

ИССЛЕДОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ВИБРОПОЛОСЫ С ПОМОЩЬЮ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ

© 2012 Е.В. Поезжаева, В.С. Юшков

Пермский национальный исследовательский политехнический университет

Поступила в редакцию 22.03.2012

В статье представлена математическая модель двухчастотного колебания автомобиля. Исследованы параметры конструкции нанесения шумовой полосы на автомобильную дорогу, а также влияние данной полосы на водителя. Произведены расчеты частот галопирования.

Ключевые слова: частота галопирования, виброполоса, транспортное средство, автомобильная дорога, математическая модель

Автомобилизация наряду с огромным положительным влиянием на экономику государств, создание удобства и комфорта для людей может вызвать ряд негативных явлений, человеческие жертвы, огромный материальный ущерб в результате дорожно-транспортных происшествий (ДТП), шум, загазованность воздушных бассейнов городов, загромождение улиц стоящими автомобилями и, наконец, транспортные заторы и резкое снижение скорости движения. В связи с ростом автомобильного парка и интенсивности движения транспортных средств для повышения безопасности предусмотрено совершенствование мероприятий по внедрению современных способов нанесения горизонтальной дорожной разметки [1].

Проблема безопасности дорожного движения представляет собой сложный комплекс факторов, связанных с состоянием транспортных средств, дорожных конструкций, условий движения, психо-физиологического поведения водителей, плотности транспортных потоков и др. Одним из путей решения этой проблемы является создание конструктивных элементов на дорожной одежде, способствующих генерации колебаний транспортных средств в режимах некомфортного восприятия водителем условий движения. Для выбора оптимальных параметров такой конструкции необходимы математические модели, включающие в себя характеристики автотранспортных средств (АТС), скорость движения, общую длину, глубину, ширину и шаг неровности, материалы элементов конструкции шумовой полосы [2].

В организации дорожного движения нанесение горизонтальной разметки представляет важную роль. В настоящее время нанесение разметки дорог и улиц способствует снижению

аварийности, при этом движение транспортных средств становится более организованным и упорядоченным, улучшается информированность водителей и пешеходов. Дорожная разметка наносится в соответствии с требованиями дорожных знаков, может применяться как самостоятельно, так и с другими средствами организации движения [3]. К разметке относятся линии, надписи и иные обозначения на проезжей части, бордюрах, элементах дорожных сооружений и обстановки дорог, устанавливающие порядок дорожного движения, показывающие габариты дорожных сооружений или указывающие направление дороги.

Цель работы: построение и исследование математической модели плоских колебаний подпрессорного автомобиля в режимах подпрыгивания и галопирования.

Движение АТС осуществляется в пределах так называемого «коридора рыскания». Чем выше скорость движения, тем шире «коридор рыскания», который является динамической шириной автомобиля. На динамическую ширину АТС влияют длина и угловые перемещения автомобиля, поперечные колебания кузова и прицепов автопоездов, конструкция шарнирных соединений прицепов и их количество, исправность и тип тормозного привода. Динамическая ширина существенно зависит от реакции водителя на внешние раздражители. В возникновении реакции организма, а, следовательно, на режимы управления АТС важную роль играют анализаторы центральной нервной системы – вестибулярный, зрительный, кожный и др. [4]. Закономерности и параметры движения в «коридоре рыскания» являются сложными и взаимосвязанными. Одним из вариантов аналитического подхода к решению проблемы безопасности движения в таких случаях является модель бокового заноса относительно оси движения.

Рассматриваем боковую устойчивость АТС без вращения. В этом случае необходима модель распределения коэффициентов сцепления покрытия дороги и шины АТС. Рассмотрим частный случай распределения масс, когда $\rho^2 = a b$,

т.е. когда радиус инерции автомобиля равен среднему геометрическому между величинами a и b . Отметим, что для этого расстояние $a + b$ между осями автомобиля должно быть меньше его общей длины (это на самом деле имеет место в автомобилях современной компоновки). Тогда корни частного уравнения:

$$p_1 = \sqrt{\frac{2 \cdot C_n \cdot (a + b)}{m \cdot b}}; \quad (1)$$

$$p_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot C_3 \cdot (a + b)}{m \cdot a}}. \quad (2)$$

Для примера рассмотрим возможность применения параметров модели автомобиля ГАЗ 3221 «Газель». Технические характеристики, необходимые для расчетов, принимаем в виде: $a=2800$ мм, $b=1900$ мм $m=3250$ кг. Изменение жесткости передней подвески берем в пределах 10-14,4 кН/м, изменение жесткости задней подвески – в пределах 30-34,4 кН/м. Результаты расчетов представлены на рис. 1, 2. Из полученных графиков видно, что при увеличении жесткости увеличивается и частота собственных колебаний, а увеличение массы автомобиля приводит к снижению частоты собственных колебаний.

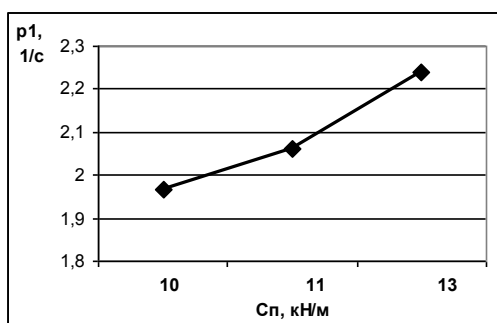


Рис. 1. Графики зависимости собственных частот колебаний кузова от жесткости

Выбор параметров виброполосы проводим при условии одночастотного колебания АТС. Это значительно упрощает задачу, но позволяет установить предельные значения виброскорости и виброускорения, действующие на физиологическую систему водителя с целью обеспечения адекватного управления АТС.

Повышение уровня вибрации возможно лишь до определенного предела, достижение которого связано с отрицательным влиянием на водителя, вызывая ухудшение самочувствия и снижение

работоспособности. В связи с этим необходимо оценивать практически возможные пределы повышения вибраций, снижающих уровень комфорта движения и свидетельствующих об изменении траектории движения АТС в нежелательном и опасном направлении.

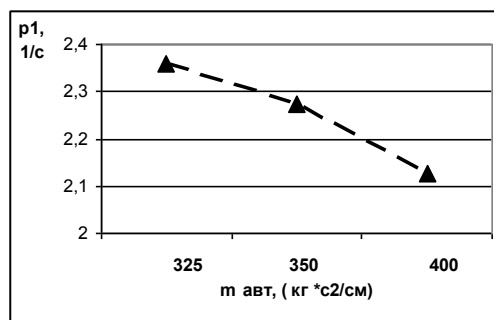


Рис. 2. Графики зависимости собственных частот колебаний кузова от массы автомобиля

Рассмотрим структуру неровности виброполосы в соответствии с зависимостями:

а)

$$q(l) = q_0 \cdot \cos\left(2 \cdot \pi \cdot \frac{V}{H} \cdot t\right),$$

б)

$$q = q_0 \left(1 - \cos \frac{2\pi x}{H}\right), \quad (3)$$

где q_0 – амплитуда отклонения поверхности от средней линии; V – скорость АТС; H – шаг неровности; x – пройденный путь; t – время прохождения неровности.

Канал вибрации включает в себя колесо, корпус, амортизаторы и водителя АТС. По модели одночастотного колебания без демпфирования амплитуда колебаний водителя запишем в форме:

$$Y_e = q_0 \frac{p^2}{p_1^2 - p^2}, \quad (4)$$

где p_1 – собственная частота колебания АТС; p – частота воздействия.

В реальных условиях система амортизации существенно снижает амплитуду колебаний водителя. Если принять во внимание коэффициент снижения в диапазоне 50-2000, по результатам расчета виброскорости и виброускорения можно установить некомфортную зону движения (см. табл. 1).

Таблица 1. Некомфортная зона движения

Параметры, см/с	Коэффициент снижения						
	50	100	150	500	1000	1500	2000
\dot{Y}_B	0,2	0,1	0,07	0,02	0,01	0,006	0,005
\ddot{Y}_B	104	52	37	11	5	3	2,6

Перегрузку в центре тяжести АТС при движении по неровности (формула 3б) с учетом амортизации (обжатие, пневматика) без учета работы амортизатора запишем в следующем виде:

$$n_d = \frac{1}{2} \left(\frac{2\pi V}{H} \right)^2 \left[h - (\delta_{м.д.} - \delta_{пр.}) \right] \cos \frac{2\pi V}{H} \cdot t.$$

Максимальная перегрузка равна:

$$n_{д\max} = \frac{2\pi^2 V^2}{g\lambda^2} \left[h - (\delta_{м.д.} - \delta_{пр.}) \right]$$

где $\delta_{м.д.}$, $\delta_{пр.}$ – максимально допустимое и фактическое обжатие пневматика; $g = 9,8 \text{ м/с}^2$; $h = 2q_0$.

Меру «неудобства» устанавливаем в пределах по октавным полосам частот при синусоидальном воздействии: 16 Гц - $\dot{Y} = 5 \text{ см/с}$; 32 Гц - $\dot{Y} = 3,5 \text{ см/с}$; 63 Гц - $\dot{Y} = 2,5 \text{ см/с}$. при этом амплитуда колебаний составляет: $Y_1 = 0,049 \text{ см}$; $Y_2 = 0,017 \text{ см}$; $Y_3 = 0,0063 \text{ см}$. Время воздействия вибрации менее 10 мин.

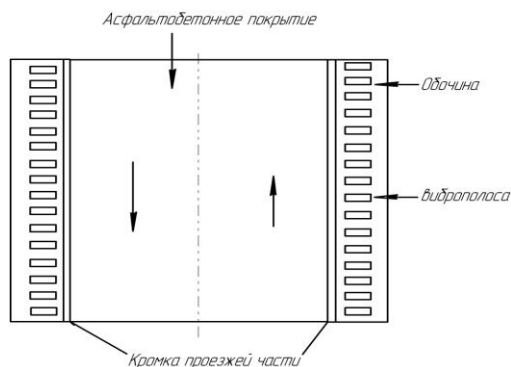


Рис. 3. Схема нанесения виброполос

Сопоставляя результаты, представленные в табл. 1, и меры дискомфорта, определяем, что коэффициент снижения амплитуд колебаний по принятой модели изменяются в пределах от 50 до 150. Это позволяет принять решение о назначении параметров виброполосы: шаг 20 см, глубина 5 см, длина полосы 1 км. Схема нанесения шумовых полос представлена на рис. 3 [5].

В дальнейшем предполагается продолжение исследований воздействия виброполосы на АТС и водителя.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Новости в дорожном деле: Научно-технический информационный сборник/ ФГУП «ИНФОРМАВТОДОР». – М., 2007. Вып. 2. 60 с.
2. Юшков, Б.С. Исследование долговечности дорожной горизонтальной разметки в климатических условиях Урала / Б.С. Юшков, А.М. Бургонутдинов, В.С. Юшков // Международная заочная научная конференция. Технические науки: проблемы и перспективы, г. Санкт-Петербург, март 2011г. С. 208-212.
3. Поезжаева, Е.В. Роботизация нанесения дорожной горизонтальной разметки / Е.В. Поезжаева, В.С. Юшков // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2011. Т. 13, № 1. С. 586-589.
4. Юшков, В.С. Горизонтальная разметка дорог по Европейскому типу // Сборник трудов V Международной научно-практической конференции «Научное творчество XXI века». – Красноярск, 2012. Т. III. С. 320-325.
5. Юшков, Б.С. Разметка автомобильных дорог с применением шумовых полос / Б.С. Юшков, В.С. Юшков // Материалы международной заочной научно-практической конференции «Вопросы науки и техники». – Новосибирск, изд-во «ЭКОР-книга», 2012. С. 85-88.

RESEARCH THE PARAMETERS OF VIBROSTRIP BY MEANS OF MATHEMATICAL MODEL

© 2012 E.V. Poyezzhayeva, V.S. Yushkov

Perm National Research Polytechnical University

Entered in edition 22.03.2012

In article the mathematical model of bifrequency fluctuation of the car is presented. Parameters of construction for drawing a noise strip on the highway, and also influence of this strip on the driver are investigated. Calculations of galloping frequencies are made.

Key words: *galloping frequency, vibrostrip, vehicle, highway, mathematical model*