

Рис. 3. Коэффициенты динамичности трансмиссий грузовых автомобилей:

— — — — ГАЗ-53А; - - - - ЗИЛ-130; - · - · - · - МАЗ-500А

3. Наибольшее влияние на коэффициент динамичности оказывают первые три динамические составляющие. Исключение составляет первое упругое звено c_1 , предельное значение общего коэффициента динамичности в котором равно двум. В звене c_2 (полуоси) он равен 2,5, а в c_3 и c_4 — 3 и более.

ЛИТЕРАТУРА

1. Молибощко Л.А., Гришкевич А.И., Руктешель О.С. Динамические расчеты трансмиссий транспортных машин. — Минск, 1977. — 68 с. 2. Молибощко Л.А. Эквивалентные преобразования колебательных систем машин // Автотракторостроение. — Минск, 1977. — Вып. 9. — С. 50–53.

УДК 629.113.012.83

С.С. ЖУРАВЛЕВ, канд. техн. наук (ММИ)

ВЛИЯНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ НАПРАВЛЯЮЩЕГО УСТРОЙСТВА ЗАВИСИМОЙ ПОДВЕСКИ НА УГЛЫ КРЕНА ПОДРЕССОРЕННЫХ МАСС ОТНОСИТЕЛЬНО НЕПОДРЕССОРЕННЫХ

Во многих работах при расчетах углов крена подрессоренных масс относительно неподдресоренных используется понятие центра крена, который определяется схемой направляющего устройства подвески [1, 2]. Использование

этого понятия предполагает одинаковые перемещения упругого элемента на ходе сжатия и отбоя в момент крена автомобиля, а также постоянство значения суммы упругих реакций со стороны подвески на поддрессоренные массы, равной весу поддрессоренных масс. Такой подход значительно упрощает расчет углов крена автомобиля при движении на повороте и дает наименьшую погрешность при линейных упругих характеристиках подвески и малых углах крена.

Реальные же системы поддрессирования имеют, как правило, нелинейные упругие характеристики, что приводит к необходимости корректировки положения центра крена подвески в процессе расчетов. Так, в случае применения в качестве направляющего элемента подвески поперечной штанги координаты центра крена смещаются от середины штанги в сторону упругого элемента с большей мгновенной жесткостью по весьма сложным зависимостям [3]. Для более сложных схем направляющих устройств независимых и зависимых подвесок практически невозможно учесть аналитически изменение координат центра крена подвески в пространстве.

В данной работе сделана попытка выяснить влияние геометрических параметров направляющего устройства подвески на ее кинематику во время крена, а также сопоставить результаты двух методов расчета углов крена поддрессоренных масс на примере зависимой подвески с поперечной штангой и гидропневматическими упругими элементами. В первом случае расчет угла крена поддрессоренной массы проводился по нижеприведенной математической модели при различных конструктивных параметрах подвески, а в другом — традиционным методом с использованием понятия центра крена.

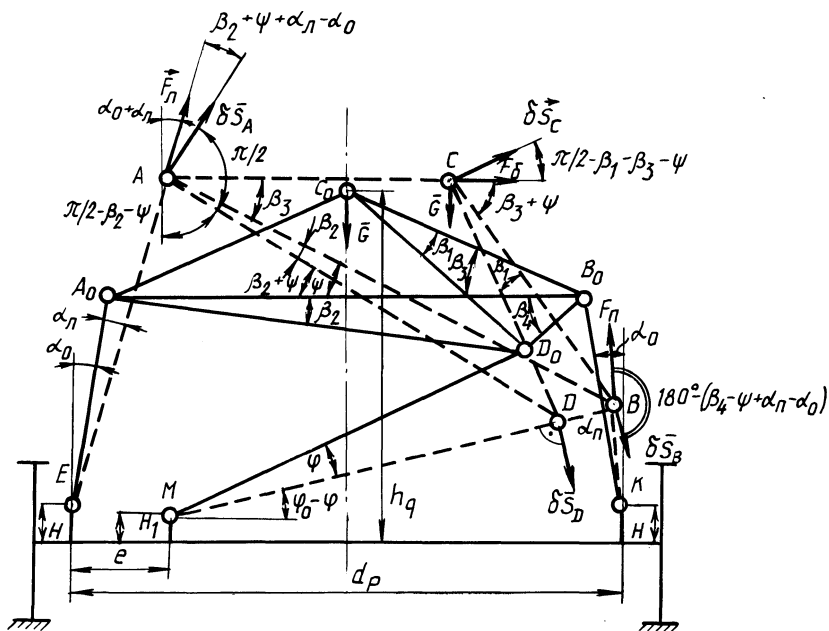


Рис. 1. Расчетная схема подвески

Расчетная схема рассматриваемой зависимой подвески приведена на рис. 1, где сплошной линией показано положение, когда боковая сила F_{σ} , приложенная в центре тяжести поддрессоренных масс (точка C_0), равна нулю. Пунктирной линией показано некоторое промежуточное положение поддрессоренной массы в момент крена под действием боковой силы F_{σ} . В расчетной схеме принято также, что в исходном состоянии гидропневматические цилиндры подвески наклонены в поперечной плоскости на угол α_0 , а нижняя точка крепления их к балке моста находится на некотором расстоянии H от оси колес. Поперечная штанга расположена под некоторым углом φ_0 к оси неподвижной балки моста, а точка крепления ее к балке моста находится от оси балки на H_1 .

В расчетной схеме были приняты следующие исходные данные: вес поддрессоренных масс $G = 300$ кН; высота центра тяжести поддрессоренных масс $R_g = 1,5$ м; рессорная колея $d_p = 2$ м; угол наклона штанги к оси балки $\varphi_0 = 0$; угол наклона гидропневматических цилиндров подвески в поперечной плоскости $\alpha_0 = 0,174$ рад; расстояние от оси балки моста до нижнего шарнира цилиндра подвески $H = 0,5$ м, расстояние от оси балки моста до точки крепления штанги к балке моста $H_1 = 0,1$ м; длина гидропневматического цилиндра подвески без противодействия в исходном состоянии $|B_0K| = |A_0E| = 0,765$ м; приведенная высота столба газа в цилиндрах подвески $l_0 = 0,03$ м; расстояние до упора на ходе отбоя упругого элемента $\Delta_0 = 0,25$ м; длина штанги $|MD| = 1$ м. В процессе расчетов один из вышеуказанных параметров изменялся в определенных пределах, а все остальные параметры подвески оставались равными исходным. При этом исследовались две схемы расположения штанги относительно продольной вертикальной плоскости автомобиля – симметричного и асимметричного – и расчеты проводились для случая крена поддрессоренной массы в обе стороны по отношению к балке моста.

В качестве обобщенных координат приняты угол поворота поперечной штанги φ и угол поворота поддрессоренной массы ψ относительно неподвижной оси колес. Данная механическая система имеет две степени свободы, и условием ее равновесия в конечной позиции под действием постоянной боковой силы является равенство нулю обобщенных сил Q_1 и Q_2 , т. е.

$$Q_1 = \delta A_{\varphi} / (\delta \varphi); \quad (1)$$

$$Q_2 = \delta A_{\psi} / (\delta \psi), \quad (2)$$

где δA_{φ} , δA_{ψ} – возможная работа активных сил, приложенных к механической системе, на возможных перемещениях $\delta \varphi$, $\delta \psi$.

Для рассматриваемой системы имеем:

$$\delta A_{\varphi} = \vec{F}_{\sigma} \delta \vec{S}_D + \vec{G} \delta \vec{S}_D + \vec{F}_{\pi} \delta \vec{S}_D + \vec{F}_{\pi} \delta \vec{S}_D; \quad (3)$$

$$\delta A_{\psi} = \vec{F}_{\sigma} \delta \vec{S}_C + \vec{G} \delta \vec{S}_C + \vec{F}_{\pi} \delta \vec{S}_B + \vec{F}_{\pi} \delta \vec{S}_A. \quad (4)$$

С учетом рис. 1 и выражений (1), (2) уравнения (3) и (4) после преобразования скалярных произведений примут соответственно вид:

$$F_6 \sin(\varphi_0 - \varphi) + G \cos(\varphi_0 - \varphi) - F_{\pi} \cos(\varphi_0 + \alpha_{\pi} - \varphi - \alpha_0) - F_{\pi} \cos(\varphi_0 + \alpha_{\pi} - \varphi + \alpha_0) = 0; \quad (5)$$

$$F_6 |CD| (\sin \beta_1 + \beta_3 + \psi) - G |CD| \cos(\beta_1 + \beta_3 + \psi) - F_{\pi} |BD| \cos(\beta_4 - \psi + \alpha_{\pi} - \alpha_0) + F_{\pi} |AD| \cos(\beta_1 + \psi - \alpha_{\pi} - \alpha_0) = 0. \quad (6)$$

Для упругой характеристики левого и правого цилиндров подвески без противодействия

$$F_{\pi} = \frac{G}{2 \cos \alpha_0} \frac{l_0}{(l_0 - \Delta_{\pi})}; \quad (7)$$

$$F_{\pi} = \frac{G}{2 \cos \alpha_0} \frac{l_0}{(l_0 + \Delta_{\pi})}, \quad (8)$$

где l_0 — приведенная высота столба газа в гидропневматическом цилиндре в положении статического равновесия; Δ_{π} , Δ_{π} — перемещение штока относительно цилиндра подвески соответственно левой и правой сторон.

В выражения (5) ... (8), кроме обобщенных координат и параметров механической системы, вошли переменные параметры, которые можно определить из уравнений геометрических связей:

$$\operatorname{tg}(\alpha_0 + \alpha_{\pi}) = \frac{|MD| \cos(\varphi_0 - \varphi) - |AD| \cos(\psi - \beta_2) + e}{|AD| \sin(\beta_2 + \psi) + |MD| \sin(\varphi_0 - \varphi) + H_1 - H}; \quad (9)$$

$$\operatorname{tg}(\alpha_0 - \alpha_{\pi}) = \frac{(d_p - e) - |MD| \cos(\varphi_0 - \varphi) - |DB| \cos(\beta_4 - \psi)}{|DB| \sin(\beta_4 - \psi) + |MD| \sin(\varphi_0 - \varphi) + H_1 - H}; \quad (10)$$

$$\Delta_{\pi} = \sqrt{S^2 + T^2} - |A_0 E|; \quad (11)$$

$$\Delta_{\pi} = |B_0 K| - \sqrt{R^2 + Q^2}, \quad (12)$$

где

$$R = d_p - e - |MD| \cos(\varphi_0 - \varphi) - |DB| \cos(\beta_4 - \psi); \quad (13)$$

$$Q = |DB| \sin(\beta_4 - \psi) + |MD| \sin(\varphi_0 - \varphi) + H_1 - H; \quad (14)$$

$$S = |MD| \cos(\varphi_0 - \varphi) - |AD| \cos(\psi - \beta_2) + e; \quad (15)$$

$$T = |AD| \sin(\beta_2 + \psi) + |MD| \sin(\varphi_0 - \varphi) + H_1 - H. \quad (16)$$

Таким образом, динамика рассматриваемой механической системы, находящейся под действием постоянной боковой силы, описывается системой восьми нелинейных алгебраических уравнений, в которую входят выражения (5) ... (12).

На рис. 2 представлены расчетные зависимости угла крена поддрессоренной массы от бокового ускорения при различных значениях угла наклона гидропневматических цилиндров и неизменном расстоянии между нижними точка-

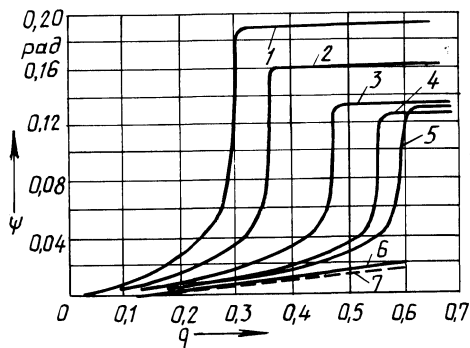


Рис. 2. Зависимость угла крена поддрессоренной массы от бокового ускорения при различных углах наклона гидропневматических цилиндров подвески:

1...5 – соответственно для α_0 , равного $-0,523$; $-0,349$; 0 ; $0,349$; $0,523$ рад; 6 – кривая для случая, когда длина штанги равна нулю; 7 – расчет по методике с использованием понятия центра крена подвески

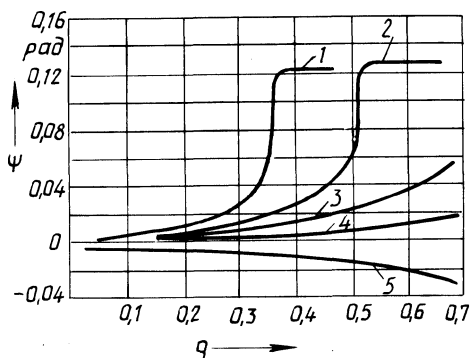


Рис. 3. Зависимость угла крена поддрессоренной массы от бокового ускорения при различной высоте расположения штанги над балкой моста:

1...5 – соответственно для H_1 , равной $-0,5$; $0,1$; $0,5$; 1 ; 2 м

ми крепления цилиндров. Из анализа графиков следует, что наклон гидропневматических цилиндров подвески в поперечной плоскости автомобиля способствует уменьшению углов крена поддрессоренной массы при действии боковой силы. Так, в диапазоне рабочих боковых ускорений $q = (0,2...0,25)g$, при наклоне цилиндров подвески на $0,349$ рад углы крена снижаются на $25...30\%$ по сравнению с вертикальным расположением цилиндров подвески.

На рис. 3 представлено изменение углов крена поддрессоренной массы при различной высоте крепления поперечной штанги относительно оси балки моста. Увеличение высоты крепления штанги при неизменном расстоянии от центра тяжести поддрессоренной массы до балки моста приводит к резкому снижению углов крена. Из рисунка следует, что при расположении поперечной штанги выше центра тяжести поддрессоренной массы последняя под действием боковой силы кренится в обратную сторону, что подтверждается практикой.

Уменьшению крена поддрессоренных масс способствует также увеличение высоты крепления гидропневматического цилиндра в нижней точке относительно балки моста, а также уменьшение длины поперечной штанги. Так увеличение H (см. рис. 1) от нуля до 1 м приводит к уменьшению на $40...50\%$ угла крена в диапазоне поперечных ускорений $(0,2...0,3)g$, а уменьшение длины штанги при ее симметричном расположении относительно продольной плоскости симметрии автомобиля – в диапазоне более высоких боковых ускорений. Асимметричное расположение поперечной штанги относительно продольной плоскости автомобиля, а также увеличение длины цилиндров подвески в незначительной степени влияют на угол крена.

При проектировании направляющего элемента подвески поперечную штангу в груженом состоянии необходимо располагать параллельно оси балки моста. В этом случае в диапазоне рабочих боковых ускорений имеет место симметричный крен подрессоренной массы в обе стороны и, как показали экспериментальные исследования, уменьшаются динамические усилия в штанге. Расположение же штанги под углом $0,174$ рад к оси балки моста приводит к значительному увеличению разности углов крена в правую и левую стороны, что отрицательно сказывается на устойчивости автомобиля к боковому опрокидыванию.

Расчет схемы зависимой подвески с аналогичными исходными данными, проведенный с использованием понятия центра крена, показал, что углы крена подрессоренной массы в этом случае в диапазоне боковых ускорений $(0,2...0,3)g$ получаются заниженными на $60...80\%$. Эта разность в расчетах зависит от параметров подвески и может достигать еще больших значений. Углы крена подрессоренной массы для этого случая практически совпали с вариантом расчета по вышеприведенной модели для случая, когда подрессоренная масса закреплена шарнирно на середине оси балки моста при нулевом значении длины штанги.

ЛИТЕРАТУРА

1. Журавлев С.С. Математическая модель для расчета углов крена автомобилей с нелинейной упругой характеристикой подвески при установившемся криволинейном движении // Автотракторостроение. – Минск, 1985. – Вып. 20. – С. 37–44. 2. Ромре К. Die Kippgrenze von Doppeldeck-Omnibussen // Deutsch. Kraftfahrtforsch. u. Straßenverkehrstechn. – 1971. – N.214. – S. 28. 3. Isermann H. Die Kippgrenze von Sattelkraftfahrzeugen mit fester und flüssiger Ladung // Deutsch. Kraftfahrtforsch. u. Straßenverkehrstechn. – 1970. – N. 200. – S. 46.

УДК 629.113–529.001.66

МАМИТИ Г.И., канд.техн.наук (ММИ)

О ПРИЧИНАХ ВОЗНИКНОВЕНИЯ СКРИПА БАРАБАНЫХ ТОРМОЗОВ АВТОМОБИЛЕЙ И ПУТЯХ ЕГО УСТРАНЕНИЯ

Скрип тормозов ухудшает комфортабельность автомобиля, повышает уровень шума, создаваемого мобильными машинами, влияет на здоровье людей. Поэтому одним из основных требований, предъявляемых к тормозам автомобилей, является отсутствие скрипа при всех режимах торможения ([1, 2] и др.).

Согласно указанным источникам, причинами, вызывающими высокочастотные вибрации (скрип) тормозов, являются: 1) различие сил трения покоя и при движении во фрикционной паре [1]; 2) попадание извне грязи на поверхности трения барабана и накладок [2]; 3) недостаточная жесткость тормозного барабана, колодок, опоры и диска (щитка) [1, 2].

Установлена зависимость между характером эпюры распределения удельных нагрузок по длине накладок и возникновением вибраций тормозов. Так,