

$$\begin{aligned}
 \ddot{y}_A &= \frac{1}{M} \sum_{i=1}^{2n} (P_{1i} + P_{3i}) ; \\
 \ddot{y}_i &= \frac{1}{m_i} [P_{3i} + P_{4i} - (P_{1i} + P_{2i})] ; \\
 \ddot{\theta} &= \frac{1}{J + \sum_{i=1}^{2n} m_i h_i} \left\{ \sum_{i=1}^{2n} l_i (P_{1i} + P_{2i}) + \ddot{x} \sum_{i=1}^{2n} m_i h_i + \right. \\
 &+ \left. \sum_{i=1}^{2n} [m_i h_i + (P_{6i} + P_{7i}) H_i] \right\} ; \\
 x &= \frac{1}{M \sum_{i=1}^{2n} m_i} \left[\ddot{\theta} \sum_{i=1}^{2n} m_i h_i - \sum_{i=1}^{2n} (P_{5i} + P_{6i} + P_{7i}) \right] ; \\
 i &= 1, 2, \dots, n ,
 \end{aligned} \tag{1}$$

где \ddot{y}_A , $\ddot{\theta}$ - соответственно вертикальное и угловое ускорения поддрессоренной массы; \ddot{y}_i - вертикальное ускорение i -й неподдрессоренной массы; \ddot{x} - горизонтальное ускорение автомобиля; $P_{1i} = P_{1i}(\Delta_i, \dot{\Delta}_i)$ - силовая характеристика упругого элемента и амортизатора; $P_{2i} = P_{2i}(\dot{\Delta}_i)$ - силовая характеристика сухого трения; $P_{3i} = P_{3i}(\delta_i)$ - силовая характеристика радиальной упругости шины; $P_{4i} = P_{4i}(\delta_i, \dot{\delta}_i)$ - силовая характеристика демпфирования шины; $P_{5i} = P_{5i}(P_{3i} P_{4i} \bar{x} + v) -$ силовая характеристика сопротивления движению; $P_{6i} = P_{6i}(\bar{x} + h_i \bar{\theta})$ - продольная упругая характеристика трансмиссии и шины; $P_{7i} = P_{7i}(\bar{x} + h_i \bar{\theta})$ - демпфирование шины в продольной плоскости; M - поддрессоренная масса; m_i - неподдрессоренная масса; J - момент инерции поддрессоренной массы; H_i - расстояние по вертикали между центром тяжести колеблющейся поддрессоренной массы и точкой контакта i -й шины с дорогой; h_i - расстояние по вертикали между центром тяжести колеблющейся поддрессоренной массы и центром i -й неподдрессоренной массы; l_i - расстояние от центра тяжести до i -й оси.

В силовых характеристиках: $\Delta_i, \dot{\Delta}_i$ - относительные перемещение и скорость поддрессоренной массы относительно центра колеса; $\delta_i, \dot{\delta}_i$ - деформация и скорость деформации i -й шины относительно положения статического равновесия; $\bar{x}, \dot{\bar{x}}, \bar{\theta}, \dot{\bar{\theta}}$ -

$Q_1(t), Q_i(t), Q_k(t)$ - текущий расход жидкости через клапан амортизатора в связанных рессорах; $Q_{1,2}^C(t), Q_{i,i+1}^C(t), Q_{ik}^C(t)$ - текущий расход жидкости соответственно между первой и второй, i -й и $i+1$, i -й и k -й рессорами; p_0 - давление в надпоршневой полости рессоры под статической нагрузкой; l_0 - высота идеализированного столба газа, соответствующего статическому давлению; f_g - площадь калиброванного отверстия в стенке клапанной коробки амортизатора; n - число калиброванных отверстий в клапане амортизатора; f - площадь сечения трубопровода, связывающего рессоры; F^T - площадь поршня рессоры; μ - коэффициент расхода; ζ - суммарный коэффициент местных сопротивлений в маслопроводных каналах и связывающих трубопроводах; g - ускорение земного притяжения; γ - удельный вес жидкости; χ - показатель полнотры.

Приведенная к колесу с помощью коэффициента ϵ силовая характеристика гидропневматической рессоры с противодавлением как для связанной, так и для независимой рессоры

$$P_{p_i}^k = \epsilon \left\{ \left[p_i' F - G_{p_i} k_i \left(\frac{\mu l_{oi}}{\mu_i l_{oi} + \Delta p_i} \right)^{\chi_i} \right] - G_{p_i} \right\}, \quad (5)$$

где k_i, μ_i - параметры гидропневматической рессоры [1]; G_{p_i} - статическая нагрузка на рессоры.

Решение уравнений осуществлялось на ЭВМ "М-220". Качество подвески оценивалось по двум критериям: среднеквадратичными величинами ускорений подрессоренной массы и усилий, действующих на подрессоренную массу со стороны связанных рессор. Правомочность использования среднеквадратичных величин названных выше параметров, несмотря на существенную нелинейность элементов, подтверждена в работах [2, 3].

Итерационные методы, которые первоначально использовались для решения системы уравнений (2), не дали положительных результатов из-за медленной сходимости, которая в отдельных случаях вообще отсутствовала. Поэтому для решения уравнений была разработана специальная методика. Она заключалась в том, что на каждом шаге счета определялись значения давлений в полостях рессор при отсутствии между ними связи, затем при достигнутом перепаде давлений связь восстанавливалась и корректировались найденные величины с учетом протекания жидкости между рессорами.

Исследования проводились на моделях двух типов автомобилей: № 1 – имеющий связь между двумя рессорами, № 2 – имеющий связь между тремя рессорами. При расчетах использовался участок лесной дороги со среднеквадратичной высотой неровностей $\sigma_q = 7,8$ см.

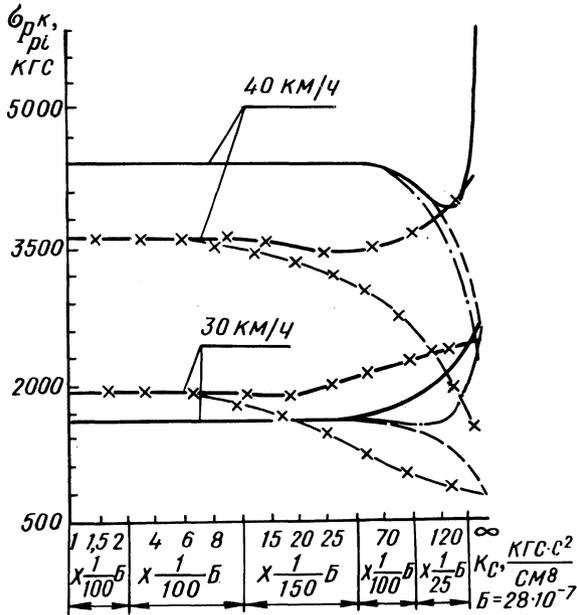


Рис. 3. Зависимость среднеквадратичных величин усилий в рессорах от степени связи k_c между рессорами: автомобиль № 1 – X 1-я рессора; X X 2-я рессора; автомобиль № 2 – — 1-я рессора; - - 2-я рессора; — · — 3-я рессора.

В качестве примера на рис. 3 и 4 приведены зависимости среднеквадратичных величин соответственно усилий в гидравлически связанных рессорах с противодавлением $\sigma_{P_i}^k$ и ускорений:

вертикальных $\sigma_{\ddot{y}}$ (на корме) и угловых $\sigma_{\ddot{\theta}}$ подрессоренной части автомобиля от степени связи k_c между рессорами при различных скоростях движения.

В связи с необходимостью нанесения большого диапазона значений k_c ось абсцисс разбита на зоны, и истинное значение k_c определяется умножением найденной на оси абсцисс величины на масштаб зоны. Условие $k_c = \infty$ относится к независимой подвеске.

Анализ приведенных кривых показывает, что по мере уменьшения k_c , т.е. по мере увеличения степени связи между рессорами, разность усилий на связанных рессорах уменьшается и, начиная с определенного значения k_c , усилия полностью выравниваются (в гидравлически связанных полостях). Дальнейшее снижение коэффициента k_c не влияет на изменение нагрузки на рессорах.

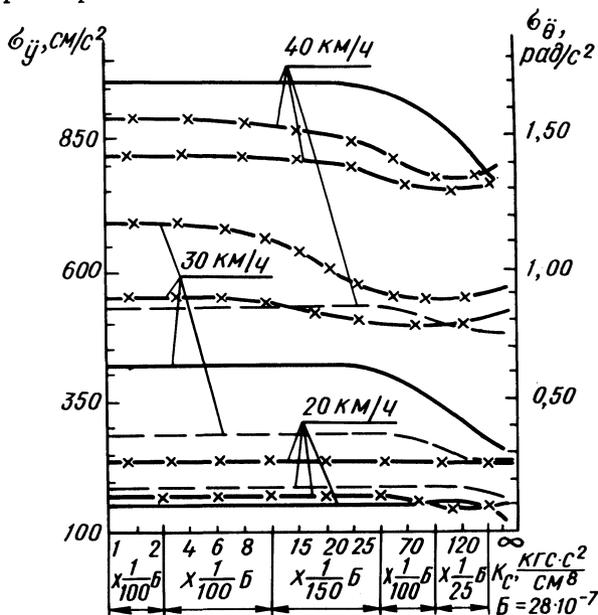


Рис. 4. Зависимость средневладратичеких величин ускорений подрессоренной массы от степени связи k_c между рессорами: автомобиль №1 — * \ddot{y} ; * * $\ddot{\theta}$; автомобиль № 2 — — \ddot{y} ; — — $\ddot{\theta}$.

При тех же значениях k_c стабилизируются и величины ускорений, однако в этом случае по мере увеличения степени связи плавность хода несколько снижается. Таким образом, как для автомобиля № 1, так и автомобиля № 2 можно выделить граничное значение коэффициента связи — k_c^{Γ} . Значение k_c^{Γ} , с одной стороны, облегчает и уменьшает трудоемкость исследований, а с другой — задает конструктору пределы проходимых сечений элементов связи.

Необходимо отметить, что для рассматриваемых автомобилей значения коэффициентов k_c^{Γ} отличаются, причем у автомобиля № 2 величина этого коэффициента намного больше, чем у автомобиля № 1 — соответственно $5,6 \times 10^{-6}$ и $1,1 \times 10^{-7}$,

т.е. стабилизация параметров колебаний автомобиля № 2 наступает при меньших значениях диаметров трубопроводов и подводящих каналов. Указанное явление в первую очередь можно объяснить различным количеством рессор в связке. Так, у автомобиля № 2, имеющего по три рессоры в связке, каждая рессора имеет два подводящих канала и трубопровода, а у автомобиля № 1, имеющего по две рессоры в связке, они соединены только одним трубопроводом, что в свою очередь влияет на выравнивание давлений в связанных полостях рессор.

На первый взгляд, противоречит сложившимся представлениям и рост уровня ускорений при переходе от независимой подвески к связанной: снижение уровня нагруженности рессор должно, казалось бы, привести к снижению уровня ускорений, что, однако, не происходит. Это объясняется тем, что применение связанной подвески приближает многоосный автомобиль к двухосному: усилия, передающиеся от связанных рессор на подрессоренную массу в пределах хода колеса, всегда "согласованы" — они равны как по знаку, так и по величине, поэтому суммарное воздействие связанных рессор можно условно заметить как бы воздействием единой рессоры.

Оптимальная величина степени связи должна выбираться из условия обеспечения допустимого уровня ускорений при удовлетворительной равномерности распределения нагрузки между связанными рессорами. Поэтому коэффициент сопротивления элементов связи должен лежать в зоне больших значений по сравнению с его граничной величиной. Для принятых в качестве объектов исследований автомобилей могут быть рекомендованы следующие коэффициенты сопротивлений элементов связи и соответствующие ориентировочные размеры сечений трубопроводов и подводящих каналов:

$$\text{автомобиль № 1} - k_c = 4,6 \cdot 10^{-7} \text{ кгс} \cdot \text{с}^2 / \text{см}^8; \quad d_T = 24 - 26 \text{ мм};$$

$$\text{автомобиль № 2} - k_c = 4 \cdot 10^{-6} \text{ кгс} \cdot \text{с}^2 / \text{см}^8; \quad d_T = 18 - 20 \text{ мм}.$$

Проведенное сравнение результатов расчетов и натурных испытаний опытного автомобиля с гидропневматической связанной подвеской показало достаточно хорошее совпадение результатов при различных скоростях движения как при включенной связи между рессорами, так и при ее отключении.

Л и т е р а т у р а

1. Беленький Ю.Б. Теоретическое исследование и методика расчета пневмогидравлической подвески телескопического

типа. — "Труды Всесоюз. науч.-техн. совещания по подвескам автомобилей". ОНТИ, НАМИ. М., 1959. 2. Ломако Д. М., Рудня М.Я., Петрович А.И. Оценка распределения высот неровностей дорог и выходных параметров колебаний автомобиля. Расчеты, конструирование и технологическая доводка грузовых автомобилей. М., 1970. 3. Рудня М.Я., Ломако Д.М. Колебания автомобилей большой грузоподъемности с гидропневматической частично связанной подвеской при случайных внешних возмущениях. — "Автомобильная промышленность", 1973, № 9.

УДК 681.32.001

Р.И. Фурунжиев, докт. техн. наук,
В.В. Босякова, О.В. Бугай

К ВОПРОСУ ВЫДЕЛЕНИЯ МИКРОНЕРОВНОСТЕЙ ИЗ РЕАЛИЗАЦИЙ, СОДЕРЖАЩИХ МИКРО- И МАКРОСОСТАВЛЯЮЩИЕ

При исследовании динамики транспортных машин на ЦВМ желательно учитывать реальные дорожные условия. Для этого случайный дорожный микропрофиль задается либо в виде таблицы, либо в виде реализаций, формируемых по специальным программам. В первом случае в качестве источника возмущений используются, как правило, экспериментально полученные реализации дорожного микропрофиля. Во втором случае воспроизведение реальных возмущений достигается за счет построения их математических моделей по оценкам статистических характеристик (корреляционным функциям и спектральным плотностям), полученным обработкой на ЭВМ экспериментальных данных по замерам микропрофилей.

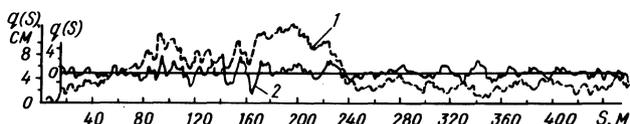


Рис. 1. Продольный профиль дороги № 1 до сглаживания (1) и после сглаживания с центрированием (2); параметр сглаживания $S_c = 30$ м.

Однако на практике многие экспериментально полученные реализации дорожного микропрофиля не могут быть использованы непосредственно для составления таблиц или получения статистических оценок, так как являются нестационарными случайными процессами, как это видно из рис. 1–3 (пунктирные ли-