

Дьяков Иван Федорович

ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ПОДВЕСКИ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Адрес статьи: www.gramota.net/materials/1/2011/10/15.html

Статья опубликована в авторской редакции и отражает точку зрения автора(ов) по рассматриваемому вопросу.

Источник

Альманах современной науки и образования

Тамбов: Грамота, 2011. № 10 (53). С. 41-45. ISSN 1993-5552.

Адрес журнала: www.gramota.net/editions/1.html

Содержание данного номера журнала: www.gramota.net/materials/1/2011/10/

© Издательство "Грамота"

Информация о возможности публикации статей в журнале размещена на Интернет сайте издательства: www.gramota.net

Вопросы, связанные с публикациями научных материалов, редакция просит направлять на адрес: almanac@gramota.net

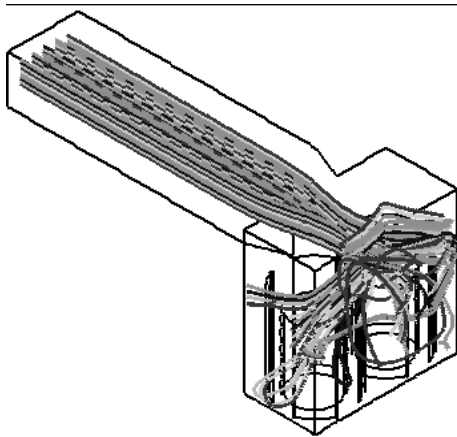


Рис. 7. Траектории частиц с 400 мм закручивателей (высота труб 300 мм)

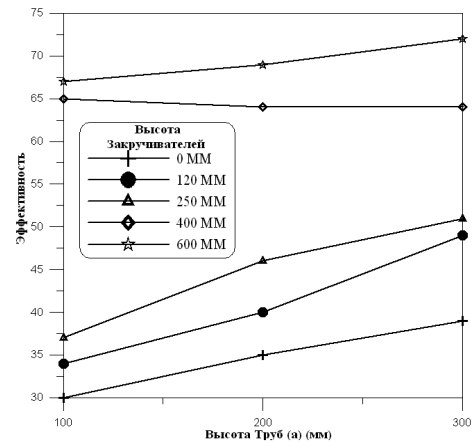


Рис. 8. Эффективность ЦЗУ для разных высот закручивателей

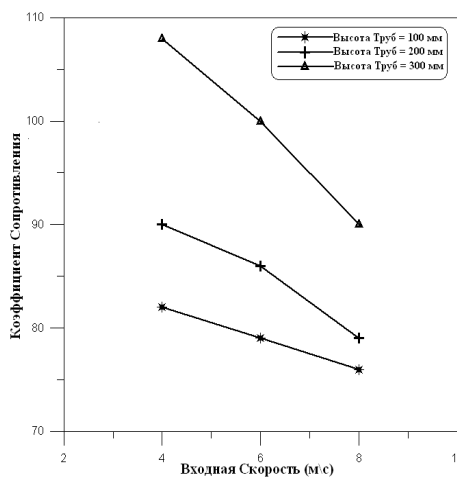


Рис. 9. Коэффициент сопротивления улавливания (без закручивателей)

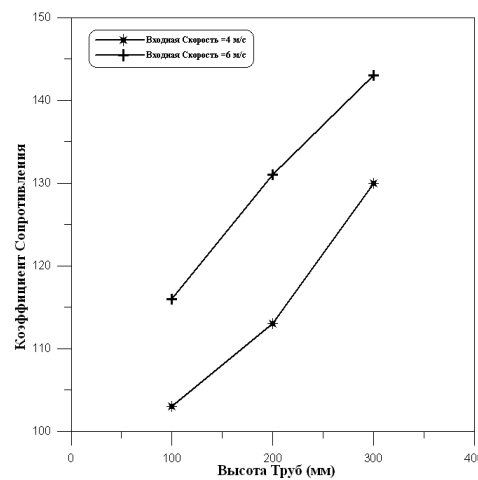


Рис. 10. Коэффициент сопротивления улавливания (с 600 мм закручивателей)

Список литературы

1. Вараксин А. Ю. Турбулентные течения газа с твердыми частицами. М.: ФИЗМАТЛИТ, 2003. 192 с.
2. Кисляк С. М. Разработка уловителей и систем возврата уноса в котлах с низкотемпературным кипящим слоем: дисс. ... канд. тех. наук. Барнаул, 2004.
3. Темникова Е. Ю. Исследование эффективности пылеулавливания в циклоне с рельефными поверхностями: автореф. дисс. ... канд. тех. наук. Кемерово, 2010.
4. Bhasker C. Flow Simulation in Industrial Cyclone Separator // Advances in Engineering Software. 2010. Vol. 41. P. 220-228.
5. Warsi Z. V. A. Conservation Form of the Navier-Stokes Equations in General No Steady Coordinates // AIAA Journal. 1981. Vol. 19. P. 240-242.
6. Yakhot V., Orszag S. A., Thangam S., Gatski T. B., Speziale Yakhot C. G. Development of Turbulence Models for Shear Flows by a Double Expansion Technique // Phys. Fluids. 1992. Vol. 7. P. 1510-1520.

УДК 629.113

Иван Федорович Дьяков
Ульяновский государственный технический университет

ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ПОДВЕСКИ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ[©]

Плавность хода и нагрузочные режимы элементов подвески транспортных средств зависят от дорожных условий, скорости движения, неуравновешенности вращающихся масс и характеристики силовой установки

[2, с. 14]. Сочетание этих факторов вызывает сложные пространственные движения отдельных масс [3, с. 54]. Причем можно определить их влияния на подрессоренные массы по интенсивности колебаний. Это обычно достигается на стадии проектирования аналитическими методами и проверяется на стадии испытаний.

Аналитические решения, если идти другим путем, позволяют получить амплитудно-фазо-частотные характеристики на основе уравнения Лагранжа II рода, строить переходные процессы, а по ним выбрать компоновочные параметры транспортного средства, целевую функцию и демпфирующие устройства. Современные транспортные средства имеют разнообразные конструкции подвесок: металлические рессоры, пружинные, торсионные, пневматические и гидропневматические устройства, которые пока не в полной мере выполняют требования плавности и устойчивости движения. В отношении плавности хода транспортных средств очень важен вид упругой характеристики подвески. Жесткость подвески для листовой рессоры имеет кусочно-линейный характер, а приведенная жесткость изменяется по закону, близкому к адиабатическому.

Использование гидропневматической подвески с автоматическим регулированием в качестве демпфирующего устройства обеспечивает высокую плавность хода и устойчивость движения транспортного средства, что позволяет достичь более высоких скоростей. Подобные подвески должны сочетаться с малым сухим трением, мягкими движителями, иметь соответствующие характеристики затухания, возможно получить меньшее плечо крена, а также конструктивную схему, обеспечивающую уменьшение «клевков» и бокового наклона. Учитывая жесткие требования к подвеске транспортных средств, считается неперспективным применять пневмогидравлические подвески без регулирования и подвески с самоподкачиванием. Основным недостатком последних является то, что подрессоренная масса выравнивается только в движении и возможны частые перекосы, что недопустимо для современного транспортного средства. В гидропневматической подвеске применяются различные системы регулирования давления: шестеренчатый насос с электромагнитным отключением при достижении определенного давления в гидроаккумуляторе и включение его в работу при некотором снижении давления; плунжерный насос с автоматом разгрузки; плунжерный насос с переменной производительностью, которая автоматически меняется в зависимости от давления в системе.

На Рис. 1 приведена схема, выполненной по третьему варианту, когда давление в гидроаккумуляторе достигает определенной величины, золотник 1 автомата разгрузки перемещается влево, сжимая пружину 3, и соединяет нагнетающую полость 4 насоса со сливом 2, переводя тем самым насос в режим холостого хода. Гидроаккумулятор отключается от насоса с помощью обратного клапана. При снижении давления в гидроаккумуляторе до минимально допустимого пружина 3 перемещает золотник вправо и включает насос в работу. Изменение величины давления в гидроаккумуляторе имеет циклический характер и будет поддерживаться в пределах от $P_{отк}$ до $P_{вкл}$, где $P_{отк}$ – давление в гидроаккумуляторе, соответствующее переходу гидронасоса на режим холостого хода, а $P_{вкл}$ – давление, соответствующее моменту включения насоса.

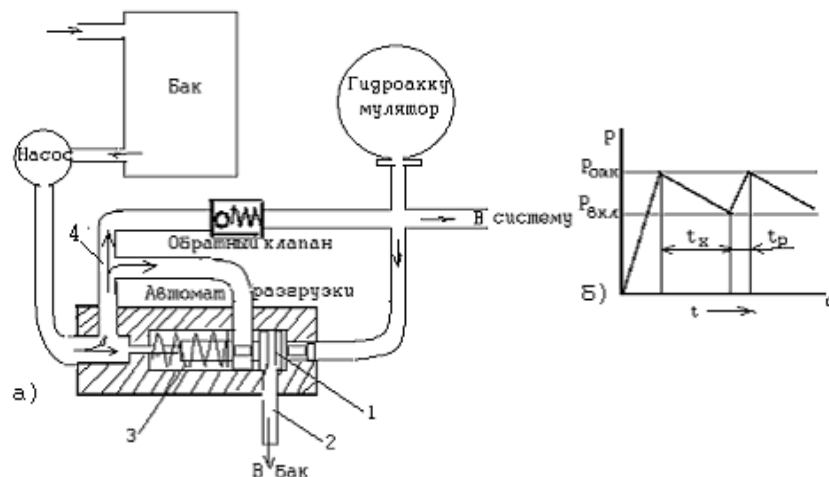


Рис. 1. Схема работы автомата разгрузки насоса (а) и изменения давления насоса и гидроаккумулятора (б): 1 - золотник; 2 - трубопровод; 3 - пружина; 4 - нагнетающая полость

Перепад давлений $(P_{отк} - P_{вкл}) = \Delta P$ должен находиться в пределах 14...20 МПа. Поэтому $P_{вкл}$ должно быть больше или равно максимальному статическому давлению в гидропневматическом упругом элементе, увеличенному на (ΔP) величину, необходимую для нормальной работы регулятора положения подрессоренной массы, т.е. отвечать выражению $P_c + \Delta P \leq P_{вкл}$, где P_c - максимальное статическое давление жидкости в гидропневматическом упругом элементе с учетом возможной перегрузки. Вполне определенной должна быть и величина давления отключения насоса на режиме холостого хода P_x . Необходимо, чтобы давление отключения насоса $P_{отк}$ было меньше развиваемого гидронасосом при работе привода на холостом ходу. Это вызвано тем, что при давлении жидкости, развиваемом насосом на минимальных частотах привода

меньшем $P_{отк}$ и отсутствии расхода жидкости, насос не переводится на режим холостого хода. Вся энергия, подводимая к насосу, идет на нагрев жидкости. Насос перегревается и давление на выходе из насоса падает. Для нормальной работы насоса и автомата разгрузки необходимо следующее соотношение давлений $P_c + \Delta P \leq P_{вкл} < P_x$. Эти параметры зависят от конструкции гидропневматической подвески. Однако подвеска должна иметь оптимальную жесткость, так как при малой жесткости водитель может заболеть «морской болезнью», а при большой – вызывать значительные напряжения в несущих конструкциях автомобиля и переутомление водителя.

Наилучшая плавность хода автомобиля с многорычковой рессорой достигается при условии, когда обеспечивается минимум целевой функции, представляющей собой отношение потенциальной энергии неподдрессоренной к поддрессоренной массам [Там же, с. 117] и может быть представлено выражением

$$W(S_j) = e_{1,2} \left(\frac{\dot{Z}_n}{\dot{Z}_n} \right)^2 f_{mp} \left(\frac{C_{ш}}{C_p} \right) \frac{y_1(l_{15} + l_{12}) - y_2(l_{22} + l_{25})}{2 \left(Z_n + y_1 l_{12} - \left[Z_n + \left(y_3 l_{15}^y - y_3 l_{16}^{xx} \right) \right] \right)^2} \leq [W_j], \quad (1)$$

где $e_{1,2}$ – отношение неподдрессоренных масс к поддрессоренным; \dot{Z}_n, \dot{Z}_n – скорости вертикальных перемещений соответственно неподдрессоренной и поддрессоренной масс; f_{mp} – коэффициент трения многорычковой рессоры; $C_{ш}, C_p$ – вертикальные жесткости соответственно шины и рессоры; y_1, y_2 – угловые перемещения соответственно переднего и заднего моста; y_3, y_3 – угловые перемещения рамы транспортного средства; $l_{i,j}$ – расстояние от центра тяжести до точки опоры соответственно i -й массы.

Подвеску подбирают так, чтобы не возник резонанс колебаний собственной частоты и частоты колебаний транспортного средства от неровностей дорожного полотна. Обеспечение оптимального значения возможно и для гидропневматической подвески с однолистовой рессорой.

Свойства подвески определяют сравнением коэффициента относительного демпфирования вертикальных колебаний поддрессоренных масс z с допустимым значением в виде

$$z = 1 / \sqrt{1 + (2 / \ln z_i / \ln z_{i+1})^2} \leq [z], \quad (2)$$

где z_i, z_{i+1} – две амплитуды рядом расположенных экстремумов кривой переходного процесса; $[z]$ – допустимая величина коэффициента относительного демпфирования.

Для определения величины трения многорычковой рессоры используют условие динамического равновесия поддрессоренной массы транспортного средства, которое связано с подъёмной силой F_{qi} амортизатора, отвечающее зависимости

$$F_{qi} = \frac{\rho \cdot A \cdot \frac{2}{3} \cdot V_c \cdot k_1}{(h^o + d_o + y^o) \tilde{h} \cdot k_2} \geq [F_q], \quad (3)$$

где ρ – динамическая вязкость жидкости; A – наименьшая площадь трущихся поверхностей; d_o – средняя высота микронеровностей гидравлического цилиндра; \tilde{h} – отношение высоты микронеровностей к их длине; V_c – скорость скольжения трущихся поверхностей; h^o – среднее значение минимального зазора между поверхностями трения при $X = 0$; y^o – всплытие тела в процессе неустановившегося движения; $k_1 = \rho / A$ – коэффициент инерционности жидкости; ρ – плотность жидкости; l – высота гидроцилиндра; $k_2 = Al / E$ – коэффициент сжимаемости жидкости; $E = E_0 / (1 + E_0 / E_m)$ – приведенный модуль упругости системы; E_0, E_m – соответственно модуль упругости жидкости и стенки цилиндра.

С учетом трения в эластичных элементах условие динамического равновесия автомобиля массой m_a и жесткостью подвески c_p имеет вид

$$m_a \ddot{z} + \left[\left(\frac{a}{l_i} \right)^2 + j \left(\frac{c_p}{l_i} \right) \right] z + c_p \left(\frac{a}{l_i} \right) z = -F_{qj}, \quad (4)$$

где z – вертикальное перемещение поддрессоренной массы при движении по неровностям дороги; a – расстояние от оси амортизатора до узла подвески; j – коэффициент демпфирования подвески; l_i – расстояние от центра тяжести автомобиля до i -ой опоры; j – коэффициент рассеяния энергии в эластичных элементах подвески.

Необходимый коэффициент демпфирования подвески поддрессоренной массы при вертикальных и угловых колебаниях определяют по выражениям

$$b_z = \sqrt{2m_a \sum \frac{C_z}{n_y}}; \quad b = \sqrt{2J_n \sum C l_i^2 / \sum l_i^2},$$

где b_z, b – парциальные (частичные) относительные коэффициенты затухания при вертикальных и угловых колебаниях поддрессоренной массы; C_z, C – вертикальная и угловая жесткость подвески; J_n – момент инерции поддрессоренной части относительно центра масс автомобиля; n_y – число узлов подвески одного борта.

Коэффициенты b_z, b можно найти при рассмотрении двухмассовой линейной модели. Эта модель широко используется для анализа и расчета систем поддрессоривания транспортного средства. При анализе колебательных процессов для определения уравнивающей силы гидропневматической подвески применяют начальное условие $\dot{Z} = 1$ и выражают значение F_{qj} в виде

$$F_{qj} = (C_n + c_j) \dot{Z} \quad (j=1,2),$$

где C_n – приведенная жесткость подвески; c_j – коэффициент, учитывающий рассеяние энергии в гидравлическом амортизаторе; c_j – коэффициент, учитывающий рассеяние энергии в эластичных элементах подвески; ω – частота колебаний поддрессоренной массы.

Коэффициент демпфирования подвески в гидравлической системе находят экспериментально или аналитически. При этом общий расход жидкости через клапанное отверстие, дросселируемой управляемой пружиной, определяют зависимостью

$$Q_1 = A_1 A_2 \sqrt{\frac{2g}{\rho} (P_1 - P_2)},$$

где A_1 – коэффициент расхода жидкости; A_2 – проходное сечение дросселя; P_1, P_2 – давление в полости под поршнем и за дросселем.

Степень затухания колебаний подвески определяют из уравнения (4), предварительно разделив все члены на жесткость подвески и с учетом постоянного времени колебаний подвески, получим

$$T^2 \ddot{Z} + 2 \zeta T \dot{Z} + Z = F_{qj},$$

где $T = \sqrt{m/c}$ – постоянная времени колебания подвески.

Вводим следующие переменные: $k_n = \ddot{z}/g$ – коэффициент перегрузки; $\omega_o = \sqrt{\frac{k_n g}{z_{\max}}}$ – собственная частота колебаний поддрессоренной массы и безразмерное время $\tau = \omega_o t$, тогда динамическая ошибка подвески равна $\Delta = (Z - Z_o)/Z_o$, где Z_o – установившееся значение перемещения подвески транспортного средства.

Используя значения динамической ошибки, можно найти

$$\Delta = e^{-\zeta \tau} \cos \sqrt{1 - \zeta^2} \tau,$$

отсюда находим оптимальный параметр подвески

$$\zeta_{opt} = \frac{1}{\Delta_o A_n} / \sqrt{1 + \left(\ln \frac{1}{\Delta_o A_n} \right)^2}, \quad (5)$$

где A_n – площадь поперечного сечения поршня.

Уравнение (5) позволяет определить коэффициент затухания колебаний различных подвесок транспортных средств. Динамические свойства любой подвески могут быть определены по её передаточной функции и функции веса. На основе предложенных расчетов разработана конструкция гидропневматического упругого элемента.

На Рис. 2 показана конструкция упругого элемента, которая позволяет обеспечить нормальную работу гидропневматической подвески [1, с. 125]. Гидропневматический элемент заправляется газом и ферромагнитной жидкостью под определенное статическое давление. Регулирование хода штока происходит автоматически. В процессе сжатия головка 10 перемещается в нижнюю часть штока б и достигает первой зоны загущения ферромагнитной жидкости, создаваемой постоянным магнитом 18, при этом происходит нарастание сопротивления перемещению головки. При ходе отдачи гильза 7 перемещается в нижнюю часть цилиндра 4 и достигает второй зоны загущения жидкости, создаваемой постоянным магнитом 16, при этом головка 10 входит внутрь гильзы 7, а конический хвостовик 11 головки 10 входит в отверстие гильзы 7, служащее для прохода стержня 9. Этим действием обеспечивается постепенное увеличение сопротивления протеканию жидкости и перемещению головки 10, которую компоновочно размещают в зоне загущения ферромагнитной жидкости, создаваемой постоянным магнитом 16. Постоянный магнит и головка расположены на равном удалении от крышки. При этом расстояние от верхнего торца головки 10 до дна гильзы 7 соответствует ходу сжатия упругого элемента для растянутого положения. Частота колебаний транспортного средства, база которого соответствует длине волны неровностей дорожного полотна, при определенной скорости

движения переходит в резонансную зону. С целью гашения резонансных явлений и возникающих максимальных напряжений в несущих конструкциях при движении по неровностям дороги подвеска должна иметь характеристику аperiодического звена, которое обеспечивает значение передаточной функции от 0,46 до 0,20.

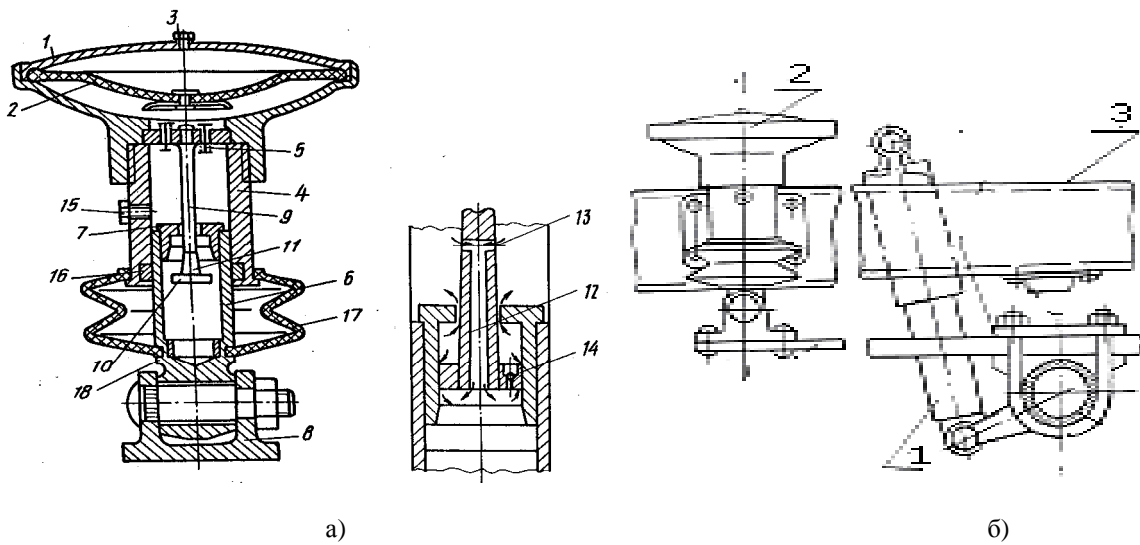


Рис. 2. Схема гидропневматического упругого элемента подвески (а) и общий вид подвески (б): а) 1 - газовый баллон; 2 - разделительная диафрагма; 3 - газовый клапан; 4 - цилиндр; 5 - подпружиненный клапан; 6 - пружинный шток; 7 - гильза; 8 - шарнир; 9 - стержень; 10 - цилиндрическая головка; 11 - хвостовик; 12 - осевой канал; 13 - радиальный канал; 14 - обратный клапан; 15 - гидроштуцер; 16 - сегментные магниты; 17 - чехол; 18 - постоянный магнит; б) 1 – амортизатор; 2 - гидропневматический упругий элемент; 3 - рама

Таким образом, достижение этих условий возможно при разработке новой конструкции подвески, обеспечивающей плавность хода транспортного средства за счет последовательно-параллельного соединения упругих элементов и демпфирующих устройств, включающих гидропневматический элемент с пневматическим баллоном. Как следует из характеристики приведенной жесткости, показывающей зависимость нагрузки от прогиба, величина статического прогиба при частичной нагрузке предлагаемой конструкции подвески будет больше величины статического прогиба при этой же нагрузке для листовой рессоры. Величина статического прогиба при полной нагрузке будет больше величины статического прогиба для листовой рессоры при этих же условиях, так как жесткость гидропневматического элемента конструктивно может быть выбрана в несколько раз меньше жесткости листовой рессоры. Используемые в конструкции гидропневматический элемент с магнитным уплотнением ферромагнитной жидкости и подшипники качения в подвижном конце рессоры, резко снижают величину вредного трения в подвеске.

Список литературы

1. Дьяков И. Ф., Денисов А. В. Прикладное оптимальное проектирование в автомобилестроении. Ульяновск: УлГТУ, 2005. 278 с.
2. Проектирование полноприводных колесных машин / под ред. А. А. Полунгяна. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2008. Т. 3. 428 с.
3. Фурунжиев Р. И., Останин А. Н. Управление колебаниями многоопорных машин. М.: Машиностроение, 1984. 208 с.

УДК 669.28

Иван Федорович Дьяков
Ульяновский государственный технический университет

РАСЧЕТЫ НА ПРОЧНОСТЬ ДЕТАЛЕЙ МАШИН ПРИ ЦИКЛИЧЕСКОМ НАГРУЖЕНИИ[©]

Проблема повышения прочности металлов и сплавов, работающих в условиях циклического нагружения поверхности изделия, представляет особый интерес. Понятие прочности в данных условиях приобретает совершенно новое значение. Принимаемые обычно в качестве критерия условные механические характери-