

воздуха (повышение входного давления) позволяет значительно повысить подачу компрессора без изменения его конструктивных параметров, а также улучшить качество сжатого воздуха, подаваемого в пневмосистему. Наиболее рациональное давление на входе в компрессор данного типа 0,2...0,4 МПа. При этом диапазоне давлений обеспечивается достаточно высокая подача компрессора (продолжительность наполнения ресиверов сокращается в 4...8 раз при $n_k = 8,33 \text{ с}^{-1}$, а также поддерживается нормальный температурный режим (80...85 °С) компрессора. Повышение давления на входе в компрессор можно обеспечить от турбонаддува двигателя внутреннего сгорания или от других источников давления.

ЛИТЕРАТУРА

1. Мидзумура Теруо. Пневматическая тормозная система. — Заявка № 59-156833, Япония. Оpubл. 06.03.84. МКИ В60К 25/04, В60Т 16/08. 2. Лешкович А.Ю., Метлюк Н.Ф., Флерко И.М. Стенд для испытания автоматических противоблокировочных систем грузовых автомобилей// Автотракторостроение.— Мн., 1978. — Вып. 10 — С. 67 — 70. 3. Метлюк Н. Ф., Кравец Ф. К. Экспериментальное исследование питающей части с высоким давлением пневматической тормозной системы большегрузных автомобилей. — Мн., 1982. — Деп. в БелНИИНТИ 22.07.82, № 431 Бед83.

УДК 629.113.012.83

С.С.ЖУРАВЛЕВ

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДЛЯ РАСЧЕТА НА ЭВМ УГЛОВ КРЕНА И УСТОЙЧИВОСТИ ПРОТИВ БОКОВОГО ОПРОКИДЫВАНИЯ АВТОМОБИЛЯ С ПОДВЕСКОЙ СВЕЧНОГО ТИПА

Гидропневматические независимые подвески свечного типа нашли широкое распространение в тяжелом автомобилестроении. На карьерных автомобилях-самосвалах большой и особо большой грузоподъемности Белорусского автозавода, а также на аналогичных автомобилях зарубежных фирм они применяются в качестве передней подвески. До настоящего времени в литературе отсутствуют данные о влиянии параметров такой подвески на углы крена подрессоренных и неподрессоренных масс автомобиля относительно опорной поверхности и его устойчивости против бокового опрокидывания. При традиционных методах упрощенного расчета не учитываются особенности геометрии подвески. Они требуют дальнейшего совершенствования.

В данной работе сделана попытка на основе плоской расчетной схемы разработать математическую модель для анализа с помощью ЭВМ углов крена подрессоренных и неподрессоренных масс автомобиля с подвеской свечного типа. На рис. 1 представлена расчетная схема подвески, где в качестве обобщенных координат принято: q_1 — угол поворота подрессоренной массы относительно опорной поверхности; q_2, q_3 — соответственно ход левого и правого гидропневматических упругих элементов подвески; q_4, q_5 — соответственно вертикальное и боковое смещение центра тяжести подрессоренных масс вдоль соответствующих координатных осей. В центре подрессоренных масс

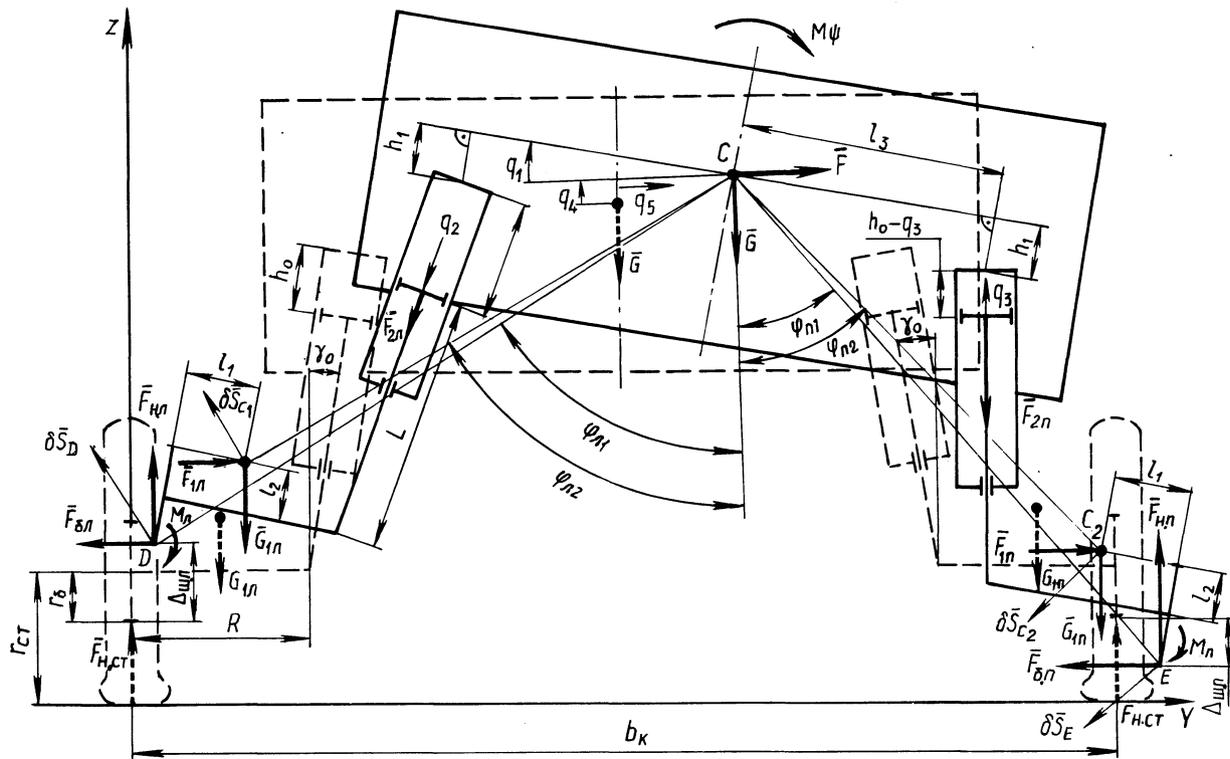


Рис. 1. Расчетная схема подвески свечного типа

приложены боковая сила F и сила тяжести G , а в центрах неподдресоренных масс, которые в общем случае могут быть смещены относительно центров колес на l_1 и l_2 , — боковые силы и силы тяжести неподдресоренных масс левой ($F_{1л}$ и $G_{1л}$) и правой ($F_{1п}$ и $G_{1п}$) сторон автомобиля. Штриховой линией показано положение подвески при отсутствии действия боковых сил, а сплошной — положение подвески в процессе крена. На рисунке приведены основные геометрические размеры подвески: статический радиус колеса $r_{ст}$ и радиус барабана $r_б$, длина штока упругого элемента L , высота центра поддресоренных масс h_g , расстояние h_1 от верхней точки цилиндра подвески до горизонтальной линии, проходящей через центр поддресоренных масс, колесная колея b и радиус обкатки колеса R . На поддресоренную массу действует внешний момент M_{ψ} , который может быть обусловлен несимметричностью расположения груза в кузове. Система боковых ($F_{б.л}$, $F_{б.п}$) и вертикальных ($F_{н.л}$ и $F_{н.п}$) сил, действующих со стороны опорной поверхности на колеса, для удобства расчетов заменена системой тех же сил, действующих на нижние точки барабанов колес, и моментов $M_л$ и $M_п$ этих сил.

Для составления уравнений статического равновесия механической системы воспользуемся понятием обобщенных сил [1]:

$$Q_i = \frac{\delta A_{q_i}}{\delta q_i} = 0.$$

При изменении обобщенной координаты q_1 на величину δq_1 работа активных сил на данном перемещении

$$\begin{aligned} \delta A_{q_1} = & \overline{F}_{б.л} \delta \overline{S}_D + \overline{F}_{б.п} \delta \overline{S}_E + \overline{F}_{н.л} \delta \overline{S}_D + \overline{F}_{н.п} \delta \overline{S}_E + \\ & + \overline{G}_{1л} \delta \overline{S}_{C_1} + \overline{G}_{1п} \delta \overline{S}_{C_2} + \overline{F}_{1л} \delta \overline{S}_{C_1} + \overline{F}_{1п} \delta \overline{S}_{C_2} + \\ & + (M_л + M_п + M_{\psi}) \delta q_1. \end{aligned}$$

Определив углы между соответствующими векторами перемещений и сил и выполнив необходимые преобразования, получим

$$\begin{aligned} & (F_{б.л} \cos \varphi_{п1} + F_{н.л} \sin \varphi_{п1}) |CD| + (F_{б.п} \cos \varphi_{п1} - F_{н.п} \sin \varphi_{п1}) |CE| - \\ & - (G_{1л} \sin \varphi_{п2} + F_{1л} \cos \varphi_{п2}) |CC_1| + (G_{1п} \sin \varphi_{п2} - F_{1п} \cos \varphi_{п2}) |CC_2| + \\ & + M_п + M_л + M_{\psi} = 0, \end{aligned} \quad (1)$$

где

$$|CD| = [h_g + q_4 - (r_{ст} - r_б) - \Delta_{ш.л}] / \cos \varphi_{п1};$$

$$|CE| = [h_g + q_4 - (r_{ст} - r_б) - \Delta_{ш.п}] / \cos \varphi_{п1};$$

$$|CC_1| = [h_g + q_4 - (r_{ст} - r_б) + \Delta_{ш.л} - r_б \cos \varphi_{п1} +$$

$$+l_1 \sin q_1 - l_2 \cos q_1] / \cos \varphi_{n2};$$

$$|CC_2| = [h_g + q_4 - (r_{ct} - r_6) + \Delta_{ш.п} - r_6 \cos q_1 -$$

$$- l_1 \sin q_1 - l_2 \cos q_1] / \cos \varphi_{n2};$$

$$\varphi_{n1} = \arctg \{ [R \cos q_1 + r_6 \sin q_1 + (L + h_0 + q_2) \sin(\gamma_0 + q_1) +$$

$$+ h_1 \sin q_1 + l_3 \cos q_1] / [h_g + q_4 - (r_{ct} - r_6) - \Delta_{ш.п}] \};$$

$$\varphi_{n1} = \arctg \{ [R \cos q_1 + r_6 \sin q_1 + (L + h_0 - q_3) \sin(\gamma_0 - q_1) +$$

$$+ l_3 \cos q_1 - h_1 \sin q_1] / [h_g + q_4 - (r_{ct} - r_6) + \Delta_{ш.п}] \};$$

$$\varphi_{n2} = \arctg \{ [R \cos q_1 - (l_1 \cos q_1 + l_2 \sin q_1) + (L + h_0 + q_2) \sin(\gamma_0 + q_1) +$$

$$+ h_1 \sin q_1 + l_3 \cos q_1] / [h_g + q_4 - (r_{ct} - r_6) - \Delta_{ш.п} - r_6 \cos q_1 +$$

$$+ l_1 \sin q_1 - l_2 \cos q_1] \};$$

$$\varphi_{n2} = \arctg \{ [R \cos q_1 - (l_1 \cos q_1 + l_2 \sin q_1) + (L + h_0 - q_3) \sin(\gamma_0 - q_1) +$$

$$+ l_3 \cos q_1 - h_1 \sin q_1] / [h_g + q_4 - (r_{ct} - r_6) + \Delta_{ш.п} - r_6 \cos q_1 -$$

$$- l_1 \sin q_1 - l_2 \cos q_1] \};$$

$$M_n = F_{6.n} (r_{ct} - r_6 - \Delta_{ш.п} + F_{н.п} / c_{ш\delta});$$

$$M_n = F_{6.n} (r_{ct} - r_6 + \Delta_{ш.п} + F_{н.п} / c_{ш\delta}).$$

Радиальные деформации шин, выраженные через обобщенные координаты, для правой и левой сторон равны:

$$\Delta_{ш.п} = q_4 + (l_3 + R) \sin q_1 + (h_1 + r_6)(1 - \cos q_1) -$$

$$- (L + h_0 + q_2) \cos(\gamma_0 + q_1) + (L + h_0) \cos \gamma_0;$$

$$\Delta_{ш.п} = (r_6 + h_1) (\cos q_1 - 1) - (L + h_0) \cos \gamma_0 - q_4 +$$

$$+ (L + h_0 - q_3) \cos(\gamma_0 - q_1) + (l_3 + R_3) \sin q_1.$$

Остальные уравнения равновесия получены аналогичным образом из выражения, описывающего работу активных сил при изменении соответствующей координаты на величину δq_i , и имеют следующий вид:

$$F_{2n} + (G_{1n} - F_{н.п}) \cos(\gamma_0 + q_1) - (F_{1n} - F_{6.n}) \sin(\gamma_0 + q_1) = 0; \quad (2)$$

$$-F_{2n} + (F_{н.п} - G_{1n}) \cos(\gamma_0 - q_1) - (F_{1n} - F_{6.n}) \sin(\gamma_0 - q_1) = 0; \quad (3)$$

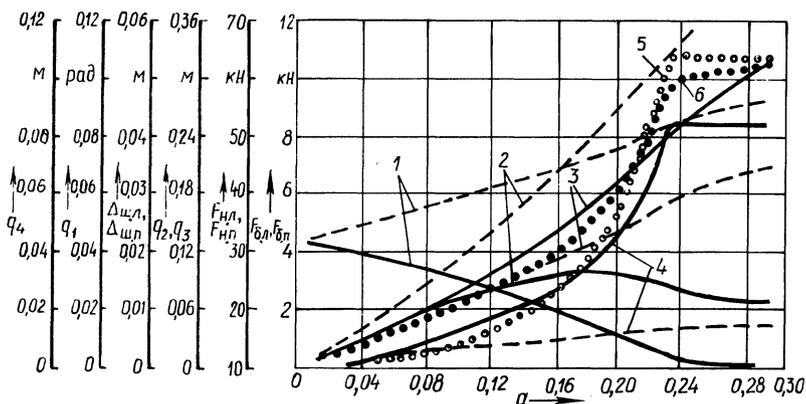


Рис. 2. Изменение параметров математической модели в процессе крена автомобиля: 1 — нормальные реакции колес; 2 — боковые реакции колес; 3 — ходы упругих элементов; 4 — радиальные деформации шин; 5 — вертикальное перемещение центра поддресоренных масс; 6 — угол крена поддресоренных масс; штриховые линии — для правой стороны автомобиля, сплошные — для левой

$$F + F_{1л} + F_{1п} - F_{6.л} - F_{6.п} = 0; \quad (4)$$

$$-G - G_{1л} - G_{1п} + F_{н.л} + F_{н.п} = 0, \quad (5)$$

где

$$F_{2л} = \frac{G}{2} \cos \gamma_0 \frac{h_0}{h_0 + q_2}, \quad F_{2п} = \frac{G}{2} \cos \gamma_0 \frac{h_0}{h_0 - q_3} \quad \text{— характеристики подвески;}$$

$F_{н.л} = F_{н.л}(\Delta_{ш.л}), F_{н.п} = F_{н.п}(\Delta_{ш.п})$ — характеристики шин.

Уравнений (1)–(5) недостаточно для решения поставленной задачи, так как неизвестно распределение боковых реакций со стороны опорной поверхности между левым и правым колесами. Приняв предположение, что боковые реакции в точке контакта колес с дорогой пропорциональны нормальным реакциям, получим

$$F_{н.л} F_{6.п} - F_{н.п} F_{6.л} = 0. \quad (6)$$

Динамический ход отбоя гидропневматической без противодействия подвески, как правило, имеет ограничение в виде упругого буфера на ходе отбоя или в виде других устройств, исключающих пробой подвески на ходе отбоя. В процессе крена поддресоренных масс происходит сжатие одних упругих элементов подвески и растяжение других. В случае применения на ходе отбоя упругого буфера с соответствующей характеристикой в математической модели следует изменить уравнение характеристики как только растяжение гидропневматического упругого элемента станет большим или равным статическому ходу отбоя h_6 . Например, для гидропневматической подвески свечного типа без противодействия с линеаризованной упругой характеристи-

кой буфера, выражения для характеристики растягивающегося упругого элемента подвески имеют вид:

$$F_{2n}(q_2) = \frac{G}{2} \cos \gamma_0 \frac{h_0}{h_0 + q_2} \quad \text{при } q_2 > h_6;$$

$$F_{2n}(q_2) = F_{2n}(h_6) - c_\delta (q_2 - h_6) \quad \text{при } q_2 \leq h_6,$$

где $F_{2n}(h_6) = 0,5G \cos \gamma_0 [h_0 / (h_0 + h_6)]$; c_δ — жесткость буфера на ходе отбоя; h_6 — ход отбоя подвески от положения статического равновесия; h_0 — высота приведенного столба газа в гидropневматическом цилиндре; γ_0 — угол наклона штока гидropневматической подвески в поперечной плоскости.

Полученная система уравнений решалась на ЭВМ при различных боковых ускорениях до момента отрыва одного из колес от опорной поверхности. Результаты расчетов приведены на рис. 2. При этом были приняты следующие исходные данные: $h_g = 4$ м; $R = 0,5$ м; $r_{ct} = 1,6$ м; $r_6 = 1,2$ м; $L = 1,4$ м; $h_0 = 0,1$ м; $G = 500$ кН; $G_{1n} = G_{2n} = 50$ кН; $\gamma_0 = 0$; $l_1 = l_2 = 0$; $c_{ш\delta} = 2000$ кН/м; $M_\psi = 0$; $b_k = 4$ м; $h_6 = 0,25$ м; $c_\delta = 50\,000$ кН/м; $h_1 = 0,9$ м.

На рис. 2 представлены зависимости обобщенных координат (кривые 4...6) вертикальных и боковых реакций под левым и правым колесами (кривые 1, 2), радиальных деформаций шин в зависимости от относительного бокового ускорения (кривая 3). Полученные результаты указывают на адекватность математической модели принятой расчетной схеме и ее пригодность для расчетного анализа свечной подвески автомобиля, находящегося под действием боковых сил.

ЛИТЕРАТУРА

1. Журавлев С.С. Влияние геометрических параметров направляющего устройства зависимой подвески на углы крена поддрессоренных масс относительно неподдрессоренных // Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов. — Мн., 1987. — Вып. 2. — С. 42—47.

УДК 629.113-585. 23-621.825.54

С.Б.САМАРЦЕВ, В.Я.КОРЕЙВО,
А.Ф.МИТЯЕВ

К ВОПРОСУ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ В ТРАНСМИССИЯХ АВТОМОБИЛЕЙ С МНОГОВАЛЬНЫМИ ГМП

В последние годы выпуск большегрузных автомобилей с многовальными гидромеханическими передачами (ГМП) значительно увеличился. В целях повышения плавности трогания автомобилей и снижения динамической нагруженности элементов трансмиссий при переключении передач применяются различные способы, использование которых ограничено из-за повышенного буксования фрикционов. В этой связи исследуются [1]—[3] возможности включения передач при одновременной работе фрикционов переключения