cdot 5{,}84) = 2{,}16 \text{ см}.$$

Откуда

$$F_{max} = c_{ш} f_к = 163\cdot 2{,}16 = 3520 \text{ Н};$$

$$\sigma_{ш} = 10{,}2\cdot 3520\cdot 6/1{,}4^3 = 785 \text{ МПа}.$$

Напряжения в центральном участке

$$\sigma_{ш2} = [8{,}14 F_{max} l_0/d_ш^3]\,(1 + \lambda[(l_6 - l_4)/l_3]).$$

Поскольку для стабилизатора $L_4 = L'_4$, то $l_7 = l_6$ и $\lambda = 0$;

$$\sigma_{ш2} = 8{,}14 F_{max} l_0/d_ш^3 = 8{,}14\cdot 3520\cdot 6/1{,}4^3 = 626 \text{ МПа}.$$

Сравнительно большой общий ход подвески ($f_д = 287$ мм) приводит к возникновению в стабилизаторе высоких напряжений, если сравнить их с напряжениями в рассчитанном ниже стабилизаторе автомобиля модели «Кадетъ. Ход задней подвески этой модели, выпускаемой фирмой «Опель», составляет всего 181 мм. По большему из двух напряжений, т. е. в данном случае по $\sigma_{ш1}$, определяем материал и его прочностные свойства:

$$\sigma_{ш1} < \sigma_{т\,доп} = 1{,}2\sigma_{т}/v;$$

$$\sigma_{ш} \geqslant \sigma_{т2}/v\,1{,}2 = 785\cdot 1{,}2/1{,}2 \geqslant 785 \text{ МПа}.$$

В качестве пружинной стали в соответствии с табл. 2.4 экономически наиболее целесообразно применение стали марки Сх53V + Cr группы прочности I с $\sigma_т = 950$ МПа. В связи с диаметром 14 мм необходима прискалка хрома. На чертеже должны быть указаны материал и временное сопротивление с допуском:

Сх53V + Cr; $\sigma_в = 1100 \ldots 1300$ МПа.

2.5.6. Пример расчета. Тип 2

Проведем расчет стабилизатора типа 2, применяемого на модели «Опель-Кадетт-В» и показанного на рис. 2.138.

По технической характеристике автомобиля известно: $c_{ш1} = 5{,}0$ Н/мм; $f_1 = 10{,}6$ см; $f_h = 127{,}4$ см; $f_4 = 7{,}5$ см; $v_в = 67$ см; $b_0 = 0{,}82$.

Коэффициент b_0 учитывает по два шарнира в пластинах, соединяющих концевые участки с осью, и по одному шарниру в точках H. Что касается самого стабилизатора, то на основании рис. 2.139 можно определить следующие размеры: $l_6 = 18{,}2$ см; $l_5 = 3{,}5$ см; $l_4 = 3{,}25$ см; $l_3 = 37{,}65$ см; $l_1 = 7{,}3$ см; $l_{10} = 10{,}75$ см; $l_4 = 4{,}15$ см; $l_7 = 17{,}7$ см; $R = 4{,}5$ см.

На чертеже радиус R относится к внутренней кромке, поэтому к указанному размеру 38 мм следует добавить $d/2 = 7$ мм. Необходимое для определения жесткости стабилизатора $c_{ш}$ передаточное отношение $i_ш$ определяем по уравнению (2.1.40):

$$i_ш = i_л/v_ш = 127{,}4/67 = 1{,}904.$$

Откуда

$$c_{ш} = c_{ш1} i_ш^2 = 5\cdot 3{,}62/0{,}82 = 22{,}2 \text{ Н/мм}.$$

Диаметр стержня определяем по рис. 2.140 при $k = 1$ и знаке плюс перед произведением $2l_6'$:

$$d_6 = \sqrt[4]{c_{ш}\,[2l_6'^3 + l_6'l_{10} + 7{,}78 l_6^3 \pm 2l_6'^2]/(6{,}18\cdot 10^5)} =$$

$$= \sqrt[4]{22{,}2\,[(2\cdot 1{,}18{,}2^3) + (3{,}5\cdot 67) + (7{,}78\cdot 37{,}65 + 17{,}7^3) +}$$

$$+ (2\cdot 4{,}15^3)]/(6{,}18\cdot 10^5)} = 1{,}39 \text{ см} = 13{,}9 \text{ мм}.$$

Полученный расчетом диаметр d_6 следует округлить до стандартного размера и в соответствии с рис. 2.134 и табл. 2.6, с учетом использования катаной заготовки выбираем $d_6 = 14 \pm 0{,}2$ мм.

Теперь уточняем жесткость стабилизатора

$$c_{ш1} = c_{ш}(d_6/d_ш)^4 = 22{,}2\,(1{,}4/1{,}39)^4 = 22{,}8 \text{ Н/мм}.$$

Учитывая допуск на диаметр, получаем следующие максимальные и минимальные значения жесткости стабилизатора:

$$c_{ш max} = (d_{max}/d_ш)^4 c_{ш1} = (1{,}42/1{,}4)^4\cdot 22{,}8 = 24{,}1 \text{ Н/мм};$$

$$c_{ш min} = (d_{min}/d_ш)^4 c_{ш1} = (1{,}38/1{,}4)^4\cdot 22{,}8 = 21{,}5 \text{ Н/мм},$$

т. е. $c_{ш1} = 22{,}8 \pm 1{,}3$ Н/мм, что означает $100 \pm 5{,}7$ %.

Напряжения в середине центральной части стабилизатора:

$$\sigma_{ш3} = 8{,}14 F_{max} l_0/[d_ш^3\,(1 \pm \lambda l_6/l_3)];$$

$$\lambda = (L_4/L'_4) - 1 = (67/60) - 1 = 1{,}115 - 1 = 0{,}115;$$

$$f_4 = (l_1 + l_3)\, b_0/(2i_л) = (10{,}6 + 7{,}5)\cdot 0{,}82/(2\cdot 1{,}904) = 3{,}9 \text{ см};$$

$$F_{max} = c_{ш1} f_4 = 22{,}8\cdot 3{,}9 = 887 \text{ Н};$$

$$\sigma_{ш3} = 8{,}14\cdot 887\cdot 17{,}7\,[1 + (0{,}115\cdot 7{,}3/17{,}7)]/1{,}4^3 = 503 \text{ МПа}.$$

Напряжения $\sigma_{ш3}$ в шарнирах H центральной части стабилизатора определяем по уравнению

$$\sigma_{ш3} = 10{,}2 F_{max} l_0 \sqrt{(l_6/l_3)^2 + 0{,}65}\,/d_ш^3 =$$

$$= 10{,}2\cdot 887\cdot 17{,}7\sqrt{(3{,}5/17{,}7)^2 + 0{,}65}/1{,}4^3 = 486 \text{ МПа}.$$

В изгибе на переходе от центрального участка к концевым возникают следующие напряжения:

$$\sigma_{ш4} = 10{,}2 F_{max} l_0 K_ш/d_ш^3,$$

где $K_ш = f(p, q)$; $p = R/l_{10} = 4{,}5/10{,}75 = 0{,}418$; $q = l_9/l_{10} = 3{,}25/10{,}75 = 0{,}302$.

Таблица 2.7

Модель	Год выпуска	Жесткость передней подвески, Н/см			Жесткость задней подвески, Н/см			Высота автомобиля при полной нагрузке, мм	Распределение нагрузки, %		Подвески примененные на грузовом транспорте	
		РТР + ОП + ЖС	ЖС c_{3p}	ОП c_{3n}	РТР + ОП + ЖС	ОП c_{3n}	ЖС c_{3p}		передняя	задняя	передняя	задняя
Классическая компоновка:												
Форд-Гранада-2300	1974	26,0	13,0	13,0	18,0	18,0	—	73	155	53	47	3,4/4 [21]	3,10/6 [21]
БМВ Турин-2000	1973	25,0	19,5	5,5	18,8	17,3	1,5	90	130	52	48	3,5/1 [21]	3,10/6 [21]
Даймлер-Бенц-200	1974	36,5	15,0	21,5	22,2	18,0	4,2	95	115	52	48	3,4/6 [21]	3,10/6 [21]
Задне расположение двигателя:												
Фольксваген-1303	1973	17,2	9,0	8,2	17,8	17,8	—	80	100	43	57	—	3,10/11 [21]
Фольксваген-1303 *	1974	15,9	8,5	7,4	17,8	17,8	—	65	100	43	57	8,2/12 [22]	3,10/11 [21]
Передний привод:												
Ситроен-Ами-Супер	1974	25,4	19,0	6,4	14,3	10,1	4,2	0	0	59	41	3,3/5 [21]	3,9/5 [21]
Рено-5	1972	12,1	10,0	2,1	13,1	13,1	—	0	0	58	42	3,4/10 [21]	7,2/76 [22]
Рено-6	1974	11,0	9,0	2,6	19,0	12,4	5,6	100	0	56	44	3,4/10 [21]	7,2/76 [22]
Фиат-127	1973	26,0	19,0	7,0	21,0	15,0	6,0	110	175	60	40	3,5/9 [21]	3,5/11 [21]

* — с задним антивибрационным устройством; РТР — вертикальная подвеска; ОП — вертикально-угловая подвеска; ЖС — жесткость антивибрационного устройства.

По рис. 2.144 определяем коэффициент $K_a = 1,36$ и, используя его, получаем

$$\sigma_{вн} = 10,2 \cdot 88,7 \cdot 10,75 \cdot 1,36/1,4^3 = 478 \text{ МПа}.$$

По большему из возникающих напряжений (в данном случае по $\sigma_{вп}$) определяем материал и его прочностные свойства:

$$\sigma_a \geq \sigma_{вп}/1,2 = 503 \cdot 1,2/1,2 \geq 503 \text{ МПа}.$$

В качестве пружинной стали, так же как и в примере 1, выбираем сталь Сх53V + Cr с $\sigma_a \geq 950$ МПа (см. табл. 2.4). Однако можно было бы использовать и более дешевую улучшаемую сталь, например Сх45V или Сх60V (см. табл. 1.2). На чертеже должны быть указаны материал и предел прочности при растяжении с указанием поля допуска (см. [4], п. 7.3.3):

$$Сх53V + Cr; \quad \sigma_a = 1100 \ldots 1300 \text{ МПа}.$$

С целью увеличить запас прочности или из соображений рационализации фирма «Опель» использует пружинную сталь 65S.7V с временным сопротивлением $\sigma_a = 1350 \ldots 1550$ МПа.

Приведенные на рис. 2.136 марку стали Сх67 + Cr, а также марку 65Sr7V, указанную на рис. 2.138 и 2.139, не следует применять для новых разработок. Высокое содержание углерода создает дополнительные трудности при термическом улучшении, а также увеличивает опасность обезуглероживания кромок.

2.5.7. Стабилизаторы и управляемость на поворотах

Крен кузова на повороте зависит от поперечно-угловой жесткости подвески, а также от высоты мгновенного центра крена передней и задней осей. На управляемость автомобиля — нейтральную, избыточную или недостаточную, — кроме того, оказывает влияние распределение массы автомобиля. В табл. 2.7 приведены эти параметры ряда моделей легковых автомобилей, имеющих независимую подвеску и передней, и задней осей. Наибольшие различия в данных, приведенных в табл. 2.1—2.3 объясняются обычными колебаниями размеров деталей в пределах полей допусков. Были исследованы различные автомобили одной модели. Как можно видеть из табл. 2.7, все модели имеют стабилизаторы в подвеске передних колес. В подвеске задних колес рада моделей стабилизаторы не используются. Исключение представляет модель «Фиат-127». В подвеске задней оси этой модели вертикальные силы воспринимает поперечная листовая рессора, закрепленная в двух точках (см. рис. 2.86—2.89 и [21, рис. 3.5/11]). Стабилизирующее действие этой рессоры, зависящее от расстояний e и l, указано в табл. 2.7 вместо жесткости стабилизатора c_{3n} (расчет приведен в п. 2.4.4).

Измерения проводились на двух весах фирмы «Бицерба», обеспечивающих точность 1 Н. Каждое колесо устанавливалось на отдельную платформу весов. Замер при вертикальном подрессоривании не сложен. Автомобиль поднимается и нагружается параллельно. Нагружение осуществлялось почти до двойной величины допустимой нагрузки на оси (коэффициент ударной нагрузки $k_2 = 2$, см. рис. 1.2). Замер при поперечно-угловом подрессоривании является более сложным. Нагрузка на ось $G_{v,h}$ должна в процессе всего замера оставаться постоянной. Это означает, что одновременно должно происходить увеличение нагрузки на одну сторону и уменьшение на другую. Увеличение показаний $+\Delta G$ одних весов должно точно равняться уменьшению показаний $-\Delta G$ других.

В табл. 2.8 приведены показатели ряда легковых автомобилей, оборудованных сзади неразрезной осью. Все эти модели имеют стабилизаторы и в передней, и в задней подвесках. В этой таблице введены три дополнительные колонки, что позволяет лучше показать разницу между вертикальным и поперечно-угловым подрессориванием, замеренным без стабилизатора. Как уже было показано на основе рис. 2.28 и 2.132, при неразрезной балке оси и поперечно-угловом подрессоривании в качестве передаточного отношения i_{wF} в расчет входит отношение t_h/v_F (колея к расстоянию между точками приложения нагрузок от пружин).

При наклоне кузова как продольные листовые рессоры, так и все опорные элементы, в которых закручиваются рычаги, воспринимают продольные силы и действуют при закрутке как стабилизаторы. Поэтому жесткость $c_{2w\,gem}$, полученная замером, всегда должна быть выше жесткости, рассчитанной по уравнению

$$c_{2w\,err} = c_{2h}/i_{wF}^2 = c_{2h}\,(v_F/t_h)^2.$$

Поэтому в табл. 2.8 приведены обе величины и коэффициент увеличения $B_g = c_{2w\,gem}/c_{2w\,err}$. Этот коэффициент показывает, в какой мере детали подвески увеличивают жесткость при поперечно-угловом подрессоривании. Тип и исполнение подвесок можно видеть на указанных в таблице рисунках. Если направляющими элементами являются продольные листовые рессоры, как на модели «Форд-Капри-73», то для их закрутки требуется определенный момент, что означает примерно на 15 % более жесткую подвеску при поперечно-угловом подрессоривании. Если к этому добавить две продольные тяги, приведенные на рис. 3.2.8а [21], которые на повороте обусловливают нагрузку всех направляющих элементов, то общее увеличение жесткости составит 30 ... 35 %, т. е. коэффициент увеличения должен быть не менее 1,3. Обычно в качестве направляющих элементов используют четыре продольные тяги и одну тягу Панара. Последняя при поперечно-угловом подрессоривании не играет никакой роли. Однако восемь втулок в шарнирах закрепления продольных тяг оказывает влияние на приведенный в табл. 2.8 коэффициент 1,05 ... 1,1. Исключение

Таблица 2.8

Модель	Год начала выпуска	Жесткость передней подвески на колесе, Н/мм			Жесткость задней подвески на колесо, Н/мм						Высота мгновенного центра крена *, мм		Распределение нагрузки на ось *, %		Подвеска, приведенная на рисунке	
		РП $c_{2v}+$ $+c_{3v}$	ОП c_{2v}	ЖС c_{3v}	РП $c_{2h}+$ $+c_{3h}$	ОП c_{2h}	РП $c_{2w\,err}$	РП $c_{2w\,gem}$	B_g	ЖС c_{3h}	впереди	сзади	переднюю	заднюю	передняя	задняя
Классическая компоновка:																
Форд-Таунус-600	1974	23,3	13,3	10,4	11,0	22,0	9,3	10,0	1,08	1,0	100	380	54	46	3.4/14 [21]	3.2/13 [21]
Форд-Капри-I-2600	1973	20,4	15,6	4,8	14,7	18,4	10,8	12,5	1,16	2,2	105	230	53	47	3.5/2 [21]	3.2/8а [21]
Опель-Рекорд II-1700	1974	26,6	13,5	13,1	23,6	19,5	9,8	10,1	1,03	13,5	25	270	52	48	3.4/14 [21]	1.57
Передний привод:																
Ауди-80	1974	23,9	13,0	10,9	20,0	17,0	10,0	—	—	10,0	50	215	61	39	8.3/6а [22]	—
Фольксваген-Пассат	1974	20,8	13,5	7,3	25,4	21,2	11,6	—	—	13,8	50	215	59	41	8.3/6а [22]	2.146
Рено-15ТС	1974	27,2	12,8	14,4	14,2	15,0	7,5	8,3	1,11	5,9	10	335	59	41	3.4/7а [21]	3.2/126 [21]

* В салоне автомобиля два человека.
ЖС — жесткость стабилизатора; ОП — вертикальное подрессоривание; РП — поперечно-угловое подрессоривание.

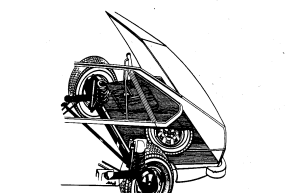


Рис. 2.146. Торсионная подвеска на продольных рычагах модели «Фольксваген-Пассат» с винтовыми пружинами с прогрессивной характеристикой и амортизаторами, расположенными вертикально перед осью. Боковые силы воспринимает расположенная под углом тяга Панара. Продольные силы и тормозные моменты воспринимаются двумя продольными рычагами, приваренными к U-образной балке

Рис. 2.149. Подвеска на связанных балкой продольных рычагах автомобиля модели «Фольксваген-СироккО». Оба продольных рычага соединены с Т-образной балкой, которая воспринимает моменты от вертикальных и боковых сил и одновременно выполняет функции стабилизатора

представляет собой полузависимая рычажная подвеска моделей «Фольксваген-Пассат» и «Ауди-80» (рис. 2.146).

Собственно балка оси представляет собой профиль U-образного сечения *1* (рис. 2.147), который должен воспринимать моменты, создаваемые вертикальными, боковыми и продольными силами (см. рис. 1.47 и 1.49). К концам этого профиля приварены пластины *3* (рис. 2.148) ступиц колес и рычаги *2*. Показанный на рис. 2.147 крупный стержень *2* также соединен с пластинами *3* (см. рис. 2.148). Стержень соответствует стабилизаторам типа *3*, однако в отличие от них он расположен не по оси качания рычагов, а связывает оба колеса. Расчетное определение стабилизирующего действия этой системы не представляло бы трудностей,

если бы концы балки U-образного сечения не были приварены к пластинам *3*, несущим ступицы колес. Поэтому можно лишь сравнив расчетную величину $c_{\text{зв}\,\text{пг}}$ общей жесткостью $(c_{\text{зв}} + c_{\text{зв}})$ при поперечно-угловом подрессоривании, получить таким образом жесткость стабилизатора $c_{\text{зв}}$.

Появившаяся в 1974 г. модель «Фольксваген-СироккО» (рис. 2.149) имеет подвеску задних колес, напоминающую подвеску на продольных рычагах (см. рис. 2.131). Единственное отличие заключается в том, что в качестве стабилизатора использован некруглый стержень, который связывает между собой оба рычага. Торсион представляет собой Т-образный профиль, расположенный горизонтально и приваренный к рычагам. Обращенная назад полка профиля одновременно воспринимает моменты, создаваемые боковыми силами S и равные их произведению на длину рычагов r (см. рис. 1.136), а также моменты, создаваемые вертикальной силой $N_{\text{л}}$, действующей на плече l (рис. 1.133).

Поддержание положения оси относительно кузова осуществляется с помощью стоек и заделанных снаружи резиновых упоров. Приваренный Т-образный профиль позволяет обойтись всего двумя шарнирами, расположенными на достаточном расстоянии один от другого, благодаря чему дополнительная нагрузка на них при угловом подрессоривании относительно невелика. Указанное выше определяет основные достоинства этой недорогой и очень простой конструкции. Другие известные варианты подвески на продольных рычагах требуют применения с каждой стороны двух шарниров продольной тяги (см. [21, п. 3.9] и п. 1.9).

Рис. 2.147. В подвеске моделей «Фольксваген-Пассат» и «Ауди-80» функции стабилизатора совместно выполняют U-образный профиль *1* и круглый пруток *2*

Рис. 2.148. К U-образному профилю *1*, замыкающему балку моста, приварены пластины *3* для крепления ступиц колес и продольные рычаги *2*