

The vibration absorber with the working quazinull rigidity range

The article «The vibration absorber with the working quazinull rigidity range» is devoted to making of the vibration absorbers with rectangular hysteresis loop. Existing systems with internal friction are surveyed. Equations of forced oscillations in case of such characteristic of vibration absorber are received. Fundamental possibility of receiving dependences between restoring force and displacement for vibration absorber with elastic working elements is shown.

А.Н. Зотов,
Уфимский государственный
нефтяной технический
университет

Вибрации играют исключительную роль в современной технике. Работами по устранению вредных воздействий вибрации занимались многие выдающиеся ученые, такие, как: Боголюбов Н.Н., Фролов К.В., Болотин В.В., Генкин М.Д., Блехман И.И. и другие. Однако не все достижения воплощаются в технике по причине недооценки воздействия колебаний на работоспособность оборудования и здоровье человека.

Характерной особенностью современных машин являются большие мощности, высокие скорости рабочих процессов и значительные усилия, возникающие в процессе работы. Современное оборудование, вообще, работает в тяжелых динамических условиях. Работа практически любого оборудования сопровождается вибрациями и ударами. Вибрационные и ударные воздействия, даже, не вызывая разрушения оборудования, могут приводить к нарушению его нормального функционирования. Если при вибрационном воздействии нагрузки изменяются плавно во времени в зависимости от частоты возмущений, то ударные воздействия, в силу своей природы, создают силы, приводящие к значительному изменению скоростей точек объекта. Удар, являющийся совокупностью явлений, возникающих при столкновении движущихся деталей, длится короткое время — $10^{-4} \dots 10^{-5}$ с. За это время силы в точке контакта изменяются в широких пределах и достигают значений, при которых средние напряжения на площадках контакта могут иметь порядок до 10 МПа.

Виброизоляция сводится к уменьшению динамических воздействий, передаваемых оборудованию, за счет ослабления связей между ис-

точником колебаний и объектом виброзащиты. Ослабление связей сопровождается возникновением некоторых нежелательных явлений. При применении виброизоляции увеличиваются статические смещения узлов машин относительно источника возмущений, возрастают амплитуды относительных колебаний при низкочастотных воздействиях и при ударах, конструктивно увеличиваются габариты оборудования. Поэтому применение виброизоляции как метода виброзащиты обычно требует нахождения компромиссного решения, удовлетворяющего множеству требований. Компоновка подвеса, как правило, осуществляется из серийно выпускаемых виброизоляторов, различающихся упруго-демпфирующими характеристиками (различным сочетанием виброизолирующих ударно-защитных свойств), долговечностью, габаритами, способом монтажа.

Устройства, которые представляют собой комбинации виброизоляторов и поглотителей энергии колебаний называются амортизаторами [1].

До настоящего времени не созданы амортизаторы, которые в одинаковой мере одновременно эффективно защищают от воздействия и ударов и вибраций, хотя эта задача поставлена уже давно [2]. При этом характерно, что амортизаторы, предназначенные для защиты от вибраций, не обеспечивают защиты от ударов большой амплитуды и длительности, так как для этого необходим значительный «ход» системы защиты в вертикальной и горизонтальной плоскостях. В то же время системы защиты от ударов должны обеспечивать плавное снижение энергии ударного импульса до безопасных пределов в течение этого «хода», а также воз-

врат объекта защиты в исходное положение при требуемом уровне демпфирования. Очень важным является и тот факт, что на практике чаще встречаются полигармонические и случайные вибрации.

Возможность использования упругих систем с квазиулевой жёсткостью на основе «фермы Мезиса» («с перескоком») для виброзащиты динамических объектов впервые была высказана профессором Алабужевым П.М. в 1967 г. [3] — рисунок 1.

Зависимость возвращающей силы от перемещения для «фермы Мезиса» напоминает синусоиду. Идея заключается в том, чтобы подобрать такую третью вертикальную пружину жёсткостью s , чтобы угол наклона прямой совпадал с углом наклона линейной части синусоиды. Тогда, при сложении усилий появится участок с квазиулевой жёсткостью. Если подобрать соответствующую массу, то в статическом положении эта защищаемая от вибрации масса будет удерживаться упругой системой с квазиулевой жёсткостью.

Украинским институтом технической механики НАНУ и НКАУ [4] на основании теоретических и экспериментальных исследований пневматических виброзащитных систем с квазиулевой жёсткостью на рабочем участке статической характеристики разработаны технологии проектирования и изготовления принципиально новых подвесок легковых автомобилей различных классов. Указанные подвески также имеют квазиулеву жёсткость на рабочем участке статической характеристики (рисунок 1), не требуют установки гидравлического демпфера (по мнению авторов данного изобретения) и удовлетворяют требованиям плавности хода и устойчивости движения автомобиля высокого класса. На ровной дороге (асфальтобетонное покрытие) пневматическая подвеска

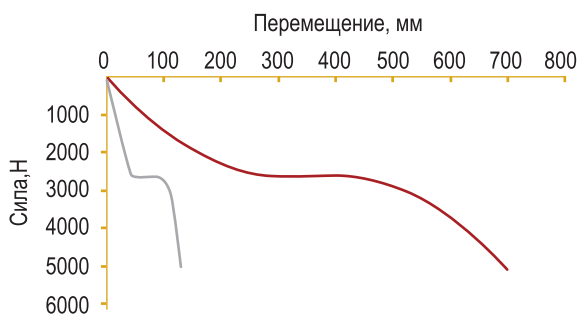


Рисунок 1. Зависимость восстанавливающей силы от перемещения для системы Алабужева (справа) и системы НАНУ и НКАУ (слева).

защищает кузов от колебаний в 3 раза лучше, чем штатная подвеска. На бульжно-асфальтовой дороге эффективность пневматической подвески возрастает до 6 раз в сравнении со штатной подвеской. Эти оценки сделаны по спектральной плотности вертикальных виброускорений при движении по дорогам с разным покрытием [4] — рисунок 2.

Наличие квазиулевых участков в статических характеристиках жёсткости вышеприведенных виброзащитных систем дает возможность избежать резонанса (согласно классической теории колебаний). Но, защищать от ударов подобные системы без демпфирования принципиально не могут.

К их основным недостаткам следует отнести небольшой диапазон квазиулевой жёсткости (для системы НАНУ и НКАУ — примерно 5 см). Наличие демпфирования качественно не улучшит положения дел как раз из-за принципиально малого хода предложенных виброзащитных систем.

Предлагаются виброзащитные системы с квазиулевой жёсткостью с рабочими диапазонами в несколько раз (до десяти раз при сопоставимых условиях) превышающими рабочие диапазоны существующих систем с квазиулевой жёсткостью. Упругие элементы предложенных упругих систем расположены под определенными, расчетными углами и имеют соответствующие длины.

На рисунке 3 представлены зависимости восстанавливающей силы от перемещения для различных виброзащитных устройств с квазиулевыми участками жёсткости. Для удобства сравнения характеристик друг с другом заданы такие параметры систем, чтобы модуль восстанавливающей силы на квазиулевым участке во всех системах составлял около 2600 Н. Эта величина (значение силы для квазиулевого уча-

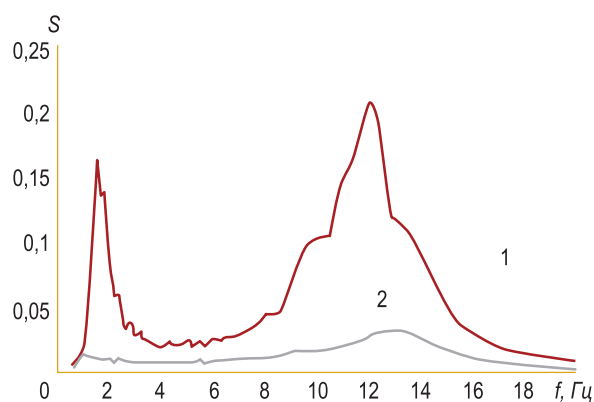


Рисунок 2. Спектральная плотность вертикальных виброускорений кузова автомобиля (1 — штатная, 2 — пневматическая подвеска).

стка) взята из приведенной в статье [4] зависимости восстанавливающей силы от перемещения для системы НАНУ и НКАУ.

Алгоритм расчета виброизоляторов квазиулевого жесткости системы автора представлен в статьях [5—7]. В [5] показан расчет виброзащитных систем квазиулевого жесткости, состоящих из линейных пружин (на рисунке 3 — сплошная толстая линия). В [6] показан расчет виброзащитных систем квазиулевого жесткости, состоящих из пневмопружин (на рисунке 3 — пунктирная линия). Расчет виброизоляторов, состоящих только из резиновых стержней (на рисунке 2 — штрих-пунктирная линия) и виброизоляторов, состоящие из двух пар резиновых стержней круглого сечения и двух пар пневмопружин (на рисунке 2 — тонкая линия), представлен в статье [7].

Увеличение рабочего диапазона квазиулевого жесткости с одновременным демпфированием положительно влияет в первую очередь на защиту от ударов, так как при защите от вибрации (в случае зависимости силы сопротивления от первой степени скорости) амплитуда колебаний, определяемая по известной формуле (1) [8], может иметь достаточно малое значение (1').

$$A = \frac{h}{\sqrt{(k^2 - p^2)^2 + 4 \cdot n^2 \cdot p^2}}, \quad (1)$$

где h — относительная амплитуда возмущающей силы;

k — частота собственных колебаний виброизолятора, в нашем случае: $k = 0$;

p — частота вынужденных колебаний;

n — коэффициент затухания;

При $k = 0$ (случай квазиулевого жесткости) формула приобретет следующий вид.

$$A = \frac{h}{p \cdot \sqrt{p^2 + 4 \cdot n^2}} \quad (1')$$

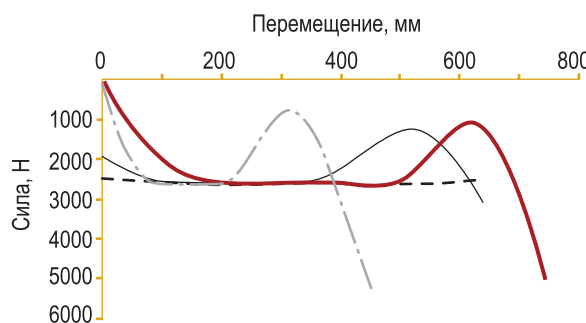


Рисунок 3. Зависимость восстанавливающей силы от перемещения.

При демпфировании, когда сила сопротивления пропорциональна первой степени скорости, удар можно описать следующим дифференциальным уравнением (в первом приближении):

$$m \cdot x'' = -\mu \cdot x', \quad (2)$$

где m — масса защищаемого груза;

μ — коэффициент сопротивления.

Начальные условия: $x_0 = 0$, $x'_0 = V_0$.

Запишем решение уравнения (2) в форме зависимости скорости от перемещения.

$$x' = V_0 - x \cdot \frac{\mu}{m} \quad (3)$$

При $x' \rightarrow 0$ получим:

$$V_0 = x_* \cdot \frac{\mu}{m}, \quad (4)$$

где x_* — смещение защищаемого от удара объекта до остановки.

Как видно из формулы (4) x_* прямо пропорционально V_0 , т. е. если x_{*2} , к примеру, больше x_{*1} в 10 раз, то можно на этом расстоянии загасить в десять раз большую начальную скорость, которая определяет энергию удара.

Для определения эффективности работы линейного амортизатора при защите от колебаний вводится коэффициент передачи силы K_c , равный отношению наибольшей силы, передаваемой основанию, к амплитуде гармонической вынуждающей силы [1]:

$$K_c = \sqrt{(1 + 4 \cdot \beta^2 \cdot v^2) / [(1 - v^2)^2 + 4 \cdot \beta^2 \cdot v^2]}, \quad (5)$$

где $v = p/\lambda$ — частотное отношение;

p — частота возмущающей силы;

$\lambda^2 = c/m$;

c — жесткость линейного виброизолятора;

m — масса защищаемого объекта;

$\beta = \gamma/m$ — относительное демпфирование;

$\gamma = b/(2 \cdot m)$;

b — коэффициент сопротивления.

При $K_c < 1$ виброзащитная система эффективна, так как амплитуда силы, действующей на основание, уменьшается. Все кривые $K_c(p/\lambda)$, независимо от величины относительного демпфирования, пересекаются в точке с координатами $(\sqrt{2}, 1)$. Следовательно, для того чтобы максимальная величина силы, передава-

емой на основание, была меньше амплитуды вынуждающей силы, должно быть выполнено условие $p/\lambda > \sqrt{2}$. Обычно принимают $p/\lambda \geq 4$, т.е., в достаточно широком диапазоне низких частот применение линейных виброизоляторов нецелесообразно.

На рисунке 4 представлена известная зависимость K_c от отношения частот для линейного амортизатора. С учетом того, что жесткость пружины в нашем случае будет равна нулю зависимости представленные на рисунке 4 вырождаются (пики резонансов сместятся к оси y) в зависимости, представленные на рисунке 5. Так как $c = 0$, то вместо отношения p/λ на рисунке 5 представлена зависимость K_c от частоты p . Как видно из рисунка 5, при любых частотах коэффициент передачи K_c меньше 1, т.е. работа амортизатора — эффективна. Зависимости выполнены при следующих данных: $m = 1$ кг; $c = 1000$ Н/м; $\gamma = 5 \div 25$; $\nu \rightarrow \infty$.

Вызывают особый интерес нелинейные колебания упругих систем с внутренним трением. Так на рисунке 6 представлена зависимость восстанавливающей силы от перемещения для листовых рессор железнодорожных вагонов [9]. Здесь мы видим гистерезисную петлю в виде двух равных треугольников с общей вершиной и сторонами, служащими продолжением одна другой. Сумма площадей этих треугольников равна численному значению работы, поглощенной за один период колебаний. Решение уравнений вынужденных колебаний при данной характеристике является достаточно громоздким (занимает более 4 страниц в издании [9]). Здесь c_1, c_2 — коэффициенты жесткости, определяющие наклоны прямых на рисунке 6;

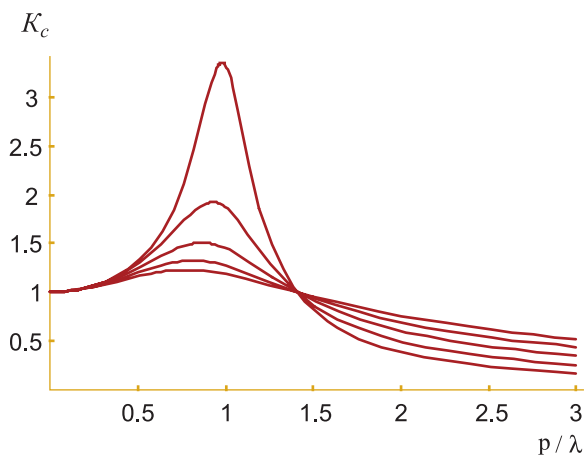


Рисунок 4. Зависимость коэффициента передачи силы от отношения частот для линейного амортизатора при различных коэффициентах сопротивления.

$$c = \frac{1}{2} \cdot (c_1 + c_2).$$

При частоте вынуждающей силы равной $\sqrt{\frac{k_1^2 + k_2^2}{2}}$,

(где $k_1^2 = c_1/m$; $k_2^2 = c_2/m$; m — масса колеблющегося груза) наступает резонанс.

Петля гистерезиса имеется также в характеристике пневматического амортизатора системы Аверьянова Г.С. [10] — рисунок 7. Эти пневмоамортизаторы с активным управлением процессами массопереноса газа обладают высокой степенью демпфирования и обеспечивают коэффициент поглощения энергии до 0,75—0,95 (поглощение энергии за один период). Так как имеется наклон характеристики, то при определенных частотах также возникает резонанс (получен Аверьяновым Г.С. на стенде).

Если получить характеристику, изображенную на рисунке 8, то резонанс будет возникать только при стремлении частоты вынужденных колебаний к нулю.

Получим уравнения колебаний при данной характеристике. Для исследования данной нелинейной системы целесообразно применить метод поэтапного интегрирования, разбив период колебаний $T = 2\pi/p$ на четыре этапа:

- 1) движение из нулевого положения в крайнее — по ходу часовой стрелки,
- 2) возвращение из крайнего в нулевое положение,
- 3) движение из нулевого положения в другое крайнее положение — против хода часовой стрелки,

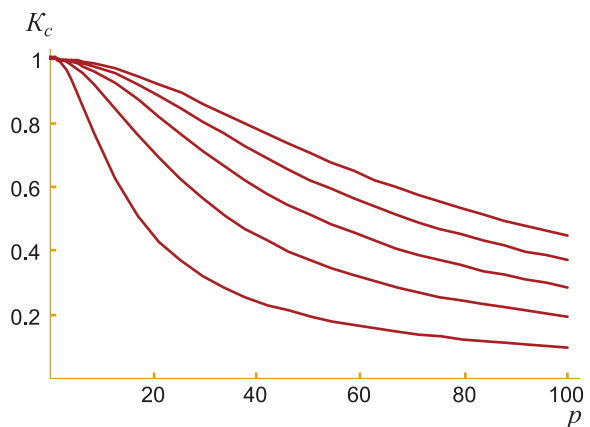


Рисунок 5. Зависимость коэффициента передачи силы от частоты для квазиузуловой системы при различных коэффициентах сопротивления

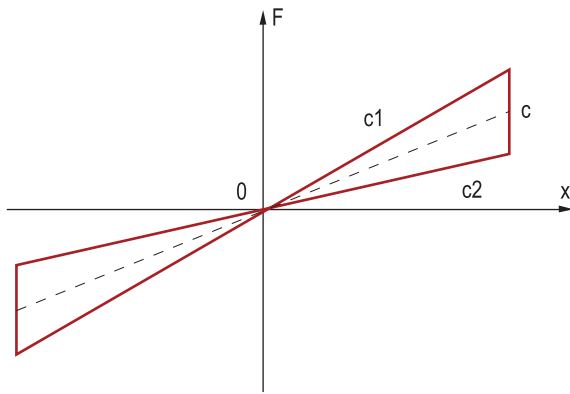


Рисунок 6. Характеристика листовых рессор железнодорожных вагонов.

4) возвращение из крайнего в нулевое положение.

Характеристика симметрична относительно полупериода. Поэтому первый и второй этапы происходят за первый полупериод $T/2 = 2\pi/p$, а второй и третий этапы — за второй полупериод π/p . Движение на первом и четвертом этапах при гармонической вынуждающей силе описывается дифференциальным уравнением (6).

$$m \cdot x_1'' = F \cdot \sin(p \cdot t + \varphi) \quad (6)$$

Движение на втором и третьем этапах описывается следующим дифференциальным уравнением.

$$m \cdot x_2'' = -b + F \cdot \sin(p \cdot t + \varphi) \quad (7)$$

Обозначим через τ пока неизвестную продолжительность отклонения из нулевого положения в крайнее. В связи с этим этапы будут происходить в следующие промежутки времени:

- 1) $0 \leq t \leq \tau$, 2) $\tau \leq t \leq \pi/p$,
- 3) $\pi/p \leq t \leq \pi/p + \tau$, 4) $\pi/p + \tau \leq t \leq 2 \cdot \pi/p$.

Решением уравнений (6) и (7) является система (8).

$$x_1 = -\frac{F}{m \cdot p^2} \cdot \sin(p \cdot t + \varphi) + C_1 \cdot t + C_2 \quad (8)$$

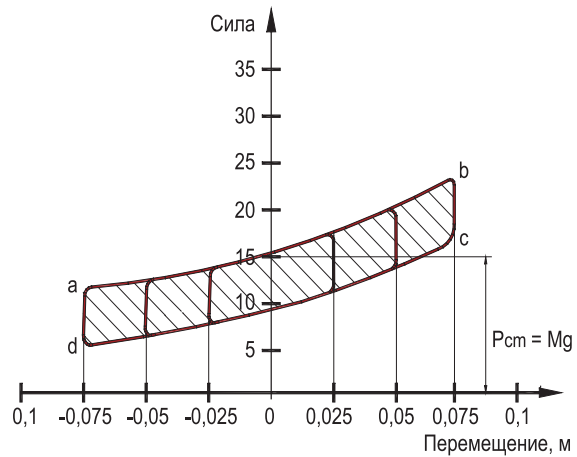


Рисунок 7. Упругодемпфирующая характеристика пневмоамортизатора системы Аверьянова Г.С.

$$x_2 = -\frac{b \cdot t^2}{2 \cdot m} - \frac{F}{m \cdot p^2} \cdot \sin(p \cdot t + \varphi) + C_3 \cdot t + C_4$$

Для определения шести неизвестных: четырех постоянных интегрирования C_1, C_2, C_3, C_4 , а также τ и φ воспользуемся начальными и конечными условиями движения на отдельных этапах, а также условиями сопряжения.

Подставим в (8) следующие граничные условия.

- 1) $t = 0: x_{10} = 0$; 2) $t = \tau: x'_{1\tau} = 0$;
- 3) $t = \tau: x'_{2\tau} = 0$; 4) $t = \tau: x_{1\tau} = x_{2\tau}$;
- 5) $t = \pi/p: x_{2\pi/p} = 0$; 6) $x'_{10} = -x'_{2\pi/p}$

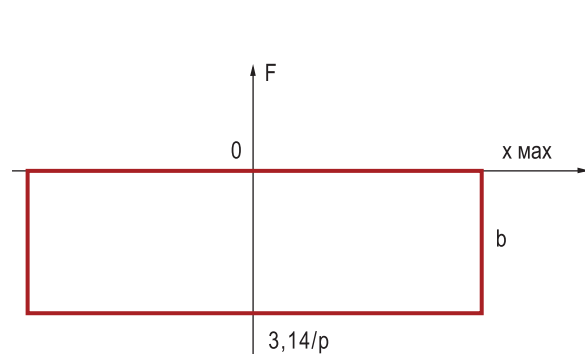


Рисунок 8. Характеристика амортизатора позволяющая избежать резонанс практически при любых частотах вынуждающей силы.

Получаем следующую систему.

$$-\frac{F}{m \cdot p^2} \cdot \sin(\varphi) + C_2 = 0$$

$$-\frac{F}{m \cdot p} \cdot \cos(p \cdot \tau + \varphi) + C_1 = 0$$

$$-\frac{b}{m} \cdot \tau - \frac{F}{m \cdot p} \cdot \cos(p \cdot \tau + \varphi) + C_3 = 0$$

(10)

$$-\frac{F}{m \cdot p^2} \cdot \sin(p \cdot \tau + \varphi) + C_1 \cdot \tau + C_2 =$$

$$= -\frac{b \cdot \tau^2}{2 \cdot m} - \frac{F}{m \cdot p^2} \cdot \sin(p \cdot \tau + \varphi) + C_3 \cdot \tau + C_4$$

$$-\frac{b \cdot \pi^2}{2 \cdot m \cdot p^2} - \frac{F}{m \cdot p^2} \cdot \sin\left(p \cdot \frac{\pi}{p} + \varphi\right) + C_3 \cdot \frac{\pi}{p} + C_4 = 0$$

$$-\frac{F}{m \cdot p} \cdot \cos(\varphi) + C_1 =$$

$$= \frac{b \cdot \pi}{m \cdot p} + \frac{F}{m \cdot p} \cdot \cos(\pi + \varphi) - C_3$$

Определяем постоянные интегрирования.

$$C_1 = \frac{F}{m \cdot p} \cos(p \cdot \tau + \varphi) \quad (11)$$

$$C_2 = \frac{F}{m \cdot p^2} \cdot \sin(\varphi)$$

$$C_3 = \frac{b \cdot \tau}{m} + \frac{F}{m \cdot p} \cdot \cos(p \cdot \tau + \varphi)$$

$$C_4 = \frac{F}{m \cdot p^2} \cdot \sin(\varphi) - \frac{b \cdot \tau^2}{2 \cdot m}$$

После внесения этих значений в систему (10) остаются неизвестными τ и φ . После преобразований получим систему из двух трансцендентных уравнений.

$$\varphi = \arccos\left(\frac{b \cdot \pi}{2 \cdot F} - \frac{b \cdot p \cdot \tau}{2 \cdot F}\right) - p \cdot \tau$$

$$\begin{aligned} & \frac{2 \cdot F}{p^2} \cdot \sin(\varphi) - \frac{b \cdot \tau^2}{2} - \frac{b \cdot \pi^2}{2 \cdot p^2} + \\ & + \frac{b \cdot \pi \cdot \tau}{p} + \frac{F \cdot \pi}{p^2} \cdot \cos(p \cdot \tau + \varphi) = 0 \end{aligned} \quad (12)$$

Затем получаем амплитуду вынужденных колебаний в зависимости от частоты вынуждающей силы.

$$A = |x_1(\tau)| =$$

$$= \left| -\frac{F}{m \cdot p^2} \cdot \sin(p \cdot \tau + \varphi) + C_1 \cdot \tau + C_2 \right| \quad (13)$$

На рисунке 9 представлена зависимость амплитуды вынужденных колебаний от частоты вынуждающей силы для колебательной системы имеющей характеристику, изображенную на рисунке 8.

Известно, что вследствие внутреннего трения в материале при его циклическом деформировании наблюдается образование петли гистерезиса: при нагружении — верхняя ветвь; при разгрузке — нижняя ветвь.

Рассмотрим упругую характеристику резинового цилиндрического амортизатора [1]:

$$P = \beta E S y / (H - y), \quad (14)$$

где E — динамический модуль упругости резины;

S — площадь поперечного сечения стержня;

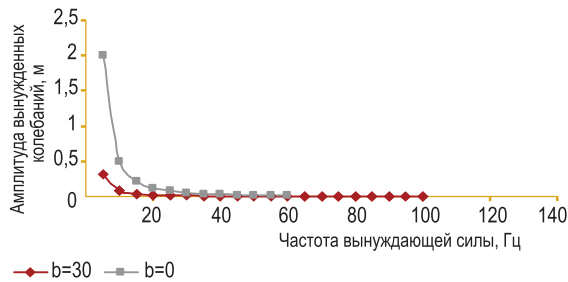


Рисунок 9. Зависимость амплитуды вынужденных колебаний, описываемых дифференциальными уравнениями (6) и (7) от частоты вынуждающей силы при $F = 50 \text{ Н}$; $m = 1 \text{ кг}$

H — высота недеформированного резинового стержня;

β — коэффициент:

$$\beta = \left[1 - \text{th}\left(\frac{H}{r}\sqrt{6}\right) / \left(\frac{H}{r}\sqrt{6}\right) \right]^{-1}, \quad (15)$$

где r — радиус поперечного сечения.

На рисунке 10 изображена зависимость восстанавливающей силы от перемещения вычисленная по формуле (14) (на рисунке 10 — кривая, проходящая через ноль). Задаемся условием, что при нагружении к данной характеристике прибавляется одна константа, при разгрузке — отнимается другая (подразумевается, что всегда можно получить такие материалы). На рисунке 10: при нагружении — верхняя кривая; при разгрузке — нижняя кривая.

Для получения прямоугольной петли гистерезиса была рассмотрена резина в качестве рабочего элемента по причине ее большого внутреннего трения. В принципе, для этой цели подойдет любой упругий элемент с большим внутренним трением.

На рисунке 3 представлена характеристика резинового амортизатора с квазиулевым участком. Если теперь учесть разницу в характеристиках резиновых цилиндров (из которых состоит амортизатор) при нагружении и разгрузке (рисунок 10), то можно подобрать такие параметры резинового амортизатора, что он будет иметь прямоугольную петлю гистерезиса — рисунок 11. Мы предположили, что существуют материалы, имеющие характеристику, изображенную на рисунке 10 (при нагружении и разгрузке добавляются разные константы). Если взять ре-

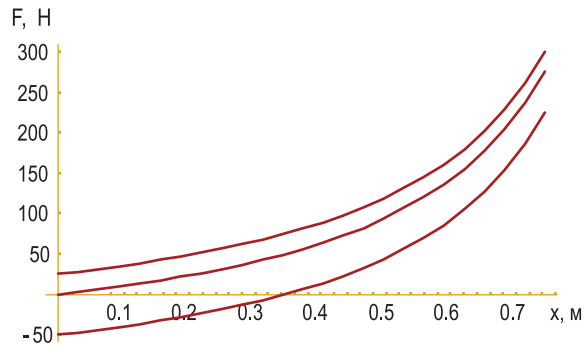


Рисунок 10. Зависимость восстанавливающей силы от перемещения при циклическом деформировании

зину для которой при нагружении и разгрузке добавляется и вычитается одна и та же константа, то получим характеристику с гистерезисом, подобную изображенной на рисунке 11, но не такую «ровную».

Применение предложенных амортизаторов с прямоугольной характеристикой позволит не только улучшить эффективность их работы (резонанс практически отсутствует — рисунок 9), но и существенно упростить конструкцию таких амортизаторов — нет необходимости в дополнительном демпфировании.

Предполагается использовать предложенные амортизаторы в нефтяной промышленности — для защиты нефтепромыслового оборудования от вибрации. Сейчас изучается вопрос о возможности применения подобных амортизаторов при сейсмозащите нефтепромыслового оборудования (в первую очередь — трубопроводов).

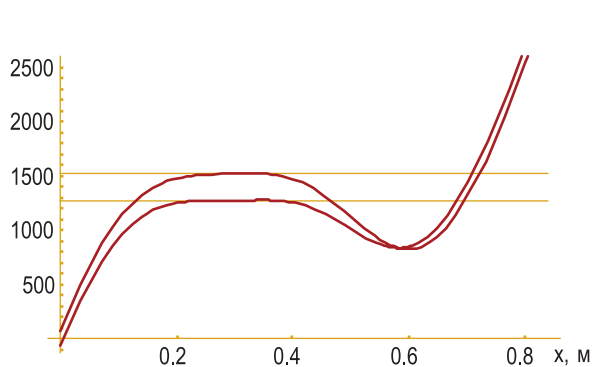


Рисунок 11. Характеристика резинового амортизатора с прямоугольной петлей гистерезиса

ЛИТЕРАТУРА

1. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории колебаний и удара — Л.: Политехника, 1990. — 272 с.
2. Ильинский В.С. Защита РЭА и прецизионного оборудования от динамических воздействий. — М.: «Радио и связь», 1982. — 158 с.
3. Савельев Ю.Ф. Метод эффективной виброзащиты подвижного состава и экипажа на основе дополнительных механических устройств со знакопеременной упругостью: Монография. — Омск.: Омский гос. ун-т путей сообщения, 2003. — 107 с.
4. Технологии защиты от вибрационного воздействия различных объектов и систем, 2001 Институт технической механики НАНУ и НККАУ (<http://itm.dp.ua/RUS/Technol/Tech1701.html>).
5. Зотов А.Н. «Гаситель ударов нелинейного принципа действия». Материалы и технологии XXI века: Сборник статей II Межд. научно-технической конференции. — Пенза: ПДЗ, 2004. — с. 57—61.
6. Зотов А.Н. «Нелинейный виброизолятор нового принципа действия». Динамика систем, механизмов и машин: материалы V Междунар. науч.-техн. конф. Омск: Изд-во ОмГТУ, 2004. — с. 167—172.
7. Зотов А.Н. «Виброизоляторы с квазиулеевой жесткостью». Научно-технический и производственный сборник статей III международной научно-технической конференции «Вибрация машин, снижение, защита», Донецк, 23—25 мая 2005 г. 80 с.
8. Никитин Н.Н. Курс теоретической механики. Учебное издание. Изд-во «Высшая школа», Москва 1990.
9. Бать М.И., Джанелидзе Г.Ю., Кельзон А.С. Теоретическая механика в примерах и задачах, т. 3, Москва, «Наука», 1973 г., 488 с.
10. Аверьянов Г.С., Кожушко А.А. «Динамика управляемых виброзащитных систем амортизируемых объектов», Динамика систем, механизмов и машин: Матер. V Междунар. науч.-техн. конф. Омск: Изд-во ОмГТУ, 2004, Кн. 1. 480 с.



*Зотов
Алексей
Николаевич,
доцент кафедры
«Теоретическая
механика»,
докторант*

*Уфимского государственного
нефтяного университета.
Тел.: (3472) 42-97-38.*

www.ogbus.ru

Самигуллин Г.Х., Дмитриев В.В.

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ДИАГНОСТИКИ НЕФТЕХИМИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ НА ОСНОВЕ МОДЕЛИ СТРУКТУРНОГО АНАЛИЗА

http://www.ogbus.ru/authors/Samigullin/Samigullin_1.pdf

В статье решается актуальная проблема повышения надежности нефтезаводского оборудования, отработавшего нормативные сроки эксплуатации. Предлагается методика определения потенциально опасных участков на основе модели структурного анализа. Результаты моделирования по разработанной методике могут использоваться при выполнении диагностирования нефтезаводского оборудования.

Евдокимова Н.Г., Булатникова М.Ю., Галиев Р.Ф.

НЕКОТОРЫЕ ОСОБЕННОСТИ ЖИДКОФАЗНОГО ПРОЦЕССА ОКИСЛЕНИЯ НЕФТЯНЫХ ОСТАТКОВ

http://www.ogbus.ru/authors/Evdokimova/Evdokimova_2.pdf

Работа посвящена исследованию процесса окисления нефтяных остатков кислородом воздуха. Сырьем процесса является гудрон смеси башкирских нефтей. Окисление вели при различных температурах процесса. Были исследованы зависимости температуры размягчения, константа скорости реакции, размер частиц дисперсной фазы, фактор устойчивости и диэлектрическая проницаемость сырья от температуры и времени его окисления. Исследования показали, что такие характеристики, как размер частиц дисперсной фазы, фактор устойчивости и диэлектрическая проницаемость могут быть использованы для качественной характеристики описания процесса окисления нефтяных остатков.

Евдокимова Н.Г., Кортянович К.В., Жирнов Б.С., Ханнанов Н.Р.

ПОЛУЧЕНИЕ ДОРОЖНЫХ БИТУМОВ КОМПАУНДИРОВАНИЕМ ПЕРЕОКИСЛЕННЫХ БИТУМОВ С ГУДРОНОМ

http://www.ogbus.ru/authors/Evdokimova/Evdokimova_1.pdf

Работа посвящена исследованию возможности получения качественных дорожных битумов методом компаундирования. Исходными компонентами для получения компаундов являются переокисленные битумы и гудроны различной вязкости. Исследования показали возможность получения дорожных битумов марок БНД 90/130 и БНД 60/90 с повышенной температурой размягчения, улучшенными адгезионными свойствами и более стабильных в процессе старения. Результаты исследований были использованы для определения зависимости процентного содержания гудронов от температуры размягчения исходного окисленного битума с целью получения дорожного битума с температурой размягчения 48—49°C. Экономические расчеты показали возможность увеличения производительности установки на 26%, снижение себестоимости продукции на 9,2 %.

Зотов А.Н.

ВИБРОИЗОЛЯТОРЫ С КВАЗИУЛЕВОЙ ЖЁСТКОСТЬЮ

http://www.ogbus.ru/authors/Zotov/Zotov_2.pdf

Статья посвящена созданию виброизоляторов с квазиулеевой жесткостью. Рассмотрены существующие виброизоляторы. Показана возможность получения подобных виброзащитных систем принципиально новым способом. Исследованы системы, состоящие из линейных пружин и из пневмопружин.

Гусев А.П.

ПОДГОТОВКА ПОПУТНОГО ГАЗА НЕФТЕДОБЫЧИ К ТРАНСПОРТУ С ПРИМЕНЕНИЕМ ТРЁХПОТОЧНОЙ ВИХРЕВОЙ ТРУБЫ

http://www.ogbus.ru/authors/Gusev/Gusev_1.pdf

Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 25.00.17 — «Разработка и эксплуатация нефтяных и газовых месторождений» и 05.02.13 — «Машины, агрегаты и процессы (нефтегазовая отрасль)». Цель работы — повышение эффективности технологии подготовки попутного газа к транспорту путем применения и регулирования вихревого эффекта Ранка-Хилша в устройствах низкотемпературной осушки газа.

www.ogbus.ru