УДК 629.012.83

М.В. ПИЛИПЕНКО

РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ ВИБРОЗАЩИТНОЙ СИСТЕМЫ СИДЕНЬЯ ВОДИТЕЛЯ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

Предложены нелинейная и линеаризованная математические модели пневматической виброзащитной системы сиденья водителя транспортного средства с непрямым включением виброзащитного модуля: через центрально расположенный рычаг, длина которого существенно меньше длины направляющих рычагов подвески. Это позволяет уменьшить эффективную площадь резинокордовой оболочки и объемы газовых полостей виброзащитной системы. Получено уравнение динамики газовой полости, на основании которого установлен механизм рассеяния колебательной энергии.

Запропоновано нелінійну і лінеаризовану математичні моделі пневматичної вібр란захисної системи сидіння водія транспортного засобу з непрямим включенням віброзахисного модуля: через центрально розташований важіль, довжина якого істотно менше довжини направляючих важелів підвіски. Це дозволяє зменшити ефективну площу резинокордової оболонки і об'єми газових порожнин віброзахисної системи. Отримано рівняння динаміки газової порожнини, на підставі якого встановлено механізм розсіяння коливальної енергії.

Nonlinear and linearized mathematical models of a pneumatic vibration protection system for a vehicle driver’s seat with out-of-straight start of a vibration protection module are proposed: through a centrally located lever, the length of which is significantly less than one of directing levers of suspension. It allows to reduce an effective area of a rubber-cord casing and volumes of gas cavities of the vibration protection system. An equation of the dynamics of a gas cavity is derived, based on which the mechanism of dissipation of vibrational energy is established.

Предлагаемые подвески сиденья транспортного средства [1–3] содержат (рис. 1 и 2) опорную платформу 1 кресла, опирающуюся с помощью рычажно-шарнирного направляющего механизма на опорное основание 2 подвески.

Центрально расположенный рычаг 3, длина которого существенно меньше длины направляющих рычагов, соединен с пневмо-упруго-демпфирующим механизмом (рис. 3).

Корпус 1 может быть выполнен так, что в нем будут сформированы две полости переменного объема V_1 и постоянного объема V_2 [1] , либо только объем V_1, а объем V_2 выполнен отдельно и расположен на опорном основании 2 или рядом с опорным основанием. Независимо от расположения объемов V_1 и V_2 при работе подвески воздух перетекает из одного объема в другой через жиклер либо через пневматический "диод" 2 (рис. 3), который обеспечивает несимметричную характеристику пневматического гасителя колебаний и существенно увеличивает демпфирование колебаний при ходе растяжения подвески.

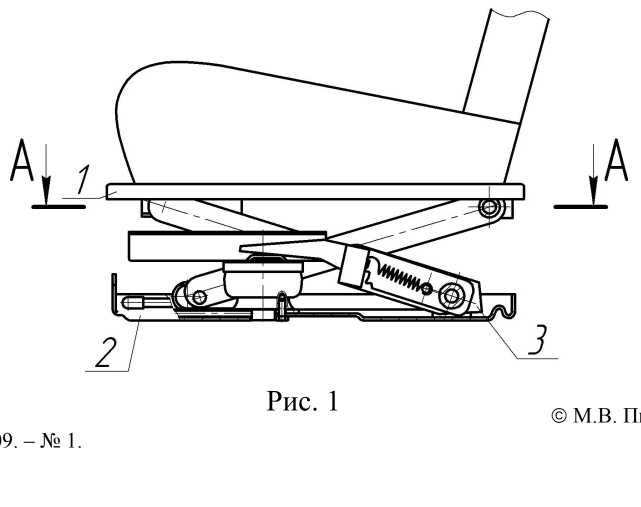

Рис. 1

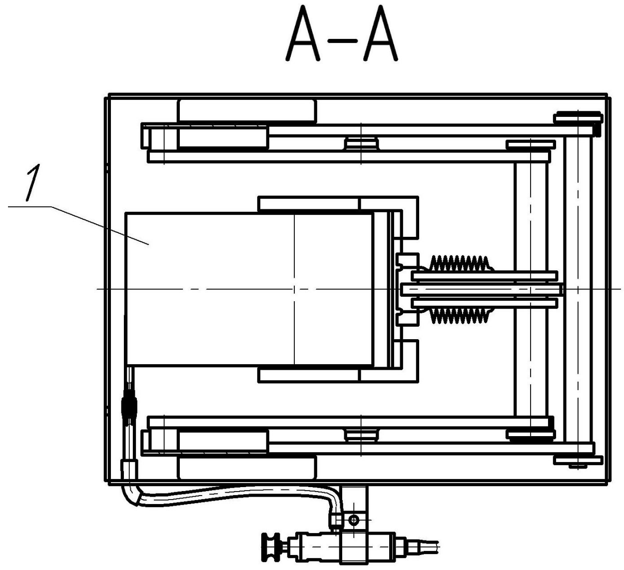

Рис. 2

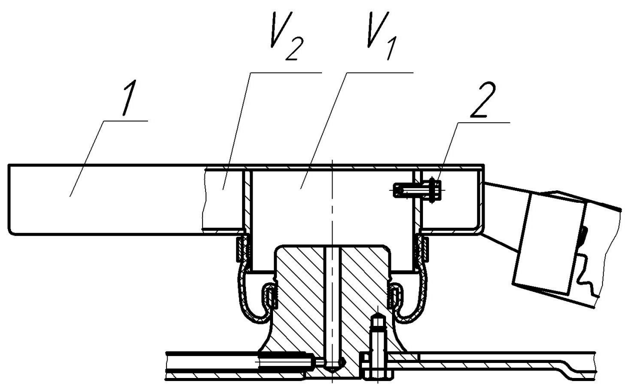

Рис. 3

В плунжере выполнен осевой канал для подачи воздуха либо дренажа воздуха из подвески.

В процессе движения транспортного средства опорное основание подвески 2 может совершать вертикальные непериодические, либо близкие к периодическим перемещения в зоне квазинулевой жесткости подвески, при этом водитель практически полностью защищен от воздействия динамических нагрузок. Пневматический "диод" обеспечивает гашение колебаний и требуемую комфортабельную передаточную характеристику системы «основание машины – человек».

Путем выбора конструктивных параметров подвески: объемов V_1 и V_2, проходных сечений "диода" на сжатие и растяжение, конфигурации плунжера и резинокордовой оболочки можно получить требуемую постоянную собственную частоту колебаний в широких пределах вариации антропометрических параметров человека-оператора, а пневматический "диод", установленным между объемами V_1 и V_2, совместно с выбранной статической характеристикой позволяют получить оптимальный коэффициент передачи системы "основание машины – человек".

Путем выбора указанных параметров обеспечивается выполнение универсального требования оптимизации системы человек–машина, а именно, статическая рабочая характеристика должна иметь участки на сжатие и растяжение с прогрессивно нарастающей жесткостью. На рис. 4 представлены статические характеристики разработанной подвески для различных нагрузок, из которых видно, что универсальное требование оптимизации системы человек–машина выполняется, при этом нелинейные концы характеристик упругости ограничивают наибольшие динамические нагрузки ударного характера в пределах ±1 g, где g – ускорение силы тяжести.

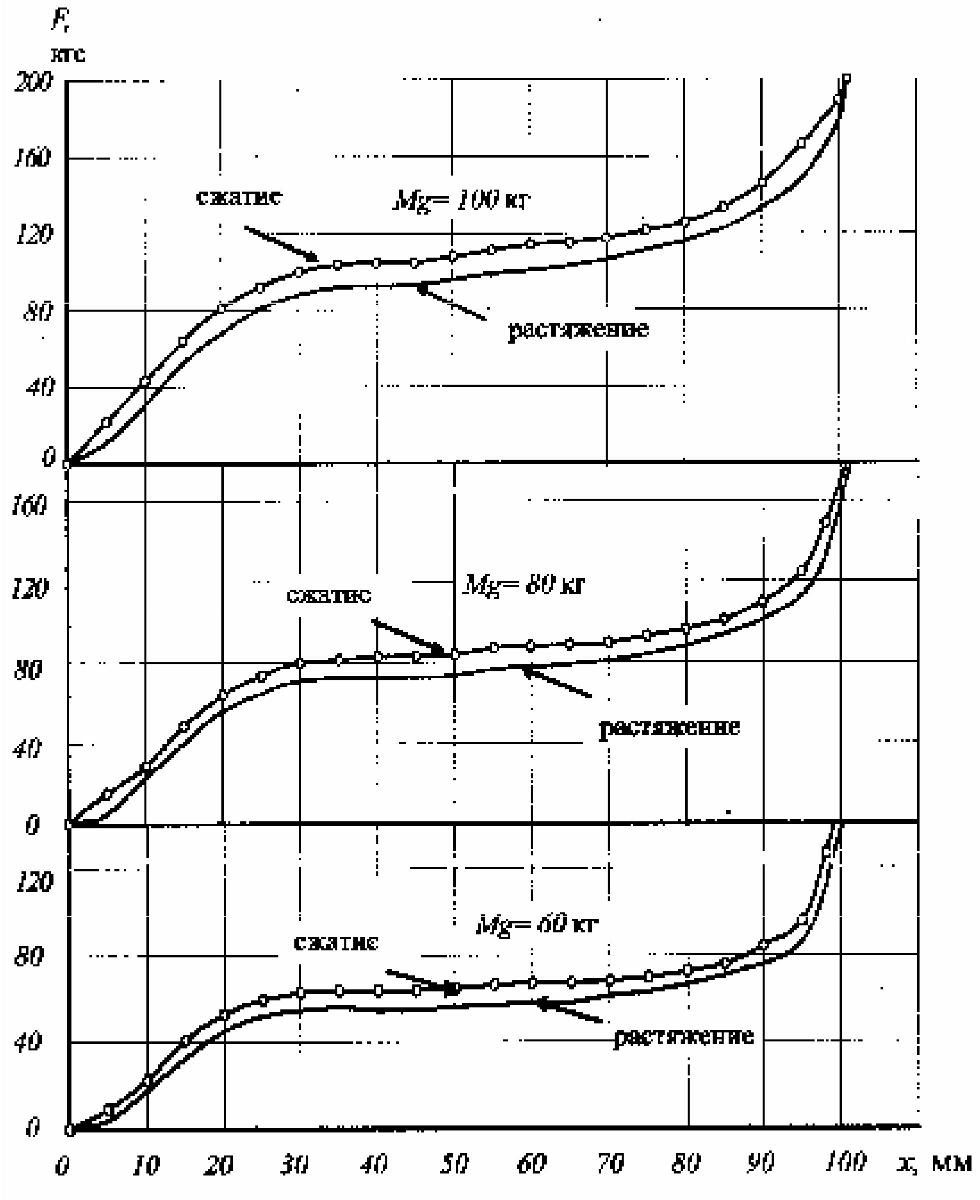

Рис. 4

Нелинейная математическая модель динамики виброзащитной системы кресла водителя транспортного средства

На рис. 5 представлена кинематическая схема пневматической подвески сиденья водителя транспортного средства.

В работе [5] разработана нелинейная математическая модель автономной пневматической подвески сиденья водителя транспортного средства с прямым включением виброзащитного модуля. Для рассматриваемого включения виброзащитного модуля через короткий центральный рычаг уравнение движения водителя на сиденье имеет вид:

$$M\ddot{z} = \frac{P_{1и}F_{эф}}{i_0} - Mg - F_{тр}, \qquad (1)$$

где $P_{1и}$ – избыточное давление в объеме V_1; $F_{эф}$ – эффективная площадь резинокордовой оболочки; i_0 – передаточное отношение по нагрузке; M – масса водителя и подвижной части сиденья; g – ускорение силы тяжести, $F_{тр}$ – сила трения.

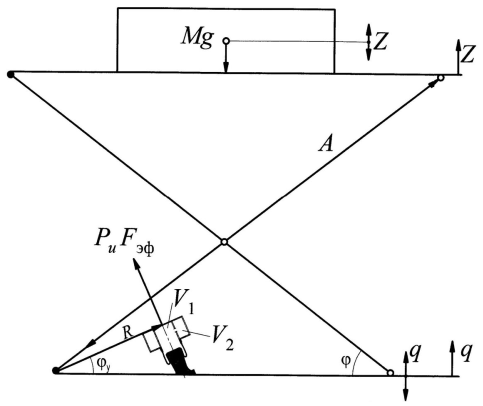

Рис. 5

Принимая во внимание, что сила $P_{1и}F_{эф}$ направлена по нормали к рычагу подвески, а сила веса Mg – по нормали к верхней платформе, получим следующее выражение для передаточного отношения по нагрузке

$$i_0 = \frac{A\cos\varphi}{R}, \qquad (2)$$

где A – длина направляющего рычага; R – длина рычага подвески; φ – угол между нижней платформой и направляющим рычагом.

Избыточное давление в объеме V_1 равно

$$P_{1и} = P_1 - P_а,$$

где P_1 – абсолютное давление в объеме V_1; $P_а$ – давление окружающей среды.

Согласно закону сохранения массы газа в объемах V_1 и V_2, получим

$$\frac{dm_1}{dt} = \dot{m}, \tag{3}$$

$$\frac{dm_2}{dt} = -\dot{m}, \tag{4}$$

где m_1 и m_2 – массы газа в объемах V_1 и V_2; $\dot{m}$ – массовый расход газа из объема V_2 в объем V_1.

Принимая во внимание, что $m_1 = \rho_1 V_1$, $m_2 = \rho_2 V_2$ и $V_2 = \text{const}$, уравнения (3) и (4) запишем в виде

$$V_1 \frac{d\rho_1}{dt} + \rho_1 \frac{dV_1}{dt} = \dot{m}, \tag{5}$$

$$V_2 \frac{d\rho_2}{dt} = -\dot{m}, \tag{6}$$

где ρ_1, ρ_2 – плотности воздуха в объемах V_1 и V_2.

Изменение объема V_1 связано с относительным перемещением пневматической подвески

$$\frac{dV_1}{dt} = F_{эф}\left(\dot{z}_1 - \dot{q}\right) = F_{эф}\dot{f}, \tag{7}$$

где относительное перемещение подвески $f = z_1 - q$.

Относительное перемещение подвески f связано с относительным перемещением массы M, которое равно $x = z - q$, передаточным отношением по ходу подвески i_x:

$$i_x = \frac{dx}{df} = \frac{A\cos\varphi}{R\cos\varphi_y}, \tag{8}$$

где φ_y – угол между нижней платформой и рычагом подвески.

С учетом выражения (8) скорость изменения объема V_1 можно представить в виде:

$$\frac{dV_1}{dt} = \frac{F_{эф}}{i_x}\left(\dot{z} - \dot{q}\right). \tag{9}$$

При политропическом процессе изменения состояния газа в объемах V_1 и V_2 имеем:

$$\frac{dP_1}{d\rho_1} = \frac{\chi P_1}{\rho_1}, \qquad \frac{dP_2}{d\rho_2} = \frac{\chi P_2}{\rho_2}, \tag{10}$$

где χ – показатель политропы.

С учетом соотношений (9), (10) уравнения (5), (6) можно записать в следующем виде:

$$\frac{V_1}{\chi P_1}\frac{dP_1}{dt}=-\frac{F_{эф}}{i_x}\left(\dot{z}-\dot{q}\right)+\frac{\dot{m}}{\rho_1}, \tag{11}$$

$$\frac{V_2}{\chi P_2}\frac{dP_2}{dt}=-\frac{\dot{m}}{\rho_2}. \tag{12}$$

В пневматической виброзащитной системе реализуется докритический режим течения газа через жиклер (малые перепады давления).

При малых перепадах давления в режиме турбулентного течения расход газа может рассчитываться по формулам:

$$\dot{m}=\mu F'_{ж}\sqrt{2\overline{\rho}\left(P_2-P_1\right)} \text{ при } P_2>P_1, \tag{13}$$

$$\dot{m}=-\mu F''_{ж}\sqrt{2\overline{\rho}\left(P_2-P_1\right)} \text{ при } P_2<P_1. \tag{14}$$

Объем воздуха V_1 изменяется в процессе работы виброзащитной системы

$$V_1=\overline{V_1}+\int_{f_н}^{f}F_{эф}df \tag{15}$$

или

$$V_1=\overline{V_1}+\int_{x_н}^{x}\frac{F_{эф}}{i_x}dx, \tag{16}$$

где $\overline{V_1}$ – объем в положении статического равновесия.

Относительное перемещение пневматической подвески равно $x=z-q$, а уравнение движения водителя на сиденье для относительного перемещения имеет вид:

$$M\ddot{x}=\frac{F_{эф}\left(P_1-P_а\right)}{i_0}-Mg-M\ddot{q}-F_{тр}. \tag{17}$$

Зависимость эффективной площади резинокордовой оболочки от относительного перемещения может иметь различный вид. Вид зависимости $F_{эф}\left(z-q\right)$ определяется профилем плунжера и резинокордовой оболочки. В зависимости от вида функции $F_{эф}\left(z-q\right)$ и от положения рабочей точки на этой характеристике, соответствующей положению статического равновесия, производная $\frac{dF_{эф}}{dx}$ может быть равной нулю, либо положительной, либо отрицательной. В линейном приближении эффективная площадь равна

$$F_{эф}=\overline{F}_{эф}+\frac{dF_{эф}}{df}\cdot f \tag{18}$$

или

$$F_{эф}=\overline{F}_{эф}+\frac{dF_{эф}}{df}\cdot\frac{x}{i_x}. \tag{19}$$

Производная $\frac{dF_{эф}}{df}$ на коническом участке плунжера при нулевой статической жесткости равна [4]

$$\frac{dF_{эф}}{df}=-\frac{F_{эф}^2\cdot\overline{P}}{\overline{P}_{и}\left(\overline{V}_1+\overline{V}_2\right)}. \tag{20}$$

При амплитуде колебаний относительного перемещения подвески в пределах рассматриваемого конического участка плунжера эффективную площадь резинокордовой оболочки можно определять по следующей формуле

$$F_{эф}=\overline{F}_{эф}-\frac{\overline{F}_{эф}^2\cdot\overline{P}}{\overline{P}_{и}\left(\overline{V}_1+\overline{V}_2\right)}\cdot\frac{x}{i_x}, \tag{21}$$

где $\overline{F}_{эф}$ – эффективная площадь резинокордовой оболочки в положении статического равновесия.

При амплитудах колебаний в пределах полного хода подвески необходимо учитывать нелинейную зависимость $F_{эф}(x)$.

Приведенная система нелинейных дифференциальных уравнений позволяет рассчитать эквивалентные амплитудно-фазочастотные характеристики пневматической виброзащитной системы кресла водителя транспортного средства и переходные процессы, вызванные ударными возмущениями на подвеску кресла водителя.

Линеаризованная математическая модель пневматической виброзащитной системы сиденья водителя транспортного средства

С целью получения наглядных результатов по определению влияния конструктивных параметров виброзащитной системы на динамические характеристики подвески сиденья водителя транспортного средства произведем линеаризацию полученной системы дифференциальных уравнений.

В положении статического равновесия $z=0$, $F_{тр}=0$ и согласно уравнению (1) сила веса Mg равна

$$Mg=\frac{\left(\overline{P}-P_{а}\right)\overline{F}_{эф}}{\bar{i}_0}, \tag{22}$$

где параметры $\overline{P}$, $\overline{F}_{эф}$, $\bar{i}_0$ соответствуют положению статического равновесия.

С учетом (22) уравнение движения водителя на сиденье принимает вид:

$$M\ddot{z}=\frac{\left(P_1-P_{а}\right)F_{эф}}{i_0}-\frac{\left(\overline{P}-P_{а}\right)\overline{F}_{эф}}{\bar{i}_0}-F_{тр}. \tag{23}$$

В линейном приближении отклонение силы $\left[\frac{(P_1 - P_а)F_{эф}}{i_0} - \frac{(\overline{P} - P_а)\overline{F}_{эф}}{\overline{i}_0}\right]$, действующей на массу M, можно представить следующим образом:

$$\frac{(P_1 - P_а)F_{эф}}{i_0} - \frac{(\overline{P} - P_а)\overline{F}_{эф}}{\overline{i}_0} = \frac{(\overline{P}_1 - P_а)\overline{F}_{эф}}{\overline{i}_0} + \delta\left[\frac{(P_1 - P_а)F_{эф}}{i_0}\right] -$$

$$- \frac{(\overline{P} - P_а)\overline{F}_{эф}}{\overline{i}_0} = \delta\left[\frac{(P_1 - P_а)F_{эф}}{i_0}\right].$$

В то же время отклонение указанной силы

$$\delta\left[\frac{(P_1 - P_а)F_{эф}}{i_0}\right] = \frac{\delta P_1 \overline{F}_{эф}}{\overline{i}_0} + \frac{(\overline{P}_1 - P_а)}{\overline{i}_0}\delta F_{эф} - \frac{(\overline{P}_1 - P_а)\overline{F}_{эф}}{\overline{i}_0^2}\delta i_0, \qquad (24)$$

а уравнение (23) запишется в виде:

$$M\ddot{z} = \frac{\overline{F}_{эф}}{\overline{i}_0} \cdot \delta P_1 + \frac{(\overline{P}_1 - P_а)}{i_0} \cdot \delta F_{эф} - \frac{(\overline{P}_1 - P_а)F_{эф}}{\overline{i}_0^2} \cdot \delta i_0 - F_{тр}. \qquad (25)$$

Отклонение эффективной площади резинокордовой оболочки при амплитудах колебаний относительного перемещения подвески в пределах конического участка плунжера определим по формуле

$$\delta F_{эф} = \frac{dF_{эф}}{df} \cdot f = \frac{2\pi R_{эф}}{i_x} \cdot \mathrm{tg}\alpha_{эф}(z - q), \qquad (26)$$

где

$$\mathrm{tg}\alpha_{эф} = \frac{dR_{эф}}{df}. \qquad (27)$$

Отклонение передаточного отношения по нагрузке согласно формуле (2) равно

$$\delta i_0 = -\frac{A}{R}\sin\overline{\varphi} \cdot \delta\varphi. \qquad (28)$$

Текущее значение угла φ между нижней платформой и направляющим рычагом связано с относительным перемещением массы M следующей зависимостью

$$\sin\varphi = \sin\overline{\varphi} + \frac{(z - q)}{A}, \qquad (29)$$

где $\overline{\varphi}$ – значение угла φ, которое соответствует положению статического равновесия и зависит от начального положения верхней платформы (регулировки сиденья по высоте).

Согласно формуле (29) отклонение угла φ равно:

$$\delta\varphi = \frac{z - q}{A\cos\overline{\varphi}}. \qquad (30)$$

С учетом (30) отклонение δi_0 будет равно

$$\delta i_0 = -\frac{\mathrm{tg}\overline{\varphi}}{R}(z-q). \qquad (31)$$

С учетом полученных зависимостей отклонений $\delta F_{эф}$ и δi_0 от относительного перемещения массы M уравнение (25) принимает вид:

$$M\ddot{z} = \frac{\overline{F}_{эф}}{\overline{i}_0}\cdot\delta P_1 - C_F(z-q) - C_{i_0}(z-q) - F_{тр}, \qquad (32)$$

где C_F – жесткость подвески, обусловленная изменением эффективной площади резинокордовой оболочки

$$C_F = -\frac{(\overline{P}-P_а)2\pi R_{эф}\cdot\mathrm{tg}\alpha_{эф}}{\overline{i}_0\cdot\overline{i}_x}, \qquad (33)$$

C_{i_0} – жесткость подвески, обусловленная изменением передаточного отношения по нагрузке

$$C_{i_0} = -\frac{\overline{F}_{эф}(\overline{P}-P_a)\mathrm{tg}\overline{\varphi}}{\overline{i}_0^2\cdot R}. \qquad (34)$$

Отклонение давления δP_1 зависит от отклонения объема δV_1, которое в свою очередь зависит от относительного перемещения $(z-q)$

$$\delta V_1 = \frac{\overline{F}_{эф}}{\overline{i}_x}\cdot(z-q). \qquad (35)$$

Для установления этой зависимости произведем линеаризацию уравнений (11), (12)

$$\frac{\overline{V}_1}{k\overline{p}}\frac{d\delta P_1}{dt} = -\frac{\overline{F}_{эф}}{\overline{i}_x}(\dot{z}-\dot{q}) + \frac{\dot{m}}{\overline{\rho}}, \qquad (36)$$

$$\frac{V_2}{k\overline{p}}\frac{d\delta P_2}{dt} = -\frac{\dot{m}}{\overline{\rho}}, \qquad (37)$$

где показатель политропы χ в дальнейшем обозначим k.

В работе [6] было показано, что массовый секундный расход газа через жиклер для докритических режимов течения может рассчитываться по формуле

$$\dot{m} = \mu F'_ж\sqrt{2\rho_1(P_2-P_1)}, \qquad (38)$$

если плотность газа определять по давлению за жиклером. При сравнительно малых перепадах давлений до и после жиклера, что характерно для рассматриваемой пневматической подвески, можно пренебречь изменением плотности воздуха и расход воздуха рассчитывать по формуле

$$\dot{m} = \mu F'_ж \sqrt{2\overline{\rho}\left(P_2 - P_1\right)}, \tag{39}$$

откуда

$$P_2 - P_1 = \frac{\dot{m}^2}{\left(\mu F_ж\right)^2 \cdot 2\overline{\rho}}. \tag{40}$$

Далее рассматривается вариант установки жиклера между объемами V_1 и V_2 с проходным сечением, средним между $F'_ж$ и $F''_ж$.

Зависимость (40) не поддается обычной линеаризации, так как на установившемся режиме (положение статического равновесия) расход газа через жиклер равен нулю $\overline{\dot{m}} = 0$. Поэтому необходимо произвести гармоническую линеаризацию зависимости (40)

$$\delta P_2 - \delta P_1 = R \cdot \dot{m}, \tag{41}$$

где коэффициент гармонической линеаризации R равен

$$R = \frac{0{,}85\left|\overline{\dot{m}}\right|}{\left(\mu F_ж\right)^2 \cdot 2\overline{\rho}}, \tag{42}$$

где $\left|\overline{\dot{m}}\right|$ – амплитуда колебаний расхода воздуха через жиклер.

Определим отклонение расхода воздуха из формулы (41) и подставим в уравнения (36), (37)

$$\frac{\overline{V}_1}{k\overline{p}} \frac{d\delta P_1}{dt} = -\frac{\overline{F}_{эф}}{\overline{i}_x}\left(\dot{z} - \dot{q}\right) + \frac{\delta P_2 - \delta P_1}{\overline{\rho} \cdot R}, \tag{43}$$

$$\frac{\overline{V}_2}{k\overline{p}} \frac{d\delta P_2}{dt} = -\frac{\delta P_2 - \delta P_1}{\overline{\rho} \cdot R}. \tag{44}$$

Определим отклонение давления в объеме V_2 из уравнения (43)

$$\delta P_2 = \delta P_1 + \frac{\overline{\rho}\overline{V}_1 R}{k\overline{p}} \frac{d\delta P_1}{dt} + \frac{\overline{\rho} R \overline{F}_{эф}}{\overline{i}_x}\left(\dot{z} - \dot{q}\right) \tag{45}$$

и подставим в уравнение (44). После несложных преобразований получим:

$$\tau \frac{d\delta P_1}{dt} + \delta P_1 = -\left[\tau \frac{\overline{F}_{эф} \cdot k\overline{p}}{\overline{i}_x \cdot \overline{V}_1}\left(\dot{z} - \dot{q}\right) + \frac{\overline{F}_{эф} \cdot k\overline{p}}{\overline{i}_x \cdot \left(\overline{V}_1 + \overline{V}_2\right)}\left(z - q\right)\right], \tag{46}$$

где постоянная времени τ равна:

$$\tau = \frac{\overline{\rho} R}{k\overline{p}} \frac{\overline{V}_1 \cdot \overline{V}_2}{\left(\overline{V}_1 + \overline{V}_2\right)}. \tag{47}$$

Для лучшего понимания физического смысла уравнения (46) представим это уравнение в следующем виде. Поскольку $\delta V_1 = \frac{\overline{F}_{эф}}{\overline{i}_x}\left(z - q\right)$, получим

$$\tau\frac{dP_1}{dt}+\delta P_1=-\left[\tau\cdot\frac{k\overline{p}}{\overline{V_1}}\frac{d\delta V_1}{dt}+\frac{k\overline{p}}{\overline{V_1}+V_2}\cdot\delta V_1\right]. \quad (48)$$

Из этого уравнения следуют два частных случая. Первый случай соответствует равновесному термодинамическому процессу в суммарном объеме газовой полости $V=\overline{V_1}+V_2$, когда постоянная времени τ или время релаксации, характеризующее время установления термодинамического равновесия $\tau\to 0$. Этот случай характерен для малых частот колебаний, при которых отклонения давлений в объемах V_1 и V_2 равны $\delta p_1=\delta p_2$.

В этом случае, как следует из уравнения динамики газовой полости (48), разделенной на два объема, сообщающиеся между собой через жиклер

$$\delta P_1=-\frac{k\overline{p}}{\overline{V_1}+V_2}\cdot\delta V_1=-B_p\delta V_1, \quad (49)$$

где

$$B_p=\frac{k\overline{p}}{\overline{V_1}+V_2} \quad (50)$$

представляет собой упругость газовой среды в суммарном объеме газовой полости $V=V_1+V_2$ (величина, обратная податливости).

Второй случай соответствует полностью неравновесному процессу (перетекание воздуха из объема V_1 в объем V_2 практически отсутствует). Полагая в уравнении (48) вторые слагаемые в правой и левой части равными нулю, получим

$$\delta P_1=-\frac{k\overline{p}}{\overline{V_1}}\cdot\delta V_1=-B_H\cdot\delta V_1, \quad (51)$$

где

$$B_H=\frac{k\overline{p}}{\overline{V_1}} \quad (52)$$

представляет собой упругость газовой среды в объеме V_1, которая соответствует полностью неравновесному процессу в суммарном объеме газовой полости из-за отсутствия перетекания газа из объема V_1 в объем V_2.

В зависимости от выбора объемов V_1 и V_2 неравновесная упругость может существенно превысить равновесную упругость.

Реальный процесс в суммарном объеме газовой полости описывается уравнением динамики газовой полости (48). Это уравнение можно записать через равновесную и полностью неравновесную упругости:

$$\tau\frac{d\delta P_1}{dt}+\delta P_1=-B_H\left(\tau\frac{d\delta V_1}{dt}+\frac{B_p}{B_H}\delta V_1\right) \quad (53)$$

или

$$\tau\frac{d\delta P_1}{dt}+\delta P_1=-\frac{B_H\cdot\overline{F}_{эф}}{\overline{i}_x}\left[\tau(\dot{z}-\dot{q})+\frac{B_p}{B_H}(z-q)\right]. \quad (54)$$

Уравнение динамики газовой полости (54) можно записать через жесткости системы при равновесном и полностью неравновесном термодинамических процессах в газовой полости пневматической подвески. Жесткость виброзащитной системы равна отношению силы $\dfrac{\overline{F}_{эф} \cdot \delta P_1}{\bar{i}_0}$ к относительному перемещению $(z-q)$. Принимая во внимание, что $\delta V_1 = \dfrac{\overline{F}_{эф}}{\bar{i}_x}(z-q)$, согласно (49) получим:

$$\frac{\overline{F}_{эф} \cdot \delta P_1}{\bar{i}_0 (z-q)} = -\frac{F_{эф}^2 \cdot B_p}{\bar{i}_0 \bar{i}_x} = -C_p, \tag{55}$$

$$C_p = \frac{B_p \cdot \overline{F}_{эф}^2}{\bar{i}_0 \bar{i}_x} = \frac{k\bar{p} \cdot \overline{F}_{эф}^2}{\bar{i}_0 \bar{i}_x \left(\overline{V}_1 + V_2\right)}, \tag{56}$$

где C_p – жесткость системы, обусловленная изменением давления в объеме V_1 при равновесном термодинамическом процессе, а согласно (51)

$$\frac{\delta P_1 \cdot \overline{F}_{эф}}{\bar{i}_0 (z-C)} = -\frac{B_H \cdot \overline{F}_{эф}^2}{\bar{i}_0 \cdot \bar{i}_x} = -C_H, \tag{57}$$

$$C_H = \frac{B_H \cdot \overline{F}_{эф}^2}{\bar{i}_0 \cdot \bar{i}_x} = \frac{k \cdot \overline{P} \cdot \overline{F}_{эф}^2}{\bar{i}_0 \cdot \bar{i}_x \cdot V_1}, \tag{58}$$

где C_H – жесткость системы, обусловленная изменением давления в объеме V_1 при полностью неравновесном термодинамическом процессе.

Согласно (56) и (58) уравнение газовой полости (54) можно представить так:

$$\tau \frac{d\delta P_1}{dt} + \delta P_1 = -\frac{C_H \cdot \bar{i}_0}{\overline{F}_{эф}} \left[\tau(\dot{z} - C) + \frac{C_p}{C_H}(z - C) \right]. \tag{59}$$

При вынужденных колебаниях формулу для определения силы трения после гармонической линеаризации можно представить в следующем виде

$$F_{тр} = F_{тр} \frac{\dot{z} - C}{|\dot{z} - C|} = \frac{\eta F_{тр}}{|\overline{x}| \cdot \omega}(\dot{z} - C), \tag{60}$$

где η – коэффициент полноты рабочей диаграммы.

Для листовых рессор [7] коэффициент η находится в пределах $0{,}7 < \eta \le 1{,}27$, $|\overline{x}|$ – амплитуда колебаний относительного перемещения подвески, ω – частота вынужденных колебаний.

С учетом (60) уравнение (32) принимает вид:

$$M\ddot{z} = \frac{\overline{F}_{эф}}{i_0} \cdot \delta P_1 - \left(C_F + C_{i_0}\right)(z - C) - \frac{\eta F_{тр}}{|\overline{x}| \cdot \omega}(\dot{z} - C). \tag{61}$$

Уравнения (61) и (59) позволяют определять динамические характеристики подвески сиденья водителя транспортного средства.

Механизм рассеяния колебательной энергии

Как следует из уравнения динамики газовой полости (53), фазовый сдвиг между колебаниями объема $\delta V_1(t)$ и давления составляет 180° только для ранее рассмотренных частных случаев: при равновесном термодинамическом процессе

$$\delta p_1 = -B_p \delta V_1 \ ,$$

когда время релаксации $\tau = 0$, и полностью неравновесном термодинамическом процессе

$$\delta p_1 = -B_H \delta V_1 ,$$

когда время релаксации $\tau \to \infty$, т. е. перетекание воздуха из объема V_1 в объем V_2 отсутствует, $\delta \dot{m} = 0$.

Нетрудно видеть, что для указанных частных случаев рассеяния колебательной энергии нет, поскольку площадь рабочих циклов в координатах $\delta V_1 - \delta p_1$ равна нулю.

Рассмотрим рабочий цикл в координатах $\delta V_1 - \delta p_1$, состоящий из процессов сжатия и расширения газа, совершаемых с различными скоростями.

Пусть исходному равновесному состоянию системы соответствует точка 0 на рис. 6. При очень медленном увеличении или уменьшении объема (характерное время, определяющее скорость изменения объема, много больше времени релаксации τ) процессы расширения и сжатия будут происходить практически равновесно. Члены, содержащие производные в уравнении (53), могут быть в связи с этим отброшены, после чего это уравнение приобретет вид:

$$\delta p_1 = -B_p \delta V_1 .$$

Прямая линия, соответствующая этому процессу, обозначена на рис. 6 буквой "Р" (равновесный процесс).

Если изменение объема будет происходить очень быстро (характерное время изменения объема много меньше времени релаксации τ), то члены, содержащие производные в уравнении (53), будут много больше других. Отбрасывая в уравнении (53) члены, не содержащие производных, после интегрирования находим

$$\delta p_1 = -B_H \delta V_1 .$$

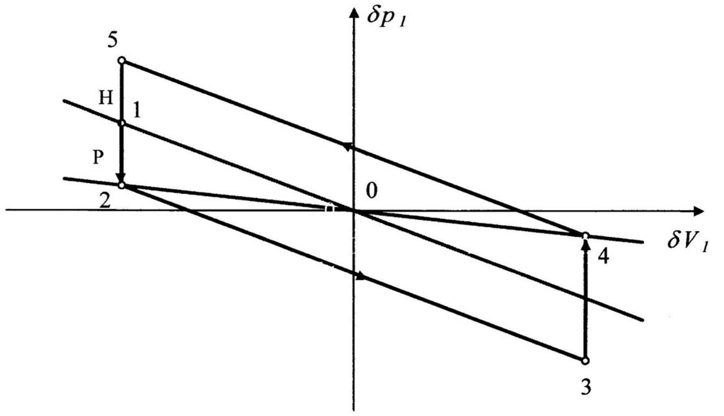

Рис. 6

Прямая линия, соответствующая этому процессу, обозначена на рис. 6 буквой Н (неравновесный процесс). Полностью неравновесная упругость B_H больше равновесной упругости газа B_P, поэтому при $\delta V > 0$ линия, описывающая равновесный процесс, лежит выше линии неравновесного процесса. Расположение линий равновесного и неравновесного процессов в координатах $\delta V_1 - \delta p_1$ весьма важно установить для последующего установления направления обхода цикла, от которого зависит знак работы, совершаемый системой за цикл. По знаку работы, как известно, можно судить: система генерирует или рассеивает энергию колебаний.

Пусть система, находившаяся в состоянии равновесия (точка 0), в результате быстрого сжатия перешла в состояние, которому соответствует точка 1 . Состояние системы в процессе сжатия будет при этом описываться точками, лежащими на прямой Н.

Если после быстрого сжатия (точка 1) зафиксировать объем, то система самопроизвольно стремится к состоянию термодинамического равновесия, которое описывается точкой 2 (происходит перетекание газа из объема V_1 в объем V_2 , и давление P_1 понижается).

После того как система достигла состояния равновесия, произведем быстрое расширение системы до состояния, соответствующего точке 3, вновь зафиксируем объем, в результате чего она самопроизвольно будет менять свое состояние (происходит перетекание газа из объема V_2 в объем V_1, и давление P_1 повышается), стремясь перейти в положение, соответствующее точке 4. После достижения нового положения вновь произведем быстрое сжатие до состояния, обозначенного точкой 5, а затем выждем, пока система в результате перетекания газа из объема V_1 в объем V_2 вернется в состояние, соответствующее точке 2. Далее рабочий цикл 2 – 3 – 4 – 5 – 2 может быть повторен.

Отмеченное на рис 6 направление обхода цикла показывает, что над системой совершается работа и ему соответствует рассеяние энергии колебаний, т.е. рассматриваемая система демпфирует (гасит) колебания.

Установленный механизм рассеяния колебательной энергии аналогичен механизму демпфирования колебаний в термодинамическом демпфере, рабочий процесс в котором обусловлен испарением жидкости и конденсацией пара [8].

1. Патент на изобретение 64036 UA Украина, МПК B60N2/50. Подвеска сидения водителя транспортного средства / *Пилипенко В. В., Пилипенко О. В.* ; заявитель и патентовладелец Институт технической механики НАНУ и НКАУ. – № 2002076132 ; заявл. 23.07.2002 ; опубл. 16.02.2004, Бюл. № 2. – 8 с.
2. Патент на изобретение 74313 UA Украина, МПК B60N2/50. Подвеска сидения водителя транспортного средства / *Пилипенко В. В., Пилипенко О. В., Пилипенко М. В.* ; заявитель и патентовладелец ООО Научно-производственное предприятие "Виброзащита". – № а 20050442 ; заявл. 12.04.2005 ; опубл. 15.11.2005, Бюл. № 11. – 3 с.
3. Патент на изобретение 76685 UA Украина, МПК B60N2/50. Подвеска сидения водителя транспортного средства / *Пилипенко В. В., Пилипенко О. В., Пилипенко М. В.* ; заявитель и патентовладелец ООО Научно-производственное предприятие "Виброзащита". – № а 2006000240 ; заявл. 10.01.2006 ; опубл. 15.08.2006, Бюл. № 8. – 4 с.
4. *Пилипенко М. В.* Определение основных свойств пневматической подвески / *М. В. Пилипенко* // Техническая механика. – 2006. – № 1. – С. 171 – 185.
5. *Пилипенко М. В.* Разработка математической модели автономной пневматической подвески сидения водителя транспортного средства с прямым включением виброзащитного модуля / *М. В. Пилипенко* // Техническая механика. – 2008. – № 1. – С. 38 – 49.
6. *Герц Е. В.* Расчет пневмоприводов. Справочное пособие / *Е. В. Герц, Крейнин*. – М. : Машиностроение, 1975. – 272 с.
7. *Дербаремдикер А. Д.* Амортизаторы транспортных машин / *А. Д. Дербаремдикер*. – М. : Машиностроение, 1985. – 200 с.
8. *Пилипенко О.В.* Механизм рассеяния колебательной энергии в термодинамическом демпфере продольных колебаний жидкостных ракет / *О. В. Пилипенко* // Техническая механика. – 2000. – № 1. – С. 143 – 148.