



УДК 629.11.012.814: 656.073(045/046)

М.Д.КУТУЕВ, А.Т.ТОКТОГОНОВ,
Т.О.ИМАНАЛИЕВ

M.D. KUTUEV, A.T. TOKTOGONOV, T.O. IMANALIEV

E.mail. ksucta@elcat.kg

ИССЛЕДОВАНИЕ СОБСТВЕННЫХ ЧАСТОТ ГРУЗОВОГО АВТОТРАНСПОРТА

INVESTIGATION OF NATURAL FREQUENCIES IN TRUCKS

Бул макалада Лагранж теңдемеси менен жүк таиучу унаалардын эркин термелүүсү каралат.

Чечүүчү сөздөр: динамика, өздүк жыштыгы, автомобильдин подвескасы, Лагранж теңдемеси, суперпозиция, эркин кыймылдын даражасы, тегиз каршылыктуу устун.

В данной статье рассматриваются свободные колебания автотранспорта, используя уравнения Лагранжа.

Ключевые слова: динамика, собственная частота, подвеска автомобиля, уравнения Лагранжа, суперпозиция, степень свободы, балка равного сопротивления.

This article deals with free vehicle fluctuations using the Lagrange equations.

Key words: dynamics, natural frequency, car suspension, Lagrange equations, superposition, degree of freedom, beam of equal resistance.

Введение. В связи с ростом экономики Кыргызстана увеличивается объем перевозимых грузов на большегрузных автомобилях. Имеет место и случаи превышения грузоподъемности по техпаспорту и др. требованиям. В связи с этим возникают вопросы относительно надежности автомобильно-дорожных инженерных сооружений, ранее рассмотренных в работах проф. М.Д. Кутуева В данной статье рассматривается одна из первоначальных частей задачи.

При исследовании динамики автомобиля мы сталкиваемся со многими факторами, влияющими на природу собственных колебаний таких как: скорость движения, конструктивные особенности автомобиля, шероховатость поверхности и др., которые влияют на плавность хода.

Рассмотрим конструкцию автомобиля: подвеску, автомобильные колеса, подвергающиеся различным колебаниям.

Автомобильные колеса, воспринимающие всю массу автомобиля и динамические нагрузки, передаваемые на раму или кузов автомобиля, смягчает, и поглощают толчки и удары от неровностей дороги. От характера и взаимодействия колес с дорогой зависит: тягово-тормозные свойства автомобиля, плавность хода, экономичность, проходимость, устойчивость и управляемость.

Подвеска соединяет раму или кузов с агрегатами ходовой части, воспринимает динамические нагрузки со стороны дороги и обеспечивает плавность хода автомобиля. К подвескам предъявляются следующие требования: обеспечение оптимальной частоты колебаний кузова и амплитуды затухания колебаний, противодействия крену автомобиля при повороте, разгоне, торможения, стабилизация углов установки направляющих колес: соответствие кинематике при повороте, кинематике рулевого механизма. Простота устройства и технического обслуживания, надежность [1].

Составные части подвески; упругие элементы, направляющие устройства, амортизаторы. В автомобиле различают поддрессоренную массы; кузов (раму) и все, что к нему крепится, и недрессоренную массы; колеса, некоторые части подвески.

Рассмотрим в частности упругие элементы, воспринимающие и гасящие динамические нагрузки со стороны дороги. Различают рессорные (листовые, витые, пружинные, торсионные, пневматические (резинокордные баллоны, диафрагменные, комбинированные), гидропневматические и резиновые (работают на кручение или сжатие) упругие элементы. Наиболее распространены листовые рессоры для большегрузных транспортных средств. Они просты в изготовлении и ремонте. [2]

Свободные колебания автомобиля представим как систему, состоящую из кузова обладающую центром масс и отдельно состоящих из четырех колес нагруженных сосредоточенными силами.

Движение такой системы в процессе колебаний, будут колебаться по принципу суперпозиции, т.е. четыре колеса будут иметь независимые четыре перемещения и перемещения центра масс [1].

y_1 - вертикальное перемещение центра масс

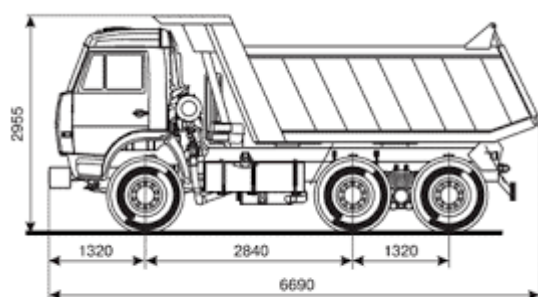
y_2, y_4 - прогиб передних рессор

y_3, y_5 - прогиб задних рессор

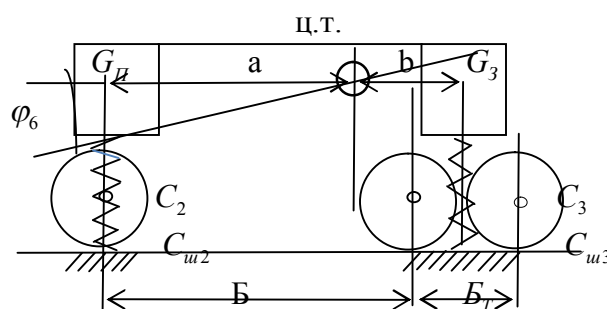
φ_6 - угол поворота кузова относительно поперечной оси

φ_7 - угол поворота кузова относительно продольной оси

Как мы видим, кузов автомобиля имеет семь степеней свободы и совершает весьма сложное движение. Для упрощения расчетов рассматриваем колебания вертикальной плоскости, т.е. из семи рассмотрим четыре степени свободы; y_1, y_2, y_3, φ_6 и покажем ниже в расчетной схеме.



КАМАЗ-65115 (6x4)



Для расчета кинетической и потенциальной энергии по уравнению Лагранжа, требуется технические характеристики автотранспорта, и занесем ниже в таблицу 1. КАМАЗ65115 [3] и др. виды автомобилей.

B - 2840 мм базовое расстояние между осями

B_T - 1320 мм расстояние между задними осями

C_2 - жесткость передней рессоры

C_3 - жесткость задней рессоры

$C_{ш2}$ - жесткость передней шины

$C_{ш3}$ - жесткость задней шины

G_G - 14000 кг грузоподъемность

G_C - 11000 кг собственная масса

$G_{пол}$ - 25000 кг полная масса

G_{II} - 6000 кг масса приходящая на переднюю ось

G_3 - 19200 кг масса приходящая на тележку



Таблица 1 – КАМАЗ 65115 [3] и др. виды автомобилей

	Б(см)	B_T (см)	G_r (кг)	G_c (кг)	G_{II} (кг)	G_3 (кг)
КАМАЗ 6511	284	132	14000	11200	6000	19200
КАМАЗ 52212	369	132	10000	8200	4425	14000
КАМАЗ 5511	284	132	13000	9000	5500	16500
УРАЛ 55571	319	132	10000	9000	4470	14680
КРАЗ 256Б	505	140	12000	10850	5750	17250
ХОВО А7	380	135	25000	14500	8000	24000

ц.т.-центр тяжести автотранспорта

а-расстояние от передней оси колеса до центра тяжести автотранспорта

б-расстояние от балансиной балки до центра тяжести автотранспорта

ρ-радиус инерции кузова относительно поперечной оси.

Рассчитываем параметры центра тяжести [1] и занесем в таблицу 2.

$$\frac{G_{II}}{G_{пол}} \times l_n = b; \frac{G_3}{G_{пол}} \times l_3 = a \quad l = B + \frac{B_T}{2} \quad \rho = \sqrt{a \times b}$$

Таблица 2 – Параметры центра тяжести

	l (м)	a (м)	b (м)	ρ (м)
КАМАЗ 6511	3,5	2,67	0,83	1,49
КАМАЗ 52212	4,35	3,35	1,06	1,88
КАМАЗ 5511	3,5	2,63	0,88	1,52
УРАЛ 55571	3,85	2,97	0,91	1,64
КРАЗ 256Б	5,75	4,34	1,45	2,51
ХОВО А7	4,475	3,36	1,12	1,94

$$\Delta_{II} = y_1 + a \times \varphi_6 - y_2 \quad \text{деформация передних рессор}$$

$$\Delta_{II} = y_1 - b \times \varphi_6 - y_3 \quad \text{деформация задних рессор}$$

Составим уравнения движения, используя уравнения Лагранжа.[4]

$$L = T - \Pi$$

Кинетическая энергия системы складывается из следующих частей:

Кинетическая энергия кузова:

$$T_k = \frac{G_{пол} \times \dot{y}_1^2}{2} + \frac{G_{пол} \times \dot{\varphi}_6^2}{2} \times \rho^2$$

Кинетическая энергия передних колес:

$$T_{II} = \frac{G_{II} \dot{y}_2^2}{2}$$

Кинетическая энергия задних колес:

$$T_3 = \frac{G_3 \dot{y}_3^2}{2}$$

Суммарная кинетическая энергия:

$$T = \frac{G_{пол} \times \dot{y}_1^2}{2} + \frac{G_{пол} \times \dot{\varphi}_6^2}{2} \times \rho^2 + \frac{G_{II} \times \dot{y}_2^2}{2} + \frac{G_3 \times \dot{y}_3^2}{2}$$

Потенциальная

энергия

деформации

$$\text{рессор: } \Pi_p = \frac{C_2 \times \Delta_{II}^2}{2} + \frac{C_3 \times \Delta_3^2}{2} = \frac{C_2}{2} (y_1 - y_2 + a \times \varphi_6)^2 + \frac{C_3}{2} (y_1 - y_3 - b \times \varphi_6)^2$$

Потенциальная энергия сжатия шин

$$\Pi_{ш} = \frac{C \times y_2^2}{2} + \frac{C \times \kappa}{2} \times y_3^2 = \frac{C}{2} \times (y_2^2 + \kappa \times y_3^2)$$



C - жесткость шин , K -количество колес в тележке

Суммарная потенциальная энергия: $\Pi = \Pi_p + \Pi_u$

$$\Pi = \frac{C_2}{2}(y_1 - y_2 + a \times \varphi_6)^2 + \frac{C_3}{2}(y_1 - y_3 - b \times \varphi_6)^2 + \frac{C}{2} \times (y_2^2 + \kappa \times y_3^2)$$

Вычисляя производные и подставляя в уравнения Лагранжа [5]

$$\begin{cases} \frac{G_{пол}}{2} \times \ddot{y}_1 + \frac{C_2}{2}(y_1 - y_2 + a \times \varphi_6) + \frac{C_3}{2}(y_1 - y_3 - b \times \varphi_6) = 0 \\ \frac{G_n}{2} \times \ddot{y}_2 + \frac{C_2}{2}(y_1 - y_2 + a \times \varphi_6) + C \times y_2 = 0 \\ \frac{G_n}{2} \times \ddot{y}_3 + \frac{C_3}{2}(y_1 - y_3 - b \times \varphi_6) + C \times y_3 = 0 \\ \frac{G_{пол}}{2} \times \dot{\varphi}_6^2 \times \rho^2 + C_2 \times (y_1 + a \times \varphi_6) \times a + C_3 \times (y_1 - b \times \varphi_6) \times b = 0 \end{cases}$$

Частное решение $y_t = A_t \times \sin(\omega \times t + \alpha); (t=1, \dots, 6)$

Для облегчения решения задачи шины будем считать не деформированными, тогда кинетическая и потенциальная энергия при $y_2 = y_3 = 0$ будет

$$\begin{cases} \frac{G_{пол}}{2} \times \ddot{y}_1 + C_2(y_1 + a \times \varphi_6) + C_3(y_1 - b \times \varphi_6) = 0 \\ \frac{G_{пол}}{2} \times \dot{\varphi}_6^2 \times \rho^2 + C_2 \times (y_1 + a \times \varphi_6) \times a + C_3 \times (y_1 - b \times \varphi_6) \times b = 0 \end{cases}$$

Частное решение $y_t = A_t \times \sin(\omega \times t + \alpha); (t=1, \dots, 6)$

$$\begin{cases} -\frac{G_{пол}}{2} \times A_1 \times \omega^2 + C_2(A_1 + a \times A_6) + C_3(A_1 - b \times A_6) = 0 \\ -\frac{G_{пол}}{2} \times \omega^2 \times A_6 \times \rho^2 + C_2 \times (A_1 + a \times A_6) \times a + C_3 \times (A_1 - b \times A_6) \times b = 0 \end{cases}$$

При случае, когда $C_{II} \times a = C_3 \times b$ уравнения становятся независимыми

$$\begin{cases} \left(-\frac{G_{пол}}{2} \times \omega^2 + C_2 + C_3 \right) \times A_1 = 0 \\ \left(-\frac{G_{пол}}{2} \times \omega^2 \times \rho^2 + C_2 \times a^2 + C_3 \times b^2 \right) \times A_6 = 0 \end{cases}$$

При случае $A_1 \neq 0; A_6 = 0;$ $-\frac{G_{пол}}{2} \times \omega^2 + C_2 + C_3 = 0$

Находим первую собственную частоту: $\omega_1 = \sqrt{\frac{(C_2 + C_3)}{G_{пол}/2}}; (1)$

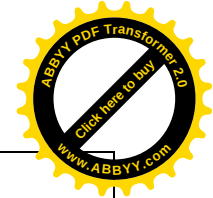
При случае $A_1 = 0; A_6 \neq 0;$ $-\frac{G_{пол}}{2} \times \omega^2 \times \rho^2 + C_2 \times a^2 + C_3 \times b^2 = 0$

Находим вторую собственную частоту: $\omega_2 = \sqrt{\frac{(C_2 \times a^2 + C_3 \times b^2)}{G_{пол} \times \rho^2/2}}; (2)$

Для расчета жесткости рессор передних, задних нужны геометрические размеры рессор, на примере разных автотранспортов. Рассчитаем жесткость рессор, при его геометрических размерах: L - длине, b - ширине, h - высоте, n - количество листов в пакете, и покажем в таблице 3. [6] $E = 2.12 \times 10^6 \text{ кг} / \text{см}^2$ [7]

Таблица 3 - Жесткость рессор, при его геометрических размерах

	L(см)	b (см)	h (см)	n (шт)
--	-------	--------	--------	--------



КАМАЗ 6511	150 пер 132 зад	7.5 9	1 1.6	18 16
КАМАЗ 5322	150 пер 132 зад	7.5 9	1 1.6	18 16
КАМАЗ 55111	167 132	7.5 9	1 1.4	15 14
УРАЛ 55571	160 140	9 10	1 1.4	12 15
КРАЗ 6505	151 140	9 10	1 1.4	14 18
ХОВО А7	185 135	9 9	1,5 2.4	10 12

Выполним расчет прогиба рессоры, расчетная схема в виде однопролетной балки переменного сечения с сосредоточенной силой в центре пролета или балка равного сопротивления, расчеты покажем в таблице 4 [8].

$$f_{\max} = -\frac{3 \times P \times l^3}{8 \times E \times h^3 \times b_x}; b_x = b \times n; \quad f_{\max(\Pi)} = -\frac{3 \times P_{\Pi} \times l^3}{8 \times E \times h^3 \times b_x}; \quad f_{\max(z)} = -\frac{3 \times P_z \times l^3}{8 \times E \times h^3 \times b_x}$$

$$C = \frac{m \times g}{f}; \quad C_2 = \frac{P_2 \times g}{f_{\max(\Pi)}}, \quad C_3 = \frac{P_3 \times g}{f_{\max(z)}}$$

рассчитываем первую собственную частоту по формуле (1), вторую собственную частоту по формуле (2) вводя полученные данные.

Период колебаний $T = \frac{2 \times \pi}{\omega}$

Техническая частота $n = \frac{60}{T}$

Таблица 4 - Расчет прогиба рессоров

Расч. данные	$f_{\max(\Pi)}$ (см)	$f_{\max(z)}$ (см)	C_2 кН/м	C_3 кН/м	ω_1 (Гц)	ω_2 (Гц)	T_1 (с)	T_2 (с)	n_1 об/мин	n_2 об/мин
КАМАЗ 6511	-13,27	-6,62	222	1420	11,42	7,66	0,55	0,82	109,03	73,14
КАМАЗ 5321	-9,28	-4,89	222	1420	13,43	7,14	0,47	0,88	128,29	68,19
КАМАЗ 5511	-14,59	-6,07	185	1330	11,74	7,75	0,54	0,81	112,13	73,99
УРАЛ 55571	-14,99	-8,67	146	831	10,14	6,17	0,62	1,02	96,85	58,96
КРАЗ 256Б1	-13,9	-8,48	202	997	10,25	4,09	0,61	1,54	97,87	39,05
ХОВО А7	-15,36	-4,37	318	3362	13,56	7,00	0,46	0,89	129,5	66,8

Выводы:

1. Предлагается вариант модели для рессорной подвески, в виде расчетной схемы, балки переменного сечения, равного сопротивления.
2. При вычислении деформации (прогиб) рессор автомобилей разных марок и грузоподъемностью, выбор модели расчета, показал рациональность решения, т.е. соответствие реальным прогибам и частотам. Из расчетов видно спектр частот находится в пределах 4,09-13,56гц.

Список литературы



1. Иларионов В. А. Теория и конструкция автомобиля [Текст] / В.А.Иларионов, М.М.Морин, Н.М.Сергеев и др. – М.: Машиностроение, 1985. -368 с.
2. Богатырев А.В. Автомобили [Текст] / А.В. Богатырев, Ю.К.Есеновский-Лашков, М.Л.Насоновский, В.А.Чернышев // 2-изд. перер. и доп. /// Под. Ред. А.В.Богатырева. - М.: Колос, 2004. – 496 с.
3. (НИИАТ) Краткий автомобильный справочник [Текст]. - М.: Транспорт, 1985.
4. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики [Текст] / С.М.Тарг. - М.: Высшая школа, 1986.
5. [www.email: Karimov@rambler.ru](mailto:Karimov@rambler.ru)
6. www.каталогавтомобильныхресурсов
7. Фесик С.П. Справочник по сопротивлению материалов [Текст] / С.П.Фесик.- Киев: Будивельник, 1982.
8. Миролюбов И.Н. Пособие к решению задач по сопротивлению материалов [Текст] / И.Н.Миροлюбов и др. - М.: Высшая школа, 1969.