

Из графиков, приведенных на рис. 1, следует, что формула (1) справедлива только для определенного диапазона значений тормозного момента – при $\gamma \leq 0,5$ (γ – отношение тормозного момента M_T к предельному его значению по условиям сцепления колеса с дорогой $M_T \varphi$): $\gamma = M_T / M_{T\varphi}$).

Для получения зависимости между r_k и M_T при $0,5 < \gamma \leq 1$ были построены графики $r_k = f(\gamma)$. На рис. 2 они приведены для шины 320-508. Графики имеют два участка: I – линейной зависимости, II – нелинейной зависимости $r_k = f(\gamma)$. На участке I r_k определяется по формуле (1) с учетом также формул (8)... (13), на участке II нелинейная зависимость $r_k = f(\gamma)$ заменяется линейной. Тангенс угла наклона соответствующей прямой (штриховая линия) к оси абсцисс $\lambda' = (r_k - r_k^*) / (\gamma - \gamma^*)$, где $\gamma^* = 0,5$ и r_k^* – значения коэффициента γ и радиуса качения на границе участков I и II. Следовательно,

$$r_k = r_k^* + \lambda' (\gamma - \gamma^*).$$

Полученные зависимости могут быть использованы в расчетах процесса движения автомобиля при торможении.

ЛИТЕРАТУРА

1. Планирование эксперимента в исследовании технологических процессов: Пер. с нем./К. Хартман, Э. Лецкий, В. Шефер и др. – М., 1977. – 445 с.

УДК 629.114.4.014.5

В.Я. БАБУК,
Л.А. МОЛИБОШКО, канд.техн.наук (БПИ),
Г.З. ЖИЛИНСКИЙ (БелАЗ)

НАГРУЖЕННОСТЬ РУЛЕВОГО ПРИВОДА АВТОМОБИЛЕЙ-САМОСВАЛОВ СО СВЕЧНОЙ ПОДВЕСКОЙ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ПАРАМЕТРОВ РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ

Применение свечной независимой подвески передних управляемых колес на автомобилях-самосвалах особо большой грузоподъемности (БелАЗ-549, БелАЗ-7519) позволяет повысить плавность хода этих автомобилей при движении по дорогам без усовершенствованного покрытия. Недостаток такой конструкции состоит в трудности кинематического согласования работы рулевого привода и подвески. Это в свою очередь сказывается на степени нагруженности привода и связанных с ним деталей.

Экспериментальные исследования, проведенные на автомобиле БелАЗ-7519 [1], позволили установить, что при колебаниях подрессоренной массы автомобиля синхронно изменяется и усилие в тягах рулевого привода.

Для определения путей снижения этих нагрузок на АВМ [2] были проведены расчеты по определению их зависимости от некоторых параметров руле-

вого управления. Составленная пространственная динамическая модель автомобиля (рис. 1) имеет семь степеней свободы и описывается следующей системой нелинейных дифференциальных уравнений:

$$\begin{aligned}
 I_{\lambda} \ddot{\lambda} + d(F_1 + F_2) - e(F_3 + F_4) &= F_{\tau \Sigma} h ; \\
 I_{\gamma} \ddot{\gamma} + 0,5 B'(F_1 - F_2) + 0,5 B''(F_3 - F_4) &= 0 ; \\
 m \ddot{x} + F_1 + F_2 + F_3 + F_4 &= 0 ; \\
 m_{\kappa} \ddot{z}_1 - F_1 + G_1 &= 0 ; \\
 m_{\kappa} \ddot{z}_2 - F_2 + G_2 &= 0 ; \\
 I_0 \ddot{\theta}_1 + Pa + M_1 + M_{\Gamma} &= F_{\tau 1} b ; \\
 I_0 \ddot{\theta}_2 - Pa + M_2 - M_{\Gamma} &= -F_{\tau 2} b ; \\
 F_1 &= c'_{\Pi} \epsilon_1 + k'_{\Pi} \dot{\epsilon}_1 ; \\
 F_2 &= c'_{\Pi} \epsilon_2 + k'_{\Pi} \dot{\epsilon}_2 ; \\
 F_3 &= c''_{\Pi} \epsilon_3 + k''_{\Pi} \dot{\epsilon}_3 ; \\
 F_4 &= c''_{\Pi} \epsilon_4 + k''_{\Pi} \dot{\epsilon}_4 ; \\
 \epsilon_1 &= x - z_1 + 0,5 B' \gamma + d \lambda ; \\
 \epsilon_2 &= x - z_2 - 0,5 B' \gamma + d \lambda ; \\
 \epsilon_3 &= x + 0,5 B'' \gamma - e \lambda - q_3 ; \\
 \epsilon_4 &= x - 0,5 B'' \gamma - e \lambda - q_4 ; \\
 G_1 &= c'_{\text{ш}} (z_1 - q_1) ; \\
 G_2 &= c'_{\text{ш}} (z_2 - q_2) ; \\
 P &= c_{\Gamma} a (\theta_1 - \theta_2) - c_{\Gamma} f(\epsilon_1) - c_{\Gamma} f(\epsilon_2) ; \\
 M_1 &= c_0 \theta_1 + k_0 \ddot{\theta}_1, M_1 \leq M_{\varphi 1} ; \\
 M_2 &= c_0 \theta_2 + k_0 \ddot{\theta}_2, M_2 \leq M_{\varphi 2} ; \\
 M_{\Gamma} &= I_{\kappa} \omega_{\kappa} \dot{\gamma},
 \end{aligned}$$

где $f(\epsilon)$ — кинематическое рассогласование подвески и рулевого привода; M_{Γ} — гироскопический момент управляемого колеса. Остальные обозначения — на рис. 1.

Здесь за обобщенные координаты приняты следующие переменные: x — вертикальное перемещение центра поддресоренной массы; λ и γ — угловые перемещения центра масс соответственно в продольной (момент инерции I_{λ}) и поперечной (момент инерции I_{γ}) плоскостях автомобиля; z_1 и z_2 — вертикальные перемещения соответственно левого и правого управляемых колес массой m_{κ} с моментом инерции относительно оси вращения I_{κ} ; θ_1 и

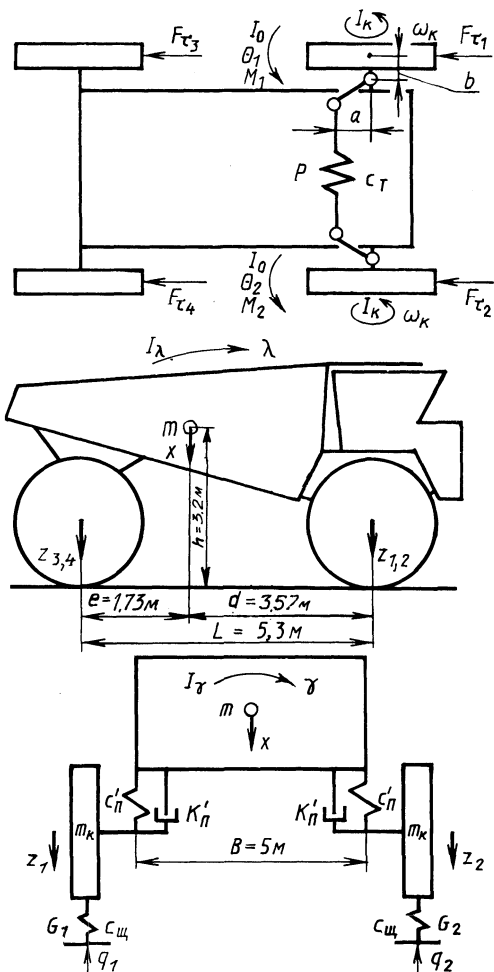


Рис. 1. Динамическая модель автомобиля

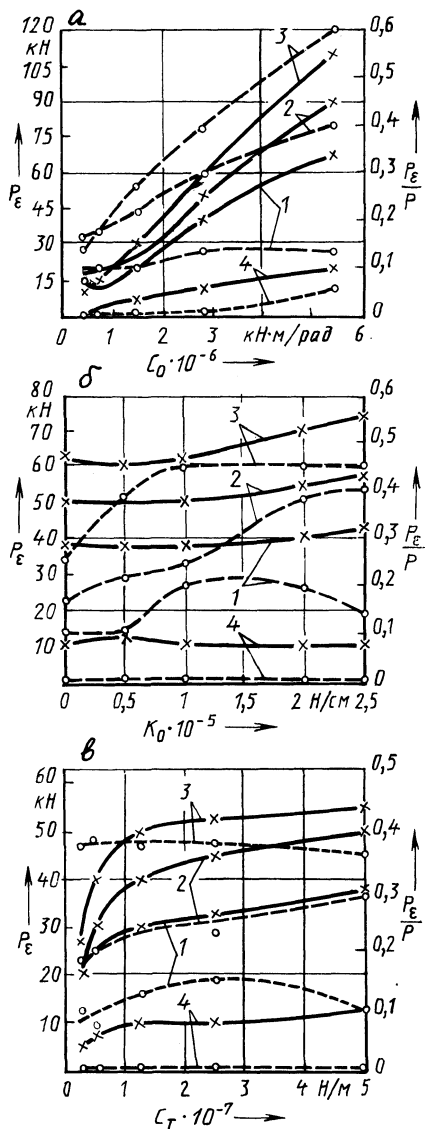


Рис. 2. Усилие в тяге рулевого привода P_{ϵ} (сплошная линия) от кинематического рассогласования его с подвеской и доля этого усилия в суммарной нагрузке P_{ϵ}/P (штриховая линия) при изменении угловой жесткости шины (а), демпфирования шины (б) и жесткости тяги (в)

θ_2 – угловые перемещения в горизонтальной плоскости левого и правого управляемых колес с моментами инерции относительно осей шкворней I_0 .

При решении задачи динамическая система принята дискретной; масса ведущих задних колес включена в поддрессоренную массу автомобиля. Для сопоставимости с экспериментальными данными основной режим нагружения рулевого привода соответствует случаю переезда автомобилем единичной неровности одновременно двумя колесами, когда привод максимально нагружен.

Анализ полученных результатов показывает, что нагрузки на рулевой привод обусловлены в основном двумя причинами: сопротивлением движению колес на подъеме (доля нагрузки – 60...85 %) и кинематическим рассогласованием $f(\epsilon)$ рулевого привода с подвеской (15...40 %). Гироскопический момент M_T , возникающий при повороте оси вращения колес вследствие их наезда на неровности, не оказывает существенного влияния на общую нагруженность привода (5...10 % общей нагрузки).

Для оптимизации параметров рулевого привода при заданной схеме рулевого управления и подвески были определены зависимости между усилием в тяге и различными параметрами системы: угловой жесткостью шин c_0 , коэффициентом неупругого сопротивления k_0 , жесткостью боковых тяг c_T . Расчеты проводились при скоростях движения автомобиля 2,2...9,3 м/с.

Результаты расчетов в графическом виде представлены на рис. 2 для разных скоростей движения автомобиля (1–9,3 м/с; 2–6,6; 3–4,4; 4–2,2 м/с). Анализ показывает, что уменьшение угловой жесткости шины (рис. 2, а) способствует значительному снижению составляющей P_ϵ и ее доли в суммарной нагрузке (при снижении c_0 в 4 раза P_ϵ падает на 60...70 %). При увеличении демпфирования шины (рис. 2, б) снижение P_ϵ незначительно (10...15 %). Жесткость тяги оказывает такое же влияние (рис. 2, в), как и жесткость шин, но в меньшей степени. С уменьшением c_T в 10 раз уровень нагрузок падает примерно в два раза. Доля P_ϵ в суммарной силе P не связана с жесткостью тяг, а определяется только скоростью движения автомобиля.

Максимальная деформация подвески и соответственно максимальные усилия в элементах привода имеют место при движении автомобиля со скоростью 4,1 м/с (15 км/ч) и обусловлены явлением резонанса при взаимодействии его с неровностью дороги.

Таким образом, снижение нагрузок в рулевом приводе автомобилей-самосвалов со свечной подвеской возможно за счет изменения угловой жесткости шин и (или) жесткости деталей рулевого привода.

ЛИТЕРАТУРА

1. Б а б у к В.Я. Исследование нагруженности рулевого привода большегрузных самосвалов БелАЗ. – В кн.: Автотракторостроение. Минск, 1985, вып. 20, с. 3–5.
2. Применение ЭВМ при конструировании и расчете автомобиля/Под ред. А.И. Гришкевича. – Минск, 1978. – 264 с.