

УДК 531.3

К ВОПРОСУ О ВЛИЯНИИ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕДНЕЙ ПОДВЕСКИ НА АВТОКОЛЕБАНИЯ УПРАВЛЯЕМЫХ КОЛЕС АВТОМОБИЛЯ

Х. Т. Тураев, Н. М. Кислицын, В. И. Шишкин, В. А. Яковлев

Показывается, что автоколебания управляемых колес автомобиля можно устранить соответствующим выбором угла продольного наклона шкворней или увеличением трения в системе рулевого управления.

Задача об устойчивости движения управляемых колес автомобиля рассматривалась многими авторами на основе гипотезы бокового увода [1-5]. Однако гипотеза бокового увода, справедливая при постоянных углах увода или при медленно изменяющихся углах увода, в случае, когда движение происходит с достаточно большой скоростью, теряет силу в общем случае качения колеса с упругим пневматиком [6-8].

Теория качения пневматика для этих условий была создана М. В. Келдышем в 1945 году [9] и позднее был разработан общий подход к решению задачи об устойчивости движения экипажа на баллонных колесах [7]. Эти теории не были использованы при исследовании устойчивости движения управляемых колес автомобиля из-за отсутствия экспериментальных данных о величинах кинематических параметров пневматика, а также повышении общего порядка системы дифференциальных уравнений движения.

Экспериментальное определение величин кинематических параметров пневматика позволило в настоящей работе рассмотреть вопрос об устойчивости движения управляемых колес автомобиля на основе [7] и, естественно, получить ряд новых качественных результатов. Теоретические исследования проверены экспериментально, причем результаты эксперимента качественно подтверждают правильность полученных результатов.

1. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ И УРАВНЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ

Рассмотрим задачу об устойчивости движения колебательной системы, состоящей из зависимой подвески, управляемых колес и рулевого управления в случае больших величин кинематических параметров шин.

Предположим, что центр тяжести системы находится на одинаковом расстоянии от колес, колеса динамически сбалансированы, их средние плоскости всегда параллельны, углы γ_0 продольного и β_0 поперечного наклона шкворней имеют небольшие значения. Будем считать, что рулевое колесо жестко закреплено и автомобиль движется прямолинейно по ровной дороге с постоянной скоростью V , его поддрессоренные массы не совершают колебаний, а нагрузка $2N$ на переднюю подвеску постоянна при всех режимах движения.

Составим уравнения малых колебаний системы. Положение системы относительно ее центра масс определяется двумя углами: углом ψ поворота оси вместе с колесами вокруг продольной оси автомобиля и углом θ поворота колес вокруг шкворней. Положительные значения угла ψ отсчи-

тываются от горизонтального положения оси в направлении вращения часовой стрелки, если смотреть по ходу автомобиля. Положительное направление отсчета угла θ соответствует повороту колес влево. Предполагается, что колеса жестко связаны между собой и поворачиваются вокруг шкворней одновременно на одинаковый угол θ (рис. 1).

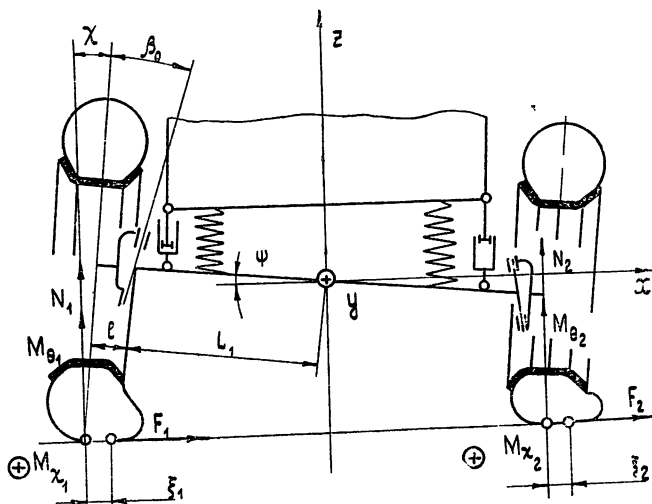


Рис. 1.

Введем следующие обозначения параметров колебательной системы: m — масса колеса со ступицей, l — расстояние от центра шкворня до центра колеса, L — расстояние от центра масс подвески до центра колеса, A — момент инерции колеса со ступицей и тормозным барабаном относительно его диаметра, C — удвоенный полярный момент инерции колеса, r — радиус качения колеса, ω — угловая скорость вращения колеса вокруг его оси, B — центральный момент инерции передней оси.

Кинетическая энергия T системы определяется выражением [14]

$$T = \frac{1}{2} (I_1 \dot{\psi}^2 + I_2 \dot{\theta}^2) - \gamma_0 I \dot{\psi} \dot{\theta} - C \omega \dot{\psi} \theta, \quad (1.1)$$

где $I_1 = 2(A + ml^2) + B$, $I_2 = 2(A + ml^2)$, $I = 2(A + mlL)$.

При выводе выражения кинетической энергии T системы, а также в дальнейшем малые углы γ_0 , β_0 учтены лишь с точностью до величин первого порядка малости. Из выражения (1.1) следует, что угол β_0 поперечного наклона шкворня в первом приближении не влияет на динамику системы. Обобщенные силы, действующие на систему, равны

$$Q_\psi = -k_1 \psi - h_1 \dot{\psi}, \quad Q_\theta = -k_2 \theta - h_2 \dot{\theta}, \quad (1.2)$$

где k_1 — жесткость рессор и шин в вертикальном направлении, k_2 — жесткость рулевого управления, h_1 , h_2 — коэффициенты вязкого трения по координатам ψ и θ .

Обобщенные силы реакции, обусловленные деформацией шин, определяются выражениями

$$\begin{aligned} R_\psi &= -(ar + \sigma N) (\xi_1 + \xi_2) - 2N(\sigma r + \rho) \psi + 2\gamma_0 N(\sigma r + \rho) \theta, \\ R_\theta &= [x_1 b + \gamma_0 (ar + \sigma N)] (\xi_1 + \xi_2) - 2 [x_2 b - \\ &\quad - \gamma_0 N(\sigma r + \rho)] \psi + 2\gamma_0 x_2 b \theta, \end{aligned} \quad (1.3)$$

если учесть следующие соотношения

$$\begin{aligned} x_1 &= -L - r\psi + r\gamma_0\theta, & x_2 &= L - r\psi + r\gamma_0\theta, \\ \chi &= \psi - \gamma_0\theta. \end{aligned} \quad (1.4)$$

Здесь ξ — боковая деформация шины, а x_1 , x_2 и a , b , σ , ρ — коэффициенты увода и упругости шины, которые определяются экспериментально [10, 11]. Подставляя найденные выражения T , Q_j , R_j в уравнения динамики

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} = Q_j + R_j \quad (j = 1, 2),$$

получаем следующие уравнения $\left(\omega = \frac{V}{r} \right)$:

$$\begin{aligned} I_1 \ddot{\psi} + h_1 \dot{\psi} + [k_1 + 2N(\sigma r + \rho)] \psi - \gamma_0 I \ddot{\theta} - \\ - C \frac{V}{r} \dot{\theta} - 2\gamma_0 N(\sigma r + \rho) \theta + (ar + \sigma N)(\xi_1 + \xi_2) = 0, \\ I_2 \ddot{\theta} + h_2 \dot{\theta} + [k_2 - 2\gamma_0 b x_2] \theta - \gamma_0 I \ddot{\psi} + \\ + C \frac{V}{r} \dot{\psi} + 2[bx_2 - \gamma_0 N(\sigma r + \rho)] \psi - \\ - [bx_1 + \gamma_0(ar + \sigma N)](\xi_1 + \xi_2) = 0. \end{aligned} \quad (1.5)$$

К этим уравнениям следует добавить уравнения кинематических связей, которые, с учетом (1.4), в нашем случае записываются в виде

$$\begin{aligned} \xi_1 - r\dot{\psi} + r\gamma_0\dot{\theta} + V(1 + \gamma_0 x_2)\theta + x_1 V \xi_1 - x_2 V \psi = 0, \\ \xi_2 - r\dot{\psi} + r\gamma_0\dot{\theta} + V(1 + \gamma_0 x_2)\theta + x_1 V \xi_2 - x_2 V \psi = 0. \end{aligned} \quad (1.6)$$

Уравнения (1.5), (1.6) образуют полную систему уравнений, описывающих малые колебания системы в случае достаточно больших величин кинематических параметров шин.

Если ввести переменную $\xi = \frac{1}{2}(\xi_1 + \xi_2)$ и параметры $n = 2(ar + \sigma N)$, $n_1 = 2(\sigma r + \rho)N$, $C_0 = Cr^{-1}$, $B = 2b$, $K_1 = k_1 + n_1$, $K_2 = k_2$, тогда задача об устойчивости системы сводится к изучению решения системы дифференциальных уравнений

$$\begin{aligned} I_1 \ddot{\psi} + h_1 \dot{\psi} + K_1 \psi - \gamma_0 I \ddot{\theta} - C_0 V \dot{\theta} - \gamma_0 n_1 \theta + n \xi = 0, \\ I_2 \ddot{\theta} + h_2 \dot{\theta} + (K_2 - \gamma_0 B x_2) \theta - \gamma_0 I \ddot{\psi} + C_0 V \dot{\psi} + \\ + (B x_2 - \gamma_0 n_1) \psi - (B x_1 + \gamma_0 n) \xi = 0, \\ \xi - r\dot{\psi} + r\gamma_0\dot{\theta} + V(1 + \gamma_0 x_2)\theta + x_1 V \xi - x_2 V \psi = 0. \end{aligned} \quad (1.7)$$

2. ХАРАКТЕРИСТИЧЕСКОЕ УРАВНЕНИЕ

Полагая $\theta = \theta_0 e^{pt}$, $\psi = \psi_0 e^{pt}$, $\xi = \xi_0 e^{pt}$, получим характеристическое уравнение системы дифференциальных уравнений (1.7) для определения p в виде

$$\mu [I_1 I_2 p^5 + (I_1 h_2 + I_2 h_1 + I_1 I_2 V x_1) p^4 + a_1 p^3 +$$

$$+ a_2 p^2 + a_3 p + a_4] + I_2 p^3 + (h_2 + I_2 V x_1) p^2 + \\ + [K_2 + h_2 V x_1 + \gamma_0 B (x_1 r - x_2)] p + [(B + K_2) x_1 + \gamma_0 n] V = 0, \quad (2.1)$$

где $\mu = K_1^{-1}$ и a_i ($i = 1, \dots, 4$) конечны и не зависят от μ .

Как видно из (2.1), коэффициенты характеристического уравнения зависят от конструктивных параметров системы и скорости движения автомобиля довольно сложным образом. Однако исследование устойчивости можно значительно упростить, если принять во внимание, что в обычно встречающихся конструкциях автомобилей жесткость K_1 рессор и шин достаточно велика, то есть мягкость подвески $\mu \ll 1$. Как известно [12], устойчивость системы, имеющей характеристическое уравнение (2.1) с достаточно малым $\mu \neq 0$ при условии

$$h_1 I_2^2 > 0, \quad (2.2)$$

может быть установлена исследованием корней более простого характеристического уравнения, которое получается из (2.1) при $\mu = 0$. Условие (2.2) заведомо выполняется. Это означает, что при достаточно большой жесткости рессор и шин угол ψ оказывается пренебрежимо малым и существенного влияния на динамику системы не оказывает. Следовательно, при изучении устойчивости можно вместо уравнения (2.1) рассмотреть характеристическое уравнение третьей степени. Выделим следующие положительные параметры, зависящие от скорости движения автомобиля

$$\tau = I_2 V^2, \quad \nu = h_2 V. \quad (2.3)$$

Тогда после замены p на pV и сокращения на V ($V \neq 0$) характеристическое уравнение третьей степени записывается в виде

$$\tau p^3 + (\nu + \tau x_1) p^2 + [K_2 + \nu x_1 + \\ + \gamma_0 B (x_1 r - x_2)] p + (B + K_2) x_1 + \gamma_0 n = 0. \quad (2.4)$$

3. ИССЛЕДОВАНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ

Начнем исследование устойчивости управляемых колес автомобиля с частного случая $\nu \equiv 0$. В этом случае характеристическое уравнение (2.4) имеет вид

$$\tau p^3 + \tau x_1 p^2 + [K_2 + \gamma_0 B (x_1 r - x_2)] p + \\ + (B + K_2) x_1 + \gamma_0 n = 0.$$

Поскольку конструктивные параметры x_1 , x_2 , B , K_2 , n , V положительны, условия устойчивости согласно критерию Раута — Гурвица сводятся к выполнению неравенства

$$-\frac{(B + K_2) x_1}{n} < \gamma_0 < -\frac{B x_1}{n - B x_1 (x_1 r - x_2)}. \quad (3.1)$$

Это означает, что при отсутствии демпфирования движение управляемых колес автомобиля асимптотически устойчиво на всех скоростях движения лишь при отрицательных значениях угла продольного наклона шкворней, лежащих в интервале (3.1).

Для изучения влияния демпфирования на устойчивость управляемых колес автомобиля воспользуемся методом D -разбиения [13].

С этой целью положим в уравнение (2.4) $p = j\omega$ ($j = \sqrt{-1}$), выделим и затем приравняем к нулю действительную и мнимую части, после чего имеем ($\omega^2 = \Omega$)

$$\begin{aligned} -(\nu + \tau x_1) \Omega + (B + K_2) x_1 + \gamma_0 n &= 0, \\ \omega [-\tau \Omega + K_2 + \nu x_1 + \gamma_0 B (x_1 r - x_2)] &= 0. \end{aligned} \tag{3.2}$$

Разрешая эти уравнения относительно τ и ν , получаем параметрическое представление уникарсальной кривой D -разбиения

$$\begin{aligned} \tau &= \frac{[K_2 + \gamma_0 B (x_1 r - x_2)] \Omega + x_1 [(B + K_2) x_1 + \gamma_0 n]}{\Omega (\Omega + x_1^2)}, \\ \nu &= \frac{B x_1 + \gamma_0 [n - B x_1 (x_1 r - x_2)]}{\Omega + x_1^2}. \end{aligned} \tag{3.3}$$

Для малых углов продольного наклона шкворня γ_0 числитель выражения параметра τ не обращается в нуль. Детерминант, необходимый для выполнения штриховки уникарсальной кривой D -разбиения, равен

$$\Delta = -\omega^3 (\Omega + x_1^2).$$

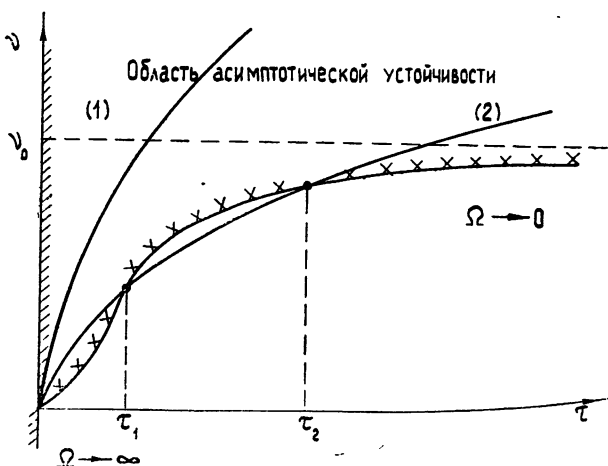


Рис. 2.

Качественно вид кривой (3.3) показан на рис. 2, где асимптота $\nu_0 = x_1^{-2} [B x_1 + \gamma_0 (n - B x_1 (x_1 r - x_2))]$. Кроме кривой (3.3), имеем особую прямую $\tau = 0$, которая получается из уравнения (2.4) при $p = \infty$.

Для того, чтобы составить наглядное представление об устойчивости управляемых колес автомобиля в зависимости от скорости движения и конструктивных параметров системы, проведем на рис. 2 параболу

$$\nu^2 = \frac{h_2^2}{I_2} \tau, \tag{3.4}$$

которая получается после исключения V из выражений (2.3).

Началу координат, через точку которого проходит эта парабола, соответствует нулевая скорость движения автомобиля. Перемещение вдоль этой параболы в бесконечность соответствует увеличению скорости автомобиля до бесконечности. В зависимости от соотношения конструктивных параметров системы возможны два случая взаимного расположения параболы (3.4) и границы области устойчивости (рис. 2). В первом случае (кривая 1) управляемые колес автомобиля асимптотически

устойчивы при всех скоростях движения, а во втором случае (кривая 2) существует интервал скоростей (τ_1, τ_2), при которых они оказываются неустойчивыми. Для вычисления критических скоростей $V_{кр}$, образующих границы этого интервала, достаточно написать условие пересечения параболы (3.4) с кривой (3.3). Так, из условия пересечения параболы (3.4) и кривой (3.3) имеем

$$v_{кр} = h_2 V_{кр} = [2I_2 x_1^2]^{-1} [I_2 (Bx_1 + B_1) - h_2^2 x_1 \mp \sqrt{[I_2 (Bx_1 + B_1) - h_2^2 x_1]^2 - 4A_1 h_2^2 I_2 x_1^2}],$$

где $A_1 = K_2 + \gamma_0 B (x_1 r - x_2)$, $B_1 = \gamma_0 [n - Bx_1 (x_1 r - x_2)]$.
Отсюда

$$V_{кр} = [2h_2 I_2 x_1^2]^{-1} \{ [I_2 (Bx_1 + B_1) - h_2^2 x_1] \mp \sqrt{[I_2 (Bx_1 + B_1) - h_2^2 x_1]^2 - 4A_1 h_2^2 I_2 x_1^2} \}. \quad (3.5)$$

Минимальное потребное демпфирование h_{2min} для устойчивости управляемых колес автомобиля при всех скоростях движения находится из условия соприкосновения параболы (3.4) и граничной кривой (3.3).

Полученная формула (3.5) и рис. 2 дают возможность выбрать оптимальное значение для любого параметра, если заданы значения остальных параметров, а также указывают на характер влияния того или иного параметра на устойчивость управляемых колес автомобиля. Так, например, из формулы (3.5) следует, что критические скорости исчезают или при значении угла продольного наклона шкворня

$$\gamma_0 = - \frac{Bx_1}{n - Bx_1 (x_1 r - x_2)}, \quad (3.6)$$

или при минимальном потребном демпфировании $h_{2min} > h_2$, где

$$h_2 = \sqrt{I_2} \{ - [K_2 + \gamma_0 B (x_1 r - x_2)]^{1/2} + [B + K_2 + \gamma_0 n x_1^{-1}]^{1/2} \}. \quad (3.7)$$

В качестве количественного примера проведено построение областей устойчивости в зависимости от угла продольного наклона шкворней γ_0 и жесткости рулевого управления K_2 на плоскости (τ, v) для колебательной системы с параметрами

$$\begin{aligned} N &= 400 \text{ кг}, & x_1 &= 2,34 \text{ м}^{-1} & r &= 0,306 \text{ м}, \\ a &= 10700 \text{ кг/м}, & x_2 &= 0,07, & K_2 &= 800 \text{ кгм/рад}, \\ v &= 150 \text{ кгм/рад}, & \sigma &= 0,82, & I_2 &= 0,22 \text{ кгм/сек}^2, \\ & & & & h_2 &= 3,0 \text{ кгм} \cdot \text{сек/рад}, \end{aligned}$$

и полученные результаты представлены на рис. 3. Ради упрощения построения по оси абсцисс вместо величины τ отложены значения $\left(\frac{\tau}{I_2}\right)^{1/2}$,

в результате чего на плоскости ($V, h_2 V$) вместо парабол (3.3) получаем прямые $h_2 = \text{const}$. Используя кривые рис. 3 и формулу (3.7), получаем графики зависимости минимального потребного демпфирования для устойчивости управляемых колес автомобиля от угла продольного наклона шкворней γ_0 (рис. 4 а), а также от скорости движения V , момента инерции колес относительно оси шкворня I_2 , расстояния от центра шкворня до центра колеса l при различных значениях угла продольного наклона шкворней (рис. 4 б, в, г).

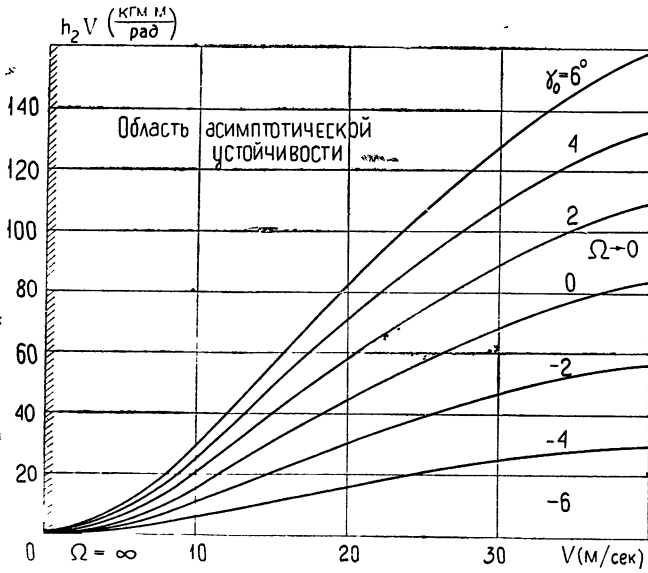


Рис. 3 а).

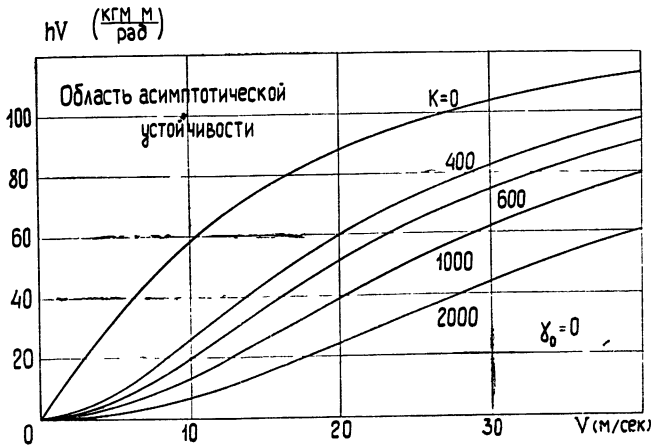


Рис. 3 б).

Таким образом, полученные теоретические результаты позволяют сделать следующие выводы:

1. Из всех конструктивных параметров системы угол продольного наклона шкворней γ_0 оказывает наиболее значительное влияние на автоколебания управляемых колес автомобиля. При уменьшении его область асимптотической устойчивости расширяется.

2. Соответствующим выбором угла продольного наклона шкворней можно устранить автоколебания управляемых колес автомобиля.

3. Автоколебания управляемых колес автомобиля могут быть предотвращены увеличением трения в рулевом управлении или, при недостаточности последнего, установкой демпфера, создающего демпфирующий момент при повороте колес вокруг шкворней. Параметры такого демпфера определяются по формуле (3.7).

4. С увеличением угла продольного наклона шкворней γ_0 , расстояния от центра шкворня до центра колеса l , момента инерции колеса относительно шкворня I_2 , а также угловой жесткости шин B ухудшается

устойчивость управляемых колес автомобиля и тем самым увеличивается потребное демпфирование.

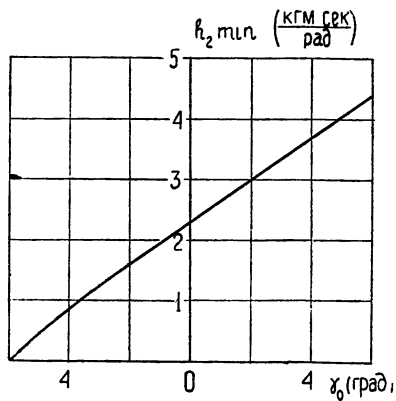


Рис. 4 а).

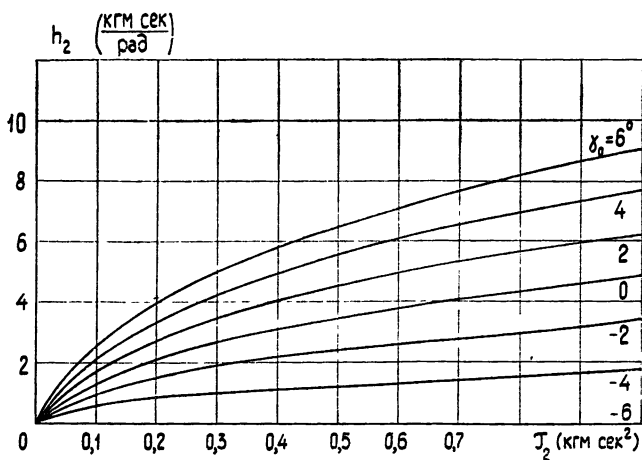


Рис. 4 б).

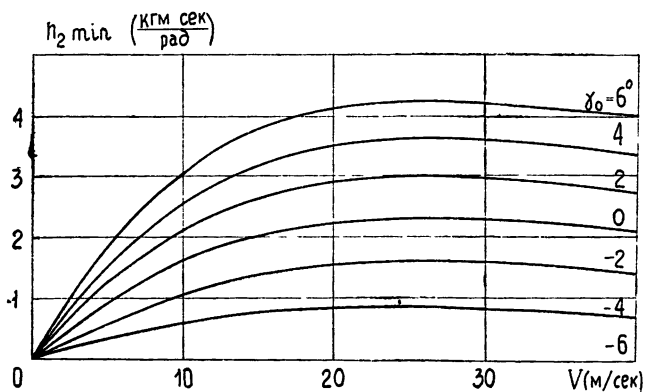


Рис. 4 в).

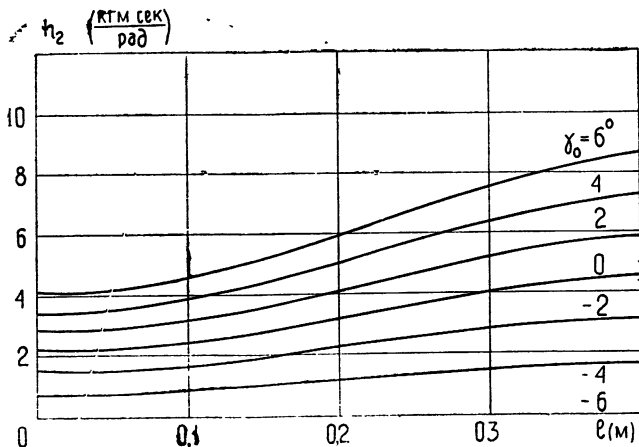


Рис. 4 г).

5. Потребное демпфирование для устойчивости управляемых колес автомобиля с увеличением скорости движения достигает максимума, а затем уменьшается и в пределе стремится к нулю.

6. Увеличение жесткости рулевого управления K_2 улучшает устойчивость движения управляемых колес автомобиля.

7. Угол поперечного наклона шкворней β_0 на устойчивость управляемых колес автомобиля в первом приближении не влияет.

8. Сравнение результатов исследований устойчивости движения управляемых колес автомобиля, полученных в данной работе с помощью обобщенной гипотезы увода Ю. И. Неймарка и Н. А. Фурфаева, с результатами исследований на основе общей теории М. В. Келдыша [14] показывает, что расхождение имеет место лишь при малых скоростях (20—30 км/час) движения автомобиля.

4. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ АВТОКОЛЕБАТЕЛЬНОГО ПРОЦЕССА УПРАВЛЯЕМЫХ КОЛЕС АВТОМОБИЛЯ

Экспериментальное исследование было проведено на двухосном автомобиле высокой проходимости с неразрезными осями. На таких автомобилях после пробегов 18—25 тысяч км иногда возникали автоколебания управляемых колес вокруг шкворней.

Испытания проводились на дороге с ровным сухим бетонным покрытием с динамически отбалансированными колесами. Колебания колес возбуждались наездом одного колеса автомобиля на синусоидальную неровность длиной 1000 мм, высотой 100 мм. Колебания управляемых колес вокруг шкворней фиксировались скоростной кино съемкой с использованием кинокамеры СКС-1М и на ленте осциллографа.

В ходе испытания проводились изменения углов продольного наклона шкворней, силы трения в системе рулевого управления, давления в шинах для определения влияния их на автоколебания управляемых колес автомобиля. Было проведено также испытание на скользкой обледенелой дороге при различных углах установки продольного наклона шкворней.

Проведенные испытания показали, что:

1. Продольный угол наклона шкворней наиболее значительно влияет на величину амплитуды автоколебаний управляемых колес. С увеличением угла продольного наклона шкворней резко возрастает амплитуда автоколебаний колес. При продольном угле наклона $\gamma_0 = -2^\circ$ и $\gamma_0 = 0^\circ$

автоколебания управляемых колес исчезают (рис. 5), но при этом ухудшается стабилизация колес.

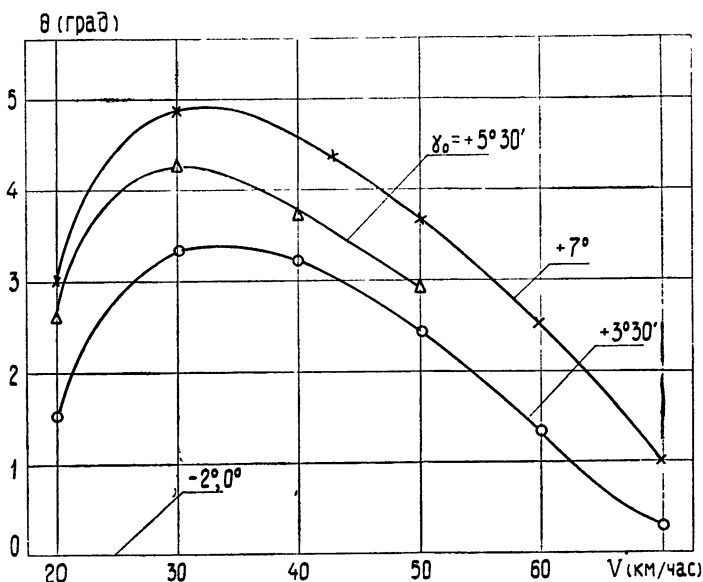


Рис. 5.

2. Амплитуда автоколебаний управляемых колес с увеличением скорости движения возрастает и достигает максимума при скоростях 30—35 км/час, затем она уменьшается и при скоростях 70—80 км/час стремится к нулю.

3. С изменением скорости движения автомобиля и углов продольного наклона шкворней частота автоколебаний управляемых колес находится в пределах 3,5—5 герц, т. е. изменяется практически незначительно.

4. Увеличение внутреннего давления воздуха в шине размером 12, 00—18, моделью К-12А при движении со скоростью $V=30$ км/час уменьшает амплитуды автоколебаний управляемых колес (рис. 6).

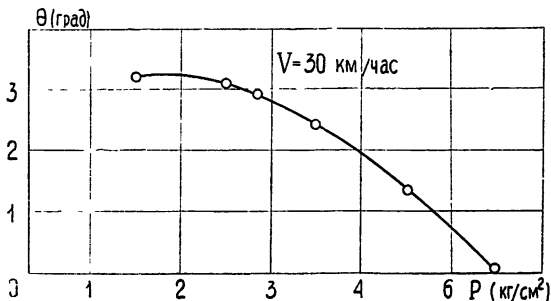


Рис. 6.

5. Трение в системе рулевого управления служит демпфером, уменьшающим амплитуды автоколебаний управляемых колес автомобиля. Люфты в рулевом механизме и в шарнирах рулевых тяг способствуют увеличению амплитуды автоколебаний управляемых колес.

6. При подключении силового цилиндра гидроусилителя рулевого управления к поперечной тяге автоколебания управляемых колес гасятся вследствие увеличения демпфирования.

7. На скользкой обледенелой дороге автоколебания управляемых колес исчезают.

Таким образом, результаты экспериментов согласуются с теоретическими выводами.

ЛИТЕРАТУРА

1. G. Becker, H. Fromm, H. Maguhn, *Schwingungen in Automobillenkungen*, Berlin, 1931.
2. И Рок ар, Неустойчивость в механике, Автомобили, Самолеты, Висячие мосты, ИЛ, М., 1959.
3. К. С. Колесников, Автоколебания управляемых колес автомобиля, ГИТТЛ, М., 1955.
4. В. Г. Терлецкий, Исследование причин возникновения автоколебаний управляемых колес автомобилей и колесных тракторов, кандидатская диссертация, Харьковский автомобильно-дорожный институт, 1964.
5. Д. Ф. Фортунков, Исследование колебаний управляемых колес и рулевого управления автомобилей, кандидатская диссертация, Горьковский политехнический институт, 1969.
6. И. К. Пчелин, А. А. Хачатуров, Автомобильная промышленность, № 6, 19 (1966).
7. Ю. И. Неймарк, Н. А. Фуфаев, Динамика неавтономных систем, изд. Наука, М., 1967.
8. Х. Т. Тураев, Изв. высш. уч. зав. — Радиофизика, 14, № 11, 1648 (1971).
9. М. В. Келдыш, Тр. центрального аэро-гидродинамического института, № 564, 1 (1945).
10. Х. Т. Тураев, Изв. высш. уч. зав. — Радиофизика, 14, № 11, 1654 (1971).
11. Ю. И. Неймарк, Н. А. Фуфаев, Х. Т. Тураев и др., Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки, № 12, 161 (1971).
12. М. В. Мееров, Основы автоматического регулирования электрических машин, Госэнергоиздат, М., 1952.
13. Ю. И. Неймарк, Устойчивость линеаризованных систем, изд. ЛКВВИА, Л., 1949.
14. Х. Т. Тураев, Н. А. Фуфаев, Автомобильная промышленность, № 9, стр. 23 (1972).

Научно-исследовательский институт
прикладной математики и кибернетики
при Горьковском университете

Поступила в редакцию
13 сентября 1971 г.

ON INFLUENCE OF FRONT-WHEEL SUSPENSION CONSTRUCTION PARAMETERS UPON AUTO-OSCILLATIONS OF CAR STEERABLE WHEEL

Kh. T. Turayev, N. M. Kislitsin, V. I. Shishkin, V. A. Yakovlev

Auto-oscillations of steerable wheel of a car are shown clearable by means of an appropriate choice of the caster angle or an increase of friction in the steering system.