

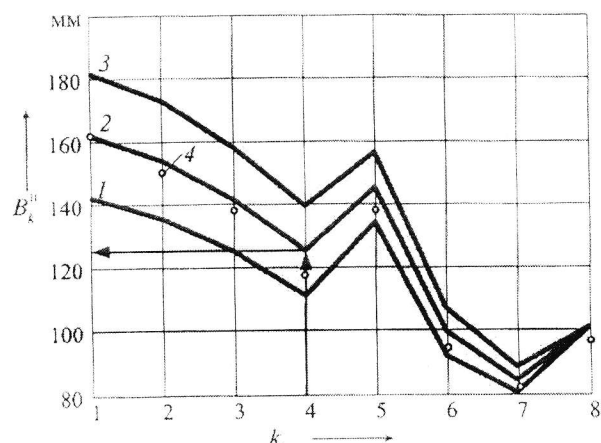


Рис. 6. Зависимость ширины нижних валков от размера полки профиля и номера перехода:

1 — $b = 30$ мм; 2 — $b = 40$ мм; 3 — $b = 50$ мм; 4 — опытные данные

тывающим является нижний валок, а в инвертированном — верхний. Это учитывается введением в формулу № 8 индикатора $\text{sign}(\eta_k)$.

Выполненные по формулам № 1–8 расчеты размеров валков в целом совпадают с опытными данными (табл. 2) с ошибкой, не превышающей 4...6 %.

На основе зависимостей, приведенных в табл. 1, авторы разработали алгоритм и программу расчета заготовок комплекта формирующих валков в среде "MathCAD-2001 Pro". Алгоритм включает девять блоков: ввод исходных данных (параметры сечения профиля, диаметр рабочих валков, размерные данные конструктивных замыкающих

Таблица 2

№ перехода	D_k^n , мм	B_k^n , мм	D_k^v , мм	B_k^v , мм	Примечания
1	141	162	157	162	—
2	164	151	167	152	—
3	183	137	182	137	—
4	197	118	194	118	—
5	186	138	207	105	—
6	178	91	209	123	Инвертированная пара
7	184	76	209	107	
8	154	97	178	65	—

элементов валков, припуски на черновую обработку, индикаторы инвертированных валковых пар); расчет функции F формы, числа N переходов, межосевых H_k расстояний, диаметров D_k^n нижних валков, ширины B_k^n нижних валков, диаметров D_k^v верхних валков и ширины B_k^v верхних валков; вывод результатов расчетов в виде векторов-столбцов значений размеров заготовок.

Таким образом, формализованная процедура априорного расчета параметров заготовок под технологическое оснащение для производства гнутых профилей типовой номенклатуры вполне реальна. И выгодна, так как позволяет на стадии технологической подготовки производства, еще до проектирования формирующих валков, провести заготовительные работы и тем самым сократить сроки освоения производства автомобилей новых моделей и модификаций.

УДК 629.017

ОЦЕНКА УСТОЙЧИВОСТИ И УПРАВЛЯЕМОСТИ АВТОМОБИЛЯ ПО СОБСТВЕННОЙ ЧАСТОТЕ ЕГО КОЛЕБАНИЙ В ПЛОСКОСТИ ДОРОГИ

Д-р техн. наук М.А. ПОДРИГАЛО,
канд. техн. наук Д.М. КЛЕЦ, В.И. ГАЦЬКО
Харьковский НАДУ (10.-380.57 707-37-33)

Приводятся результаты исследования устойчивости и управляемости автомобиля с использованием в качестве критерия частоты его собственных колебаний в плоскости дороги.

Ключевые слова: автомобиль, собственные колебания, устойчивость, управляемость.

Podrigalo M.A., Klets D.M., Gatsko V.I.

VEHICLE STABILITY AND CONTROLLABILITY EVALUATION BY CRITERION OF OWN FLUCTUATIONS FREQUENCY IN THE ROAD PLANE

Vehicles stability and controllability using as a criterion the frequency of own fluctuations in the road plane are investigated.

Keywords: vehicle, own fluctuations, stability, controllability.

Существующие методы оценки устойчивости и управляемости автомобиля предусматривают анализ дифференциальных уравнений его движения. Однако

для установившегося движения эту оценку можно выполнить и более простыми методами. И вот почему.

При таком движении постоянный курсовой угол ψ заданного радиуса R поворота автомобиля обеспечивает водитель или автоматическое управляющее устройство, постоянно воздействуя на рулевое колесо. При этом данное воздействие имеет колебательный характер с частотой, достигающей 0,7 Гц. Частота $\nu_{\text{соб}}$ собственных колебаний автомобиля в плоскости дороги тоже может иметь значения, близкие к 0,7 Гц, что создает высокую вероятность возникновения резонанса и сдвига колебаний по фазе на 180°. В итоге — ухудшение управляемости и устойчивости автомобиля.

Так говорит теория. Но ее подтверждает и практика. Например, в работе [1] приведены результаты экспериментальных исследований управляемости автомобилей, которые показывают: частота синусоидальной кривой для осуществления маневра по траектории усеченной синусоиды за счет соответствующего поворота рулевого колеса действительно составляет 0,7 Гц. Использование этой частоты приводит к тому, что время от завершения первого поворота рулевого колеса (первый пик) до завершения поворота в обратном направлении (второй пик) состав-

ляет приблизительно 714 мс независимо от заданной величины угла поворота рулевого колеса.

Эти результаты были получены в ходе многочисленных исследований верхнего предела способности человека выполнять поворот автомобиля при маневрах с двойным переходом с одной полосы движения на другую, поэтому и были использованы в международном стандарте [2], регламентирующем условия проведения испытаний автомобилей на устойчивость.

Учитывая опасность упомянутых выше резонансов, авторы статьи попытались найти недифферен-

циальную аналитическую зависимость, позволяющую рассчитать частоту $v_{\text{соб}}$ собственных колебаний автомобиля в плоскости дороги. И им это удалось.

Так, для установившегося прямолинейного движения автомобиля указанная частота может быть определена по формуле № 1 (табл. 1). Входящая в нее угловая жесткость $C_{\text{угл}}$ автомобиля в плоскости дороги, обусловленная боковой жесткостью шин, рассчитывается по формуле № 2. В нее, как видим, входит изменение $\Delta\psi$ курсового угла автомобиля и реакции опорной поверхности на передних (y_1) и задних (y_2)

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечания
1	$v_{\text{соб}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_{\text{угл}}}{I_{\text{ЗМ}}}}$	$C_{\text{угл}}$ — угловая жесткость автомобиля в плоскости дороги, обусловленная боковой жесткостью шин; $I_{\text{ЗМ}}$ — момент инерции автомобиля в плоскости дороги относительно центральной вертикальной его оси
2	$C_{\text{угл}} = \frac{M_{\text{пов}}}{\Delta\psi}$	$M_{\text{пов}}$ — момент, поворачивающий автомобиль в плоскости дороги; $\Delta\psi$ — изменение курсового угла автомобиля, обусловленное боковой жесткостью шин и действием поворачивающего момента $M_{\text{пов}}$
3	$\Delta\psi = \frac{Y_2}{b+H} = \frac{Y_1}{a-H}$	Y_1, Y_2 — боковые деформации шин, обусловленные действием боковых реакций дороги R_{y1} и R_{y2} ; a, b — расстояния от центра масс автомобиля до его передней и задней осей соответственно; H — расстояние от центра масс автомобиля до центра его упругости
4	$Y_1 = \frac{R_{y1}}{C_{y1}}$	C_{y1} — суммарная боковая жесткость передних колес автомобиля
5	$Y_2 = \frac{R_{y2}}{C_{y2}}$	C_{y2} — суммарная боковая жесткость задних колес автомобиля
6	$\Delta\psi = \frac{R_{y2}}{C_{y2}(b+H)} = \frac{R_{y1}}{C_{y1}(a-H)}$	—
7	$R_{y1} = R_{y2} = R_y = \frac{M_{\text{пов}}}{L}$	L — база автомобиля
8	$C_{\text{угл}} = L(b+H)C_{y2} = L(a-H)C_{y1}$	—
9	$H = \frac{aC_{y1} - bC_{y2}}{C_{y2} + C_{y1}}$	—
10	$I_{\text{ЗМ}} = I_{\text{ЗС}} + m_a H^2 = m_a (i_z^2 + H^2)$	m_a — полная масса автомобиля; $I_{\text{ЗС}}$ — центральный момент инерции автомобиля в горизонтальной плоскости; i_z — радиус инерции автомобиля относительно центральной вертикальной его оси
11	$v_{\text{соб}} = \frac{L}{2\pi} \sqrt{\frac{C_{y1}/m_a}{\left(1 + \frac{C_{y1}}{C_{y2}}\right) \left[i_z^2 + a^2 \left(\frac{\frac{C_{y1}}{C_{y2}} - \frac{b}{a}}{1 + \frac{C_{y1}}{C_{y2}}}\right)^2\right]}}$	—
12	$v_{\text{возм}}^{\text{max}} < v_{\text{соб}}$	—
13	$C_{y1} > \frac{4\pi^2 (v_{\text{возм}}^{\text{max}})^2 m_a}{L^2} \left(1 + \frac{C_{y1}}{C_{y2}}\right) \left[i_z^2 + a^2 \left(\frac{\frac{C_{y1}}{C_{y2}} - \frac{b}{a}}{1 + \frac{C_{y1}}{C_{y2}}}\right)^2\right]$	—

№ формулы	Формула	Примечания
14	$C_{y_1} > \frac{4 \pi^2 m_a (v_{\text{полюс}}^{\text{max}})^2}{L^2} F\left(\frac{C_{y_1}}{C_{y_2}}\right)$	$F\left(\frac{C_{y_1}}{C_{y_2}}\right)$ – функция отношения $\frac{C_{y_1}}{C_{y_2}}$
15	$F\left(\frac{C_{y_1}}{C_{y_2}}\right) = i_z^2 \left(1 + \frac{C_{y_1}}{C_{y_2}}\right) + a^2 \frac{\left(\frac{C_{y_1}}{C_{y_2}} - \frac{b}{a}\right)^2}{1 + \frac{C_{y_1}}{C_{y_2}}}$	—
16	$\left(\frac{C_{y_1}}{C_{y_2}}\right) = \frac{L}{\sqrt{i_z^2 + a^2}} - 1$	—
17	$\left[F\left(\frac{C_{y_1}}{C_{y_2}}\right)\right]_{\min} = L \frac{i_z^2 + (a - \sqrt{i_z^2 + a^2})^2}{\sqrt{i_z^2 + a^2}}$	—
18	$C_{y_{1 \min}} = \frac{4 \pi^2 m_a (v_{\text{полюс}}^{\text{max}})^2}{L} \frac{i_z^2 + (a - \sqrt{i_z^2 + a^2})^2}{\sqrt{i_z^2 + a^2}}$	—
19	$C_{y_2} > \frac{C_{y_{1 \min}}}{\left(\frac{C_{y_1}}{C_{y_2}}\right)}$	—
20	$C_{y_2} > \frac{4 \pi^2 m_a (v_{\text{полюс}}^{\text{max}})^2}{L} \frac{i_z^2 + (a - \sqrt{i_z^2 + a^2})^2}{L - \sqrt{i_z^2 + a^2}}$	—
21	$M_{\text{пов}} = R_{y_1} L = R_{y_2} L \cos \bar{\alpha}$	$\bar{\alpha}$ – средний угол поворота управляемых колес автомобиля
22	$\Delta \psi = \frac{Y_2}{b + H} = \frac{Y_1 \sec \bar{\alpha}}{a - H}$	—
23	$\Delta \psi = \frac{M_{\text{пов}}}{L C_{y_2} (b + H)} = \frac{M_{\text{пов}}}{L C_{y_1} (a - H) \cos^2 \bar{\alpha}}$	—
24	$C_{y_{12}} = L C_{y_2} (b + H) = L C_{y_1} (a - H) \cos^2 \bar{\alpha}$	—
25	$H = \frac{C_{y_1} a \cos^2 \bar{\alpha} - C_{y_2}}{C_{y_2} + C_{y_1} \cos^2 \bar{\alpha}}$	—
26	$v_{\text{соб}} = \frac{L \cos \bar{\alpha}}{2 \pi} \times$ $\times \sqrt{\frac{C_{y_1} / m_a}{\left(1 + \frac{C_{y_1}}{C_{y_2}} \cos^2 \bar{\alpha}\right) \left[i_z^2 + a^2 \frac{\left(\frac{C_{y_1}}{C_{y_2}} \cos^2 \bar{\alpha} - \frac{b}{a}\right)^2}{1 + \frac{C_{y_1}}{C_{y_2}} \cos^2 \bar{\alpha}}\right]}}$	—

его колесах. Чтобы их найти, воспользуемся рис. 1, на котором приведена схема нагружения автомобиля поворачивающим моментом $M_{\text{пов}}$ при установившемся прямолинейном движении. Из этого рисунка следуют формулы № 3, 4 и 5. В итоге формула № 3 превращается в формулу № 6.

Суммарные боковые реакции опорной поверхности на передних (R_1) и задних (R_2) колесах определяются по формуле № 7. Подставляя их в формулы № 6

и 2, получим формулу № 8. Входящие в нее параметры для каждого автомобиля известны. За исключением координаты H центра упругости автомобиля. Но ее легко вычислить по формуле № 9.

В формулу № 1, кроме $C_{y_{12}}$, входит еще один "не-расшифрованный" параметр – момент I_{yM} инерции автомобиля. Для него предназначена формула № 10. Следовательно, собственная частота $v_{\text{соб}}$ колебаний автомобиля в плоскости дороги при установившемся

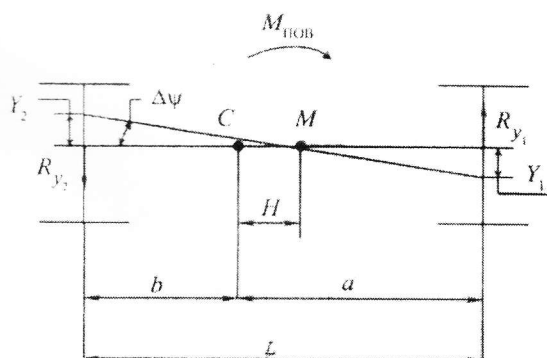


Рис. 1. Схема нагружения автомобиля поворачивающим моментом

прямолинейном движении может быть окончательно определена по формуле № 11, полученной после подстановки в формулу № 1 формул № 8...10.

Анализ этой формулы показывает, что с ростом колесной базы L частота $\nu_{\text{соб}}$ тоже вырастает, причем по линейному закону. С увеличением же полной массы m_a автомобиля частота собственных его колебаний, наоборот, уменьшается, но — пропорционально $\sqrt{\frac{1}{m_a}}$.

Далее. Управляемость и устойчивость прямолинейного установившегося движения автомобиля, очевидно, будет обеспечена при выполнении условия, записанного в виде формулы № 12. Зная это, из формулы № 11, решая ее относительно C_{y1} , определим область значений C_{y1} , обеспечивающих выполнение данного условия. Это будет формула № 13. Затем для удобства анализа преобразуем ее в формулу № 14, т.е. заменим громоздкую часть формулы № 13 функцией $F(C_{y1}/C_{y2})$ отношения C_{y1}/C_{y2} (формула № 15).

Эта функция имеет минимум, точка $(C_{y1}/C_{y2})^*$, который рассчитывается по формуле № 16. Минимальное значение функции $F(C_{y1}/C_{y2})$, соответствующее этой точке, дает формула № 17, а минимальное значение $C_{y1\text{ мин}}$ (требуемая минимальная жесткость передних колес), соответствующее $\left[F(C_{y1}/C_{y2})\right]_{\text{мин}}$, — формула № 18. Требуемая же суммарная боковая жесткость C_{y2} колес задней оси в этом случае находится по формуле № 19, которая по-

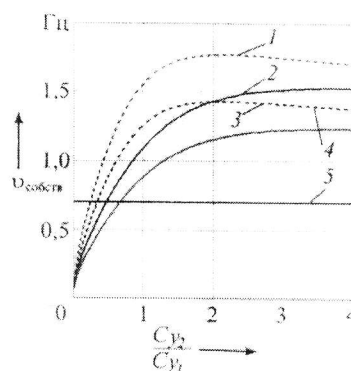


Рис. 2. Зависимость частоты собственных колебаний автомобиля "Урал-4320" при прямолинейном установившемся его движении от отношения C_{y2}/C_{y1} , давления $p_{\text{ш}}$ в шинах и степени его загрузки:

1 — снаряженный автомобиль при $p_{\text{ш}} = 0,35$ МПа ($C_{y1} = 2264 \cdot 10^3$ Н/м); 2 — полностью нагруженный автомобиль, $p_{\text{ш}} = 0,35$ МПа; 3 — снаряженный автомобиль, $p_{\text{ш}} = 0,07$ МПа ($C_{y1} = 1,475 \cdot 10^4$ Н/м); 4 — полностью нагруженный автомобиль, $p_{\text{ш}} = 0,05$ МПа; 5 — $\nu_{\text{соб}} = 0,7$ Гц

сле подстановки в нее формул № 16 и 18 принимает вид формулы № 20.

Полученные по формулам графики зависимости $\nu_{\text{соб}}(C_{y2}/C_{y1})$ для автомобиля "Урал-420", некоторые характеристики которого взяты из табл. 2, приведены на рис. 2.

Второй вариант установившегося движения автомобиля — движение на повороте. Схему нагружения автомобиля поворачивающим моментом в этом случае иллюстрирует рис. 3. Величину поворачивающего момента можно определить по формуле № 21, а изменение $\Delta\psi$ угла поворота продольной оси (курсового угла) автомобиля под действием этого момента — по формуле № 22 (см. рис. 3).

Учитывая, далее формулы № 4, 5 и 21, получаем формулу № 23, а из нее формулу № 24 для расчета угловой жесткости $C_{\text{угл}}$ автомобиля в плоскости дороги и формулу № 25 для расчета координаты H центра его упругости. Наконец, подставляя две последние формулы в формулу № 1 и учитывая формулу № 10, получаем формулу № 26, рассчитанная по которой

Таблица 2

Автомобиль	Параметры				
	m_a , кг	a , м	b , м	L , м	B , м
Снаряженный	8100	2,39	1,81	4,2	2,0
Полностью груженный	13 025	2,97	1,23	4,2	2,0

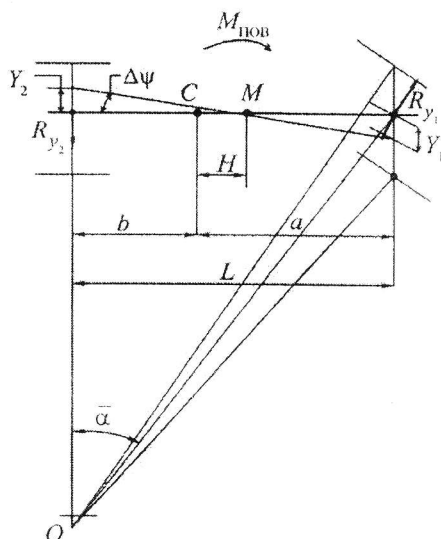


Рис. 3. Схема нагружения автомобиля поворачивающим моментом при его установившемся движении на повороте

зависимость $v_{\text{соб}}(C_{y_2}/C_{y_1})$ для того же автомобиля "Урал-4320" при его движении на установившемся повороте в груженом и снаряженном состояниях при различном давлении воздуха в шинах передних колес и средних углах поворота рулевого колеса приведена на рис. 4.

Анализ рис. 2 и 4 показывает, что с ростом отношения C_{y_2}/C_{y_1} происходит увеличение $v_{\text{соб}}$. При $C_{y_2}/C_{y_1} > 1$ $v_{\text{соб}} > 0,7$, что обеспечивает выполнение условия устойчивости. Однако при $v_{\text{соб}} = v_{\text{возм}}$ возникает резонанс колебаний, сопровождающийся резким увеличением их амплитуды, а при $v_{\text{возм}} > v_{\text{соб}}$ происходит сдвиг фазы колебаний в плоскости дороги на 180° относительно управляющих колебаний, создаваемых водителем на рулевом колесе. И то и другое резко ухудшает управляемость и устойчивость установившегося движения автомобиля как при пря-

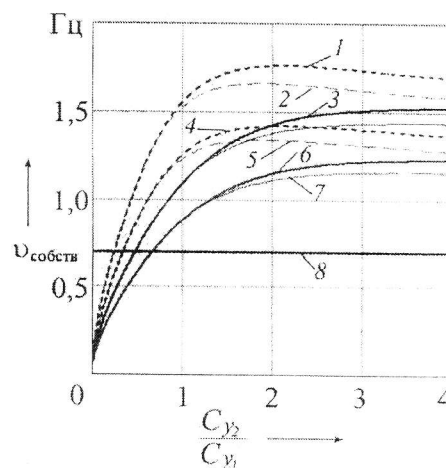


Рис. 4. Зависимость частоты собственных колебаний автомобиля "Урал-4320" в плоскости дороги при установившемся повороте от отношения C_{y_2}/C_{y_1} , среднего угла поворота управляемости колес, степени его нагруженности и давления в шинах:

1 — снаряженный автомобиль, $p_{\text{ш}} = 0,35$ МПа ($C_{y_1} = 2,264 \cdot 10^5$ Н/м), $\bar{\alpha} = 5^\circ$; 2 — снаряженный автомобиль, $p_{\text{ш}} = 0,35$ МПа, $\bar{\alpha} = 20^\circ$; 3 — полностью нагруженный автомобиль, $p_{\text{ш}} = 0,35$ МПа, $\bar{\alpha} = 5^\circ$; 4 — снаряженный автомобиль, $p_{\text{ш}} = 0,07$ МПа ($C_{y_1} = 1,475 \cdot 10^5$ Н/м), $\bar{\alpha} = 5^\circ$; 5 — снаряженный автомобиль, $p_{\text{ш}} = 0,07$ МПа, $\bar{\alpha} = 20^\circ$; 6 — полностью нагруженный автомобиль, $p_{\text{ш}} = 0,07$ МПа, $\bar{\alpha} = 20^\circ$; 7 — $v_{\text{соб}} = 0,7$ Гц

молинейном его движении, так и при движении на повороте.

Литература

1. Forkenbrock G., Devin E. An Assessment of Human Driver Steering Capability [Электронный ресурс] // NHTSA Technical Report, DOT HS 809875. 2005. Режим доступа к журналу: http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/vtrc/ca/capubs/HTSA_forkenbrock_driver_steering_capability.rpt.pdf.
2. Электронные системы контроля устойчивости: ECE/TRANS/180/Add.8. Введены в Глобальный регистр. 2008-06-26. Женева: Глобальный регистр. Организация объединенных наций. 2008. — 116 с.

ВНИМАНИЮ АВТОРОВ!

Напоминаем: направлять статьи и вести переписку с редакцией быстрее и удобнее с помощью электронной почты. Наш новый адрес: avtoprom-atd@mail.ru