

Дьяков И.Ф., д-р техн. наук, проф.
Ульяновский государственный технический университет

ОПТИМАЛЬНЫЙ ВЫБОР ПОДВЕСКИ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

i.dyakov@ulstu.ru

В статье произведен анализ системы поддрессирования транспортных средств. Основными характеристиками поддрессированной системы являются частоты собственных колебаний и коэффициенты их относительного затухания.

Цель данной работы – выбор подвески по критериям оптимальности на стадии проектирования и испытания в дорожных условиях. При анализе подвески для упрощения расчетов транспортное средство рассматривается как плоская модель. Степень защиты поддрессированной массы от вибраций оценивается по критериям оптимальности и коэффициентом виброзащиты.

Ключевые слова: подвеска, спектр частот, передаточная функция, момент инерции балансира, коэффициент демпфирования, виброзащита, торсион.

Состояние вопроса. Современные транспортные средства оснащены различными системами поддрессирования [1, 3, 5], для которых характерны динамические взаимодействия различного рода упругих и диссипативных сил. При движении все массы автомобиля совершают более или менее интенсивные линейные и угловые колебания в различных плоскостях. Возбуждение колебаний происходит в результате взаимодействия автомобиля с дорогой, а также из-за неравномерности работы двигателя и агрегатов трансмиссий [2]. Для гигиенической оценки вибрации, действующей на человека используют интегральный показатель и раздельно-частотный [4].

Исследованиями установлено, что ускорения элементов автомобиля при его движении имеют широкий спектр частот (свыше 500 Гц). Весь спектр частот ускорений можно разделить на два диапазона: низкочастотный (до 25 Гц) и высокочастотный (свыше 25 Гц). Низкочастотные колебания в основном вызываются взаимодействием автомобиля с дорогой. Их уровень зависит от условий движения, геометрических параметров транспортного средства и его подвески. Высокочастотные колебания обусловлены неравномерностью работы двигателя и агрегатов трансмиссии. Они зависят от скорости движения (частоты вращения трансмиссии и нагрузки двигателя), степени удаленности рассматриваемого элемента от источника возмущения и конструкции элементов, передающих вибрации. Колебания в высокочастотном диапазоне практически не зависят от микропрофиля дороги и параметров подвески.

Сопоставление расчетных и экспериментальных спектров ускорений показывает, что они достаточно близки только в низкочастотном диапазоне. Любая расчетная схема включает инерционные элементы (массы), соединенные упругими элементами, а также элементы, обес-

печивающие рассеивание энергии при колебаниях масс.

Массы элементов, связывающих поддрессированные и неподдрессированные части (упругие элементы, рычаги направляющего устройства, амортизаторы, тяги рулевого привода и карданный вал), относят частично к поддрессированным и неподдрессированным массам. Исследованиями установлено, что при расчетах колебаний в низкочастотном диапазоне все поддрессированные массы могут быть объединены в одну массу m_0 с моментом инерции J_y относительно поперечной оси, проходящей через центр масс, и J_x – относительно продольной. Неподдрессированная масса каждого моста m_i рассматривается отдельно и считается сосредоточенной.

Основными упругими элементами в расчетных схемах являются различные подвески и шины. При расчетах плавности хода принимается, что все эти элементы расположены в плоскостях колеса, а их упругие свойства оцениваются введенными характеристиками.

Учитывая, что в наибольшей степени плавность хода определяется колебаниями в вертикальной плоскости, в ряде случаев при ее анализе для упрощения расчетов рассматривают только эти колебания. При этом пространственная модель автомобиля заменяется плоской, в которой совмещаются правые и левые подвески и колеса мостов, а высоты неровностей дороги q считают равными полусумме высот неровностей, находящихся в определенный момент времени под правым и левым колесами моста

$$q_i = 0,5(q_{\text{пр}i} + q_{\text{л}i}),$$

где $q_{\text{пр}i}$, $q_{\text{л}i}$ – высота неровностей дороги соответственно под правым и левым колесами i -го моста.

Расчетные схемы подвески, применяемые при проектировании транспортных средств в

продольной плоскости приведены на рис. 1.

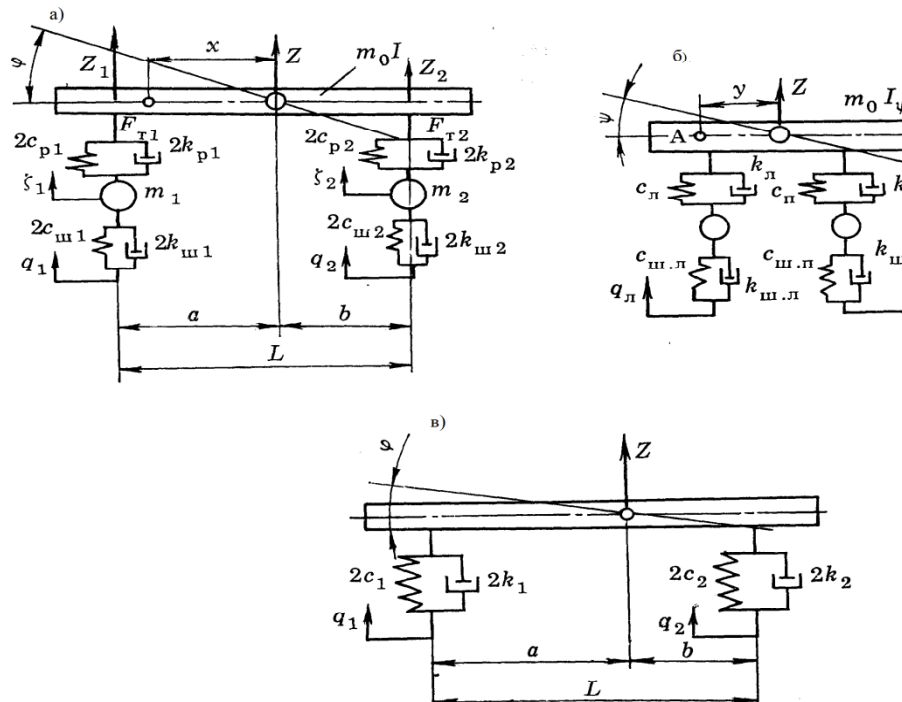


Рис. 1. Расчетные модели, применяемые при анализе плавности хода транспортных средств

На схеме показаны: поддрессоренная масса m_0 с моментом инерции J_y относительно поперечной оси; неподдрессоренные массы m_1 и m_2 ; упругие элементы подвесок с жесткостями $2c_{p1}$ и $2c_{p2}$; амортизаторы с сопротивлениями $2k_{p1}$ и $2k_{p2}$; силы трения F_{T1} и F_{T2} ; упругие элементы с жесткостями $2c_{ш1}$ и $2c_{ш2}$ и условные амортизаторы с сопротивлениями $2k_{ш1}$ и $2k_{ш2}$, моделирующие шины; L – база автомобиля. На колеса действуют неровности дороги высотой q_1 и q_2 , которые возбуждают вибрации масс. На стадии проектирования по выбранной схеме поддрессирования транспортного средства в рамках обобщенного подхода предлагается оценка межпарциальных связей рычажной системы подвески. Примем, что транспортное средство

движется с постоянной скоростью, поэтому массы автомобиля в продольном направлении не имеют ускорений. В продольно-вертикальной плоскости поддрессоренная масса совершает перемещение по координатам Z и φ , а неподдрессоренная – по координатам ξ_1 и ξ_2 . Перемещение поддрессоренной массы можно рассматривать и в других координатах, например в координатах Z_1 и Z_2 (перемещения точек (A_i) поддрессоренной массы, которые лежат над передним и задним мостом соответственно).

Решение. На первом этапе проектирования подвески плавность хода транспортного средства можно рассматривать при условии, когда обеспечивается минимум передаточной функции, представляющей собой отношение потенциальной энергии неподдрессоренной массы к поддрессоренной в виде

$$W(S_j) = e_{1,2} \left(\frac{\dot{Z}_H}{\dot{Z}_П} \right)^2 f_{mp} \left(\frac{C_{ш}}{C_P} \right) \frac{\Psi_{y1}(l_{15} + l_{12}) - \Psi_2(l_{22} + l_{25})}{2 \left(Z_{п} + \Psi_{y1}l_{12} - \left[Z_{п} + (\Psi_{y3}l_{15}^y - \Phi_{y3}l_{16}^{xx}) \right] \right)^2} \leq [W_j], \quad (1)$$

где $e_{1,2}$ – отношение неподдрессоренных масс к поддрессоренным; $\dot{Z}_H, \dot{Z}_П$ – скорости вертикальных перемещений соответственно неподдрессоренной массы и поддрессоренной; f_{mp} – коэффициент трения межлистовой рессоры; $C_{ш}, C_P$ – вертикальные жесткости соответ-

ственно шины и рессоры; Ψ_1, Ψ_2 – угловые перемещения соответственно переднего и заднего моста; Ψ_3 – угловые перемещения рамы; $l_{i,j}$ – расстояние от центра тяжести до точки опоры соответственно i -й массы ($i=1...3$, 1 – передний, 2 – задний мосты и 3 – рама транспортного средства).

Согласно выражению (1) по геометрическим параметрам подвеску можно подобрать так, чтобы не возникал резонанс колебаний собственной частоты и частоты колебаний подре-

соренной массы от неровности дорожного полотна. На рис. 2 приведена амплитудно-фазо-частотная характеристика угловых колебаний рамы транспортного средства.

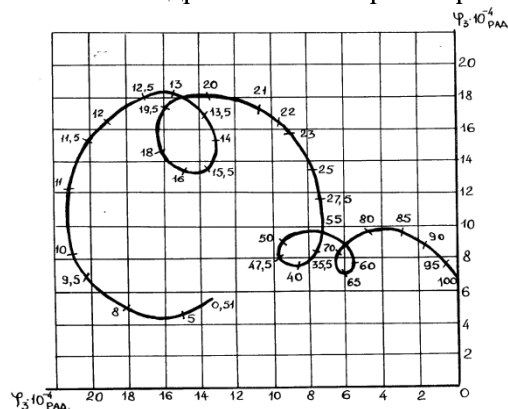


Рис. 2. Амплитудно-фазо-частотная характеристика угловых колебаний рамы

Как видно, рама при движении по неровностям дороги имеет четыре колебательных контура при переходе из одной частоты в другую.

При движении со скоростью U неровности дороги изменяются по закону $x = ut$, а возмущение, передаваемое от неровностей дороги на транспортное средство – по закону косинусоиды

$$q = q_0 [1 - \cos(\nu t)],$$

где ν – частота возмущения, связанная со скоростью движения автомобиля и длиной неровности; l – длина неровности дороги.

Циклическая частота связана с путевой соотношением $\lambda = 2\pi/l$. Путевую и циклическую частоты можно представить как частоты возмущений, передаваемых на транспортное средство от неровности дороги при его движении со скоростью 1 м/с: путевую – в радианах в секунду, циклическую – в герцах. Циклическая (путевая) частота λ соответствует частоте возмущений при скорости движения 1 м/с. Если транспортное средство движется со скоростью U , частота возмущения ν при тех же длинах неровностей увеличивается в U раз. В общем виде $\nu = \lambda U$, что равносильно удлинению оси абсцисс графика

ка и увеличению площади под кривой спектральной плотности, равной дисперсии высот неровностей в n раз. Компонировки современных транспортных средств таковы, что для большинства конструкций горизонтальной оси координат a и b относительно центра тяжести (см. рис. 1) транспортного средства принимают условие $ab = \rho^2$ и соблюдается с погрешностью не более 10 %. Это позволяет рассматривать колебания передней и задней частей транспортного средства независимо друг от друга. Поэтому в ряде случаев, особенно когда необходимо проследить влияние характеристик отдельных элементов подвески на интенсивность колебаний, можно использовать расчетную схему, приведенную на рис. 1. Расчетные схемы многоосных транспортных средств отличаются от рассмотренных только наличием большего количества мостов. Если на транспортном средстве применяется балансирная рессорная подвеска, в расчетных схемах необходимо учитывать момент инерции J_6 балансира. Возможность выбора балансирной подвески из трех практически равнозначными схемами показана на рис. 3.

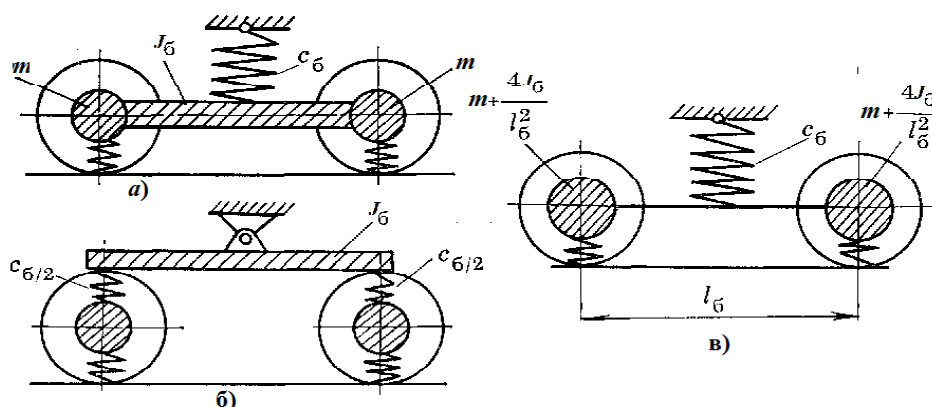


Рис. 3. Моделирование разнотипной балансирной подвески

Как видно на первой схеме (рис.3, а) упругий элемент установлен между подрессоренной массой и жестким балансиrom, момент инерции которого относительно оси качения равен моменту инерции реального балансира. На второй схеме (рис.3, б) жесткий балансир соединен с подрессоренной массой шарнирно, а с неподдрессоренной — упругими элементами с жесткостью, составляющей половину жесткости рессоры балансира. На третьей схеме (рис.3, в) колеса связаны жестким безынерционным балансиrom, а масса балансира распределена между подрессоренной и неподдрессоренными массами так, чтобы моменты инерции реальных и расчетных неподдрессоренных масс и балансира относительно оси качения были одинаковы. В некоторых случаях при исследовании низкочастотных колебаний подрессоренных масс в диапазоне ниже 5 Гц можно не учитывать инерционные воздействия неподдрессоренных масс. В этом случае расчетная схема двухосного автомобиля может быть представлена в виде балки, установленной на двух пружинах с амортизаторами. Жесткость пружины определяется суммарной жесткостью рессор C_{p_i} и шин $C_{ш_i}$. Основными

характеристиками любой колебательной системы являются частоты собственных колебаний и коэффициенты их относительного затухания. Они связаны с частотным диапазоном возмущений, при которых систему можно рассматривать как динамическую модель.

Вычисление частот собственных колебаний проводим в определенной последовательности: составляем уравнения движения системы (по схемам без затухания и возмущений); разделяем каждое уравнение на инерционный коэффициент; представляем уравнения в операторной форме; составляем определитель системы, заменив в нем оператор дифференцирования S на мнимую частоту $i\Omega$, и приравниванием его нулю; раскрытием определителя и решение его относительно Ω^2 . Вычисление определителя для системы с n степенями свободы сводится к решению уравнения, имеющего n корней (значений квадратов частот собственных колебаний).

Уравнения без членов, характеризующих затухание и возмущения в системе представляем в операторной форме:

$$\begin{aligned}(s^2 + \omega_{z1}^2)\bar{Z}_1 + \eta_z \bar{Z}_2 - \eta_{\xi 1} \bar{\xi}_1 &= 0; \\ (s^2 + \omega_{z2}^2)\bar{Z}_2 + \eta_z \bar{Z}_1 - \eta_{\xi 2} \bar{\xi}_2 &= 0; \\ (s^2 + \omega_{\xi 1}^2)\bar{\xi}_1 - \gamma_{z1} \bar{Z}_1 &= 0; \\ (s^2 + \omega_{\xi 2}^2)\bar{\xi}_2 - \gamma_{z2} \bar{Z}_2 &= 0;\end{aligned}\quad (2)$$

$$\text{где } \omega_{z1}^2 = \frac{2c_{p1}L^2}{(b^2 + \rho^2)m_0}; \quad \omega_{z2}^2 = \frac{2c_{p2}L^2}{(a^2 + \rho^2)m_0}; \quad \eta_z = \frac{ab - \rho^2}{b^2 + \rho^2}L; \quad \omega_{\xi 1}^2 = \frac{2(c_{p1} + c_{ш1})}{m_1};$$

$$\omega_{\xi 2}^2 = \frac{2(c_{p2} + c_{ш2})}{m_2}; \quad \eta_{\xi 1}^2 = \frac{2c_{p1}L^2}{(b^2 + \rho^2)m_0}; \quad \eta_{\xi 2}^2 = \frac{2c_{p2}L^2}{(b^2 + \rho^2)m_0}; \quad \gamma_{z1} = \frac{2c_{p1}}{m_1}; \quad \gamma_{z2} = \frac{2c_{p2}}{m_2}.$$

После замены оператора (2) дифференцирования на мнимую частоту получаем следующий определитель системы, вычислением которого

могут быть получены частоты собственных колебаний системы

$$\begin{vmatrix} \omega_{z1}^2 - \Omega^2 & \eta_z & -\eta_{\xi 1} & 0 \\ \eta_z & \omega_{z2}^2 - \Omega^2 & 0 & -\eta_{\xi 2} \\ -\gamma_{z1} & 0 & \omega_{\xi 1}^2 - \Omega^2 & 0 \\ 0 & -\gamma_{z2} & 0 & \omega_{\xi 2}^2 - \Omega^2 \end{vmatrix} = 0. \quad (3)$$

После аналогичных преобразований определитель системы уравнений (3)

$$\begin{vmatrix} \omega_z^2 - \Omega^2 & -\eta_z \\ -\eta_{\xi} & \omega_{\xi}^2 - \Omega^2 \end{vmatrix} = 0 \quad (4)$$

$$\text{где } \omega_z^2 = 2c_p / m_{ol}; \quad \omega_{\xi}^2 = 2(c_p + c_{ш}) / m_i; \quad \eta_z = 2c_p / m_{ol};$$

$$\eta_{\xi} = 2c_p / m_i.$$

Решая уравнение (4), получим частоты собственных колебаний системы:

$$\Omega^2 = 0,5 \left[(\omega_z^2 + \omega_{\xi}^2) \pm \sqrt{(\omega_z^2 - \omega_{\xi}^2)^2 + 4\eta_z \eta_{\xi}} \right].$$

Если принять перед корнем знак плюс будем иметь более высокую частоту

$$\Omega_{\text{в}} = \sqrt{0,5 \left[(\omega_z^2 + \omega_{\xi}^2) + \sqrt{(\omega_z^2 - \omega_{\xi}^2)^2 + 4\eta_z \eta_{\xi}} \right]}, \quad (5)$$

при знаке минус – низкую

$$\Omega_{\text{н}} = \sqrt{0,5 \left[(\omega_z^2 + \omega_{\xi}^2) - \sqrt{(\omega_z^2 - \omega_{\xi}^2)^2 + 4\eta_z \eta_{\xi}} \right]}. \quad (6)$$

При этом связанную двухмассовую систему можно рассматривать две одномассовые парциальные. Парциальную систему можно представить как многомассовую, в которой все массы закреплены, кроме одной, которая может совершать движение по одной координате. Из выражений (5), (6) видно, что при наличии связи меняется частота собственных колебаний – увеличивается более высокая и уменьшается низкая.

На втором этапе проектирования проводится исследование плавности хода транспортного средства в дорожных условиях. Критерием оптимальности подвески принимаем *время успокоения* $t_{\text{усп}}$, за которое амплитуда колебаний уменьшится до заданной минимальной величины:

$$t_{\text{усп}} = \frac{1}{\varepsilon_y \omega_0} \ln \frac{1}{\lambda_k (1 - \varepsilon_y^2)} \rightarrow \min,$$

где $\varepsilon_y = k_{\text{усп}} / (2m_n \omega_0) = k_{\text{усп}} / (2\sqrt{m_n c_n})$ – степень успокоения; $k_{\text{усп}}$ – коэффициент успокоения, численно равно силе сопротивления подвески при скорости поддрессоренной массы, равной единице ($\dot{z}=1$); $\omega_0 = \sqrt{c_n / m_n}$ – коэффициент, зависящий от упругих свойств подвески; c_n – жёсткость подвески; m_n – поддрессоренная масса; λ_k – коэффициент точности установки поддрессоренных масс относительно центра тяжести автомобиля.

Результаты.

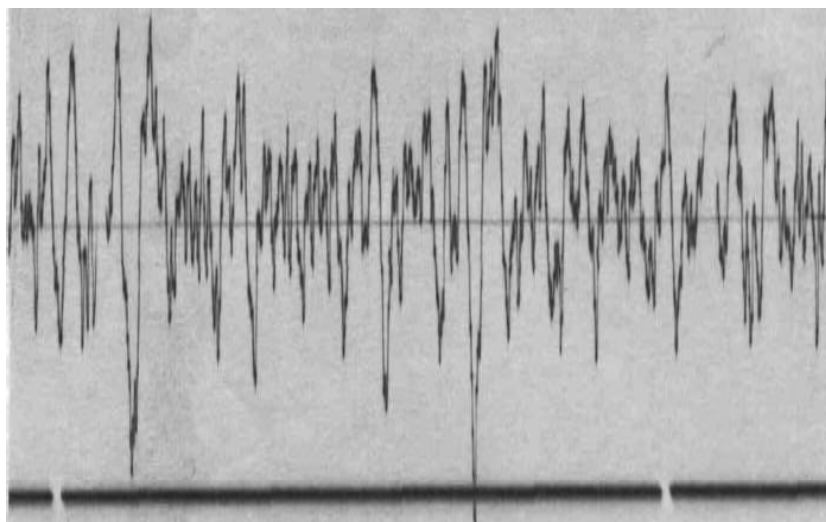
Результаты показали, что нагрузочные характеристики подвески имеют слабо выраженную нелинейность и нельзя получить достаточную точность оценки плавности хода транспортного средства при различных нагрузках на ось, так как полезная нагрузка меняется в широких пределах. В такой подвеске для поддрессирования транспортного средства, применяют торсион рабочее тело, которого выполнено в виде конической формы, а соотношение наибольшего и наименьшего диаметров выбраны таким, чтобы обеспечить нагрузочную характеристику подвески с прогрессивной характеристикой, при

которой частоты малых собственных колебаний поддрессоренных масс могли остаться неизменными, независимо от загрузки транспортного средства (изохронная подвеска). Расчеты параметров торсиона и определение нагрузочной характеристики задней подвески транспортного средства подтверждают возможность создания изохронной подвески. Для получения наивысшей плавности хода требуется обеспечить равенство частот собственных колебаний подвески при любой загрузке транспортного средства $v_1 = v_2$ или, как следует из формулы $v = \frac{300}{f_1}$,

где $f_1 = f_2$ – прогиб подвески при частотах $v_1 = v_2$ собственных колебаний. Это достигается подбором диаметров правого d_1 и левого d_2 торсиона. Степень защиты поддрессоренной массы от вибраций часто оценивается коэффициентом виброзащиты γ , равным отношению амплитуды колебаний поддрессоренной массы к амплитуде неподдрессоренной. Виброзащита будет удовлетворительной при $\gamma=1$. Это условие выполняется, если отношение частоты колебания рамы автомобиля ω_p к частоте колебания неподдрессоренной массы ω_n будет выражено неравенством. Обычно это отношение находится в пределах от 2,5 до 5. Если отношение частот соответствует неравенству $\omega_p / \omega_n < 1,4$, то виброзащита ухудшает условия эксплуатации, так как в этом случае $\gamma > 1$ и амплитуда $\omega_p / \omega_n > 1,4$, а колебания поддрессоренной массы больше амплитуды колебания неподдрессоренной массы. При низких частотах амортизаторы плохо предохраняют от ударов поддрессоренную массу, поэтому обычно выбирают амортизаторы такими, чтобы коэффициент демпфирования находился в пределах 0,25...0,5. В этих пределах может быть торсионная система поддрессирования. Для исключения влияния случайных факторов на результаты испытаний проводилось по три заезда на каждой скорости движения автомобиля.

На рис. 4 приведена запись осциллограммы вертикальных колебаний поддрессоренных масс автомобиля УАЗ-3303.

При обработке данных вычислялось среднее арифметическое и среднеквадратическое значения вертикальных виброускорений. Измерение уровней виброускорений относительно нулевого порога в вертикальном направлении проводилось при работе двигателя без нагрузки с частотой вращения коленчатого вала 800 и 3600 мин⁻¹.

Рис.4. Осциллограмма вертикальных колебаний автомобиля при $V=30$ км/ч

Наиболее эффективна система защиты агрегатов от вибрационного воздействия со стороны рамы, на которую установлен двигатель является опора крепления, которая должна иметь частоту f_0 в 1,5 ... 2 раза ниже частоты возбуждения, чем все собственные частоты f_c виброизолированного объекта. Исследования показали, что не всегда удастся добиться того, чтобы в одном или двух направлениях при $n=800 \dots 1000$ мин⁻¹ получить $f_0 / f_c \geq 2$. В этих случаях необходимо стремиться к тому, чтобы резонанс не возникал в тех направлениях, в которых действуют основные возмущающие факторы. При рассмотрении вынужденных колебаний с одной степенью свободы принимают условие, что внешнее усилие, вызывающее колебания, изменяется гармонически по закону синуса $F \sin \omega t$. Кроме внешней возмущающей силы в системе действует восстанавливающая сила CZ , стремящаяся вернуть систему в положение равновесия. При наличии трения в опорах крепления массы свободные колебания быстро затухают. В системах с вынужденными колебаниями они будут продолжаться с амплитудой $z = F \sin \omega t / (c - m\omega^2)$.

Максимальную амплитуду этих колебаний находили из выражения

$$z_{\max} = F / (c - m\omega^2) = F / c \left(1 - \frac{m}{c} \omega^2 \right).$$

Отношение F / c представляет собой максимальное перемещение $z_{\text{ст}}$, вызванное статическим действием силы F . Обеспечение данного условия при создании конкретных конструкций виброизоляторов значительно осложняется рядом особенностей работы автомобильного транспорта, а зачастую – практически невоз-

можно. Во-первых, двигатель – один из основных источников шума и вибрации, как правило, имеет переменный режим работы. Отношение максимальных рабочих скоростей вращения коленчатого вала двигателя к минимальным составляет 6,4 и более. Во-вторых, виброизолированный двигатель является динамической системой со многими степенями свободы и совершает сложные пространственные взаимосвязанные колебания. Кроме того масса двигателя с коробкой передач в два и более раза больше массы несущей системы, а податливость последней приводит к статическому прогибу ее до нескольких миллиметров. В связи с этим упругое основание существенно влияет на характер колебаний кузова, и это влияние необходимо учитывать. Если принять во внимание еще конструктивные и технологические ограничения, то создание приемлемой конструкции виброизолятора является технически сложной задачей. В силу отмеченных особенностей транспортных средств практически не представляется возможным избежать резонансных режимов. При этом задача сводится к решению вопроса о выборе оптимального демпфирования в упругой опоре или применению других методов (например, с переменной жесткостью, с ограничителем хода виброизолированного агрегата) для ограничения амплитуд вынужденных колебаний на резонансе.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Дьяков И.Ф. Основы оптимизации в автомобилестроении. М.: Машиностроение, 2012. 380 с.
2. Жеглов Л.Ф. Виброакустика колесных машин. Изд. МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2013. 170 с.

3. Жеглов Л.Ф. Спектральный метод расчета систем поддрессирования колесных машин. Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2009. С. 150.

4. Ружичка Дж. Дерби Т. Виброизоляция с нелинейным демпфированием /Пер. с англ. К. А. Выгодского, ОНТИ № 609, 1973. 42 с.

5. Раймпель Й. Шасси автомобиля: конструкция подвески / Пер. с нем. В. П. Агапова. М.: Машиностроение, 1989. 328 с.

Dyakov I.F.

OPTIMAL SELECTION OF VEHICLE SUSPENSION

The article analyzes springing system of vehicles. The main characteristics of the springing system are frequency of natural oscillations and their relative settlement coefficients.

The purpose of this work is choosing the suspension according to the criteria of optimality at the stage of designing and testing on road. When analyzing the suspension to facilitate the calculation the vehicle is considered as a plane model. Protection of the sprung mass vibration is evaluated according to the criteria of optimality and vibration protection factor.

Key words: suspension, frequency spectrum, transfer function, moment of inertia of the balance, the damping coefficient, vibration protection, torsion bar.

Дьяков Иван Федорович, доктор технических наук, профессор кафедры основы проектирования машин и инженерная графика.

Ульяновский государственный технический университет.

Адрес: Россия, 432027, Ульяновск, ул. Северный Венец, д. 32.

E-mail: i.dyakov@ulstu.ru.