

самоотжимных колодок с одновременным увеличением диаметров колесных тормозных цилиндров передней оси до 36–40 мм и уменьшением диаметров задней до 14–16 мм.

Таким образом, разработанный программный модуль позволил с помощью ЭЦВМ ответить на ряд вопросов, для экспериментального решения которых потребовалось бы выполнение большого объема трудоемких и дорогостоящих дорожных испытаний.

Л и т е р а т у р а

1. Эллис Д.Р. Управляемость автомобиля. – М., 1979. – 215 с. 2. Математическое обеспечение ЕС ЭВМ. – Минск, 1976, вып. 2. – 272 с. 3. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля. – М., 1971. – 416 с. 4. Вопросы динамики торможения и теории рабочих процессов тормозных систем автомобилей/ Б.Б.Генбом, Г.С.Гудз, В.А.Демьянюк и др.; Под общ. ред. Б.Б.Генбома. – Львов, 1974. – 234 с.

УДК 629.113.001.1:629.113.073

А.Г.Выгонный, канд. техн. наук (МАЗ)

ВЛИЯНИЕ КИНЕМАТИКИ РЕССОРНО-БАЛАНСИРНОЙ ПОДВЕСКИ НА ПОПЕРЕЧНОЕ ОПРОКИДЫВАНИЕ АВТОМОБИЛЯ

В работах [1, 2] при расчете поперечной устойчивости автопоезда тележка заменяется одной осью и в связи с этим не учитывается кинематика рессорно-балансирной подвески. В результате расчетный коэффициент поперечной устойчивости против опрокидывания может получиться завышенным. На стадии проектирования не обеспечивается лучший вариант соотношения угловых жесткостей подвесок осей тележки.

В настоящей статье представлена математическая модель рессорно-балансирной подвески для расчета поперечного опрокидывания автомобиля.

Приняты следующие основные обозначения (другие поясняются по тексту): n – индекс порядкового номера оси; B_n – колесная колея, $B_n = \sqrt{0,5(B_{нн}^2 + B_{вн}^2)}$; $B_{нн}$ – колея наружных колес; $B_{вн}$ – колея внутренних колес; B_p – рессорная колея; $C_{шн}$ – нормальная жесткость шины, равная отношению нагрузки к прогибу при удвоенной конструктивной массе автомобиля; $C'_{шн}$ – нормальная жесткость шины, равная производной нагрузки по прогибу при удвоенной конструктивной массе автомобиля; $C_{сн}$ –

угловая жесткость стабилизатора подвески; C_{pn} - жесткость рессоры; C_{pn1} - жесткость части рессоры, расположенной перед осью; C_{pn2} - жесткость части рессоры, расположенной за осью; G_{hn} - вес неподрессоренной массы; G_{hn} - вес подрессоренной массы; R_{zn} - осевая нагрузка; g - ускорение свободного падения; μ - удельная поперечная сила [3]; k - граница контакта колес осей автомобиля (число осей, колеса которых потеряли контакт с опорной поверхностью); η_k - коэффициент поперечной устойчивости против опрокидывания при потере контакта с опорной поверхностью колесами k осей; h_n - высота центра подрессоренных масс над центром крена подвески; h_{kn} - высота центра крена подвески над опорной поверхностью; K_{yn} - коэффициент сопротивления боковому уводу шины; λ - угол крена рамы тележки относительно опорной поверхности; λ_{on} - угол крена оси относительно опорной поверхности; $\lambda_{окн}$ - угол крена оси, при котором колесо с одной стороны оси теряет контакт с опорной поверхностью; λ_{mn} - угол крена оси в безразмерном виде, равный отношению λ_{on} к $\lambda_{окн}$; r_n - радиус качения колес; $L_{п}$ - расстояние от шкворня седельно-сцепного устройства до первой оси полуприцепа; L_{12} - база тележки; N_n - количество шин на оси; v - продольная скорость автомобиля.

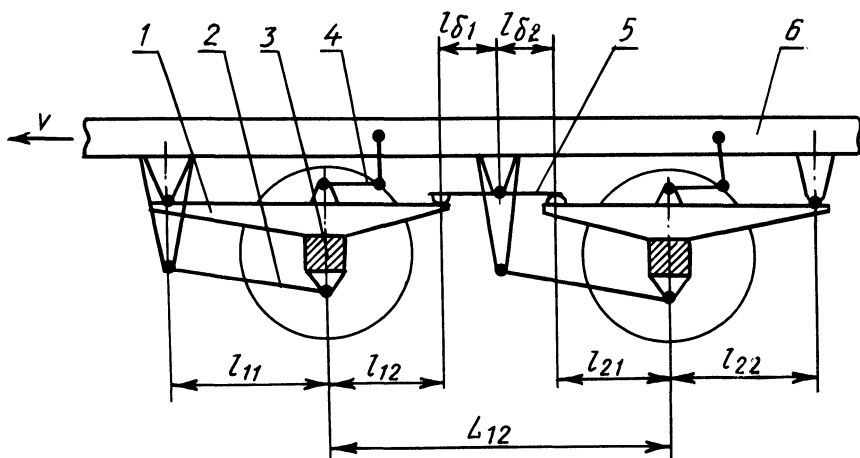


Рис. 1. Схема тележки с четырехрессорной балансирующей подвеской:

1 - рессора; 2 - штанга; 3 - балка оси; 4 - стабилизатор; 5 - балансиры; 6 - рама.

Рассмотрим тележку, схема которой показана на рис. 1. Примем, что рессоры несимметричные, нагрузки на оси от подрессоренных масс разные. Подрессоренные и неподрессоренные массы сосредоточены в центрах масс в плоскости осей тележки.

Моменты реакций связей тележки с другими элементами автомобиля в поперечной плоскости относительно центра крена подвески тележки, за исключением моментов от подрессоренных масс, равны нулю. Углы крена при опрокидывании такие, что синусы углов приближенно равны значениям углов, а косинусы — единице. Автомобиль движется с постоянной скоростью и кривизной траектории.

Момент M от подрессоренных масс тележки относительно центра крена подвески (рис. 2)

$$M = h(G_{h1} + G_{h2})(\mu + \lambda),$$

где $h_{1, 2} = h$; $P_{yшн} = G_{hn}\mu$; $P_{zшн} = G_{hn}$.

Моменты M_n , передаваемые подвеской на оси:

$$M_1 = (0,5C_{p1}B_p^2 + C_{c1})(\lambda - \lambda_{01}) + C_{p12}B_p l_{61}\varphi;$$

$$M_2 = (0,5C_{p2}B_p^2 + C_{c2})(\lambda - \lambda_{02}) - C_{p21}B_p l_{62}\varphi,$$

где l_{61}, l_{62} — размеры балансира, показанные на рис. 1; φ — угол поворота балансира. Из условия равновесия балансира

$$\varphi = \frac{0,5B_p[C_{p21}(\lambda - \lambda_{02})l_{62} - C_{p12}(\lambda - \lambda_{01})l_{62}]}{C_{p12}l_{61}^2 + C_{p21}l_{62}^2}.$$

Из уравнения равновесия оси (см. рис. 2) следует: до потери контакта колеса с опорной поверхностью*

$$M_n = 0,25C_{шн}B_n^2N_n\lambda_{он} - R_{yn}\left(\frac{4R_{zn}}{C_{шн}N_n} + h_{kn}\right) - (G_{hn}h_{kn} + G_{hn}r_n)\lambda_{он} + G_{hn}(h_{kn} - r_n)\mu; \quad (1)$$

после потери контакта колеса

$$M_n = 0,5R_{zn}B_n - R_{yn}\left(\frac{3R_{zn}}{C_{шн}N_n} + h_{kn} + 0,5B_n\lambda_{он}\right) - (G_{hn}h_{kn} + G_{hn}r_n)\lambda_{он} + G_{hn}(h_{kn} - r_n)\mu + 0,125(B_{hn} - B_{вн})^2C'_{шн}(\lambda_{он} - \lambda_{окн}). \quad (2)$$

При выводе формул (1) и (2) имелось в виду следующее. Поперечная деформация шин h_{yn} (рис. 2) учтена из условия, что в контакте находится одно колесо оси и что поперечная жесткость шины приближенно равна половине нормальной жесткости [2]. Нормальный прогиб шины наружного колеса от крена оси до потери колесом контакта определяется выражением $0,5B_n\lambda_{он}$ и после потери внутренним колесом контакта равен $R_{zn}/(C_{шн}N_n)$. Последнее слагаемое в выражении (2) отражает дополнительный

* Выражение " с опорной поверхностью" далее опущено.

момент сопротивления опрокидыванию при рассмотрении сдвоенного колеса как двух пружин.

Поперечные реакции на осях R_{yn} тележки представлены в формулах (1) и (2) при двухосном полуприцепе и одинаковых K_{yn} :

$$R_{y1} = \mu \left[R_{z1} - \frac{gK_y L_{12} (L_{\pi} + L_{12}) N_n}{2v^2 (2L_{\pi} + L_{12})} \right];$$

$$R_{y2} = R_{y1} + gK_y L_{12} \frac{\mu N_n}{2v^2},$$

где коэффициент сопротивления уводу оси входит выражением $0,5K_y N_n$, что соответствует моменту потери контакта колесом оси с одной стороны.

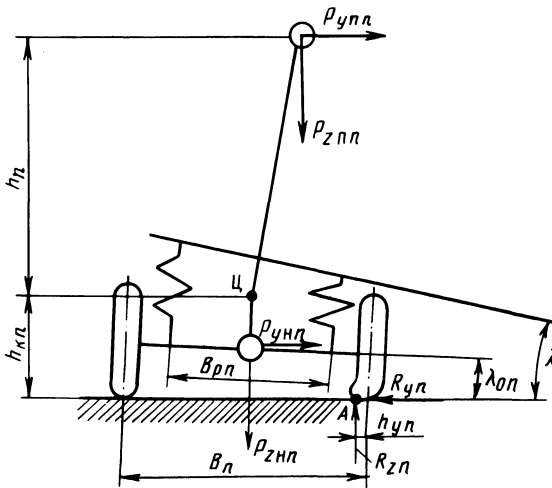


Рис. 2. Силы от подрессоренных и непрессоренных масс и реакции опорной поверхности для оси в момент потери контакта колеса с опорной поверхностью.

Полученные уравнения при пренебрежении нелинейным членом, как величиной второго порядка малости, могут быть преобразованы в линейную систему

$$Ax = b, \tag{3}$$

где A и b – матрицы коэффициентов соответственно размера 3×4 и 3×1 , значения части коэффициентов зависят от условий контакта колес; x – матрица неизвестных размера 4×1 : $x_1 = \lambda_{M1}$, $x_2 = \lambda_{M2}$, $x_3 = \lambda$, $x_4 = \mu$.

Система (3) является неопределенной. Необходимо еще одно уравнение, которым может быть $x_1 = 1$, когда на границе контакта находится колесо первой оси, или $x_2 = 1$, когда на гра-

ниже контакта находится колесо второй оси. Решим систему (3) с учетом $x_1 = 1$, а затем при $x_2 = 1$. Из двух решений физически осуществимо то, которое имеет меньшее значение μ . Это μ будет равно η_1 . Затем, зная номер оси, колесо которой первым теряет контакт, изменяем коэффициенты системы (3) и, приняв дополнительное уравнение $x_n = 1$ (где n соответствует номеру оси, сохранившей контакт всех колес), находим соответствующее μ , а следовательно, и η_2 .

В качестве примера определим поперечную устойчивость полуприцепа с тележкой, согласно рис. 1, имеющего следующие параметры: $B_{H1,2} = 1,935$ м; $B_{B1,2} = 1,026$ м; $C_{ш1,2} = 0,80$ МН/м; $C'_{ш1,2} = 1,06$ МН/м; $G_{H1,2} = 12,75$ кН; $G_{h1,2} = 82,16$ кН; $h_{1,2} = 1,4$ м; $h_{к1,2} = 0,77$ м; $K_{y1,2} = 1,82 \cdot 10^5$ Н/рад; $r_{1,2} = 0,505$ м; $L_{п} = 5,53$ м; $L_{1,2} = 1,54$ м; $v = 40$ км/ч. Результаты расчетов приведены в табл. 1. Результаты при $K_y = 0$ могут быть отнесены к движению по траектории малой кривизны. Варианты, когда $K_y = 0$ и стабилизаторы на осях тележки одинаковы или отсутствуют, могут быть отнесены к случаю замены тележки одной осью. Относительно этих вариантов следует сравнивать другие.

Сравним варианты 01; 10 и 11 при $K_y = 0$.

1. Результаты расчета при учете кинематики балансирной тележки (варианты 01 и 10) в отличие от расчета при замене тележки одной осью (вариант 11) показывают разные углы крена осей при потере колесами контакта. Так, на первой границе контакта разность углов составляет 20% относительно максимального значения угла. Эта разность может служить мерой неравномерности нагружения шин тележки нормальной реакцией. Колесо оси, на которой установлен стабилизатор, теряет контакт раньше по сравнению с колесом оси, на которой стабилизатора нет.

2. Коэффициент поперечной устойчивости при замене тележки одной осью завывается на первой границе контакта колес на 10%.

Учет увода шин для варианта 10 при $K_y \neq 0$ дает результаты, показывающие уменьшение неравномерности нагруженности шин нормальной реакцией: разность углов крена осей на первой границе контакта колес уменьшается с 20 до 7%. В результате коэффициенты боковой устойчивости η_1 и η_2 сближаются и их значения становятся больше значений при неучете увода шин. В варианте 01 при $K_y \neq 0$ получится обратная картина. Эти данные показывают, что поперечная устойчивость зависит от конструкции балансирной тележки и от кривизны траектории движения автомобиля.

Таблица 1

Результаты расчета коэффициентов поперечной устойчивости против опрокидывания

η_k и углов крена осей λ_{m1}

Граница контакта колес осей полуприцепа к	Обозначение параметра	01*		10		11**		00	
		$K_y \neq 0$	$K_y = 0$	$K_y \neq 0$	$K_y = 0$	$K_y \neq 0$	$K_y = 0$	$K_y \neq 0$	$K_y = 0$
1	λ_{m1}	0,68	0,80	1,00	1,00	0,86	1,00	0,86	1,00
	λ_{m2}	1,00	1,00	0,93	0,80	1,00	1,00	1,00	1,00
	η_1	0,300	0,318	0,345	0,318	0,332	0,354	0,319	0,340
2	λ_{m1}	1,00	1,00	2,34	4,85	1,00	1,00	1,00	1,00
	λ_{m2}	7,03	4,85	1,00	1,00	3,16	1,00	4,81	1,00
	η_2	0,291	0,312	0,343	0,312	0,337	0,354	0,307	0,340

* Условное обозначение наличия стабилизаторов на осях: первая цифра относится к первой оси, вторая - ко второй; 1 - стабилизатор есть, 0 - нет.

** Жесткость стабилизаторов уменьшена вдвое по сравнению с исходной.

Приведенные расчеты также позволяют ответить на вопрос, на какой оси тележки лучше устанавливать стабилизатор – на первой или второй.

При $K_y = 0$ (движение на больших скоростях) варианты равноценны. Когда $K_y \neq 0$ ($v = 40$ км/ч), лучше устанавливать стабилизатор на первой оси (рис. 3), при этом уменьшается разность углов крена осей тележки и увеличивается коэффициент поперечной устойчивости на первой границе контакта колес на 15%.

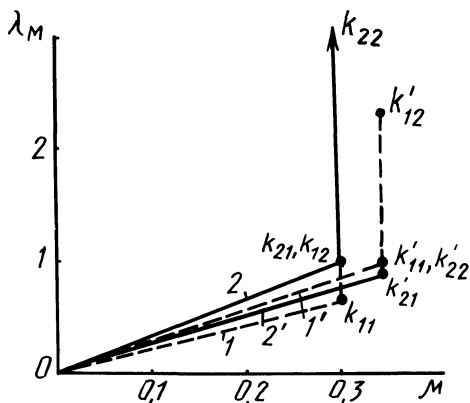


Рис. 3. Углы крена осей тележки λ_M в зависимости от удельной поперечной силы μ :

1 и 2 – соответственно для первой и второй оси при установке стабилизатора на второй оси; 1' и 2' – то же, но при установке стабилизатора на первой оси; k_{nk} – точки, соответствующие оси n на границе контакта k при установке стабилизатора на второй оси; k'_{nk} – то же, но при установке стабилизатора на первой оси.

Таким образом, предложенные уточнения методики расчета поперечной устойчивости позволяют на стадии проектирования улучшить конструктивные параметры балансирной подвески автомобиля.

Л и т е р а т у р а

1. Gauß F., Schönfeld K.H. Die Berechnung von Sattelkraftfahrzeugen. – Deutsche Kraftfahrtforschung und Straßenverkehrstechnik. 1975, H. 250. – 25 s.
2. Favero J.L. Le probleme de renversement des poids lourds. – Ingenieurs de l'automobile, 1976, N 11, p. 418–428.
3. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. – М., 1972. – 392 с.