

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ
БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С.П. КОРОЛЕВА
(национальный исследовательский университет)»

ПОНОМАРЁВ Ю.К.

**ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ
ВЫСОКОЭФФЕКТИВНЫХ ВИБРОИЗОЛЯТОРОВ**

Электронное учебное пособие

Самара - 2011

Пономарёв, Ю.К. Теоретические основы высокоэффективных виброизоляторов [Электронный ресурс] : электрон. учеб. пособие / Ю.К. Пономарев; М-во образования и науки РФ, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С. П. Королева (нац. исслед. ун-т). – Электрон. и граф. дан. (20,65 Мбайт). - Самара, 2011. -1 эл. опт. диск (CD-ROM).

Книга посвящена актуальным проблемам повышения надежности аэрокосмической техники и машиностроения за счет применения новейших методов и средств виброударозащиты ее основных деталей, узлов, агрегатов и аппаратуры.

Приведены основы расчетов гистерезисных систем с сухим, вязким и комбинированным сопротивлением. Даны основные понятия эффективности средств виброзащиты и частотные диапазоны их рационального применения. Показано, что из-за статической осадки защищаемых объектов теоретические диапазоны эффективности средств виброизоляции ограничены, но достаточны для создания надежной техники.

Впервые системно рассмотрены особенности математического описания пространственных упругогистерезисных систем. Показано, что жесткостные свойства таких систем могут быть корректно описаны только с помощью теории гиперкомплексных чисел, - кватернионов и комплексных параметров. Доказано, что формы гистерезиса при плоском и трехмерном движении объектов виброзащиты при любой природе сопротивления (рассеяния энергии) имеют сходные (идентичные) очертания.

Во второй половине книги приведены конструктивные схемы современных средств виброзащиты, разработанных на базе представленной теории гистерезисных систем и, в большинстве случаев, внедренных в различных отраслях техники.

Книга рассчитана на научных и инженерно-технических работников, аспирантов, студентов, а также слушателей факультетов повышения квалификации, бакалавриата и магистратуры.

СОДЕРЖАНИЕ	Стр.
Введение	4
1. Основные методы борьбы с вибрацией и ударными нагрузками в авиационной и ракетно-космической технике	5
2. Анализ эффективности систем виброизоляции	7
3. Связь собственной частоты колебаний механических систем со статической осадкой под действием веса защищаемого объекта	11
4. Особенности описания характеристик демпфирования в демпферах и виброизоляторах сухого трения	13
4.1. Характеристики демпферов сухого трения при одноосном нагружении.....	13
4.2. Исследование пространственного гистерезиса в демпферах сухого трения при движении вибратора по круговой орбите.....	14
4.3. Использование результатов исследования особенностей пространственного гистерезиса в динамике механических систем.....	17
4.4. Эволюция гистерезиса в демпферах сухого трения при изменении параметров формы эллипсной траектории движения вибратора.....	20
4.5. Исследование влияния восстанавливающих сил на эволюцию гистерезиса в демпфере сухого трения при эллипсных траекториях движения вибратора	23
4.6. Особенности гистерезиса при иных формах движения вибратора.....	25
4.7. Гистерезис при циклическом движении по части дуги окружности.....	28
4.8. Особенности пространственного гистерезиса в многослойных демпферах сухого трения роторов турбомашин	32
4.9. Особенности пространственного гистерезиса в тросовых виброизоляторах и виброизоляторах из нетканого опрессованного проволочного материала.....	34
5. Особенности описания характеристик демпфирования в системах виброзащиты вязкого (гидродинамического) трения	48
5.1. Гистерезис при линейно-вязком трении и одноосном нагружении.....	48
5.2. Конструктивные особенности демпферов вязкого трения.....	51
5.3. Применение теории кватернионов при описании пространственных упругогистерезисных характеристик демпферов и виброизоляторов с любой природой внутреннего сопротивления.....	54
6. Конструктивные особенности современных средств виброударозащиты в аэрокосмической технике и машиностроении	62
6.1. Пространственные виброизоляторы на основе опрессованных проволочных материалов.....	62
6.2. Цельнометаллические виброизоляторы на основе многослойных канатов (тросов).....	64
6.3. Цельнометаллические виброизоляторы на основе многослойных стержней и лент.....	79
Заключение	82
Список использованной литературы.....	84

ВВЕДЕНИЕ

Книга обобщает многолетний опыт исследований автора по разработке теории и практическому ее использованию при создании гистерезисных виброзащитных систем в аэрокосмической технике и машиностроении. В настоящее время появилось множество программных продуктов по динамическим расчетам механических систем на базе теории конечных элементов, — ANSYS, NASTRAN, SOLID WORKS, КОМПАС-3D, WinMashine и другие. Инженеры, студенты, аспиранты довольно быстро осваивают эти современные расчетные инструменты и используют их в своих научных исследованиях, дипломных и курсовых работах. Однако, при выборе того, или иного конечного элемента, пользователи указанных программных продуктов совершенно не понимают физического смысла некоторых параметров, обязательных для проведения расчетов. Если это общепринятые параметры, например, модули упругости E , G , коэффициент Пуассона μ , то здесь все в порядке, они есть в большинстве справочников. Но как только встает вопрос о назначении параметров демпфирования, пользователи в своей массе встают в тупик и назначают указанные параметры, как говорится, «с потолка». Вместе с тем, это очень серьезное дело, требующее глубокого понимания сути вопроса. Настоящее исследование, не претендуя на глобальность изложения, на взгляд автора, поможет раскрыть указанную суть проблемы с общим названием «демпфирование».

Существуют различные по своей физической природе виды демпфирования: демпфирование на базе внутреннего трения в материалах, сухого трения в контактирующих парах трения, вязкое, или гидродинамическое демпфирование, аэродинамическое демпфирование, демпфирование на базе так называемых «магнитных жидкостей». Все перечисленные виды демпфирования математически описываются общим для всех видов сопротивления гистерезисным характером нагрузочных процессов, являющимся первичным «паспортом» рассматриваемого явления природы. Имея вышеуказанный «паспорт» упругогистерезисной системы, всегда можно найти сопутствующие ему параметры демпфирования: циклическую рассеянную энергию, коэффициент поглощения, потенциальную энергию упругой деформации, коэффициенты демпфирования, коэффициенты жесткости и т.д.

Начнем мы свое изложение с общих вопросов эффективности виброзащитных систем, которые, как показала практика чтения лекций в аудиториях даже специально подготовленных по теории колебаний слушателей, не всегда понятны им, когда излагается раздел демпфирования колебаний. Однако вначале кратко перечислим основные методы борьбы с вибрацией и ударами в технике.

1. ОСНОВНЫЕ МЕТОДЫ БОРЬБЫ С ВИБРАЦИЕЙ И УДАРНЫМИ НАГРУЗКАМИ В АВИАЦИОННОЙ И РАКЕТНО-КОСМИЧЕСКОЙ ТЕХНИКЕ

Вспомним некоторые понятия и определения, известные из курсов физики и теории колебаний.

Вибрация – длительное знакопеременное движение, вызываемое колебательными силами во всех движущихся системах.

Удар – резкое приложение нагрузки к конструкции, сопровождающееся мгновенным или почти мгновенным изменением скорости. Последствие удара – колебания конструкции с затухающей амплитудой на частоте собственных колебаний. Удар может привести к местным пластическим деформациям и в последующем к поломкам машины.

Работа всех энергетических машин сопровождается вибрацией и ударами, которые приводят к усталостным поломкам. Не допустить этого – одна из главных задач инженера – проектировщика и прочниста.

Как же обеспечить низкую виброактивность машин?

Борьба с вибрацией и ударами вот уже более 40 лет является стратегическим направлением кафедры «Конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов» Самарского государственного аэрокосмического университета. Первым заведующим кафедрой КиПДЛА являлся профессор Сойфер Александр Миронович. Он создал в 60-х годах прошлого века научное направление по разработке перспективных средств виброударозащиты на основе нового упругодемпфирующего материала, получившего название «металлический аналог резины» или более кратко – металлорезина.

Металлорезина – это цельнометаллический пористый материал, получаемый путем холодного прессования специальным способом созданного массива из металлической спирали. С момента начала космической эры все приборы и оборудование ракет нашей страны защищаются виброизоляторами из материала «металлорезина», созданными трудом ученых и специалистов СГАУ. Эти же средства борьбы с вибрацией нашли применение в авиации, судостроении, нефтехимической отрасли, в тяжелом машиностроении.

Какие же методы борьбы с вибрацией машин существуют в настоящее время? К этим методам можно отнести:

- уменьшение возбуждающих сил;
- частотную отстройку;
- изменение формы колебаний;
- виброизоляцию;
- демпфирование колебаний;
- одновременное применение виброизоляции и демпфирования.

Уменьшение возбуждающих сил в машинах осуществляется за счет:

- балансировки;
- уравнивания звеньев механизма;
- уменьшением неравномерностей полей давления рабочих сред и температурных полей;

- использованием более рациональных кинематических схем;
- использованием новых принципов работы машин ;
- грамотным профилированием деталей, соприкасающихся с воздушными (или иными) потоками газов или жидкостей.

Частотная отстройка осуществляется за счет;

- Расположения агрегатов, узлов не на жестких основаниях, а на податливых элементах конструкции машины;
- применения в узлах крепления и в самих объектах податливых материалов и конструктивных элементов;
- изменением граничных условий (шарнирная лопатка, шаровые опоры, упруго податливые шарниры;
- разношагицы сопловых спрямляющих аппаратов;
- изменения коэффициентов перекрытия в зубчатых колесах.

Виброизоляция осуществляется:

за счет применения специальных податливых узлов крепления агрегатов машин – виброизоляторов (резиновых, пластмассовых, стальных пружин, тросовых элементов, многослойных пакетов лент, сеток.

Демпфирование осуществляется:

- за счет внутреннего трения в материалах;
- аэродинамического демпфирования;
- демпфирования в болтовых, заклепочных, шлицевых, прессовых соединениях, сварных узлах;
- за счет применения специально спроектированных и встроенных в машину демпферов, работающих на принципах конструкционного демпфирования за счет сухого трения контактирующих пар, магнитного гистерезиса, гидродинамического сопротивления;
- за счет применения демпфирующих покрытий специальными лаками;
- за счет применения клеевых соединений.

Более подробно мы разберем эти темы в последующих разделах.

2. АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМЫ ВИБРОИЗОЛЯЦИИ

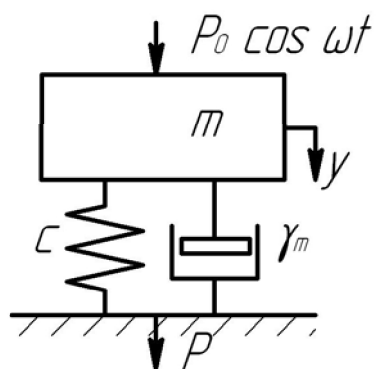


Рис.2.1. Модель одномассовой системы

Запишем известное дифференциальное уравнение движения одномассовой системы в комплексной форме, предложенной Е.С.Сорокиным [165]:

$$m\ddot{y} + (1 + \bar{i} \cdot \gamma_m)cy = P_0 \cos \omega. \quad (2.1)$$

здесь m – масса объекта (рис. 2.1);

ω – круговая частота колебаний;

γ_m – коэффициент демпфирования;

P_0 – амплитуда внешней силы;

y – текущее смещение массы m ;

P – амплитуда силы, передающаяся на осно-

вание при колебаниях массы m ,

$$\bar{i} = \sqrt{-1}.$$

Введем несколько безразмерных параметров:

- коэффициент виброизоляции

$$\eta = \frac{P}{P_0}; \quad (2.2)$$

и относительную частоту

$$\bar{\omega} = \frac{\omega}{\omega_0}, \quad (2.3)$$

где собственная частота колебаний

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}}. \quad (2.4)$$

Известно [2], что коэффициент виброизоляции

$$\eta = \sqrt{\frac{1 + \gamma_m^2}{(1 - \bar{\omega}^2)^2 + \gamma_m^2}}. \quad (2.5)$$

Здесь

$$\gamma_m = \frac{\psi}{2\pi}; \quad (2.6)$$

$$\psi = \frac{W}{\Pi}; \quad (2.7)$$

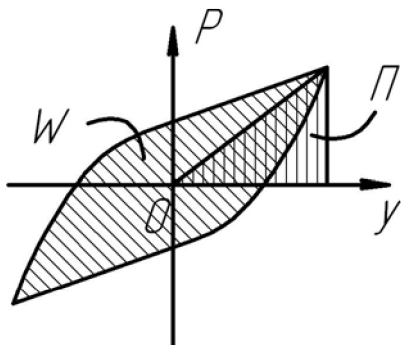


Рис. 2.2. Петля гистерезиса

ψ - коэффициент поглощения;

W - рассеянная циклическая энергия;

Π - условная величина амплитуды потенциальной энергии, накопленной упругой системой за цикл деформирования (рис. 2.2).

На рис. 2.3 показана типовая амплитудно-частотная характеристика, построенная в безразмерных координатах (η — $\bar{\omega}$).

Из графика видно, что если частота возбуждения мала по сравнению с частотой собственных колебаний изолируемой системы, то коэффициент виброизоляции η незначительно отличается от единицы и применение виброизоляторов в этом диапазоне бесполезно.

Когда отношение частот приближается к единице, т.е. собственная частота изолируемой системы ω_0 близка к частоте возбуждения ω , коэффициент η возрастает и при малом демпфировании амплитуды колебаний (и амплитуды передаваемых на основание сил) принимают большие значения. Возникает явление резонанса. Упругая подвеска должна быть выполнена так, чтобы на рабочем диапазоне явление резонанса по возможности исключалось.

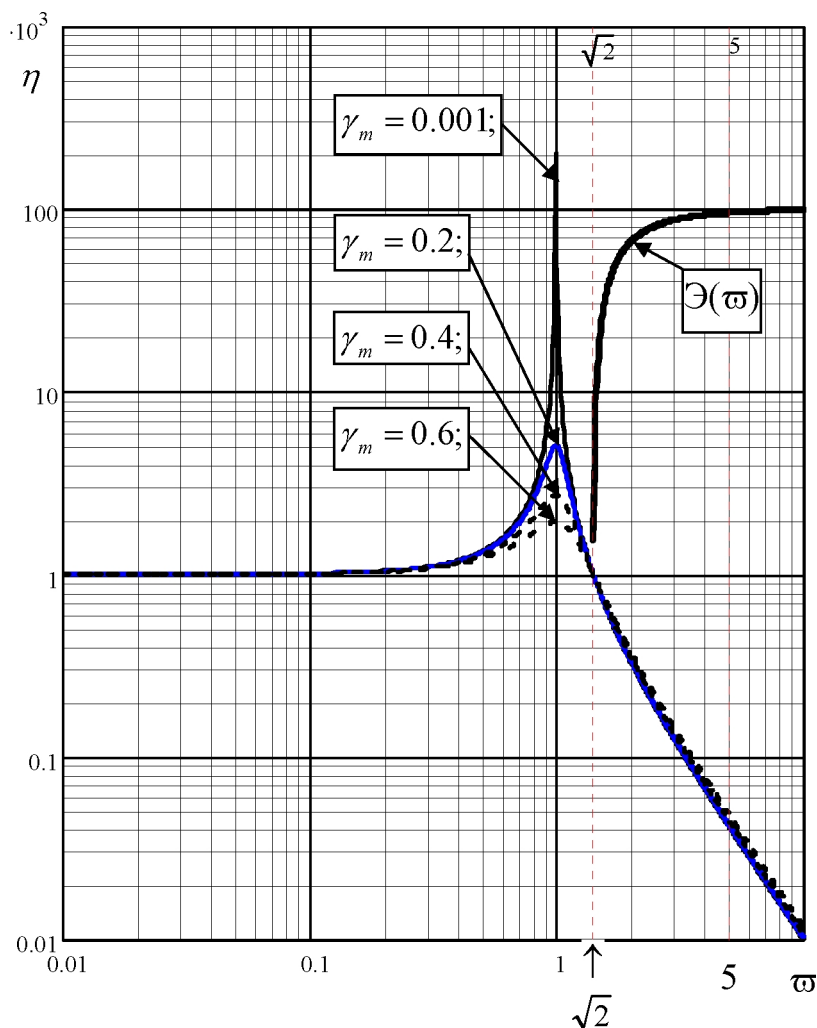


Рис. 2.3. Амплитудно-частотная характеристика одномассовой системы с демпфированием, пропорциональным скорости нагружения демпфера

Начиная с $\bar{\omega} \approx 5$ наклон кривой $\Xi(\bar{\omega})$ уменьшается, так что нет существенного улучшения эффективности изоляции при уменьшении жесткости упругой подвески. Кроме того, стоимость подвески существенно увеличивается с уменьшением жесткости виброизоляторов, так как увеличивается статическая осадка и конструкторам необходимо предусматривать специальные противоударные ограничители хода и обеспечивать устойчивость вибраций в трех взаимно-перпендикулярных направлениях вибровоздействий. Частично этот вопрос будет рассмотрен при дальнейшем изложении.

В большинстве случаев достаточно, чтобы

$$\bar{\omega} \approx (2,5 \dots 5,0). \quad (2.9)$$

Уже при $\bar{\omega} = 2,5$ виброизоляторы изолируют 81% вибрации, а при $\bar{\omega} = 5$ эффективность виброизоляции составляет 96%.

Таким образом, при правильном выборе $\bar{\omega}$ (условие (2.9) нагрузка опорного основания динамическими возмущающими силами существенно

Весьма интересно, что для всех величин коэффициентов демпфирования существует особая точка $\bar{\omega} = \sqrt{2}$, после которой собственно начинается зона виброизоляции, т.е. снижения передаваемых на основание сил по сравнению с действующей на объект внешней силой. Одновременно снижаются и амплитуды колебаний по сравнению со статической осадкой от веса объекта.

Введем параметр, количественно оценивающий эффективность виброизоляции:

$$\Xi = (1 - \eta) \times 100\%. \quad (2.8)$$

С увеличением относительной частоты $\bar{\omega}$ эффективность виброизоляции увели-

уменьшается. Поэтому правильно изолированную машину можно монтировать без фундамента на одних виброизоляторах, устанавливаемых на любом жестком основании (чердачном или этажном перекрытии, стальных кронштейнах и т. д., если оно обладает достаточной грузоподъемностью для выдерживания веса машины [75].

При $\bar{\omega} > \sqrt{2}$ величина η уменьшается с увеличением $\bar{\omega}$ и слабо зависит от величины γ_m .

На рис. 2.4 показано изменение эффективности виброизоляции от безразмерной частоты $\bar{\omega}$ и коэффициента демпфирования γ_m . Сплошной линией показана кривая, подсчитанная для $\gamma_m=0,0001$, а пунктиром – для $\gamma_m = 0,6$ (такая величина является практически максимально возможной для упруго-демпфирующих элементов из материала МР, тросов, многослойных пакетов, рессор). Из графика видно, что максимальное расхождение эффективности виброизоляции находится при $\bar{\omega} = 2 \dots 2,5$ и составляет не более 5%. При $\bar{\omega} = 5$ расхождение эффективности виброизоляции демпфированной и недемпфированной систем составляет 0,721%, где амплитуды колебаний и передаваемые на основание силы очень малы.

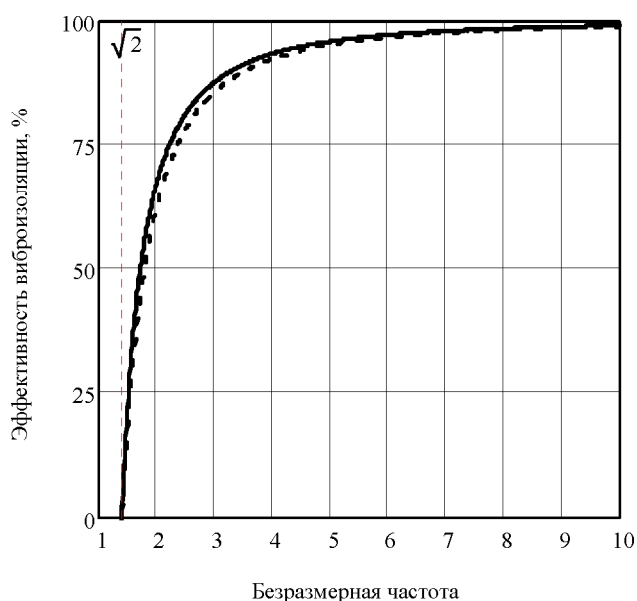


Рис. 2.4. Сопоставление эффективности виброизоляции для недемпфированной (—) и демпфированной (— · — · —) систем виброзащиты

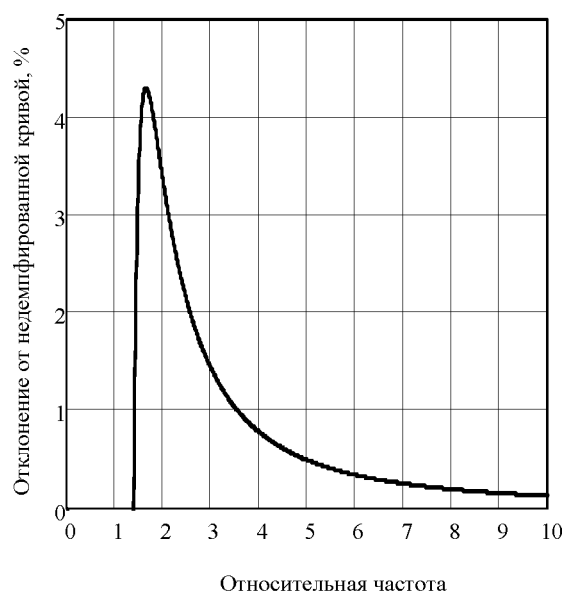


Рис. 2.5. Отклонение кривых друг от друга для недемпфированной и демпфированной систем виброзащиты

Так, для недемпфированной системы при $\bar{\omega} = 5$ эффективность виброизоляции составляет $\eta = 95,833\%$, а для демпфированной при $\gamma_m = 0,6$ – $95,142\%$. Таким образом, за резонансом демпфирование, хотя и ухудшает эффективность виброизоляции, но настолько слабо по сравнению с чисто упругой недемпфированной системой, что этим ухудшением можно смело пренебречь. Зато демпфированные системы при переходе через резонанс существенно выигрывают, значительно снижая нагрузки на основание и амплитуды колебаний.

Кстати, заметим, что у ряда инженеров, научных работников, преподавателей ВУЗов сложилось ложное впечатление о том, что в зарезонансной

зоне с увеличением относительной частоты $\bar{\omega}$ демпфирование все больше и больше ухудшает вибрационное состояние машины, увеличивая виброактивность по сравнению с упругой подвеской. Это совершенно не так!

Данное суждение возникло вследствие представления амплитудно-частотной характеристики в логарифмических координатах. Если же ту же кривую, показанную на рис. 2.3 представить в обычных координатах мы получим совсем иную картину: все кривые после точки $\bar{\omega} > \sqrt{2}$ сначала незначительно расходятся (не более чем на 4%), а затем при $\bar{\omega} = 5 \dots 8$ практически сходятся в одну кривую, асимптотически приближаясь к нулю (рис. 2.6).

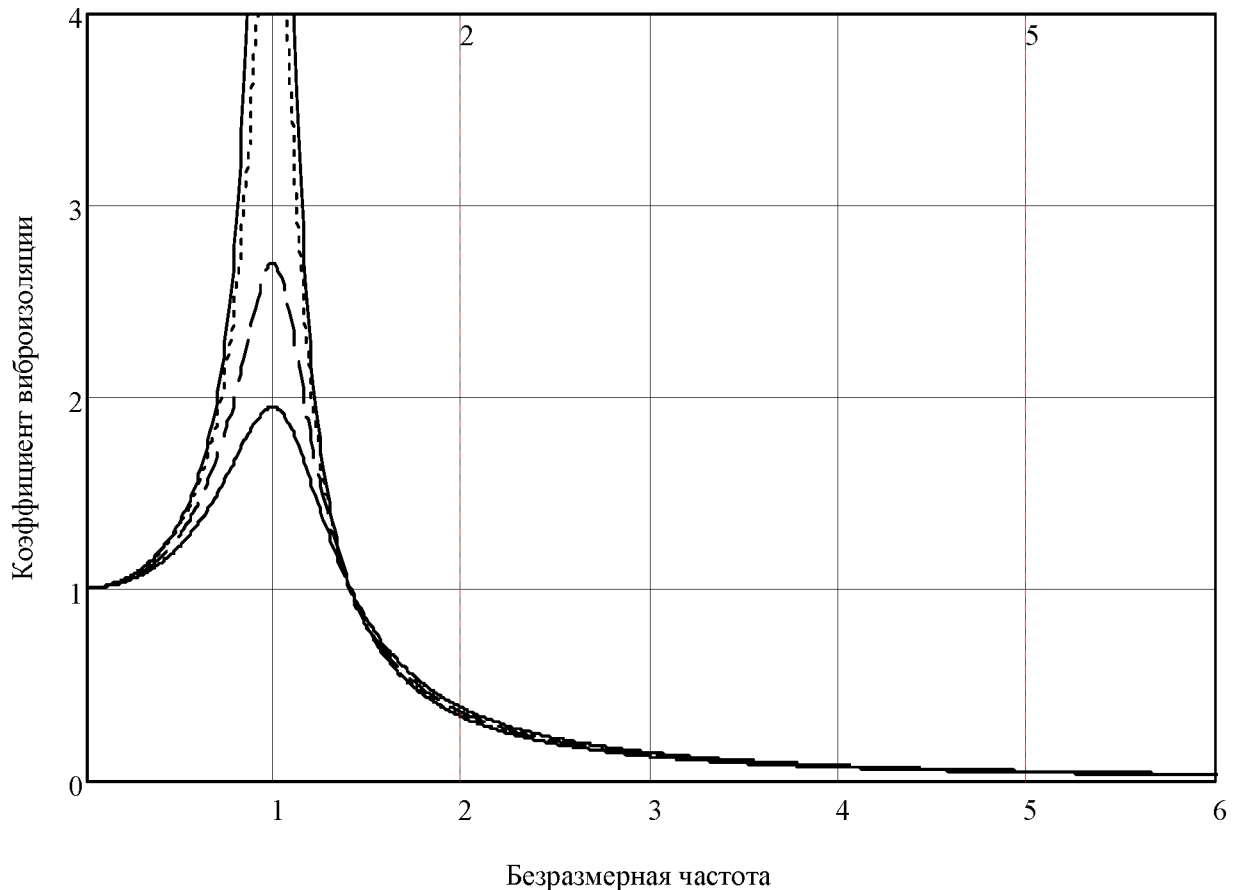


Рис. 2.6. Представление амплитудно-частотных характеристик механических систем с различными уровнями демпфирования ($0 \leq \gamma_m \leq 0,6$) в обычных линейных координатах

Полезно учесть, что виброизоляторы, допускают некоторое перемещение изолируемого объекта относительно жесткого основания. Поэтому все подводы к подрессоренному объекту (трубы, кабели, приводные соединения, тяги управления и т.д.) должны монтироваться так, чтобы не препятствовать свободе его перемещения. Недостаточно гибкие подводы вносят в изолируемую систему добавочную жесткость, увеличивают собственные частоты, могут сами сильно вибрировать, ухудшая виброизоляцию объекта.

3. СВЯЗЬ СОБСТВЕННОЙ ЧАСТОТЫ КОЛЕБАНИЙ МЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ СО СТАТИЧЕСКОЙ ОСАДКОЙ ВИБРОИЗОЛЯТОРОВ ПОД ДЕЙСТВИЕМ ВЕСА ОБЪЕКТА

Запишем выражение, связывающее жесткость c , массу m , круговую и линейную частоты механической одномассовой системы:

$$\omega_0 = 2\pi f_0 = \sqrt{\frac{c}{m}}. \quad (3.1)$$

Здесь круговая частота ω_0 измеряется в рад/сек, линейная частота f_0 в Гц. Жесткость упругой системы можно определить в виде

$$c = \frac{G}{y_{cm}}, \quad (3.2)$$

где G – вес объекта виброзащиты, y_{cm} – статический прогиб или осадка виброзащитной системы под действием веса объекта в мм. Массу объекта представим в виде

$$m = \frac{G}{g}, \quad (3.3)$$

где ускорение свободного падения $g = 9800$ мм/сек².

Подставив выражения (3.2-3.3) в (3.1), получим

$$2\pi f_0 = \sqrt{\frac{G \cdot g}{y_{cm} \cdot G}} = \sqrt{\frac{g}{y_{cm}}}. \quad (3.4)$$

Подставив значение g и возведя обе части равенства (3.4) в квадрат, получим

$$y_{cm} = \frac{g}{4\pi^2 f_0^2} \cong \frac{250}{f_0^2}. \quad (3.5)$$

В выражении (3.5) y_{cm} в мм, а частота f_0 – в Гц.

На рис. 3.1 показано изменение статического прогиба (осадки) виброизолированной системы в зависимости от потребной собственной частоты.

Из рисунка видно, что для собственной частоты системы в один герц осадка составит 250 мм, для двух герц – 62,5 мм, для пяти герц – 10 мм, для 10 герц – 2,5 мм и т.д. Отсюда следует вывод, что не для всех объектов можно создавать упругие подвески малой жесткости и низкой собственной частоты. Для аэрокосмической техники при плотной компоновке агрегатов и приборов в полезных отсеках позволить роскошь низкочастотной виброзащитной системы невозможно – потребуются очень большие объемы пространства. К тому же при низкой собственной частоте систем есть возможность попасть в зону неустойчивой работы с неизбежным задеванием корпусов друг за друга и возможными поломками. В связи с этим приборы и оборудование в аэрокосмической технике размещают, как правило, на виброизоляторах, дающих собственную частоту механической системы 10-20 Гц.

Железнодорожные вагоны размещают на упругих виброзащитных системах с собственной частотой 2-3 Гц, но эти объекты позволяют иметь осадку 50-70 мм (см. табл. 3.1). Есть, однако способы создания виброзащитных систем с очень малой жесткостью подвески. Это так называемые системы

квазиулевой жесткости. Об этом будет сказано далее при изложении материала книги.

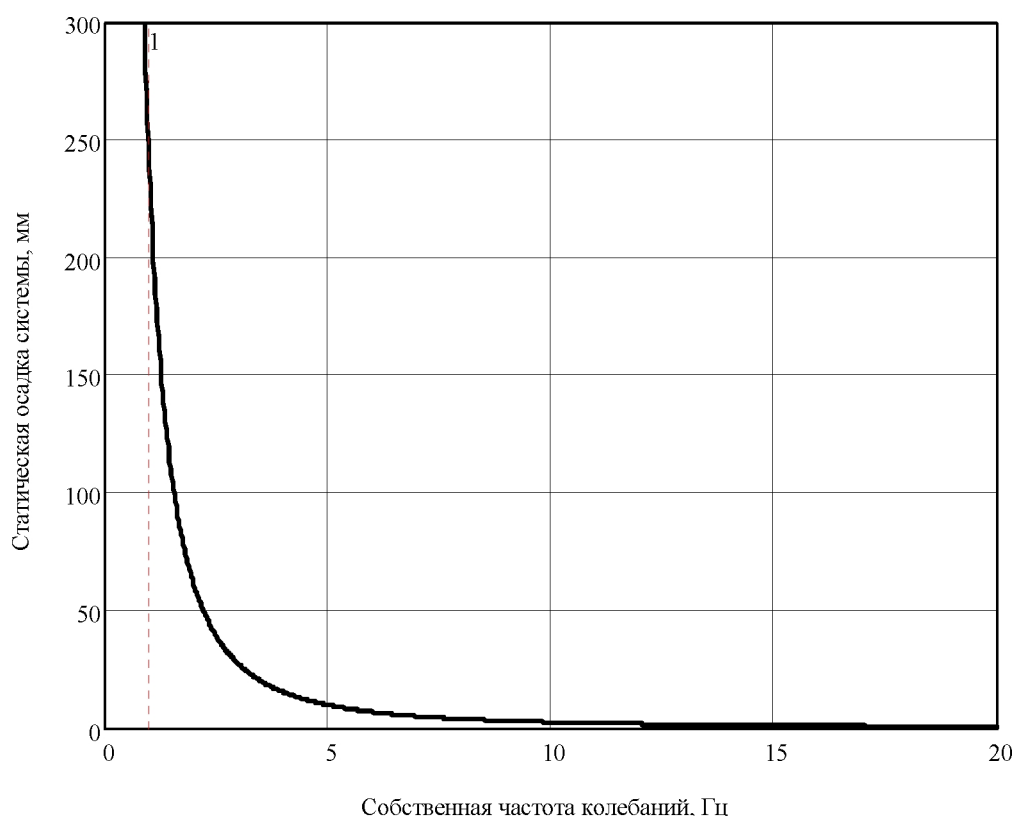


Рис. 3.1. Связь собственной частоты механической системы с линейной упругой подвеской с осадкой под действием собственного веса объекта

Таблица 3.1

Таблица соответствия статической осадки
линейной системы виброизоляции
и ее собственной частоты

f_0 , Гц	0,5	1,0	2,0	5,0	10	25	50
$y_{ст}$, мм	1000	250	62,5	10	2,5	0,4	0,1

Блоки атомных электростанций подвешивают на специальных податливых подвесках с собственной частотой колебаний механической системы 0,25...0,5 Гц. Для таких устройств статическая осадка составляет 1...2 м, но это можно осуществить, размещая блок в специальном котловане.

Ракетные двигатели, как правило, размещают на виброизоляторах довольно большой жесткости. Собственная частота их подвески обеспечивается величиной 50...70 Гц, так как в этих конструкциях не допускается статическая осадка более 0,1 мм.

4. ОСОБЕННОСТИ ОПИСАНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ДЕМПФИРОВАНИЯ В ДЕМПФЕРАХ И ВИБРОИЗОЛЯТОРАХ СУХОГО ТРЕНИЯ

4.1. Характеристики демпферов сухого трения при одноосном нагружении

Расчетная схема сухого трения показана на рис. 4.1. Здесь R – сила сопротивления в демпфере сухого трения, N – сила, сжимающая контактную пару.

Как правило, элемент сухого трения в машинах работает параллельно с упругими элементами. Расчетная схема такого комбинированного устройства показана на рис. 4.2.

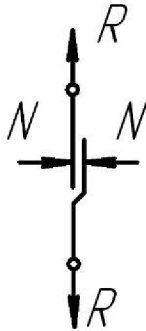


Рис. 4.1. Расчетная схема элемента с сухим трением

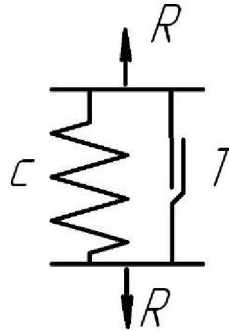


Рис. 4.2. Расчетная схема устройства сухого трения с упругостью

Математически зависимость силы сопротивления элемента сухого трения записывается в виде закона Кулона:

$$R = \text{const} = T \cdot \text{sign}(\dot{y}), \quad (4.1)$$

где $\text{sign}(\dot{y})$ – знак скорости перемещения подвижного элемента контактирующей пары

(вибратора), а сила трения

$$T = N \cdot f,$$

где f – коэффициент трения в контактном элементе.

Для схемы, показанной на рис. 4.2 сила сопротивления равна

$$R = c \cdot y + T \cdot \text{sign}(\dot{y}). \quad (4.2)$$

Графически зависимости (4.1) и (4.2) показаны на рис. 4.3 и 4.4.

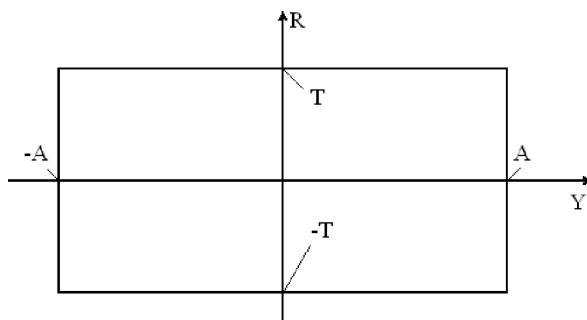


Рис. 4.3. Петля гистерезиса элемента сухого трения

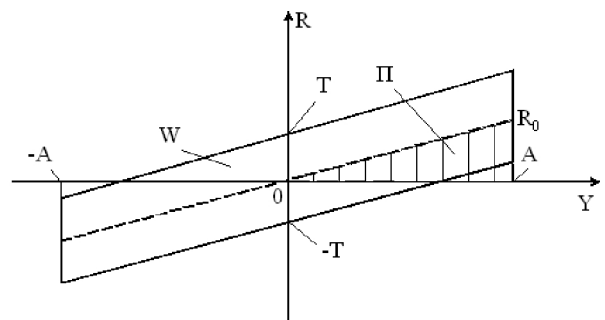


Рис. 4.4. Петля гистерезиса элемента сухого трения с упругостью

Рассеянная за цикл энергия численно равна площади петли гистерезиса. В связи с этим для демпфера сухого трения имеем:

$$W = 4TA. \quad (4.3)$$

Коэффициент жесткости c численно равен тангенсу угла наклона средней линии петли рис. 4.4

$$c = \frac{R_0}{A}, \quad (4.4)$$

тогда коэффициент поглощения

$$\psi = \frac{W}{\Pi} = \frac{4 \cdot T \cdot A \cdot 2}{R_0 \cdot A} = \frac{8T}{R_0} = \frac{8T}{cA}. \quad (4.5)$$

С учетом (4.5) коэффициент демпфирования найдется в виде:

$$\gamma_m = \frac{\psi}{2\pi} = \frac{4T}{\pi c A}. \quad (4.6)$$

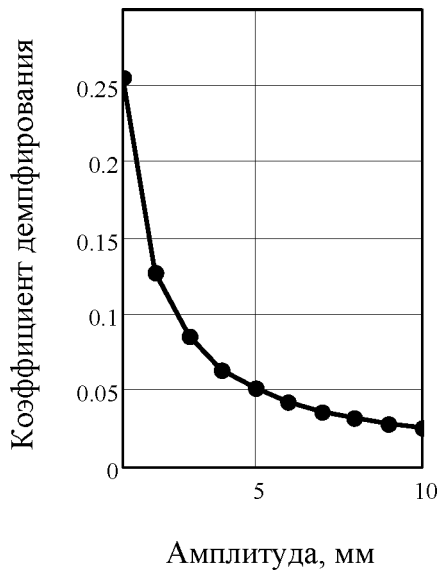


Рис. 4.5. Зависимость коэффициента демпфирования γ_m при сухом трении от амплитуды A

Если учесть, что сила трения T и жесткость c являются постоянными величинами, то при сухом трении коэффициент демпфирования γ_m является переменной величиной, зависящей от амплитуды деформирования подвески (рис. 4.5) и имеет вид гиперболы.

Следует отметить, что приведенные формулы справедливы только при одноосном (однонаправленном) циклическом деформировании элемента сухого трения. Если же демпфер сухого трения работает при пространственном деформировании упругодемпферной подвески, характер гистерезиса существенно меняется. Эксперименты и теоретические исследования показывают, что вид траектории движения подвижного элемента демпфера сухого трения (вибратора) оказывает существенное влияние на характер гистерезиса.

Это влияние мы и рассмотрим в следующем подразделе главы 4.

4.2. Особенности характеристик демпфирования систем с сухим трением при круговых движениях вибратора

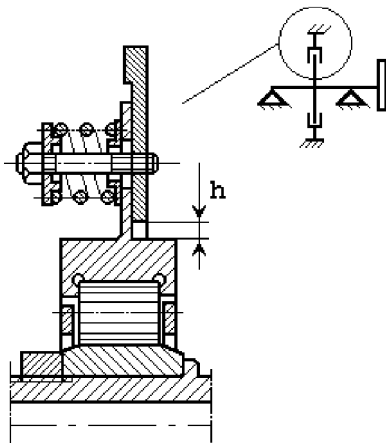


Рис. 4.6. Конструкция демпфера сухого трения авиационного ГТД

На рис. 4.6 показана конструкция демпфера сухого трения, расположенного посередине ротора турбомшины. Он состоит из дополнительного роликового подшипника, установленного на валу и опирающегося на фрикционный диск, укрепленный на неподвижном диске корпуса. Диски стянуты болтами с помощью пружин, создающих необходимое усилие затяжки. При возникновении опасных прогибов ротора диск смещается и силы трения препятствуют развитию колебаний. Рассмотрим процесс статического деформирования нагружения опоры постоянной по модулю силой P , при кото-

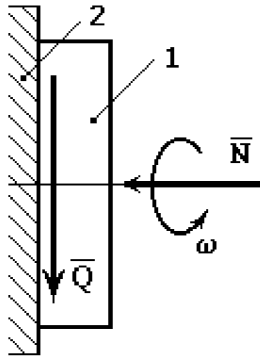


Рис.4.7. Пара сухого трения при сложном нагружении

ром вибратор 1 осуществляет плоское движение относительно основания 2 (рис. 4.7) с траекторией в виде окружности (рис. 4.8). Сила сопротивления демпфера Q будет направлена всегда против движения, т.е. по касательной к траектории, но в противоположную сторону к вектору t .

Пусть в произвольный момент движения вибратор сместился в точку M (см. рис. 4.8) с координатами

$$x = A \cdot \cos \varphi; y = A \cdot \sin \varphi. \quad (4.7)$$

В этом положении внешняя сила P , численно равная силе сопротивления Q , спроецируется на оси координат в виде:

$$\begin{aligned} P_x &= -P \cdot \sin \varphi, \\ P_y &= P \cdot \cos \varphi. \end{aligned} \quad (4.8)$$

Найдем зависимости между P_x и x , а также между P_y и y . Для этого сделаем следующие преобразования. Из (4.7-4.8) найдем:

$$x/A = \cos \varphi; y/A = \sin \varphi; \quad (4.9)$$

$$P_x/P = -\sin \varphi; P_y/P = \cos \varphi. \quad (4.10)$$

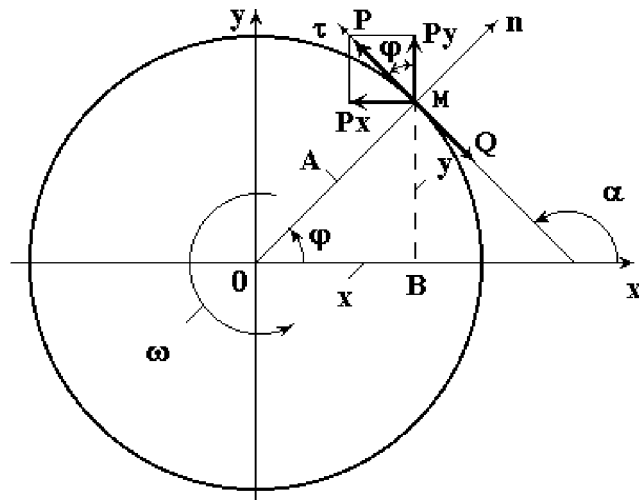


Рис.4.8. Расчетная схема демпфера сухого трения

Возведем левые и правые части выражений (4.9) и (4.10) в квадрат и сложим соответствующие части этих выражений:

$$x^2/A^2 + P_x^2/P^2 = \sin^2 \varphi + \cos^2 \varphi = 1; \quad (4.11)$$

$$y^2/A^2 + P_y^2/P^2 = \sin^2 \varphi + \cos^2 \varphi = 1. \quad (3.12)$$

Из выражений (3.11) и (3.12) получим:

$$P_x = P \times \sqrt{1 - \frac{x^2}{A^2}}; P_y = P \times \sqrt{1 - \frac{y^2}{A^2}}. \quad (4.13)$$

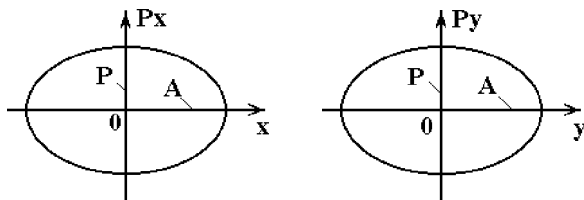


Рис. 4.9. Внешний вид гистерезисных кривых демпфера сухого трения при круговых орбитах движения вибратора

Нетрудно видеть, что при сухом трении и круговых орбитах частные гистерезисы в проекциях на координатные оси представляют собой кривые в виде эллипсов с полуосями P и A (рис. 4.9).

Известно [55], что площади эллипсов (4.13), численно равные рассеиваемой энергии, определяются в

виде:

$$W_x = W_y = \pi \cdot A \cdot P. \quad (4.14)$$

Таким образом полная рассеянная энергия в демпфере сухого трения при круговых движениях вибратора будет равна:

$$W_o = W_x + W_y = 2 \pi \cdot A \cdot P. \quad (4.15)$$

При одноосном нагружении демпфера сухого трения реализуется петля гистерезиса в форме прямоугольника (или, при наличии упругости, - параллелограмма). При тех же амплитудах силы и смещения P и A , что и в случае круговой орбиты, при одноосном нагружении получим рассеянную энергию

$$W_1 = 4PA. \quad (4.16)$$

Тогда получим, что значения рассеянных энергий при круговых орбитах и одноосном нагружении соотносятся как:

$$W_o / W_1 = 2 \pi \cdot A \cdot P / 4A \cdot P, \quad (4.17)$$

т.е. для рассмотренной системы конструкционного демпфирования в виде сухого трения рассеянная энергия при круговых орбитах движения вибратора в $\pi/2$ раза больше, чем при одноосном движении. При этом обобщенные силы трения в обоих случаях нагружения совпадают.

В заключение данного раздела приведем фрагмент двигателя, использующего демпфер сухого трения (рис. 4.10). Экспериментальное и теоретическое исследование данного демпфера и механической системы двигателя с демпфером проведено Д.Ф.Пичугиным [198].

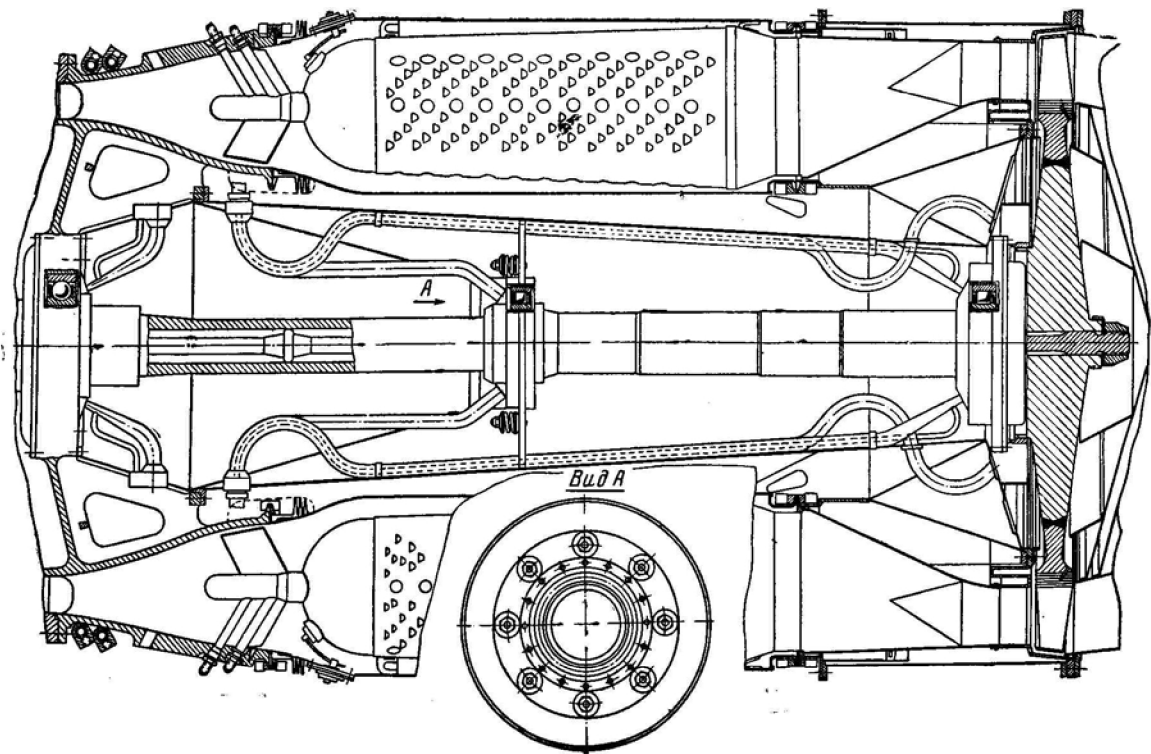


Рис. 4.10. Газовая турбина ТРД с демпферной опорой сухого трения (из книги Г.С.Скубачевского «Авиационные газотурбинные двигатели»).

Как указывают работы Г.С.Скубачевского и Д.Ф.Пичугина, затяжка гаек шпилек, крепящих корпус роликового подшипника к стенке, должна строго контролироваться при получении нужной величины силы трения. Кроме того, у этого демпфера найдены зоны его неустойчивой работы, благодаря чему конструкция не получила широкого распространения.

4.3. Использование результатов исследования особенностей пространственного гистерезиса в динамике механических систем

Если заменить во всех формулах раздела 4.2 параметр φ через ωt , то выражение (4.7) будет иметь вид (рис. 4.11):

$$x = A \cdot \cos \omega t; y = A \cdot \sin \omega t. \quad (4.18)$$

Продифференцировав выражения (4.18) по t , получим:

$$\dot{x} = -A \cdot \omega \cdot \sin \omega t; \dot{y} = A \cdot \omega \cdot \cos \omega t. \quad (4.19)$$

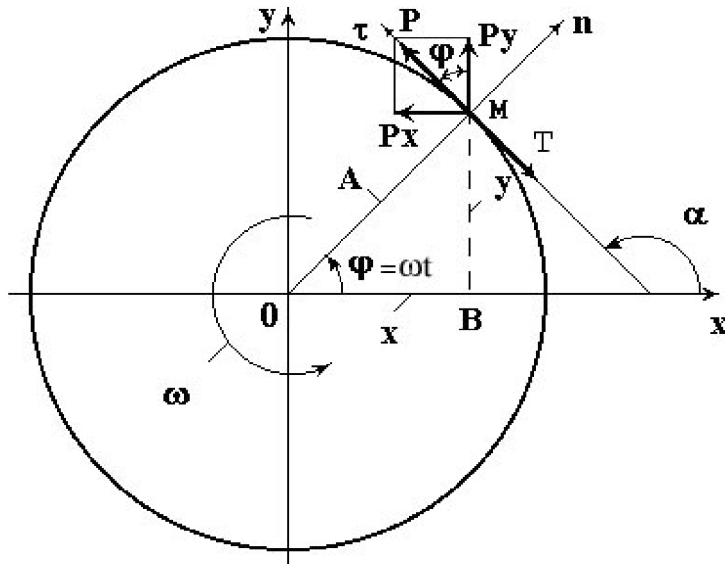


Рис.4.11. Расчетная схема демпфера сухого трения

Умножив и разделив выражения (4.19) на $A\omega$ и учтя (4.8), получим

$$P_x = [P/(A \cdot \omega)] \cdot \dot{x}; \quad (4.20)$$

$$P_y = [P/(A \cdot \omega)] \cdot \dot{y}, \quad (4.21)$$

или

$$T_x = -P_x = -h \dot{x}; \quad (4.22)$$

$$T_y = -P_y = -h \dot{y}, \quad (4.23)$$

где коэффициент h , если учесть, что $P = T$, равен

$$h = T/(A\omega) \quad (4.24)$$

и имеет размерность [Н·сек/м].

Если параллельно с силой трения имеется упругая линейная пружина с восстанавливающей силой, направленной к

центру траектории, то суммарная сила сопротивления упругодемпферной системы будет определяться в виде

$$R_x = (h \dot{x} + cx); \quad (4.25)$$

$$R_y = (h \dot{y} + cy). \quad (4.26)$$

В результате, используя принцип Даламбера для массы m , движущейся под действием силы P_0 по круговой орбите, получим систему уравнений движения в виде

$$m \ddot{x} + h \dot{x} + cx = P_0 \cos \omega t; \quad (4.27)$$

$$m \ddot{y} + h \dot{y} + cy = P_0 \sin \omega t. \quad (4.28)$$

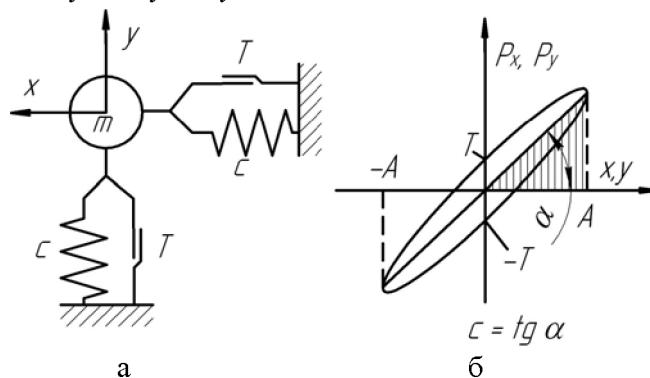


Рис. 4.12. Схема пространственной виброзащитной системы с демпфером сухого трения (а) и ее упруго демпфирующие характеристики при круговых траекториях движения массы (б)

Уравнения (4.27), (4.28) описывают колебания системы с упруго-вязким трением и досконально изучены большим числом авторов¹.

Данный результат очень важен для авиационной и ракетно-космической техники по ряду соображений:

Поскольку огромное число деталей и узлов АиРКТ подвержены пространственным воздействиям от вращающихся неуравновешенных роторов, имеет смысл рассматривать не одноосные, а связанные колебания этих объектов с круговыми, или близкими к круговым траекториями движения. В этом случае, трудоемкость решения динамических задач, как это не парадоксально, существенно упрощается, так как гистерезисные кривые систем конструкционного демпфирования практически совпадают с гистерезисом упруго-вязких систем, для которых решения известны и изучены.

При динамическом исследовании упругодемпферных систем и сравнении динамических характеристик со статическими необходимо убеждаться в соответствии сравниваемых траекторий движения вибраторов. Если, к примеру, испытания гистерезиса упругодемпферных опор трубопроводов были проведены в статике, при одноосном нагружении, а затем использовались при расчете колебаний трубопровода, то эти расчеты годятся для сравнения только при одноосном возбуждении системы "трубопровод - опоры". В большинстве случаев трубопроводы, закрепленные на тонкостенных оболочках корпусов ДЛА подвержены связным колебаниям по замкнутым траекториям. Измерения колебаний с помощью однонаправленных датчиков представляют собой лишь часть информации о поведении трубопровода в динамике и не согласуются с расчетом. Все дело в том, что зачастую сравниваются несравнимые данные.

Систему уравнений (4.27) – (4.28) можно записать и в другом виде:

$$m\ddot{x} + cx \pm T\sqrt{1 - \frac{x^2}{A^2}} = P_0 \cos \omega t \quad (4.29)$$

$$m\ddot{y} + cy \pm T\sqrt{1 - \frac{y^2}{A^2}} = P_0 \sin \omega t \quad (4.30)$$

или в комплексной форме Е.С.Сорокина² с использованием коэффициента демпфирования γ_m

$$m\ddot{x} + (1 + i\gamma_m)cx = P_0 \cos \omega t \quad (4.31)$$

$$m\ddot{y} + (1 + i\gamma_m)cy = P_0 \sin \omega t \quad (4.32)$$

где $i = \sqrt{-1}$, а коэффициент демпфирования γ_m

$$\gamma_m = \frac{\psi}{2\pi} = \frac{2\pi T}{cA} = \frac{T}{cA}. \quad (4.33)$$

Из формулы (4.16) следует, что при постоянной жесткости упругой подвески для сухого трения коэффициент демпфирования зависит от амплитуды, поэтому, если пользоваться выражением для определения коэффициен-

¹ Э. Камке. Справочник по обыкновенным дифференциальным уравнениям. М., 1971, 576 с.

² Сорокин Е.С. К теории внутреннего трения при колебаниях упругих систем. М., Гостройиздат, 1960, 130 с.

та виброизоляции (2.5), следует учесть, что сама амплитуда колебаний зависит от частоты, а коэффициент демпфирования γ_m – от амплитуды, поэтому выражение (2.5) представляет собой нелинейное трансцендентное уравнение, которое необходимо решать численным методом.

Запишем формулу для определения коэффициента динамичности³ как отношение амплитуды установившихся колебаний к статической осадке под действием веса объекта:

$$\mu = \frac{A}{y_{cm}} = \frac{1}{\sqrt{(1 - \bar{\omega}^2)^2 + (\frac{T}{Ac})^2}}. \quad (4.34)$$

Поскольку $Ac = P_0$, получим

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{(1 - \bar{\omega}^2)^2 + (\frac{T}{P_0})^2}}. \quad (4.18)$$

Для случая, когда внешняя нагрузка $P_0 > T$, получим амплитудно-частотную характеристику, показанную на рис. 4.13.

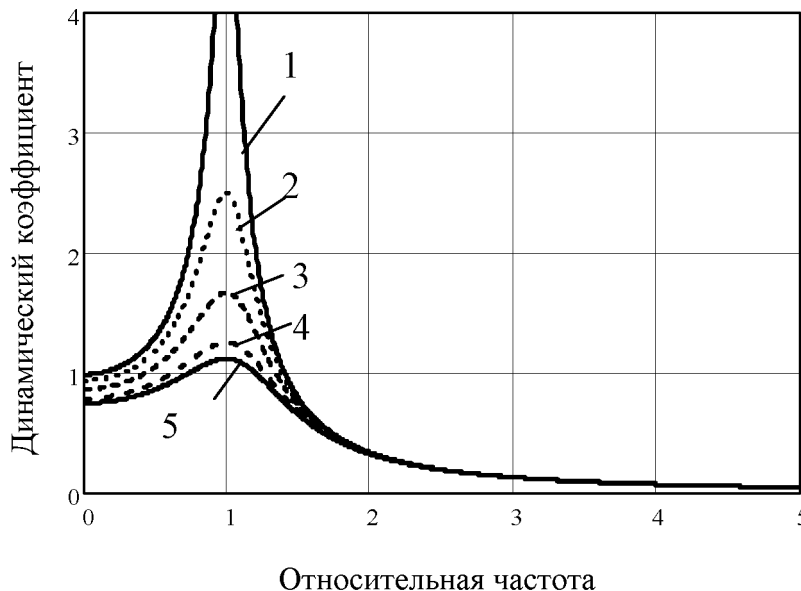


Рис. 4.13. Амплитудно-частотная характеристика демпфера сухого трения с разными значениями относительной силы трения: 1 – $\bar{t} = T/P_0 = 0,2$; 2 – $\bar{t} = 0,4$; 3 – $\bar{t} = 0,6$; 4 – $\bar{t} = 0,8$; 5 – $\bar{t} = 0,9$

Для случая малых возбуждающих нагрузок, когда силы трения $T > P_0$ задача усложняется тем, что демпфер начинает работать в области так называемой зоны предварительного смещения.

Если не учитывать податливость контакта, т.е. считать жесткость самого демпфера

бесконечной, масса объекта как бы заклинивается в демпфере и его перемещение равно нулю. На самом деле, даже если демпфер сухого трения «закрыт», в нем есть взаимные перемещения и на этих перемещениях происходит рассеивание энергии колебаний.

³ Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний: Учебное пособие. – 2-е изд., перераб. – М.: Наука. Главное издательство физико-математической литературы, 1980. – 272 с.

4.4. Исследование влияния восстанавливающих сил на эволюцию гистерезиса в демпфере сухого трения при эллипсных траекториях движения вибратора

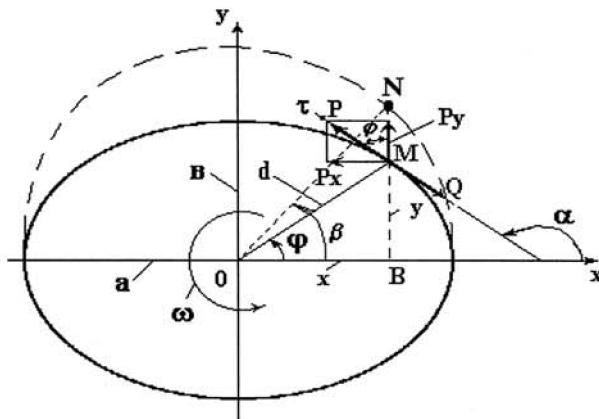


Рис. 4.5. Схема сил и перемещений при движении вибратора по эллипсу.

Рассмотрим процесс статического деформирования пары трения, при котором вибратор 1 (рис. 4.2) совершает плоское движение относительно основания 2 с траекторией в виде эллипса (рис. 4.5). Обозначим полуоси эллипса через "a" и "b". Пусть центр вибратора, совершая движение против

часовой стрелки, в данный момент находится в положении M, определяемом вектором d с координатами

$$\begin{aligned} x &= a \cdot \cos \beta; \\ y &= b \cdot \sin \beta. \end{aligned} \quad (4.13)$$

В этом случае сила трения Q будет направлена по касательной в сторону, противоположную перемещению вибратора по траектории (см. рис. 4.5). Внешняя сила P, равная по модулю силе Q, направлена по касательной τ.

Запишем уравнение касательной к эллипсу [49]:

$$(b \cdot \sin \varphi) \cdot x + (a \cdot \cos \varphi) \cdot y - a \cdot b = 0. \quad (4.14)$$

Выразим (4.14) через y:

$$y = b / \sin \varphi - b \cdot x / (a \cdot \tan \varphi). \quad (4.15)$$

Из (4.15) видно, что это есть уравнение прямой с угловым коэффициентом

$$k = \tan \alpha = -b / (a \cdot \tan \varphi), \quad (4.16)$$

откуда

$$\alpha = \arctg [-b / (a \cdot \tan \varphi)]. \quad (4.17)$$

Проекции силы сопротивления на оси координат найдутся в виде:

$$\begin{aligned} Q_x &= Q \cdot \sin \alpha, \\ Q_y &= -Q \cdot \cos \alpha, \end{aligned} \quad (4.18)$$

а сдвиг фаз между векторами Q и d

$$\theta = \alpha - \varphi. \quad (4.19)$$

Отметим, что обычно исследования гистерезиса ведут в координатах - "активная внешняя сила" - перемещение ($P_x - x, P_y - y$), где

$$\begin{aligned} P_x &= -Q_x, \\ P_y &= -Q_y, \end{aligned} \quad (4.20)$$

а P_x, P_y - проекции внешней силы на соответствующие оси координат.

Для удобства исследований введем безразмерные координаты

$$\bar{P}_x = P_x / Q, \quad \bar{P}_y = P_y / Q, \quad \bar{x} = x/a, \quad \bar{y} = y/a, \quad (4.21)$$

при этом полуось эллипса "а" зафиксируем, а заданное соотношение b/a будем изменять за счет полуоси "в".

Рассмотрим эволюцию гистерезиса в координатах $\bar{P}_x - \bar{x}$ и $\bar{P}_y - \bar{y}$ при изменении траектории движения вибратора от круговой ($b/a = 1$) до одноосной ($b/a = 0$) при $|Q| = \text{const}$. Одновременно с изучением эволюции гистерезиса рассмотрим законы изменения рассеиваемой энергии W_x, W_y, W .

На рис. 4.6, 4.7 показано семейство гистерезисных кривых в проекциях на координатные оси. При изменении соотношения b/a от единицы до нуля форма гистерезиса в координатах $\bar{P}_x - \bar{x}$ (назовем его X-гистерезисом) изменилась от эллиптической, характерной для гидравлического сопротивления, до прямоугольной формы, характерной для сухого трения. Форма Y-гистерезиса (в координатах $\bar{P}_y - \bar{y}$,

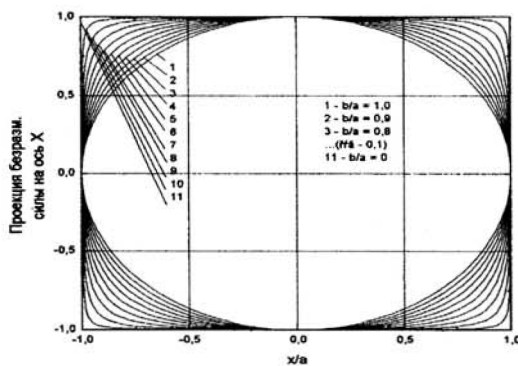


Рис. 4.6. Эволюция X-гистерезиса при изменении формы траектории движения вибратора.

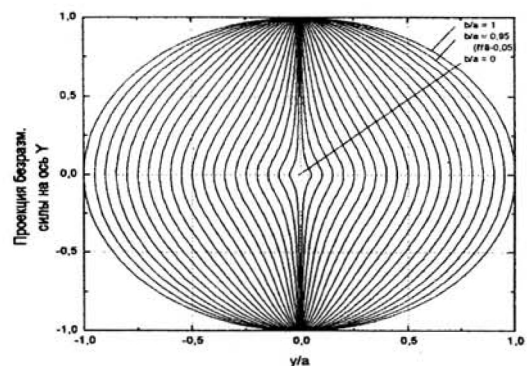


Рис. 4.7. Эволюция Y-гистерезиса при изменении формы траектории движения вибратора.

рис. 4.7) изменялась при этом от эллипсной ($b/a=1$) до гипоциклоидной при $0,4 \geq (b/a) > 0$, и при $b/a = 0$ выродилась в точку.

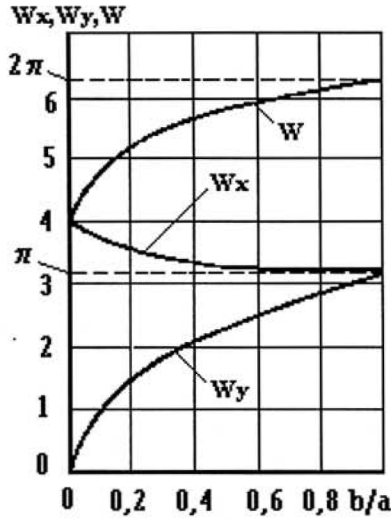


Рис. 4.8. Графики изменения рассеянных энергий $\bar{W}_x$, $\bar{W}_y$ и $\bar{W}$ от отношения b/a .

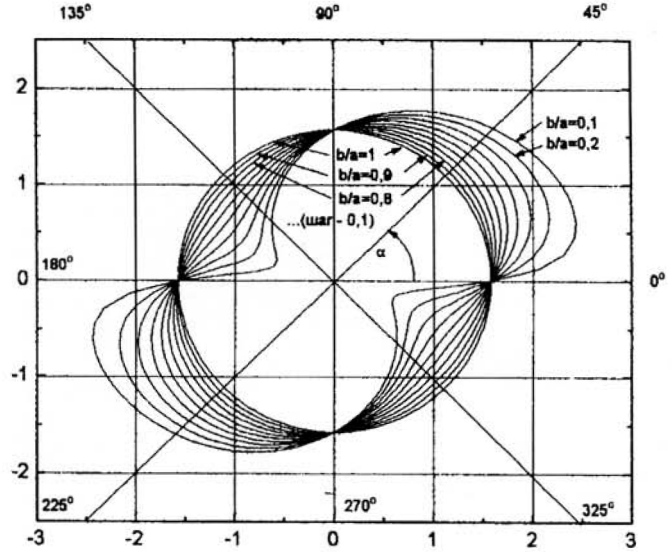


Рис. 4.9. Изменение сдвига фаз между векторами силы Q и смещения d при различных соотношениях полуосей эллипса b/a .

На рис. 4.8 показаны графики изменения рассеянной за цикл нагружения энергии в зависимости от соотношения диаметров эллипса b/a . Расчет проводился численным методом Симпсона [49]. Исследование показывает, что при $b/a=0$ X-гистерезис имеет форму прямоугольника с рассеянной безразмерной энергией $\bar{W}_x = 4$, Y- гистерезис вырожден в точку с $\bar{W}_y = 0$ и суммарная энергия $\bar{W} = 4$. При увеличении соотношения диаметров b/a оба гистерезиса плавно видоизменяются в эллипсы и при $b/a=1$ $\bar{W}_x = \bar{W}_y = \pi$, а $\bar{W} = 2\pi$.

На рис.4.9 показано изменение угла сдвига фаз θ между векторами силы сопротивления Q и смещения вибратора d от угла φ . Та же зависимость, построенная в декартовых координатах, представлена на рис. 4.10. Можно предположить, что сдвиг фаз между векторами сил и деформаций для СКД играет важную роль в формировании формы гистерезиса. Из этих рисунков видно, что постоянство сдвига фаз для сухого трения определяет петлю гистерезиса идеально эллиптической формы. Количественное изменение (параметр b/a) периодического закона сдвига фаз с периодом $T=\pi$ приводит к

качественному изменению формы петель гистерезиса, в пределе стремящейся к параллелограмму.

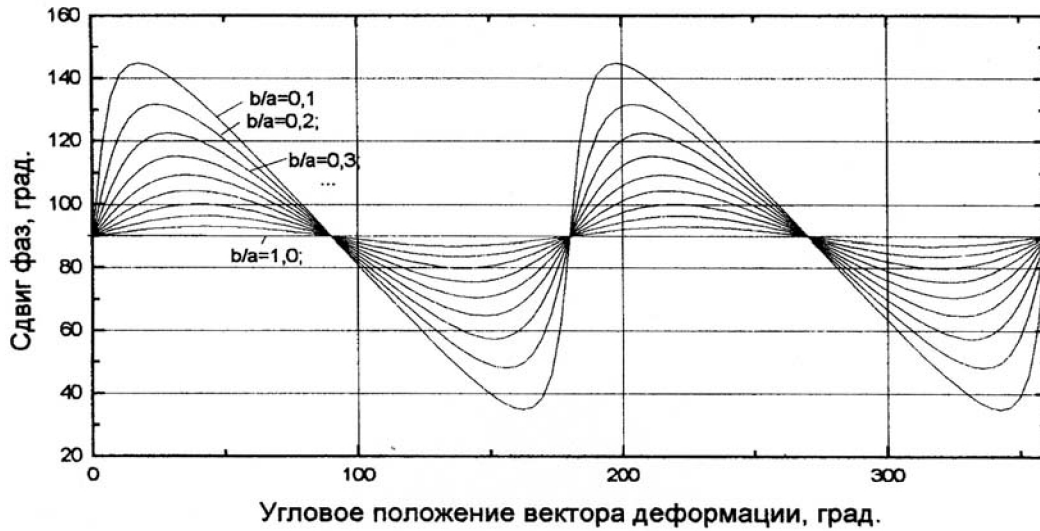


Рис. 4.10. Изменение сдвига фаз между векторами силы Q и смещения d при различных соотношениях полуосей эллипса b/a и угловом положении вектора деформации d .

4.5. Эволюция гистерезиса в демпферах сухого трения с линейной упругостью при изменении формы траектории движения вибратора от окружности до прямой линии

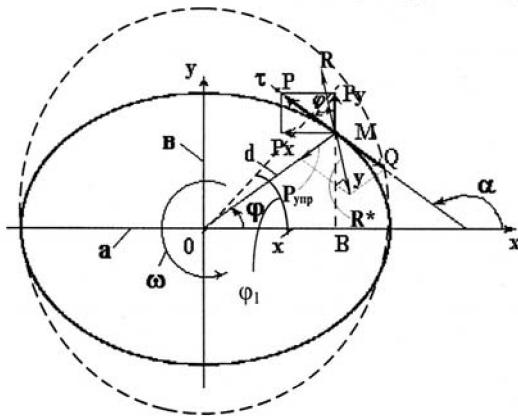


Рис. 4.11. Схема сил и перемещений при движении вибратора под действием центральной возвращающей силы $P_{упр}$ и силы сопротивления.

относительному смещению вибратора. Причем

$$P_{упр\ x} = k \cdot x^n, \quad P_{упр\ y} = k \cdot y^n. \quad (4.22)$$

В этом случае

$$\begin{aligned} P_x &= -Q \cdot \cos \alpha + k \cdot x = -Q \cdot \cos \alpha + k \cdot a^n \cdot \cos^n \phi_1; \\ P_y &= Q \cdot \sin \alpha + k \cdot y = Q \cdot \sin \alpha + k \cdot b^n \cdot \sin^n \phi_1. \end{aligned} \quad (4.23)$$

Рассмотрим случай, когда движение вибратора демпфера осуществляется по эллипсу (рис. 4.11) с координатами

$$x = a \cdot \cos \phi_1; \quad y = b \cdot \sin \phi_1,$$

а сила сопротивления состоит из упругой составляющей $P_{упр}$, направленной вдоль вектора d , и силы трения Q , направленной вдоль

касательной τ в сторону, противоположную

Выражения (4.22) и (4.23) в параметрическом виде определяют семейство гистерезисных петель в проекциях на координатные оси.

На рис. 4.12 показано семейство упругогистерезисных петель - X-гистерезис в безразмерном виде в зависимости от соотношения полуосей эллипса b/a для случая $n=1$.

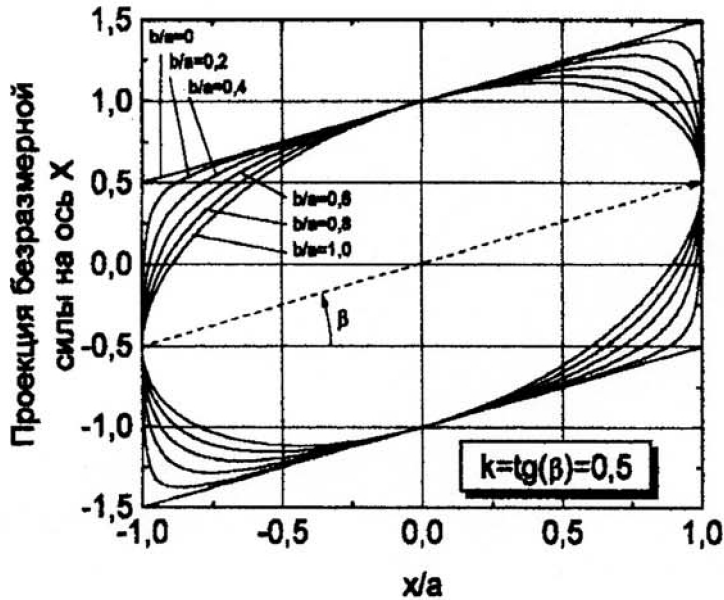


Рис. 3.12. Эволюция X-гистерезиса в упругогистерезисном демпфере с линейной восстанавливающей силой.

Из рисунка видно, что при $b/a=1$ X-гистерезис имеет эллипсоидную форму, при $b/a = 0$ - форму параллелограмма. Однако, в отличие от чисто сухого трения, изложенного в разделе 4.1.2 все семейство петель повернуто на угол β , равный арктангенсу коэффициента k в выражениях (4.22) и

(4.23). При $n=3$ гистерезис имеет нелинейный характер (рис.4.13).

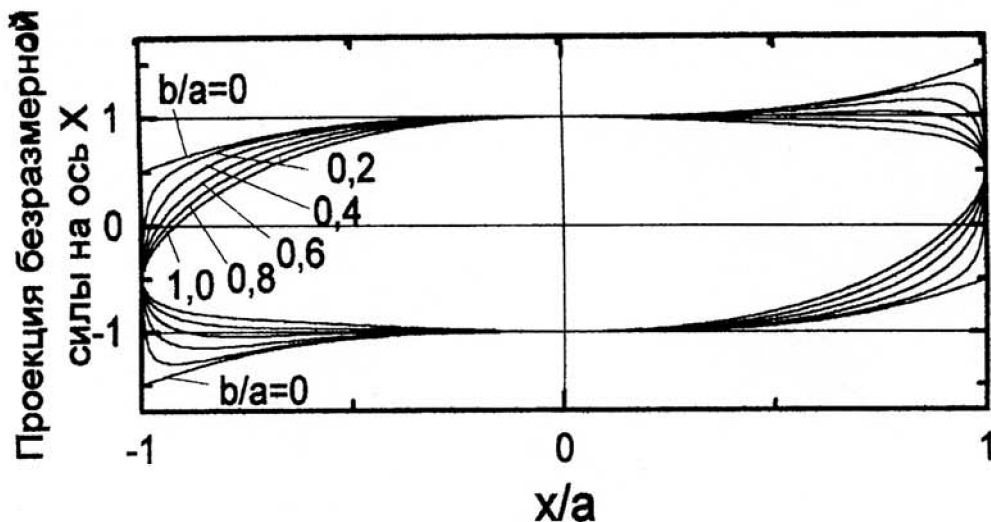


Рис.4.13. Эволюция X-гистерезиса в упругогистерезисном демпфере с нелинейной восстанавливающей силой.

4.6. Исследование эволюции гистерезиса в системах с силой сопротивления, движущихся по квадратичной (незамкнутой) траектории

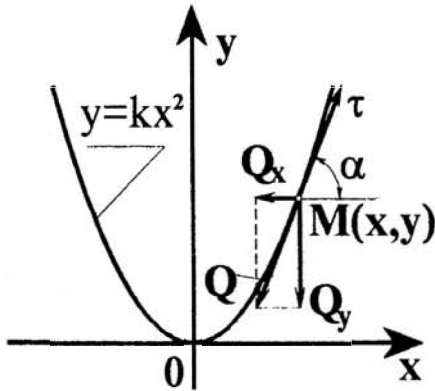


Рис. 4.14. Траектория движения и схема действия сил сопротивления.

Пусть вибратор 1 (см.рис.4.2) движется по квадратичной траектории (рис.4.14):

$$y = kx^2. \quad (4.24)$$

Сила сопротивления Q направлена по касательной к траектории в сторону, противоположную скорости движения. Пусть координата x изменяется во времени по гармоническому закону

$$x = a \cdot \cos t. \quad (4.25)$$

Тогда

$$y = k \cdot a^2 \cdot \cos^2 t. \quad (4.26)$$

$$(0 \leq t \leq 2\pi)$$

Касательная в точке M имеет наклон к оси x , определяемый углом α , тангенс которого

$$\operatorname{tg} \alpha = dy/dx = 2kx, \quad (4.27)$$

откуда

$$\alpha = \operatorname{arctg} (2kx). \quad (4.28)$$

Найдем проекции силы сопротивления на оси:

$$Q_x = -Q \cos \alpha; \quad Q_y = -Q \sin \alpha, \quad (4.29)$$

или в безразмерном виде

$$\bar{Q}_x = Q_x / Q = -\cos \alpha; \quad \bar{Q}_y = Q_y / Q = -\sin \alpha. \quad (4.30)$$

Поскольку внешняя (активная) сила направлена противоположно силе сопротивления, имеет:

$$\bar{P}_x = -\bar{Q}_x = \cos \alpha; \quad \bar{P}_y = -\bar{Q}_y = \sin \alpha. \quad (4.31)$$

Этим силам соответствуют перемещения

$$x = a \cdot \cos t; \quad y = ka^2 \cos^2 t. \quad (4.32)$$

При $k = 0$ имеем одноосное перемещение вибратора вдоль оси x (при этом $y = 0$); при $k \rightarrow \infty$ траектория практически совпадает с осью y .

По данной методике была составлена программа расчета на языке БЕЙСИК для ПЭВМ, по которой проведено исследование эволюции гистерезиса в координатах $\bar{P}_x - \bar{x}$ и $\bar{P}_y - \bar{y}$, приведена на следующих рисунках.

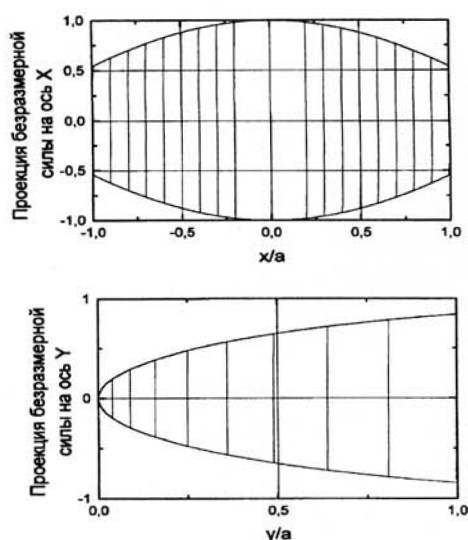


Рис. 4.15. Поля упругогистерезисных петель в системе с силой сопротивления, движущейся по квадратичной траектории.

На рис. 4.15 показаны поля упругогистерезисных петель $\bar{P}_x - \bar{x}$ и $\bar{P}_y - \bar{y}$, построенные для безразмерных амплитуд $\bar{a}$, изменяющихся от нуля до единицы с шагом 0,1. Коэффициент $k = 1$ (см. формулу 4.24). X - гистерезис имеет характерный вид для сухого нелинейного трения с вертикальными участками в точках смены знака скорости. Y - гистерезис имеет очертания в виде параболы, повернутой на 90° (с горизонтальной осью симметрии) и с вертикальными участками в точках максимальных смещений. При этом Y - гистерезис имеет удвоенную частоту, т.е. когда X - гистерезис очерчивает замкнутую

петлю, Y - гистерезис успевает сделать то же самое дважды.

На рис. 4.16 показана эволюция гистерезиса при изменении наклона траектории движения вибратора относительно x за счет варьирования коэффициента k в формуле (4.24) от единицы до нуля. Из рисунка видно, что в пределе, когда траектория движения вырождается в прямую линию ($k = 0$), гистерезис имеет типичный вид для сухого трения - прямоугольник с вертикальными участками. Во всех других случаях гистерезис имеет нелинейный вид.

На рис. 4.17 в математическую модель пространственного гистерезиса введена дополнительно линейная восстанавливающая сила

$$R_x = -k_1 x; \quad R_y = -k_1 y. \quad (4.33)$$

При этом амплитуда деформации была постоянной ($a = 1$), а варьировался наклон параболы за счет изменения коэффициента k от единицы до нуля.

На рис. 4.18 в большом масштабе показана эволюция гистерезиса с восстанавливающей силой R пропорциональной кубу отклонения от центра, т.е.

$$R_x = -k_1 x^3; \quad R_y = -k_1 y^3 \quad (4.34)$$

Тот же эксперимент, но при амплитудах $3 \leq a \leq 0,2$ показан на рис. 4.19.

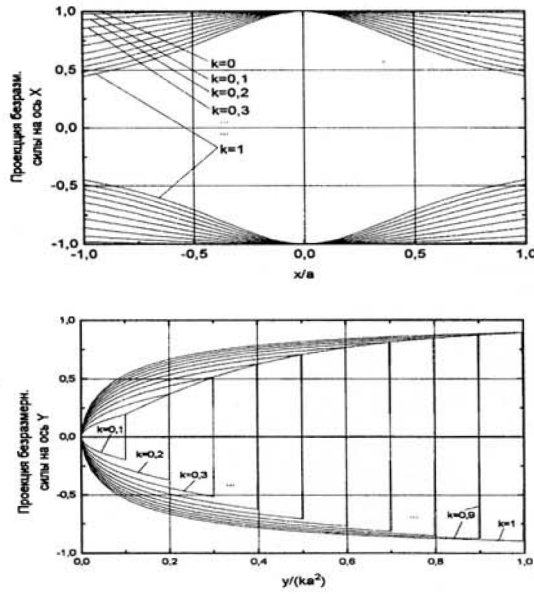


Рис. 4.16. Эволюция гистерезиса в системе с постоянной силой сопротивляющей, движущейся по квадратичной траектории; $k = \text{var.}$

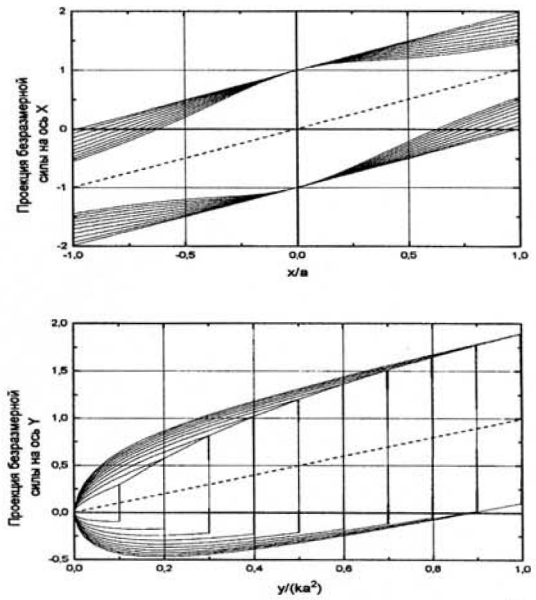


Рис. 4.17. Эволюция гистерезиса в системе с линейной восстанавливающей силой и постоянной силой сопротивления, где вибратор движется циклически по квадратичной незамкнутой траектории; параметр k изменялся так же, как на рис 4.16.

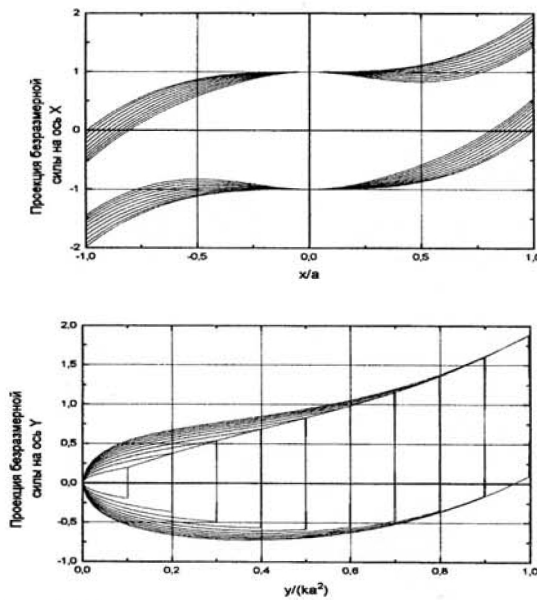


Рис. 4.18. Эволюция гистерезиса в системе с нелинейной восстанавливающей силой и постоянной силой сопротивления, где вибратор движется циклически по квадратичной незамкнутой траектории; $k = \text{var.}$ (см. рис. 4.26).

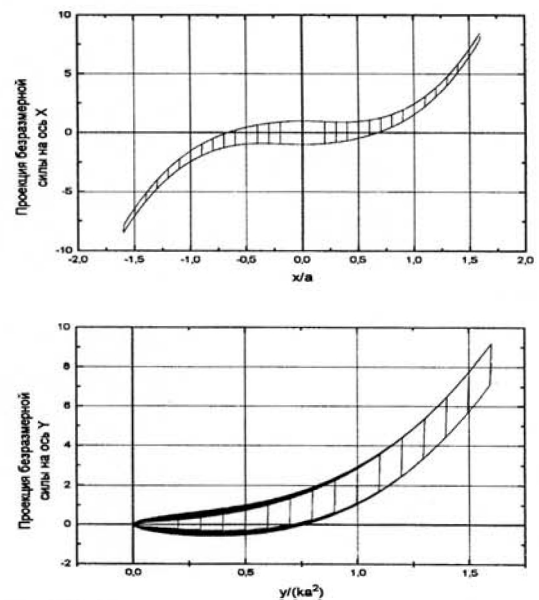


Рис. 4.19. Эволюция гистерезиса в системе с нелинейной восстанавливающей и постоянной силой сопротивления, где вибратор движется циклически по квадратичной незамкнутой траектории; $a = \text{var.}$

4.7. Исследование эволюции гистерезиса в системах с силой сопротивления, движущейся циклически по дуге окружности

Пусть вибратор демпфера сухого трения движется циклически по дуге окружности радиуса r по закону

$$s = r \cdot \alpha, \quad (4.35)$$

где

$$\alpha = \alpha_0 \cdot \sin t; \quad (4.36)$$

$$0 \leq t \leq 2\pi; \quad 0 \leq \alpha_0 \leq 2\pi;$$

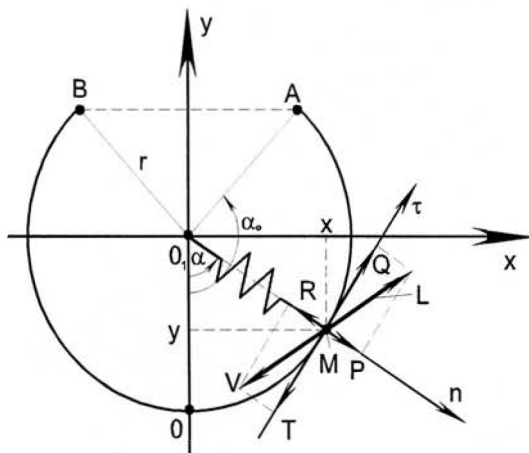


Рис.4.20. Схема циклического деформирования демпфера сухого трения по дуге окружности.

При такой системе координат (рис. 4.20)

начало отсчета дуги s находится в точке «0».

При этом движение против часовой стрелки бу-

дем считать с отрицательными значениями угла

α , а по часовой стрелке - с положительными зна-

чениями α . Соответственно этому будем считать

и знаки длины дуги s (см. Формулу (4.35)). Для

большой общности математической модели

примем, что между вибратором (точка M на рис.4.20) и центром траектории существует упругая связь в виде пружины, которая обеспечивает центральную восстанавливающую силу

R

$$R = \sum_{i=0}^n k_i \cdot r^i \quad (4.37)$$

$$i = 0, 1, 3, \dots, n; n = 0, 1, 3, \dots$$

вектор которой направлен к центру траектории. Будем также считать, что в любой момент

времени сила сопротивления T и восстанавливающая сила R уравниваются внешней

силой L с компонентами Q и P в естественной системе координат $(n - \tau)$ так, что

$$Q = -T; \quad P = -R. \quad (4.38)$$

Математическую модель силы сопротивления T примем в виде функции от длины

дуги s , скорости $\dot{s}$ и амплитуды s_0 в виде

✓

Проекции сил сопротивления и восстанавливающей силы на те же оси найдутся в виде:

$$\begin{aligned} T_x &= -T \cdot \cos \alpha; & R_x &= -R \cdot \sin \alpha; \\ T_y &= -T \cdot \sin \alpha; & R_y &= R \cdot \cos \alpha. \end{aligned} \quad (4.43)$$

Тогда

$$\begin{aligned} V_x &= -T \cdot \cos \alpha - R \sin \alpha \\ V_y &= -T \cdot \sin \alpha + R \cos \alpha \end{aligned} \quad (4.44)$$

На практике принято гистерезис представлять в виде зависимостей проекций внешних сил от проекций смещения системы на соответствующие оси. В связи с этим будем искать гистерезис рассматриваемой системы в виде:

$$\begin{aligned} X &= L_x = f_1(x); \\ Y &= L_y = f_2(y), \end{aligned} \quad (4.45)$$

где

$$\begin{aligned} X &= L_x = -V_x = T \cos \alpha + R \sin \alpha; \\ Y &= L_y = -V_y = T \sin \alpha - R \cos \alpha. \end{aligned} \quad (4.46)$$

Таким образом, выражения (4.41), (4.42 и (4.46) представляют собой систему X- и Y-гистерезиса в параметрическом виде.

Машинный эксперимент с настоящей моделью показал следующее. При отсутствии восстанавливающей силы ($R=0$) поля петель гистерезиса представляют собой замкнутые кривые, расположенные внутри областей, ограниченных правильными эллипсами (рис.4.23). При этом наблюдаются некоторые особенности в зависимости от амплитуды смещения вибратора. Так, при амплитуде $\varphi_0 = \pi/2$ X-гистерезис очерчен кривой в виде полного эллипса, а Y-гистерезис вписан в левую половину эллипса (рис.4.23, б, кривая 1) с типичным для систем конструкционного демпфирования плавным участком на этапе разгрузки. В точке смены знака скорости $\dot{s}$ имеет место резкий излом. Отметим, что Y-гистерезис дважды обегает кривую 1 за цикл, в то время, как X-гистерезис очерчен полным эллипсом на рис. 4.23, а.

При амплитуде $\varphi_0 > \pi/2$ на X-гистерезисе кроме полного эллипса наблюдается появление слева и справа двух дополнительных небольших петель (рис. 4.24).

При наличии восстанавливающей силы, пропорциональной смещению вибратора от центра, поля петель гистерезиса разворачиваются на угол, соответствующий жесткости упругой связи (рис. 4.25). Нелинейность упругой связи приводит к тому, что поля петель гистерезиса при переменном радиусе траекторий движения вибратора располагаются «веером» (рис.4.26), причем вершины петель лежат на кривой, соответствующей характеру упругой связи, а общими точками являются точки обобщенных сил трения при нулевых перемещениях вибратора.

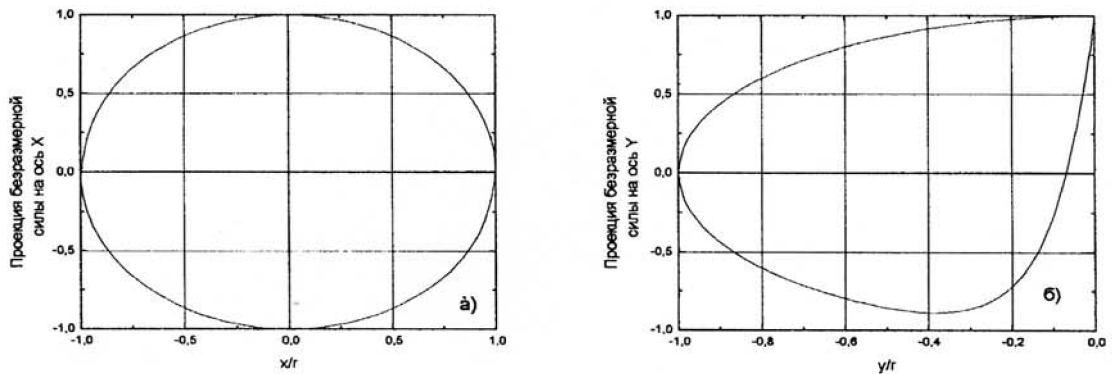


Рис.4.23. Уругогистерезисные петли системы, показанной на рис.4.20 ($R=0$).

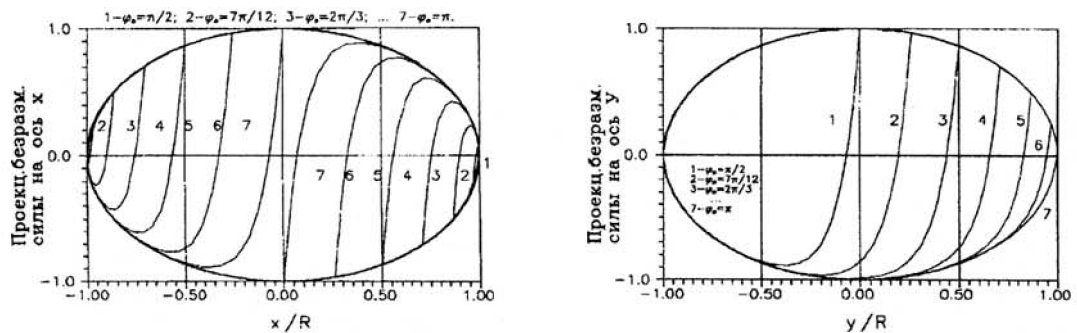


Рис.4.24. Уругогистерезисные петли системы с постоянной силой сопротивления, у которой вибратор движется по круговой траектории; амплитуда $\varphi_0 > \pi/2$.

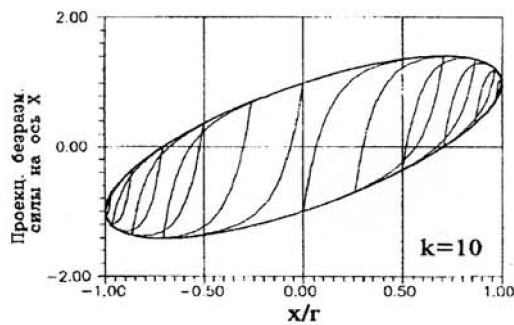


Рис.4.25. X-гистерезис системы с сухим трением и линейной восстанавливающей силой.

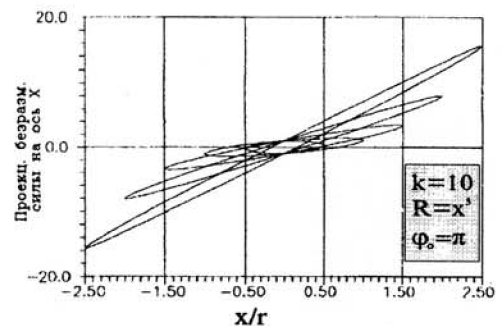
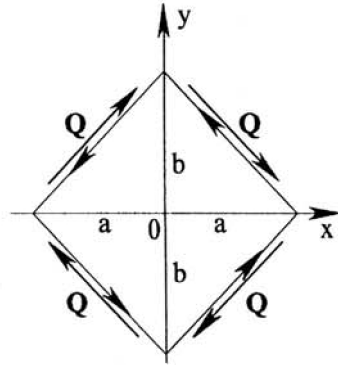


Рис.4.26. X-гистерезис системы с сухим трением и нелинейной восстанавливающей силой ($a=\text{var}$).

4.8. Исследование эволюции гистерезиса в системах с силой сопротивления, движущейся по траектории в виде замкнутого полигона



4.27. Схема действия сил и траектория движения вибратора демпфера сухого трения.

Рассмотрим движение вибратора по траектории, представляющей собой выпуклый равноугольный многоугольник с числом сторон n . Пусть $n = 4$ и многоугольник расположим так, как показано на рис. 4.27. Сила трения Q является постоянной по модулю и направлена по касательной к траектории в сторону, противоположную относительному смещению вибратора.

Обозначим (по аналогии с эллипсом) полудиagonали четырехугольника через a и b , а угол в верхней и нижней вершинах через 2α .

Зафиксировав полудиagonal «а», будем менять соотношение b/a от единицы до нуля, изучая изменение формы гистерезиса. Тогда, опуская элементарные выкладки, получим петли гистерезиса $\bar{P}_x(\bar{x})$ и $\bar{P}_y(\bar{y})$ в виде прямоугольников, показанных на рис.4.28. Исследование показывает, что с уменьшением полудиagonal b возрастает толщина петли $\bar{P}_x(\bar{x})$ а толщина и амплитуда петли $\bar{P}_y(\bar{y})$ - уменьшается, что приводит к соответствующему изменению рассеиваемой демпфером энергии. Форма же гистерезиса качественно остается неизменной и соответствует сухому трению.

На рис. 4.29, а, б показаны схемы действия сил сопротивления и траектории движения в виде многоугольников с числом сторон $n=8$ и $n=16$. Под траекториями (рис.4.28, в, г) показаны соответствующие им петли гистерезиса в виде ступенчатых функций типа гистограмм.*)

Весьма интересными здесь являются следующие моменты:

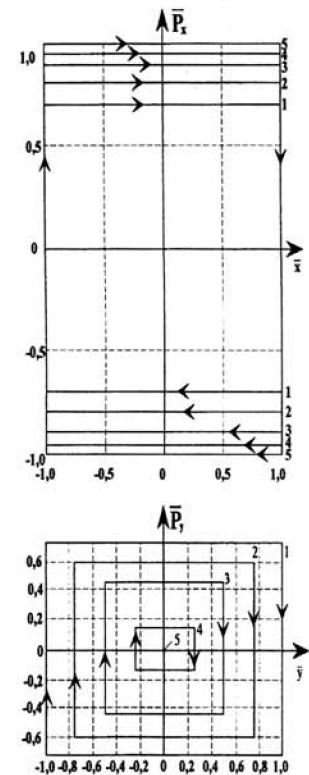


Рис.4.28. Эволюция формы гистерезиса при движении вибратора демпфера сухого трения по замкнутому четырехугольнику.

*) См. Э.Фрид и др. Малая математическая энциклопедия. Издательство академии наук Венгрии, Будапешт, 1976, стр. 623.

- Ступенчатое изменение сил гистерезиса происходит в точках адекватного изменения направления движения вибратора;
- Гистерезисные петли ступенчатого типа являются как бы грубой моделью гистерезиса эллипсного типа, показанного на рисунках 4.29, в, г пунктиром. При $n \rightarrow \infty$ ступенчатая петля гистерезиса превращается в точный эллипс с полуосями $(x_{\max}, Q)$ и $(y_{\max}, Q)$;
- Максимальная толщина петель гистерезиса**) в пределе стремится к величине действительной силы сопротивления рассматриваемой пары трения.

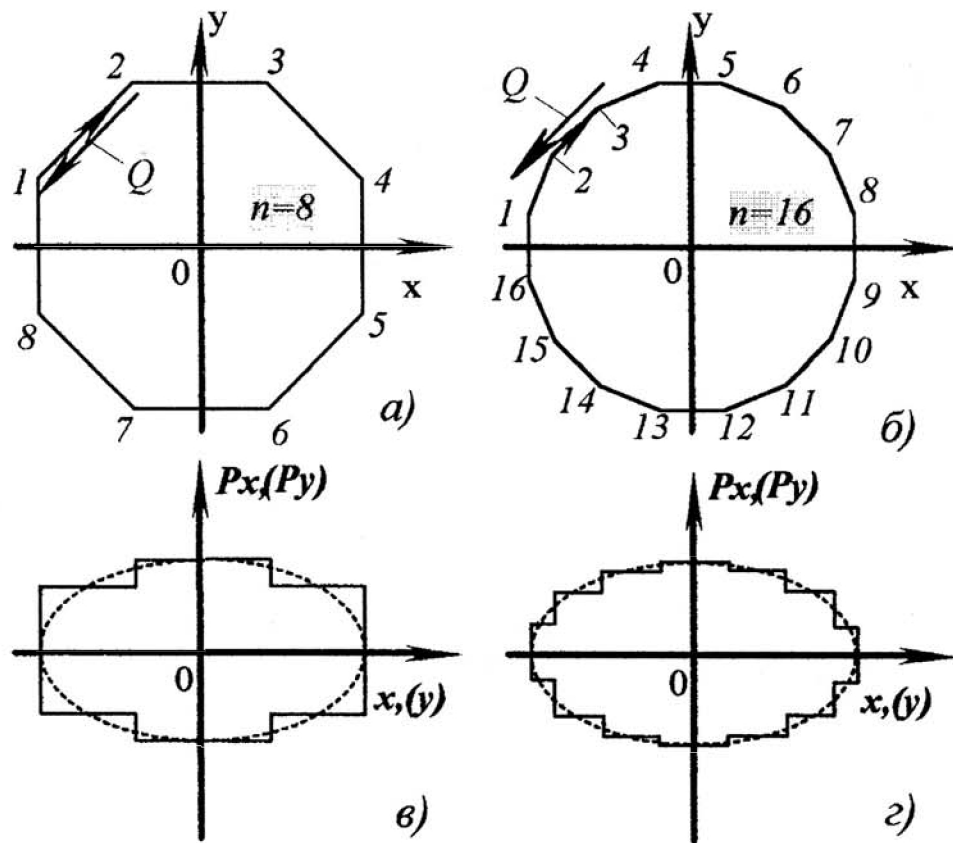


Рис. 4.29. Виды кусочно-линейных траекторий движения вибратора (а, б) и соответствующие им упругогистерезисные петли (в, г).

**) То, что для произвольных СКД мы называем «обобщенной силой трения».

4.9. Особенности пространственного гистерезиса в многослойных демпферах сухого трения роторов турбомашин

Исследованию упругодиссипативных свойств кольцевых гофрированных элементов опор ГТД посвящен ряд работ [58, 59, 67]. В работе [58] приведены результаты сравнительных испытаний многослойных демпферов двух типов. Первый представлял собой пакет тонких гладких стальных лент, согнутых в кольцо и помещенных с некоторым суммарным зазором между невращающейся обоймой подшипника и корпусом; второй представлял собой пакет чередующихся между собой тонких гофрированных и гладких лент, размещенных аналогичным образом. Для первого типа демпфера в работе [58] приведены упругогистерезисные петли, снятые экспериментально в одноосном направлении. Для второго типа демпфера авторами разработана упрощенная методика расчета жесткости и рассеиваемой энергии, которые позволяют решать дифференциальное уравнение колебаний одномассового ротора в линейной постановке с заменой истинного прецессионного гистерезиса в опорах на эквивалентный по упруго-вязкой схеме Е.С.Сорокина [164...168].

В работе [59] теоретически определена жесткость многослойного гофрированного пакета без учета его собственных демпфирующих свойств, так как принято, что вся диссипация энергии осуществляется при трении вибратора о вершины гофров при его прецессионном движении. Из диссипативных характеристик демпфера авторы ограничились определением рассеянной за цикл нагружения энергии, не указав на особенности гистерезиса опоры при прецессионном нагружении вибратора.

Работа [67] посвящена расчету упругогистерезисных петель кольцевых гофрированных демпферов при одноосном деформировании. Учтено рассеивание энергии как в многослойном пакете, так и при трении вибратора о вершины гофров. В этой работе показано, что петли гистерезиса указанного типа опор имеют характерный вид, подобный показанному на рисунке 2.12.

Имеется еще ряд опубликованных работ по исследованию многослойных гофрированных демпферов опор роторов ГТД, подробно проанализированные в [236, 237], и в ко-

торых явление рассеивания энергии при прецессионном движении вибратора в той или иной мере затронуто, но совершенно не изучена форма гистерезисных кривых. Целью настоящего раздела является исследование форм гистерезиса диссипативных систем типа кольцевых гофрированных демпферов при прецессионном движении вибратора, который мы назвали прецессионным гистерезисом. Исследуются также производные от гистерезиса характеристики, описанные в разделах 2.3.3 и 2.5.

Рассмотрим плоское движение вибратора 1 в опоре 2 с многослойным гофрированным демпфером 3 по круговым орбитам 4 радиуса A (рис. 4.30). Примем, что геометрические параметры всех пролетов демпфера одинаковы, и он собран в опоре с некоторым натягом q_n , одинаковым для всех пролетов. Введем следующие обозначения:

δ - радиальный зазор, мм;

n - число лент в пакете;

m - число пролетов демпфера;

h - выгиб гофров в свободном состоянии, мм;

E - модуль упругости материала лент, кН/мм;

J - момент инерции поперечного сечения одной ленты

относительно нейтральной оси, мм:

$$J = bh^3/12; \quad (4.47)$$

b - ширина пакета лент, мм;

h - толщина одной ленты, мм;

f - коэффициент трения скольжения вибратора о вершины гофров;

α - текущее угловое положение вектора деформации A рад;

θ - угловой шаг гофров, рад:

$$\theta = 2\pi/m; \quad (4.48)$$

D - диаметр корпуса опоры, мм;

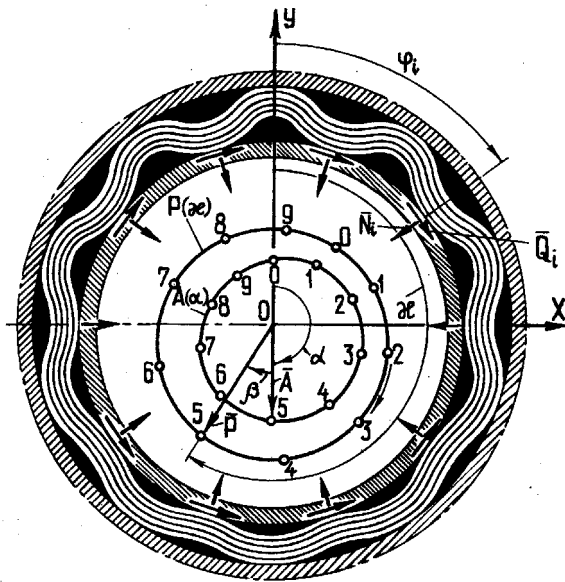


Рис.4.30. Расчётная схема демпфера при прецессионном движении вибратора.

t - линейный шаг гофров, подсчитанный на диаметре корпуса опоры, мм:

$$t = D \cdot \sin(\theta/2). \quad (4.49)$$

Угловое положение вершины i -го пролета относительно вертикальной оси Y , принятой за начало отсчета, обозначим через φ_i

$$\varphi_i = \varphi_1 + \theta(i-1), \quad (i=1, 2, 3, \dots, m) \quad (4.50)$$

где i - порядковый номер пролета.

При прецессионном движении вибратора на него, кроме внешней силы, действуют нормальные силы реакций пролетов N_i , направленные к центру вибратора, и касательные силы (силы трения), направленные в сторону, противоположную его смещению, и определяемые в виде

$$Q_i = f N_i. \quad (4.51)$$

На основании проведенных в разделе 3 исследований имеем:

$$Q_i(q_1, q_{oi}, v_i) = nk_m h^* t^{-3} EJ \left\{ R(\xi_i) + 0,5n(-1)^{v_i+1} \cdot T(\xi_i) + (-1)^{v_i} n T(\xi_{oi}) \exp \left[-\frac{10|\xi_i - \xi_{oi}|}{na(\xi_{oi})} \right] \right\}, \quad (4.52)$$

($i = 1, 2, 3, \dots, m$)

где

$$\xi_i = q_i / h^*, \quad (4.53)$$

$$\xi_{oi} = q_{oi} / h^*, \quad (4.54)$$

текущая радиальная деформация середины i -го пролета

$$q_i = q_n + |A| \cos(\xi - \alpha), \quad (4.55)$$

начальная радиальная деформация середины i -го пролета

$$q_i = q_n + |-1|^v \cos(\xi - \alpha), \quad (4.56)$$

а параметр загрузки i -го пролета v_i определяется в виде

$$v_i = \begin{cases} 1, & \text{если } dq_i / d\alpha \geq 0; & (\text{нагрузка}) \\ 2, & \text{если } dq_i / d\alpha < 0; & (\text{разгрузка}) \end{cases} \quad (4.57)$$

где

$$\frac{dq_i}{d\alpha} = |A| \sin(\varphi_i - \alpha). \quad (4.58)$$

Спроектировав все реактивные силы $\bar{N}_i$, $\bar{Q}_i$ на оси, проведённые вдоль вектора смещения вибратора $\bar{A}$ и перпендикулярно ему, и, учитывая то обстоятельство, что касательные силы $\bar{Q}_i$ направлены в разные стороны относительно диаметра, проведенного перпендикулярно вектору $\bar{A}$, получим так называемые (условно) упругую и демпфирующую составляющие полной силы сопротивления демпфера в виде

$$P_y = \sum_{i=1}^m N_i \{ \cos(\varphi_i - \alpha) - \text{sign}[\cos(\varphi_i - \alpha)] \cdot f \cdot |\sin(\varphi_i - \alpha)| \} \quad (4.49)$$

$$P_d = \sum_{i=1}^m N_i \{ \sin(\varphi_i - \alpha) + f \cos(\varphi_i - \alpha) \} \quad (4.50)$$

Сдвиг фаз между векторами смещения вибратора $\bar{A}$ и полной силы сопротивления $\bar{P}$ найдется в виде

$$\beta = \arctg(P_y / P_d), \quad (4.51)$$

а модуль полной силы сопротивления

$$P = \sqrt{P_y^2 + P_d^2}. \quad (4.52)$$

Для удобства дальнейших исследований приведем силы и смещения к безразмерному виду

$$\bar{P}_y = P_y / U; \quad \bar{P}_d = P_d / U; \quad \bar{A} = A / \delta, \quad (4.53)$$

где

$$U = nmk_m h^* t^{-3} EJ. \quad (4.54)$$

С учетом этого прецессионный гистерезис можно представить в виде совокупности двух гистерезисных кривых $\bar{Y}(\bar{y})$ и $\bar{X}(\bar{x})$, где

$$\bar{Y} = \left\{ \sqrt{P_y^2 + P_d^2} \cdot \cos(\alpha + \beta) \right\} / U, \quad (4.55)$$

$$\bar{X} = \left\{ \sqrt{P_y^2 + P_d^2} \cdot \sin(\alpha + \beta) \right\} / U, \quad (4.56)$$

$$\bar{y} = (A / \delta) \cos \alpha, \quad (4.57)$$

$$\bar{x} = (A / \delta) \sin \alpha. \quad (4.58)$$

Введем еще два безразмерных параметра - безразмерную комплексную жесткость

$$\bar{C}^* = \bar{P}_y \delta / A + j \bar{P}_d \delta / A \quad (4.59)$$

и безразмерный момент сопротивления прецессии

$$\bar{M} = \bar{P}_d A. \quad (4.60)$$

Если обозначить через

$$\operatorname{Re}(\bar{C}^*) = \bar{P}_y / \bar{A}; \quad (4.61)$$

$$\operatorname{Im}(\bar{C}^*) = \bar{P}_d / \bar{A}, \quad (4.62)$$

то момент сопротивления прецессии выразится через мнимую часть комплексной жесткости в виде

$$\bar{M} = \operatorname{Im}(\bar{C}^*) \cdot \bar{A}^2. \quad (4.63)$$

Для определения безразмерной рассеиваемой демпфером энергии можно поступить двумя способами: проинтегрировать выражение $\bar{M}(\alpha)$ по α в диапазоне $[0 - 2\pi]$ или найти площади петель гистерезиса $\bar{X}(\bar{x})$ и $\bar{Y}(\bar{y})$ и сложить полученные значения, то есть

$$\bar{W} = \int_0^{2\pi} \bar{M}(\alpha) \cdot d\alpha. \quad (4.64)$$

$$\bar{W} = \bar{W}_x + \bar{W}_y = \int_{-A}^{+A} \bar{Y}(\bar{y}) d\bar{y} + \int_{-A}^{+A} \bar{X}(\bar{x}) d\bar{x}. \quad (4.65)$$

По разработанной выше теории была создана программа расчёта на ЭВМ характеристик прецессионного гистерезиса. С помощью этой программы проведен машинный эксперимент, параметры которого сведены в таблицу 4.1. На рисунке 4.31 показана эволюция упругогистерезисных петель в двух взаимно перпендикулярных направлениях опоры в зависимости от величины безразмерного радиуса траектории вибратора $\bar{A}$. Из рисунка видно, что в зависимости от величины безразмерного радиуса траектории форма гистерезиса трансформируется от эллипсной до сложным образом деформированной.

Таблица 4.1

Исходные данные, используемые в расчетах характеристик гофрированных демпферов

№ рис.	m	n	b, мм	h^* , мм	E, кН/мм	h, мм	f	D, мм	δ , мм	A, мм
4.32 - 4.34	16	18	23,4	1,16	196	0,39	0,1	162,02	0,126	0,02 - 0,120
4.31, 35, 36	6	17	24,0	1,00	196	0,40	0,1	162,02	0,200	0,04 - 0,195
4.37	8	22	36	1,20	196	0,40	0,1	98,0	0,200	0,04 - 0,195

На рисунке 4.32 показана эволюция упругогистерезисных петель гофрированного демпфера при изменении радиуса траектории движения вибратора в пределах $0,6\delta$. Расслоения поля здесь еще не происходит. При деформировании же на большие амплитуды, когда радиус траектории почти полностью выбирает возможный диапазон деформирования опоры, как и в нелинейных моделях с сухим трением (сравни с рис.4.26) происходит расслоение петель (рис.4.33). При этом точки максимальных отклонений лежат практически на линии среднециклической жесткости опоры, подсчитанной для одноосного нагру-

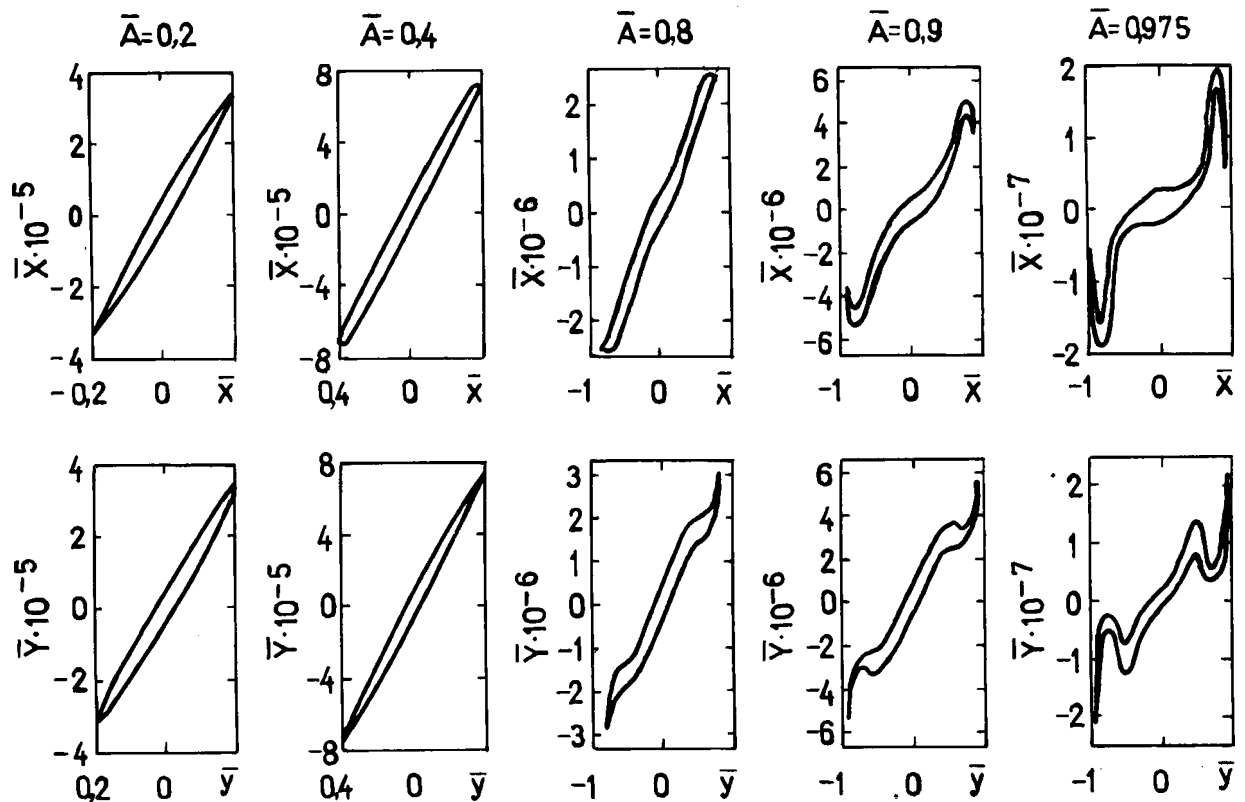


Рис.4.31. Эволюция формы прецессионного гистерезиса в зависимости от величины безразмерного радиуса траектории вибратора.

жения (рис. 4.34).

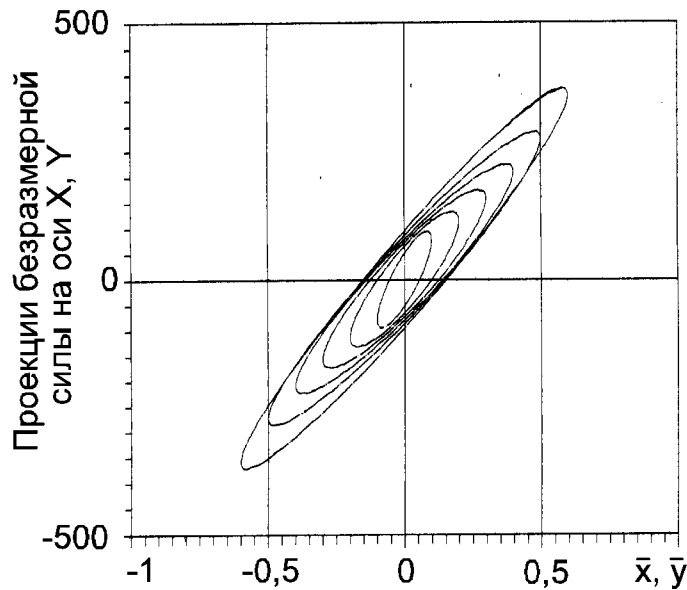


Рис.4.32. Эволюция упругогистерезисных петель гофрированного демпфера при изменении радиуса траектории движения до $0,6 \cdot d$.

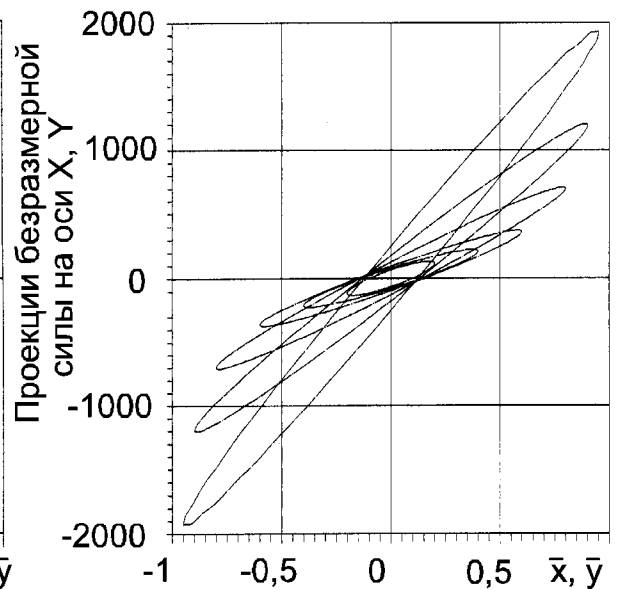


Рис. 4.33. Эффект "рас- гогистерезисных петель демпфера при больших радиу-

На рисунке 4.35 показаны годографы комплексной жёсткости опоры при прецесси-

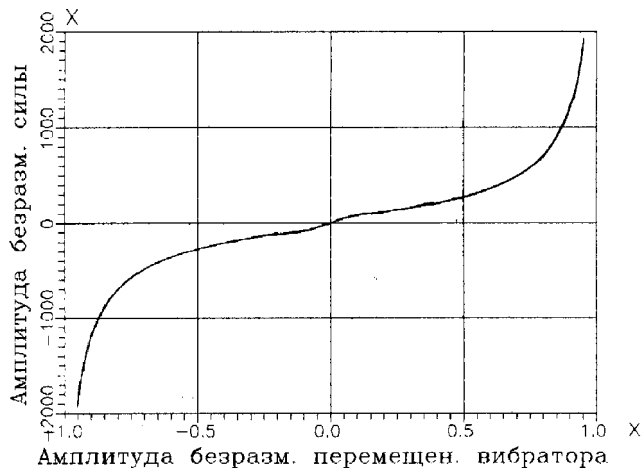


Рис.4.34. Геометрическое место точек амплитудных значений безразмерных сил и перемещений вибратора демпфера, определенных с графика рис.4.33.

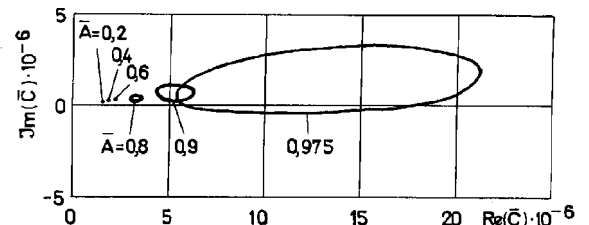


Рис.4.35. Изменение годографов комплексной жёсткости гофрированного демпфера от величины безразмерного радиуса траектории вибратора.

онном движении вибратора с разными траекториями. Исследование показывает, что при малых и средних радиусах траекторий опора практически изотропна, и годографы комплексной жёсткости имеют малую площадь в комплексной системе координат. При больших радиусах траекторий годограф комплексной жёсткости увеличивает свои размеры, что говорит об увеличении вариации жесткостных свойств по различным угловым направлениям. При исследовании степени анизотропности кольцевых диссипативных сис-

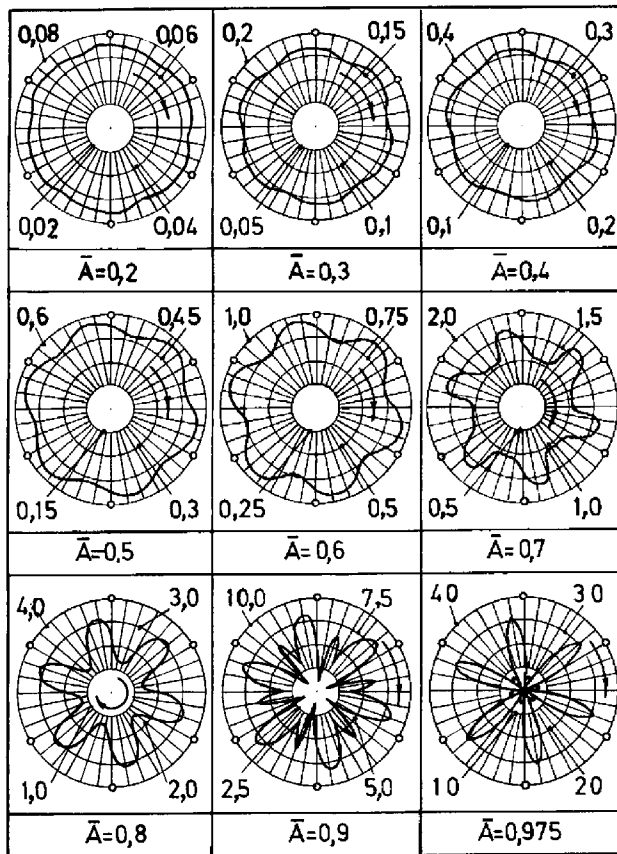


Рис.4.36. Зависимости момента сопротивления прецессии в опоре от безразмерного радиуса траектории и углового положения вектора смещения вибратора.

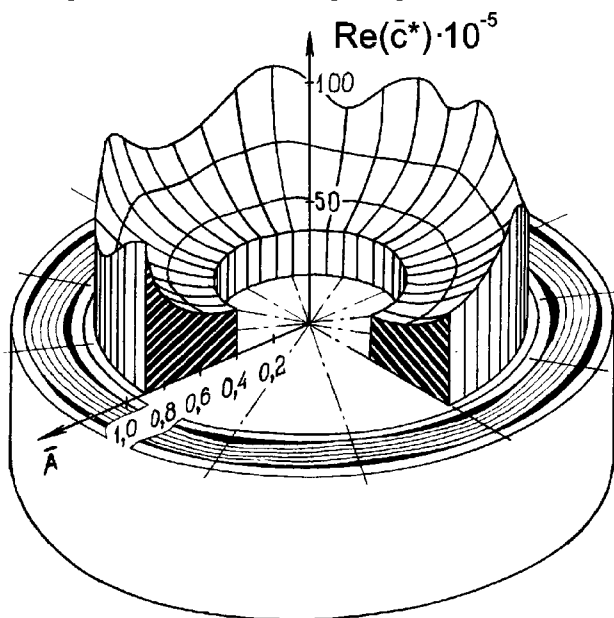


Рис.4.37. Зависимость действительной части безразмерной комплексной жёсткости гофрированного демпфера от величины и углового положения безразмерного вектора смещения вибратора.

тем можно рекомендовать величину годографа комплексной жёсткости (например, длину кривой или её площадь) в качестве критерия степени анизотропии упругодиссипативных свойств.

На рисунке 4.36 показаны типичные зависимости момента сопротивления прецессии в опоре с гофрированным многослойным пакетом от безразмерного радиуса траектории и углового положения вектора смещения вибратора в полярной системе координат. Площади, ограниченные кривыми $M(\alpha)$, численно равны рассеиваемой за цикл нагружения энергии.

На рисунке 4.37 показано аксонометрическое изображение функции действительной части безразмерной комплексной жёсткости опоры в зависимости от величины и углового положения безразмерного вектора смещения вибратора. Для наглядности там же показано расположение гофрированного пакета. Наглядно видно, что демпфер является нелинейной упругодиссипативной системой. Весьма примечательным здесь является то, что безразмерная средняя жёсткость упруго-гистерезисных петель (см. рис. 4.33) в точности равна действительной части безразмерной комплексной жёсткости $\text{Re}(\bar{c}^*)$,

измеренной в соответствующем направлении (оси x или y).

Исследование в широком диапазоне показало, что при $m \geq 8$ рассматриваемые демпферы довольно изотропны, хотя и являются нелинейными от амплитуды или радиуса траектории движения вибратора.

Резюмируя все исследования можно отметить следующее:

1. Прецессионный гистерезис кольцевых диссипативных систем характеризуется функцией в четырёхмерном пространстве, которую для удобства можно представить совокупностью двух гистерезисов в пространствах безразмерных функций $\bar{Y}(\bar{y})$ и $\bar{X}(\bar{x})$. Переход к размерным параметрам осуществляется простым умножением на комплексы размерных величин, входящих в выражения (4.53)...(4.58).

2. Форма упругогистерезисных петель при прецессионном нагружении диссипативной системы существенно сложнее и разнообразнее, чем при одноосном, причем на большей части диапазона это эллипс.

3. Рассеиваемая диссипативной системой энергия численно равна сумме площадей упругогистерезисных петель, построенных в пространствах $X(x)$ и $Y(y)$ или площади фигуры, ограниченной функцией момента сопротивления прецессии от углового положения вектора смещения вибратора.

4. У анизотропных диссипативных кольцевых систем степень анизотропии жесткостных и демпфирующих свойств по различным направлениям можно наглядно оценивать по величине годографа комплексной жёсткости.

5. Разработанная в работе теория расчёта многослойных кольцевых гофрированных демпферов при прецессионном движении вибратора позволяет получать гистерезисные характеристики опор в различном виде, удобном для использования их в динамических расчётах точными методами без каких-либо упрощений.

6. Форма гистерезиса в виде эллипса позволяет значительно упростить вид дифференциальных уравнений движения и использовать для демпферов с конструкционным

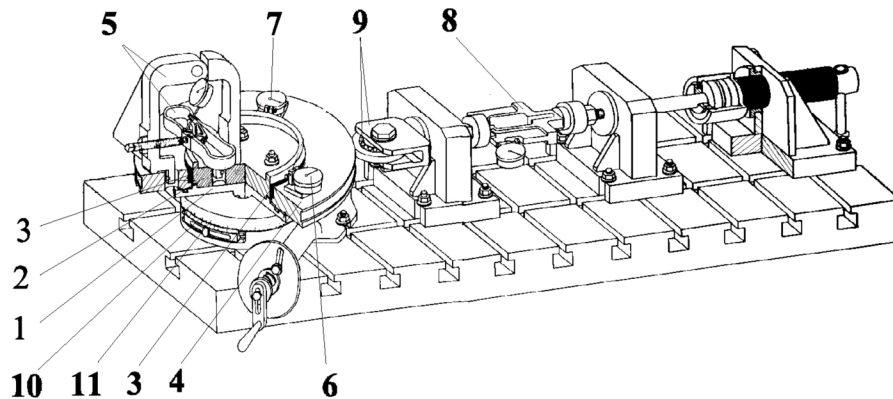


Рис.4.38. Внешний вид стенда для испытаний кольцевых демпферов опор роторов турбомашин.

демпфированием готовые решения, полученные, например, Е.С.Сорокиным [164], Я.Г.Пановко [129] и др. авторами работ по динамике систем с демпфированием.

Перечисленные выводы, сделанные на основании теоретических исследований подтверждаются экспериментальными результатами, полученными с помощью метода, разработанного в разделе 2.5 и воплощенного в конструкции стенда, показанного на рис. 4.38.

Стенд имеет поворачивающуюся относительно вертикальной оси головку 1, на которой устанавливаются: диск 2, имитирующий вибратор, демпфер 3 и подвижная обойма 4. Между диском 2 и подвижной обоймой 4 установлено нагрузочное устройство 5, имитирующее постоянно действующую нагрузку. На наружной поверхности подвижной обоймы 4 под углом 90° друг к другу установлены два индикатора 6, 7, измеряющие вектор деформации демпфера ρ (2.45). Вращающаяся нагрузка моделируется с помощью динамометра 8 и передается на вращающуюся обойму 3 через штангу с шарикоподшипником 9. Для регистрации углового положения демпфера в процессе эксперимента имеется лимб с нониусом 10.

В ходе эксперимента определялись: поля упругогистерезисных петель в проекциях на оси x и y (рис. 4.39), момент сопротивления прецессии, рассеянная циклическая энергия, комплексная жесткость опоры (рис. 4.40), сдвиг фаз между вектором силы и перемещения вибратора. Перечисленный комплекс параметров определялся по формулам, при-

веденным в разделе 2.5. Испытываемый демпфер^{*)} имел разрез под шпонку и следующие параметры: $D_{\text{кор}}=102$ мм., $n=22$, $m=8$, $h^*=1\pm 0,1$ мм., $h=0,4$ мм., $b=36$ мм., материал лент - ст. X18H9T.

Эксперимент показал, что поля упругогистерезисных петель при прецессионном нагружении имеют замкнутые гладкие кривые типа незначительно сдеформированных эллипсов (рис.4.39). Отклонения от точных эллипсов объясняются разбросом параметров по окружности пакета, эллипсностью расточки корпуса и тонкостенных колец а также наличием шпоночного паза, являющегося мощным "нарушителем" симметричности характеристик.

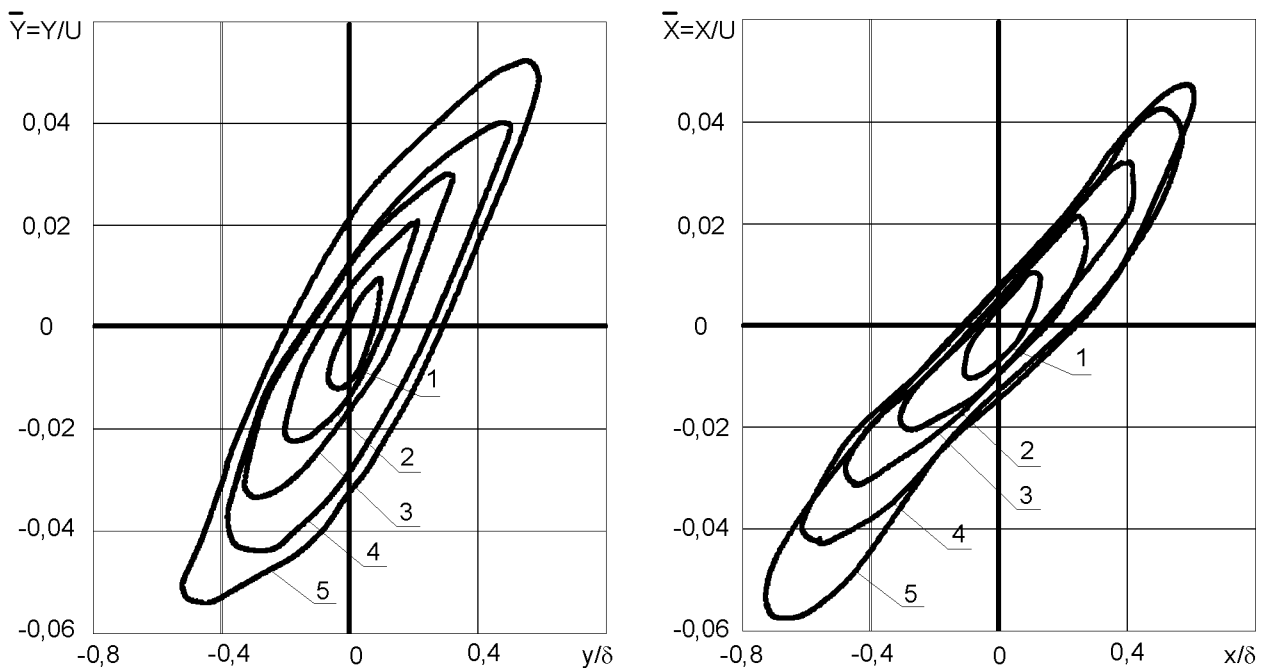


Рис. 4.39. Поля упругогистерезисных петель многослойного гофрированного демпфера при его прецессионном нагружении

Следует отметить, что изучение влияния разброса окружных характеристик (высоты гофров h_i^* , эллипсность расточки деталей демпфера, наличие шпоночного паза) [147, 232] на упругодиссипативные свойства дало возможность предложить ряд перспективных конструкций, в которых за счет целенаправленного нарушения циклической симметрии демпфера удастся создать изотропное поле характеристик опоры по различным радиальным направлениям [6, 7, 38, 39, 130].

*) Испытывался демпфер, устанавливаемый в опоры ТНА маршевого двигателя РН РД-110.

4.10. Особенности пространственного гистерезиса в тросовых виброизоляторах и виброизоляторах из нетканого опрессованного проволочного материала

В качестве объекта исследования из семейства тросовых виброизоляторов выбран виброизолятор крестового типа, показанный на рис. 2.2, д. Исследование пространственного гистерезиса осуществлялось на установке, показанной на рис.4.41. Виброизолятор 1 закреплялся на диске 2, зажатом в кулачках вращающегося патрона 3 делительной головки фрезерного станка. С правой стороны виброизолятора укреплялась цапфа, на которую через подшипник 5 устанавливалась серьга 4 с грузом 6. При навеске груза и вращении патрона с виброизолятором цапфа перемещается в вертикальной плоскости, перпендикулярной оси вращения. Это перемещение измерялось с помощью двух индикаторных стоек в вертикальном и горизонтальном направлениях (на рисунке не показаны). Если связать с положением виброизолятора подвижную систему координат xOy и проектировать в любой момент на оси x и y силу P и вектор ρ в соответствии с формулами, приведенными в разделе 2.5, получим совокупность точек, описывающих X - и Y -гистерезис.

Результаты проведенного эксперимента показаны на рис. 4.42. Из рисунка видно, что при нагружении виброизолятора вращающейся силой P , очертания частных гистерезисов имеют вид эллипсов. Аналогичный эксперимент проведен для виброизолятора из материала МР типа ДКУ 48-5/15 (рис. 4.43). С полной уверенностью можно утверждать, что при круговых траекториях движения вибратора *любой системы конструкционного демпфирования* гистерезис имеет вид эллипса.

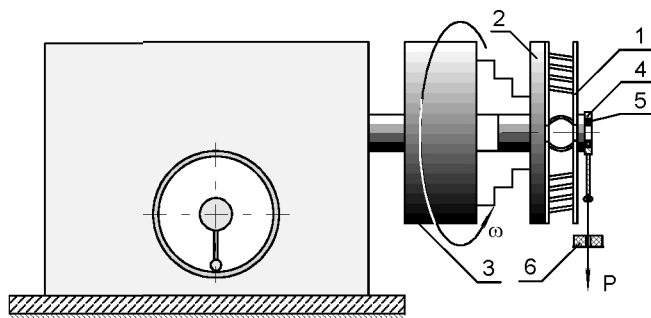


Рис.4.41. Схема стана для испытаний виброизоляторов на вращающуюся поперечную нагрузку.

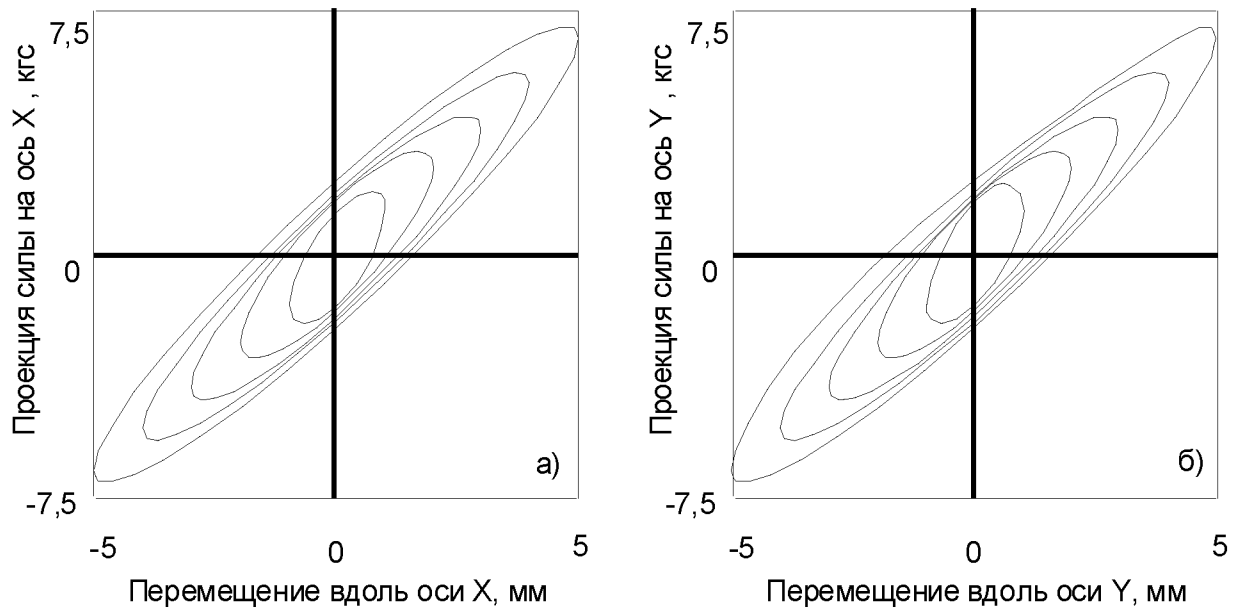


Рис. 4.42. Гистерезис тросового виброизолятора при сложном нагружении вращающейся поперечной нагрузкой.

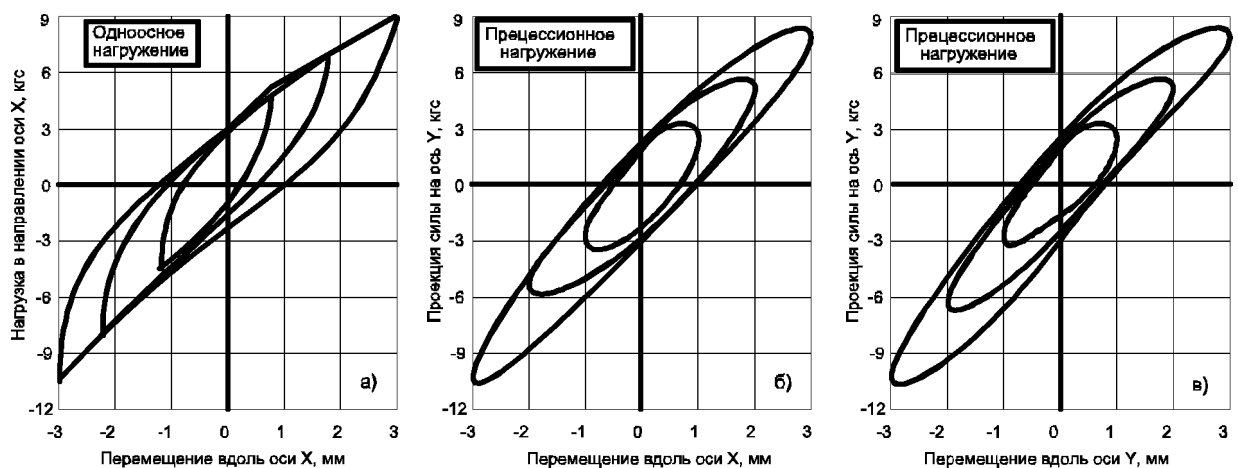


Рис. 4.43. Гистерезис виброизолятора ДКУ 48-5/15 при сложном нагружении вращающейся поперечной нагрузкой.

5. Особенности описания характеристик демпфирования в системах виброзащиты вязкого (гидродинамического) трения

5.1. Гистерезис при линейно-вязком трении и одноосном нагружении

Схема одномассовой системы с линейной восстанавливающей силой и силой линейно-вязкого сопротивления показана на рис. 5.1.

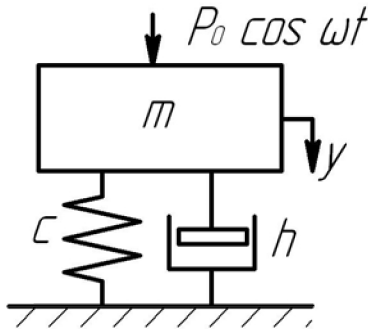


Рис. 5.1. Схема механической колебательной системы с линейной восстанавливающей силой и силой линейно-вязкого сопротивления

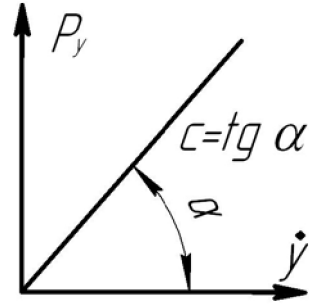


Рис. 5.2. График силы сопротивления для линейно-вязкого демпфера

Математически зависимость силы сопротивления линейно-вязкого демпфера от скорости имеет вид

$$P_y = h\dot{y} = h \cdot \frac{dy}{dt}. \quad (5.19)$$

Пусть перемещение массы подчиняется гармоническому закону

$$y = A \cos \omega t. \quad (5.20)$$

Дифференцируя выражение (5.20) по времени, получим

$$\dot{y} = -A\omega \sin \omega t. \quad (5.21)$$

Перепишем выражение (5.19) с учетом (5.21)

$$P_y = h\dot{y} = -hA\omega \cdot \sin \omega t. \quad (5.22)$$

Поделим обе части выражения (5.20) на A , а (5.22) на $-hA\omega$, затем возведем полученные выражения в квадрат и сложим почленно

$$\frac{y}{A} = \cos \omega t; \quad \frac{P_y}{-hA\omega} = \sin \omega t. \quad (5.23)$$

$$\frac{y^2}{A^2} = \cos^2 \omega t; \quad \frac{P_y^2}{(-hA\omega)^2} = \sin^2 \omega t. \quad (5.24)$$

$$\frac{y^2}{A^2} + \frac{P_y^2}{(-hA\omega)^2} = \cos^2 \omega t + \sin^2 \omega t = 1. \quad (5.25)$$

Из (5.25) получим:

$$P_y = \pm hA\omega \sqrt{1 - \frac{y^2}{A^2}}. \quad (5.26)$$

Это выражение описывает гистерезисную кривую в виде эллипса. При $y = \pm A$ $P_y = 0$, а при $y = 0$ — $P_y = \pm hA\omega$. Если параллельно с демпфером вязкого трения установлена упругость с жесткостью c

$$P_y = cy \pm hA\omega \sqrt{1 - \frac{y^2}{A^2}}. \quad (5.27)$$

График этой зависимости показан на рис. 5.6.

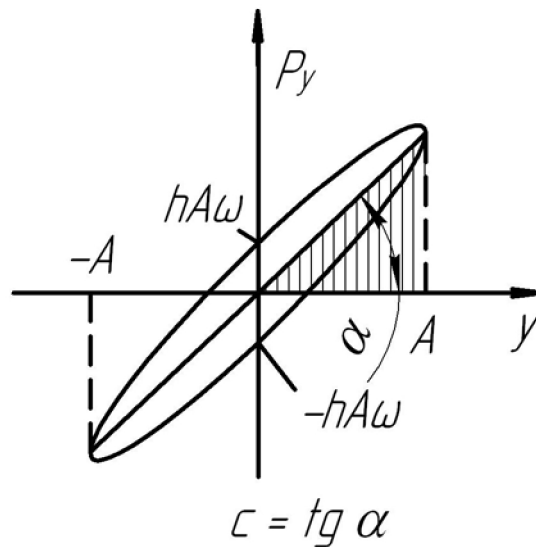


Рис. 5.1. Внешний вид гистерезиса упругодемпфной подвески с вязким трением в координатах $(P_y - y)$

Представим упруго-вязкое трение математически через коэффициент демпфирования, который мы рассматривали в предыдущих разделах. Для этого найдем рассеянную циклическую энергию, равную площади петли гистерезиса

$$W = \pi \cdot A \cdot hA\omega = \pi A^2 h\omega, \quad (5.28)$$

а потенциальную энергию упругой деформации (площадь заштрихованного треугольника на рис. 5.6)

$$\Pi = \frac{cA^2}{2}. \quad (5.29)$$

Тогда коэффициент поглощения при вязком трении найдется как

$$\psi = \frac{W}{\Pi} = \frac{2\pi hA^2\omega}{cA^2} = \frac{2\pi h\omega}{c}, \quad (5.30)$$

а коэффициент демпфирования

$$\gamma_m = \frac{\psi}{2\pi} = \frac{2\pi h\omega}{2\pi c} = \frac{h\omega}{c}. \quad (5.31)$$

И коэффициент поглощения ψ и коэффициент демпфирования γ_m – безразмерные величины. Заметим, что в отличие от сухого трения, где коэффициент демпфирования зависит от амплитуды, при вязком трении этот параметр является амплитудно – независимым. При переходе через резонанс и работе за резонансом в силу объективных физических свойств колебательной системы амплитуда уменьшается с увеличением частоты. Поэтому с ростом частоты для сухого трения $\gamma_m = T/(cA)$ растет. У вязкого трения, не зависящего от амплитуды γ_m также растет (см. выраж. (5.31)), но по другой причине – в связи с зависимостью от частоты. Однако, как мы выяснили в лекции № 2,

влияние демпфирования в резонансной зоне крайне мало и ухудшает показатель эффективности виброизоляции не более чем на 4%. Поэтому, какое демпфирование применять в машинах, зависит скорее от конструктивно-технологических, энергетических (подвод масла, наличие насосов, потери энергии) или социально - экономических (необходимость осмотров, контроль утечек, затраты на замену сальников и обслуживание) ограничений.

5.2. Конструктивные особенности демпферов вязкого трения

В заключение приведем данные о конструктивных особенностях демпферов и виброизолирующих подвесок с вязким сопротивлением. Они нашли применение в автомобильной и железнодорожной промышленности и других областях техники.

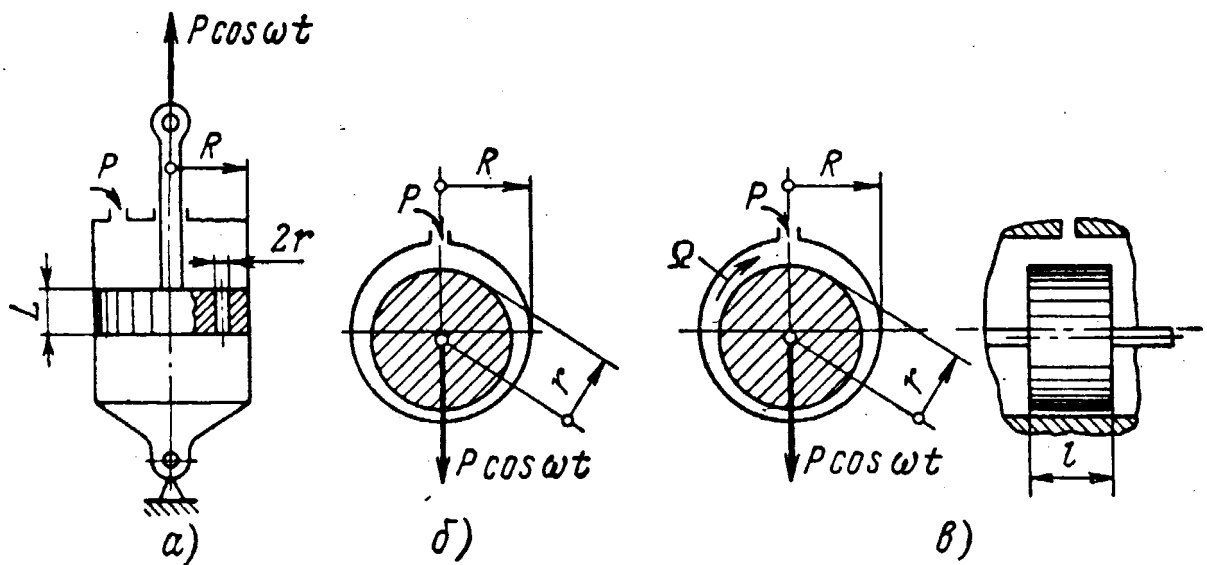


Рис. 5.7. Три различные схемы демпферов с вязким трением

Для указанных схем коэффициенты вязкого трения определяются по формулам:

- для схемы а) - $h = 8\pi\mu L \left(\frac{R}{r}\right)^4$;

- для схемы б) - $h = \pi\mu R \left(\frac{L}{\delta}\right)^3$;

- для схемы в) - $h = K\mu \left(\frac{L}{\delta}\right)^3$,

где $\delta = R - r$ - радиальный зазор;

K – коэффициент формы узла;

μ - коэффициент динамической вязкости жидкости. Остальные обозначения ясны из рис. 5.4. Как видно из формул, коэффициент трения является функцией коэффициента динамической вязкости рабочей среды демпфера вязкого трения. Одной из основных особенностей демпферов вязкого трения является существенная зависимость рассеяния энергии колебаний от температуры рабочего тела. Вязкость всех рабочих жидкостей, кроме воздуха, существенно падает с увеличением температуры, что следует учитывать при проектировании демпферов. Давление рабочей жидкости слабо влияет на коэффициент трения, однако целесообразно иметь некоторое избыточное давление для снятия кавитационных явлений при резонансных колебаниях.

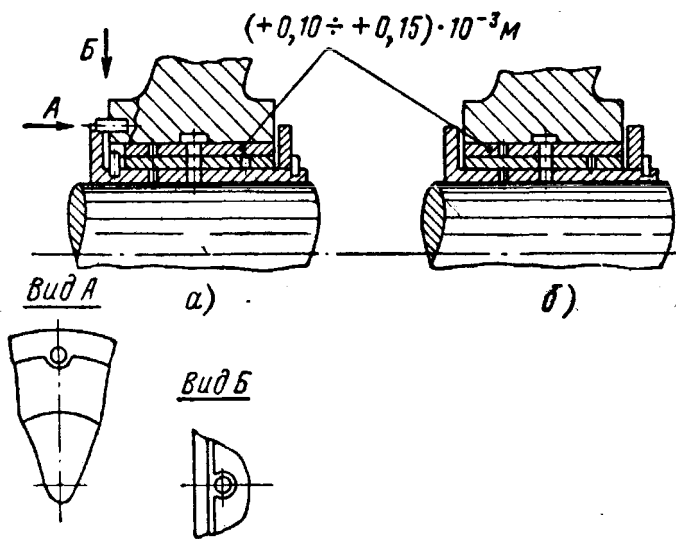


Рис. 5.8. Схема демпферных опор скольжения с вязким трением (Опора Парсона)

На рис. 5.5. показана одна из возможных схем опор скольжения, применяющаяся для демпфирования колебаний паровых турбин. Между цилиндрическими стаканами, установленными с радиальными зазорами

имеется масляные прослойки, в которых при прецессировании ротора происходит рассеяние энергии колебаний.

На рис. 5.6. и 5.7 показаны еще две конструкции демпферов с вязким трением – многослойная опора с пакетом гибких лент и знаменитая опора П.Л.Капицы.

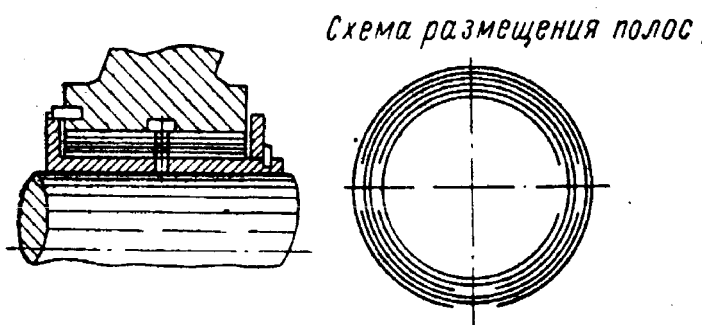


Рис. 5.9. Опора с пакетом гибких лент

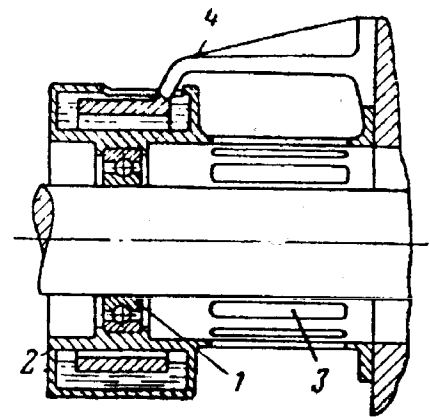


Рис. 5.10. Опора П.Л.Капицы

5.3. Применение теории кватернионов при описании пространственных упругогистерезисных характеристик демпферов и виброизоляторов с любой природой внутреннего сопротивления

Современные виброзащитные системы в большинстве случаев являются пространственными. Специфика работы объектов аэрокосмической техники такова, что под действием неуравновешенных масс они, как правило, совершают связанные гармонические колебания. Так, например, колебания роторов турбонасосных агрегатов, устанавливаемых на упругодемпфирующие опоры, являются трехмерными. Приборное оборудование, устанавливаемое на вибрирующих корпусах двигателей летательных аппаратов, также подвержено пространственным колебаниям (рис. 5.30).

В работах [24, 124] рассмотрены случаи плоских прецессионных движений объектов, установленных на упругодемпферные опоры, и показано, что связанные гармонические движения вибратора в этих системах приводят к существенному изменению формы гистерезиса. Особенности гистерезиса в пространственных виброзащитных системах не исследовались.

Пусть в произвольный момент времени t центр масс объекта, расположенного на объемной упругодемпфирующей подвеске, движется по замкнутой траектории с законами движения в виде

$$x = A \cdot \cos \omega t; \quad y = A \cdot \sin \omega t; \quad z = A \cdot \cos \omega t. \quad (5.61)$$

Траектория вибратора при таких законах движения имеет вид наклоненного эллипса, причем проекции этого эллипса на плоскости xOy и zOy являются окружностями, а на плоскость zOx – прямая, наклоненная к оси x под углом 45° .

Рассмотрим вначале случай, когда при движении точки M по траектории на нее действуют только внешняя сила P и сила сопротивления демпфирующего устройства T .

Затем усложним задачу введением восстанавливающей силы. Как известно, сопротивление среды всегда направлено против движения, т.е. в сторону, противоположную вектору скорости V . Будем также считать, что модуль силы сопротивления T не зависит от скорости движения и является постоянным, т.е. $T = \text{const}$.

Найдем проекции скорости V точки M на оси координат, для чего продифференцируем выражения (5.62) по времени t :

$$V_x = \dot{x} = -A\omega \cdot \sin \omega t; \quad V_y = \dot{y} = A\omega \cdot \cos \omega t; \quad V_z = \dot{z} = -A\omega \cdot \sin \omega t. \quad (5.63)$$

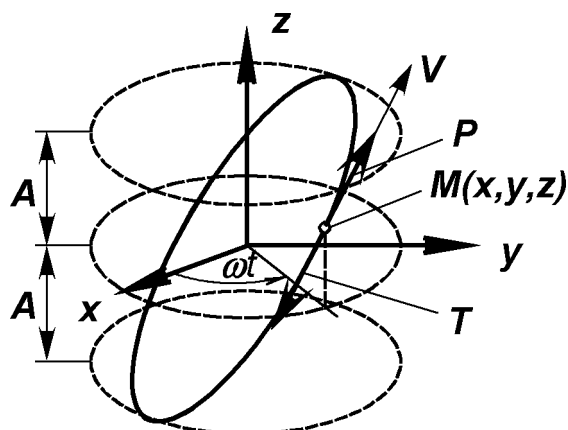


Рис. 5.31. Траектория движения вибратора при совместных колебаниях объекта виброзащиты

Модуль вектора скорости определится в виде

$$V = \sqrt{V_x^2 + V_y^2 + V_z^2} = A\omega \cdot \sqrt{1 + \sin^2 \omega t}. \quad (5.64)$$

Используя выражения (5.63) и (5.64), можно найти направляющие косинусы вектора V для нахождения в дальнейшем проекций силы трения (неупругого сопротивления) на координатные оси:

$$\cos(V, x) = \frac{V_x}{V} = -\frac{\sin \omega t}{\sqrt{1 + \sin^2 \omega t}}; \quad (5.65)$$

$$\cos(V, y) = \frac{V_y}{V} = \frac{\cos \omega t}{\sqrt{1 + \sin^2 \omega t}}; \quad (5.66)$$

$$\cos(V, z) = \frac{V_z}{V} = -\frac{\sin \omega t}{\sqrt{1 + \sin^2 \omega t}}. \quad (5.67)$$

Поскольку в любой момент времени модули сил P и T равны друг другу, а направление сил P и T совпадает с направлением вектора V , найдем проекции силы P на оси координат:

$$P_x = T \cdot \cos(V, x) = -T \cdot \frac{\sin \omega t}{\sqrt{1 + \sin^2 \omega t}}; \quad (5.68)$$

$$P_y = T \cdot \cos(V, y) = T \cdot \frac{\cos \omega t}{\sqrt{1 + \sin^2 \omega t}}; \quad (5.69)$$

$$P_z = T \cdot \cos(V, z) = -T \cdot \frac{\sin \omega t}{\sqrt{1 + \sin^2 \omega t}}. \quad (5.70)$$

Умножив и разделив выражения (5.68 – 5.70) на $A\omega$, получим

$$P_x = \frac{T}{A\omega \sqrt{1 + \sin^2 \omega t}} \cdot \dot{x} = \frac{T}{V} \cdot \dot{x}; \quad (5.71)$$

$$P_y = \frac{T}{A\omega \sqrt{1 + \sin^2 \omega t}} \cdot \dot{y} = \frac{T}{V} \cdot \dot{y}; \quad (5.72)$$

$$P_z = \frac{T}{A\omega \sqrt{1 + \sin^2 \omega t}} \cdot \dot{z} = \frac{T}{V} \cdot \dot{z}. \quad (5.73)$$

Выражения (5.71 – 5.73) показывают, что при постоянном модуле силы неупругого сопротивления T и гармонических законах движения вибратора защищаемого объекта, проекции внешней силы P_x , P_y , P_z и равные им, но

противоположные по направлению, проекции силы сопротивления T_x, T_y, T_z зависят от скорости движения точки М.

Если заменить в выражениях (5.71– 5.73) величину $\frac{T}{A \cdot \omega \sqrt{1 + \sin^2 \omega t}}$ на h :

$$h = \frac{T}{A \cdot \omega \sqrt{1 + \sin^2 \omega t}}, \quad (5.74)$$

то проекции сил P_x, P_y, P_z можно представить в привычном для линейно-вязкого трения виде:

$$P_x = h \cdot \dot{x}; \quad P_y = h \cdot \dot{y}; \quad P_z = h \cdot \dot{z}. \quad (5.75)$$

Напомним, что в работе рассматривается вопрос о математическом описании гистерезиса в объемных виброзащитных подвесках с сухим трением! Если скорость V и сила сопротивления T не зависят от координат и времени, то коэффициент демпфирования $h = \text{const}$, в противном случае, как это следует из выражения (5.74), коэффициент $h = f(T, V) = f(x, y, z, V)$.

Найдем зависимости между P_x и x , между P_y и y , а также между P_z и z . Для этого сделаем следующие преобразования. Из (5.62) и (5.71) найдем:

$$x/A = \cos \omega t; \quad P_x \cdot \frac{\sqrt{1 + \sin^2 \omega t}}{T} = \sin \omega t. \quad (5.76)$$

Возведем правые и левые части выражений (5.76) в квадрат и сложим почленно:

$$\sin^2 \omega t + \cos^2 \omega t = \frac{P_x^2}{T^2} (1 + \sin^2 \omega t) + \frac{x^2}{A^2} = 1. \quad (5.77)$$

Если обозначить

$$\frac{1}{T^2} (1 + \sin^2 \omega t) = Q^2, \quad (5.78)$$

то получим выражение

$$P_x = Q \cdot \sqrt{1 - x^2/A^2}. \quad (5.79)$$

Выражение (5.79) можно представить в безразмерном виде

$$\bar{P}_x = \frac{P_x}{Q} = \sqrt{1 - \frac{x^2}{A^2}}. \quad (5.80)$$

Зависимость $\bar{P}_x = f(x/A)$ является точным эллипсом.

Аналогично можно получить два других выражения гистерезиса в проекциях на оси y и z :

$$P_y = Q \cdot \sqrt{1 - \frac{y^2}{A^2}}; \quad (5.81)$$

$$P_z = Q \cdot \sqrt{1 - \frac{z^2}{A^2}} \quad (5.82)$$

или в безразмерном виде

$$\bar{P}_y = \frac{P_y}{Q} = \sqrt{1 - \frac{y^2}{A^2}}; \quad (5.83)$$

$$\bar{P}_z = \frac{P_z}{Q} = \sqrt{1 - \frac{z^2}{A^2}}. \quad (5.84)$$

Таким образом, в рассматриваемом нами случае все частные гистерезисы в проекциях на оси координат в безразмерном виде (5.80, 5.83, 5.84) являются эллипсами (рис. 5.32).

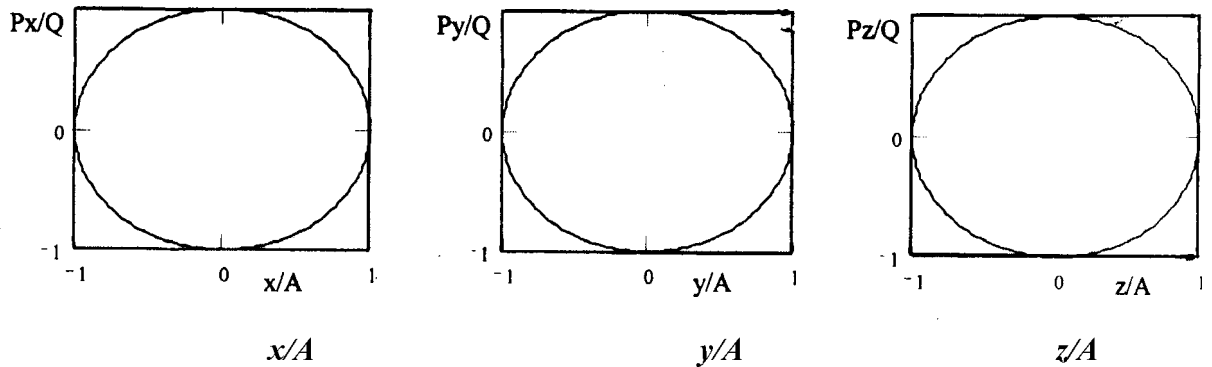


Рис. 5.32. Внешний вид частных гистерезисов в безразмерном виде

На рис. 5.33 показаны очертания гистерезисов с учетом переменности скорости V от времени в координатах $(\frac{P_x}{T}, \frac{x}{A})$; $(\frac{P_y}{T}, \frac{y}{A})$; $(\frac{P_z}{T}, \frac{z}{A})$.

Сравнение двух серий графиков (рис. 5.52 и 5.33), а также результатов [24], показывает, что пространственное нагружение системы конструкционного демпфирования имеет качественное отличие от одномерного и двухмерного нагружения. Эллипсная форма гистерезисов несколько изменяется при добавлении третьей гармонической компоненты за счет переменности за цикл нагружения модуля вектора скорости V (см. выражение (5.64)). Кроме того, амплитудные значения проекций сил сопротивления демпфера на оси x и z меньше модуля силы T в $1/\sqrt{2}$ раз. Это обстоятельство следует учитывать при переносе результатов экспериментальных исследований силы трения в демпферах сухого трения, определенных при одноосном нагружении, на случай пространственного нагружения. Следует также отметить, что трехмер-

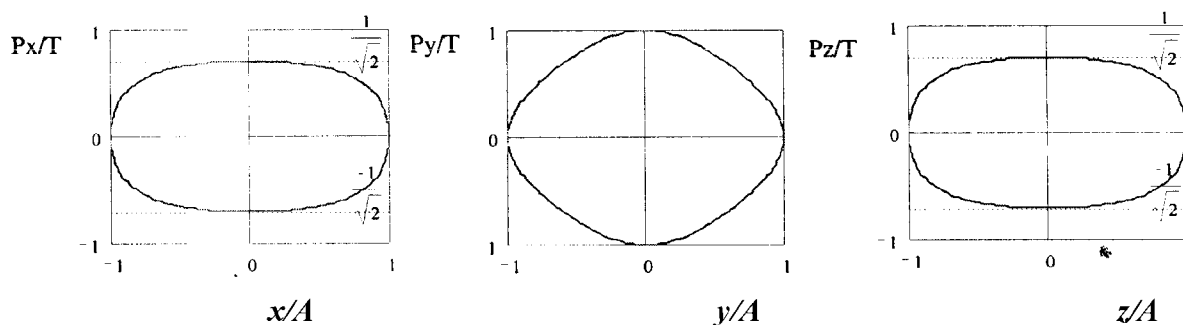


Рис. 5.33. Внешний вид частных гистерезисов в безразмерном виде с учетом переменности вектора скорости

ность нагружения приводит к изменению характера коэффициента демпфирования. Этот параметр становится зависимым от скорости движения.

Если к силе сопротивления T добавить силы упругого сопротивления, пропорциональные смещению

$$P_x = T \cdot \cos(\mathbf{V}, x) + kx; \quad (5.85)$$

$$P_y = T \cdot \cos(\mathbf{V}, y) + ky; \quad (5.86)$$

$$P_z = T \cdot \cos(\mathbf{V}, z) + kz, \quad (5.87)$$

то частные гистерезисы разворачиваются на угол, пропорциональный величине k в выражениях (5.85...5.87) (рис. 5.34).

При наличии нелинейной восстанавливающей силы в виде

$$P_x = T \cdot \cos(\mathbf{V}, x) + kx + k_1 x^3; \quad (5.88)$$

$$P_y = T \cdot \cos(\mathbf{V}, y) + ky + k_1 y^3; \quad (5.89)$$

$$P_z = T \cdot \cos(\mathbf{V}, z) + kz + k_1 z^3 \quad (5.90)$$

гистерезисные кривые разворачиваются и деформируются в соответствии с законами (5.88...5.90) (рис. 5.35).

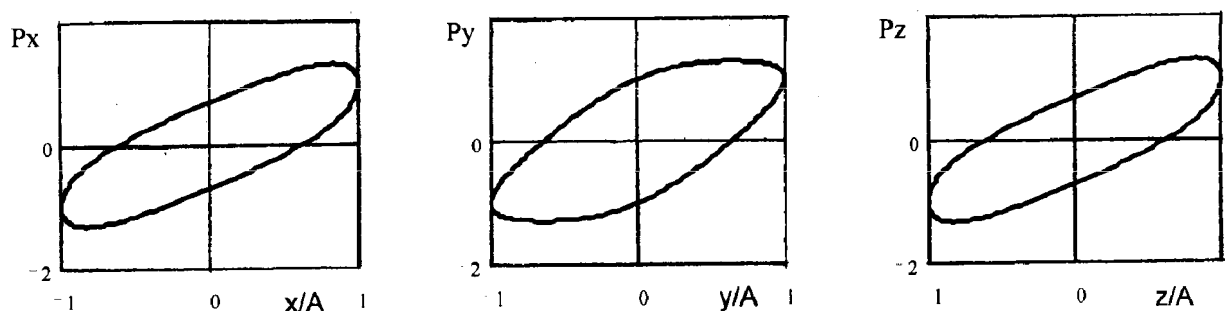


Рис. 5.34. Гистерезис в пространственной виброзащитной системе при наличии восстанавливающей силы, пропорциональной смещению ($T=1, k=1$)

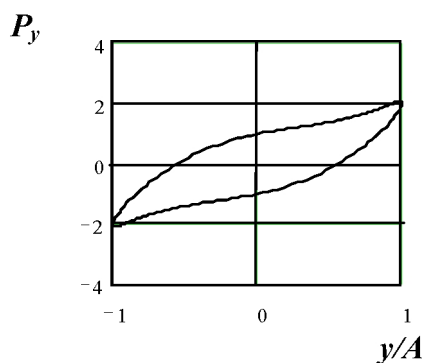


Рис. 5.35. Гистерезис в пространственной виброзащитной системе при наличии нелинейной восстанавливающей силы в виде (5.89) (параметры расчетов: $T=1$, $k=k_I=1$)

Теперь определим величину рассеянной за цикл энергии. Для этого воспользуемся выражением длины траектории [186], которая в нашем случае равна

$$L \cong \pi \left\{ \frac{3}{2}(a+b) - \sqrt{ab} \right\}, \quad (5.91)$$

где a и b - полуоси эллипсной траектории движения точки M (рис. 5.31). Здесь $a = A$; $b = \sqrt{2} \cdot A$. С учетом этого длина траектории

$$L = 2,415 \pi A, \quad (5.92)$$

а рассеянная за цикл энергия, численно равная работе постоянной силы T на пути L

$$W = 2,415 \pi AT. \quad (5.93)$$

Если бы мы воспользовались общепринятой гипотезой о том, что при совместных колебаниях можно осуществлять расчеты характеристик демпфирования, как при одноосных нагружениях (при этом форма петли гистерезиса имеет вид параллелограмма (рис. 5.36), то мы получим величину рассеянной энергии в виде

$$W_{\text{сyx}} = 12AT. \quad (5.94)$$

При этом погрешность составит величину

$$\delta = (W_{\text{сyx}}/W) = (12AT/2,415\pi AT) = 1,58. \quad (5.95)$$

Многие исследователи при составлении уравнений движения механических систем пользуются понятием жесткости. В общепринятом смысле жесткость – это производная от силы по перемещению в заданной точке нагрузочной характеристики упругой системы. Для

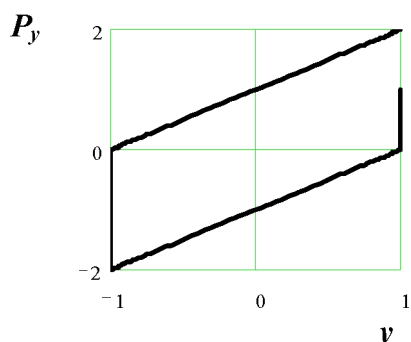


Рис. 5.36. Типичная петля гистерезиса при деформировании системы конструктивного демпфирования вдоль одной оси y ($T=1$, $A=1$, $k=1$)

пространственных упругодемпфирующих систем с конструкционным демпфированием жесткость определить не так просто. Дело в том, что определение производной от векторной функции силы по перемещению предполагает возможность деления вектора силы на вектор перемещения. Однако в математике операция деления векторов не определена. Для обхода этих трудностей в свое время Гамильтоном [187] была разработана теория кватернионов, в которой операция деления величин типа векторов определе-

на.

Обратимся к рис. 5.31. Для пространственной виброзащитной системы вектор внешней силы $\mathbf{P}$ не совпадает по направлению с вектором перемещения $\mathbf{p}$, конец которого совпадает с точкой $M(x, y, z)$. Представим вектора $\mathbf{P}$ и $\mathbf{p}$ в виде кватернионов с нулевыми значениями действительных частей:

$$\rho = \rho_0 + x \cdot i + y \cdot j + z \cdot k; \quad P = P_0 + P_x \cdot i + P_y \cdot j + P_z \cdot k, \quad (5.96)$$

где $\rho_0 = 0$ и $P_0 = 0$.

Тогда, согласно [187], кватернионная жесткость системы будет определяться в виде

$$C = \frac{P_x \cdot x + P_y \cdot y + P_z \cdot z}{x^2 + y^2 + z^2} + \frac{(P_z \cdot y - P_y \cdot z)}{x^2 + y^2 + z^2} \cdot i + \frac{(P_x \cdot z - P_z \cdot x)}{x^2 + y^2 + z^2} \cdot j + \frac{(P_y \cdot x - P_x \cdot y)}{x^2 + y^2 + z^2} \cdot k. \quad (5.97)$$

Выражение (5.97) можно записать в виде

$$C = C_0 - C_x \cdot i - C_y \cdot j - C_z \cdot k, \quad (5.98)$$

где действительная часть кватернионной жесткости C_0 равна

$$C_0 = \frac{P_x \cdot x + P_y \cdot y + P_z \cdot z}{x^2 + y^2 + z^2}, \quad (5.99)$$

а компоненты мнимой (векторной) части кватернионной жесткости соответственно равны

$$C_x = \frac{(P_y \cdot z - P_z \cdot y)}{x^2 + y^2 + z^2}, \quad (5.100)$$

$$C_y = \frac{(P_z \cdot x - P_x \cdot z)}{x^2 + y^2 + z^2}, \quad (5.101)$$

$$C_z = \frac{(P_x \cdot y - P_y \cdot x)}{x^2 + y^2 + z^2}. \quad (5.102)$$

Произведение кватернионов (5.96) дает нам кватернионный момент сопротивления пространственному движению объекта в системе координат с осями (1, i, j, k)

$$M = -(P_x \cdot x + P_y \cdot y + P_z \cdot z) + (P_y \cdot z - P_z \cdot y) \cdot i + (P_z \cdot x - P_x \cdot z) \cdot j + (P_x \cdot y - P_y \cdot x) \cdot k. \quad (5.103)$$

Выражение (5.103) можно представить в виде

$$M = M_0 + M_x \cdot i + M_y \cdot j + M_z \cdot k, \quad (5.104)$$

где

$$M_0 = -(P_x \cdot x + P_y \cdot y + P_z \cdot z); \quad (5.105)$$

$$M_x = (P_y \cdot z - P_z \cdot y); \quad (5.106)$$

$$M_y = (P_z \cdot x - P_x \cdot z); \quad (5.107)$$

$$M_z = (P_x \cdot y - P_y \cdot x). \quad (5.108)$$

Анализируя выражения (3.99...3.108), можно увидеть, что компоненты кватернионов жесткости C и момента сопротивления сложному движению M состоят из действительной и мнимой частей. При этом мнимая часть момента сопротивления складывается из проекций момента сил сопротивления на соответствующие оси, а мнимая часть кватернионной жесткости – из аналогичных проекций жесткости на те же оси. Действительная часть кватернионного момента представляет собой полную энергию деформации системы, а действительная часть кватернионной жесткости – частное от деления полной энергии деформации системы на квадрат модуля смещения вибратора ρ . Эти параметры в течение цикла нагружения изменяются сложным образом. В качестве примера приведем несколько графиков изменения введенных параметров. На рис. 5.37 показано изменение действительных частей кватернионной жесткости $C_0(\omega t)$ и кватернионного момента $M_0(\omega t)$, а на рис. 5.38 – эволюция векторных компонент $M_x(\omega t)$, $M_y(\omega t)$ и $M_z(\omega t)$; на рис. 5.39 – эволюция векторных компонент $C_x(\omega t)$, $C_y(\omega t)$ и $C_z(\omega t)$.

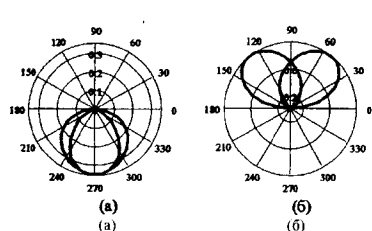


Рис. 5.37

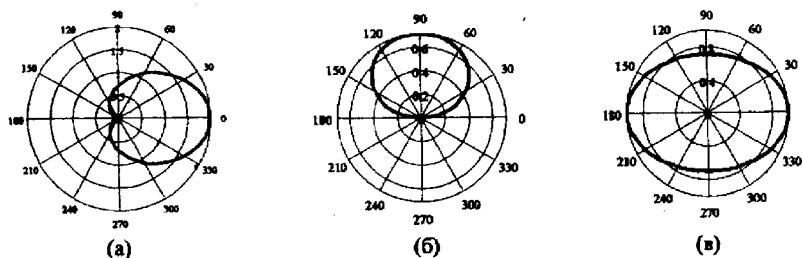


Рис. 5.38

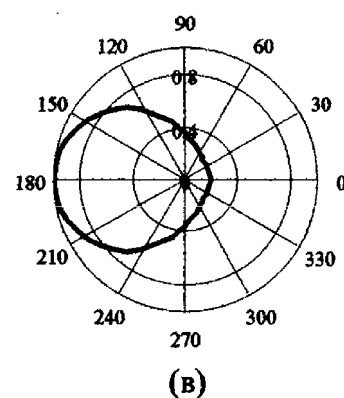
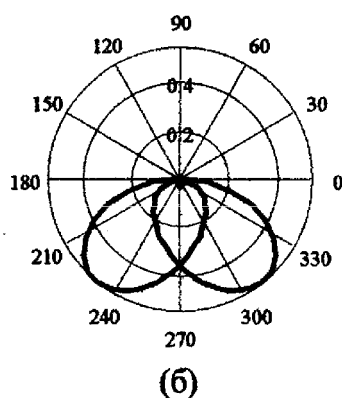
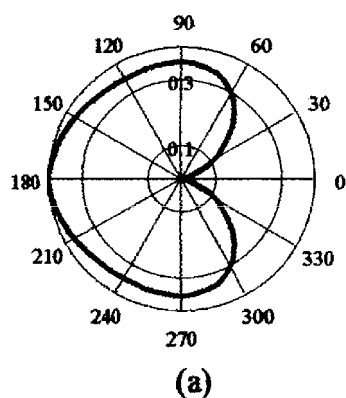


Рис. 5.39. Эволюция векторных компонент кватернионной жесткости $C_x(\omega t)$ (а), $C_y(\omega t)$ (б), и $C_z(\omega t)$ (в)

6. Конструктивные особенности современных средств виброударозащиты в аэрокосмической технике и машиностроении

6.1. Пространственные виброизоляторы на основе опрессованных проволоочных материалов

Основными тенденциями современного двигателестроения является неуклонное повышение надежности и ресурса двигателей при одновременном росте их тактико-технических параметров и снижении материалоемкости. Обеспечение этих взаимно конкурирующих тенденций возможно, как показывает практика, при всеобъемлющем использовании современных методов и средств виброзащиты узлов, агрегатов и двигателя в целом. При этом очень важно внедрять современные методы и средства виброзащиты уже на стадии проектирования, не дожидаясь появления неизбежных в доводке дефектов вибрационно-усталостного характера.

Кафедра конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов Самарского государственного аэрокосмического университета вот уже более 40 лет занимается проблемами виброзащиты двигателей. При кафедре функционирует «Отраслевая научно-исследовательская лаборатория вибрационной прочности и надежности двигателей летательных аппаратов и их систем», фактически являющаяся серийным заводом по производству виброизоляторов и демпферов на основе многослойных упругодемпфирующих элементов из материала МР (металлорезины), тросов, пакетов лент, сеток, стержней и комбинированных цельнометаллических материалов.

Сотрудниками кафедры и лаборатории за указанный период созданы уникальные конструкции виброизоляторов и демпферов, обеспечивших высокую надежность отечественных двигателей и космических аппаратов. Так на кафедре под руководством профессора А.М.Сойфера в 60-х годах прошлого века был разработан уникальный упругопористый материал с высокими демпфирующими свойствами. Сформированный из металлической проволоки и обладающий свойствами эластомеров этот материал был назван металлической резиной (МР). Материал МР представляет собой пористую структуру, получаемую путем холодного прессования из предварительно растянутой и специальным образом уложенной проволоочной спирали в окончательные по форме и размерам изделия. Цельнометаллические изделия из МР, кроме двигателестроения, успешно применяются в машиностроении, станкостроении, судостроении, энергетике, радиоэлектронной, нефтяной, газовой и пищевой отраслях промышленности, а также в оборонной, космической технике и медицине.

На основе материала МР было создано семейство виброизоляторов типа ДКА, ДКУ (рис. 6.1), АК, АМГ (рис. 6.2), корпусные втулочные виброизоляторы типа ВВ (рис. 6.3),



Рис. 6.1. Целнометаллические виброизоляторы типа ДКА, ДКУ с номинальными нагрузками от 50 г до 150 кгс

бескорпусные втулочные упругодемпфирующие элементы (рис. 6.4). Последние нашли применение в двигателестроении для виброзащиты рабочих лопаток, направляющих аппаратов, оболочек, гироскопических устройств, роторов. Созданы эффективные вибро-

изоляторы на основе сетчатых многослойных элементов (рис. 6.5). Виброизоляторы и элементы из материала МР успешно применяются на изделиях предприятий РКК ЦСКБ-ПРОГРЕСС (г. Самара), КБХА (г. Воронеж), СГНПП «Авиадвигатели НК» (г. Самара).



Рис. 6.2. Разновидности целнометаллических виброизоляторов с упругими элементами из материала МР типа АК, АМГ и др.



Рис. 6.3. Виброизолятор типа ВВ (втулочный виброизолятор)



Рис. 6.4. Бескорпусные упруго-демпферные прокладки из материала МР



Рис. 6.5. Целнометаллические сетчатые виброизоляторы АЦС

Серийное изготовление виброизоляторов из материала МР в свое время было освоено опытно-экспериментальным заводом СГАУ и машиностроительными заводами г.г.

Павлодар, Чернигов, Томск. Сейчас эти виброизоляторы производятся только в СГАУ и только СГАУ является собственником технологии их производства.

Кроме перечисленных конструкций в СГАУ разработаны и серийно изготавливаются различные средства виброзащиты трубопроводов (рис. 6.6), уплотнений (рис. 6.7).



Рис. 6.6. Средства виброзащиты трубопроводов ДЛА с элементами из материала МР



Рис. 6.7. Контактные уплотнения ДЛА с элементами из материала МР

Коллектив кафедры и серийного завода способен решить любые задачи по обеспечению надежности изделий оборонных отраслей техники, в частности двигателестроительных фирм России.

6.2. Целнометаллические виброизоляторы на основе многослойных канатов (тросов)

6.2.1. Классификация тросовых виброизоляторов

По форме упругой линии тросовых элементов тросовые виброизоляторы подразделяются на устройства с прямолинейными и криволинейными элементами.

По количеству тросовых элементов в виброisolаторе они подразделяются на устройства с одним (отрезок троса, кольцо, виток) или несколькими элементами, образующими ансамбль, некоторым образом расположенный в пространстве и соединяющий две или несколько обойм.

По форме ансамбля тросовых элементов виброизоляторы можно подразделить на устройства линейного, цилиндрического, Г-образного (углового), арочного, сферического, тороидального, петлевого и комбинированного типов. Устройства линейного, Г-образного (углового), некоторые виды цилиндрического и петлевого типов конструируются путем параллельного размещения (рекурсии) множества указанных элементов вдоль некоторой оси (линии). Ансамбль элементов в виброизоляторах арочного типа об-

разует поверхность полусферы, а в виброизоляторах сферического и тороидального - соответственно сферу и тороид вращения. С конструктивной точки зрения виброизоляторы арочного, сферического и тороидального типов получены путем рекурсивных поворотов плоскости базового элемента на некоторый угол

$$\varphi=2\pi/m,$$

относительно вертикальной оси, где m - количество тросовых элементов в ансамбле.

По виду работы упругодиссипативных элементов тросовые виброизоляторы делятся на устройства, у которых элементы работают на растяжение-сжатие, изгиб, кручение и комбинированные виды деформаций. Как правило, виброизоляторы создают на пространственное восприятие нагрузок, вследствие чего их элементы работают в условиях комбинированных видов деформаций (изгиб с кручением, изгиб с растяжением-сжатием и др.).

По способу заделки концов упругогистерезисных элементов и их виду в целом виброизоляторы конструируют с элементами из множества отдельных отрезков троса и с элементом из непрерывного троса. В первом случае требуется тщательная заделка концов каждого отрезка троса в крепежных обоймах (запайка, сварка, заливка смолами, приклеивание, обжатие). Во втором случае упругий элемент получают путем заневоливания троса в специальных приспособлениях механическим путем или с помощью термофиксации. В этом случае ансамбль элементов получается из цельного отрезка троса с петлевыми участками, зажимаемыми в обоймах виброизолятора. Прочность и долговечность второго типа виброизоляторов значительно выше по сравнению с первым.

По форме поперечного сечения проволоки в прядях троса виброизоляторы можно разделить на конструкции с традиционно круглой и некруглой формами проволоки (треугольной, шестигранной, квадратной). Выбор экзотической формы проволоки в тросе продиктован желанием создать распределенный контакт во фрикционных парах и увеличить стабильность упругодиссипативных свойств виброизоляторов. При традиционной форме поперечного сечения проволоки в тросе имеет место два типа фрикционных пар -

линейный и точечный. Вполне понятно, что износ в тросах с точечно-линейным контактом фрикционных пар значительно больше чем в тросах с распределенным контактом. Поэтому для создания виброизоляторов с большой стабильностью и ресурсом предпочтительнее выбирать троса с некруглой формой поперечного сечения проволоки.

По конструктивным особенностям применяемого троса, связанным с принципиальной возможностью управления силами трения в фрикционных парах, виброизоляторы делятся на устройства с элементами, обмотанными проволокой или лентой, с элементами стянутыми упругими хомутами или чехлом, с элементами, имеющими внутреннюю герметичную упругую оболочку с наддувом для управления силами трения.

По конструктивным особенностям крепежных обойм виброизоляторы делятся на устройства с разъемными и неразъемными обоймами, устройства с ограничителями упругой деформации элементов, устройства с дискретным подключением или отключением части упругих элементов в зависимости от величины деформации или программы ее изменения.

Класс виброизоляторов с криволинейной формой упругих элементов можно разбить на виброизоляторы с *бесперегибной и перегибной* формой начальной упругой линии элементов. Необходимость введения такого класса продиктована разным подходом и сложностью создания их расчетных моделей.

По способу включения упругих элементов в силовую схему виброизолятора они подразделяются на устройства с параллельным, последовательным и смешанным размещением элементов и их ансамблей между обоймами.

По степени изотропности упругодиссипативных свойств по различным направлениям действия нагрузок конструкции виброизоляторов подразделяются на устройства с изотропными и анизотропными свойствами.

По включению дополнительных видов диссипации энергии (кроме основного вида - межвиткового трения, основанного на принципах конструкционного демпфирования) тросовые виброизоляторы можно подразделить на

- виброизоляторы с чисто конструкционным демпфированием;
- виброизоляторы с элементами динамических гасителей колебаний;
- виброизоляторы с дополнительным граничным трением троса или конструктивных элементов о корпусные детали;
- виброизоляторы с дополнительной диссипацией, основанной на магнитном или электромагнитном принципах.

По возможности активного управления упругими и диссипативными характеристиками в процессе эксплуатации тросовые виброизоляторы делятся на пассивные, параметрически управляемые и регулируемые (подстраиваемые).

По типу упругой характеристики тросовые виброизоляторы можно подразделить на устройства с линейной, жесткой, мягкой и смешанной (жестко-мягкой, линейно-жесткой или линейно-мягкой) характеристиками. Как правило, линейной характеристикой обладают тросовые виброизоляторы в узком диапазоне амплитуд деформирования вблизи ненагруженного положения. Если же рассматривать весь возможный диапазон деформирования, то практически все типы виброизоляторов имеют нелинейные характеристики - либо симметрично жесткую, либо жестко-мягкую. При этом растяжение виброизолятора дает жесткую, а сжатие - мягкую характеристики.

Хотя данная классификация не претендует на полноту и в дальнейшем может дополняться по мере разработки новых классов, видов и типов тросовых виброизоляторов, она, тем не менее, охватывает весь известный нам диапазон конструкций российских и зарубежных авторов. Поскольку объем работы ограничен, в подтверждение достоверности классификации мы укажем на две групповые ссылки: [1] - российских (плюс бывших советских) и [216] - зарубежных разработок в этой области.

Ниже рассмотрены конструктивные, технологические, эксплуатационные и другие особенности созданных автором оригинальных разработок тросовых виброизоляторов, принадлежащих к разным классам, видам и типам классификации. При этом они занимают лишь незанятые в классификации ниши, или более совершенны по причине реализации научно обоснованных принципов конструирования.

6.2.2. Разработка перспективных конструкций виброизоляторов с тросовыми (и родственными им) упругогистерезисными элементами

Решить проблему гашения пространственных колебаний с помощью тросовых элементов пытались многие исследователи. Так Д.А.Волковым В.Д.Кирилловым и Б.В.Большаковым (а.с. СССР № 236132) (рис. 6.18) предложен тросовый виброизолятор, содержащий отрезки тросов 3 и две параллельно расположенные дисковые обоймы 1 и 2, которые соединены с концами изогнутых по дуге окружности отрезков троса. При всей привлекательности компоновки виброизолятора и способности его гасить пространственные вибрации, у него оказалось одно слабое место - крепление отрезков троса в обоймах. При интенсивной вибрации и ударах отрезки троса вылезают из своих гнезд и виброизолятор выходит из строя.

Аналогичен по конструкции и виброизолятор Л.С.Томилина (а.с. СССР № 241156) (рис. 6.19). Здесь для сохранения прямолинейности отрезков троса 3 применены специальные втулки 4, которые для уменьшения концентрации напряжений в тросе развальцованы и надеты на трос. Слабыми местами здесь также являются узлы крепления троса 3 в обоймах 1 и 2. Вместе с тем, к положительным моментам в этой конструкции следует отнести простоту расчетной схемы. Дело в том, что если имеется расчетная модель прямолинейного отрезка троса, то распространить ее на данный виброизолятор не представляет трудностей.

Перечисленные недостатки устранены в конструкции тросового пространственного виброизолятора [12], показанной на рис. 6.20.

Виброизолятор состоит из двух дисковых обойм 1 и 2, через отверстия в которых пропущен трос 3, свитый в тор и закрепленный в них с помощью нажимных колец 4, 5 и гаек 6, 7. Плечи "а" и "б" выбираются таким образом, чтобы обеспечивалась равночастотность виброизолятора по трем взаимно-перпендикулярным направлениям. Испытания виброизолятора показали его высокую эффективность и прочность. Коэффициент усиления на резонансе данной конструкции не превышает величины 2,5. Виброизолятор технологичен в изготовлении и неприхотлив в эксплуатации. Его жесткостные и демпфирующие свойства весьма стабильны в работе и почти не изменяются от температуры и наличия агрессивных сред. Демпфирующие свойства виброизолятора, определяемые с помощью коэффициента поглощения ψ , весьма высоки и достигают величины 3,5.

В конструкции [13] предпринята попытка существенно увеличить демпфирующие свойства и стабильность свойств при сохранении достоинств предыдущей конструкции виброизолятора. С этой целью упругодемпфирующий элемент 10, как показано на рис. 6.21, а выполнен из двух прядей троса 11 и 12, связанных между собой с натягом с по-

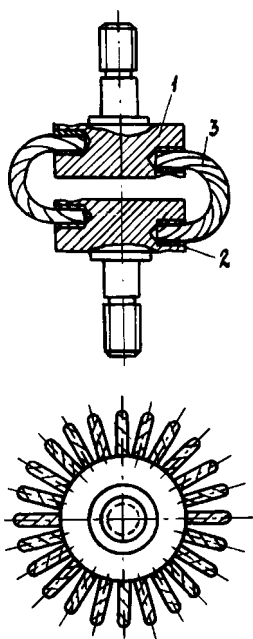


Рис. 6.8. Пространственный тросовый виброизолятор конструкции Д.А.Волкова и др.

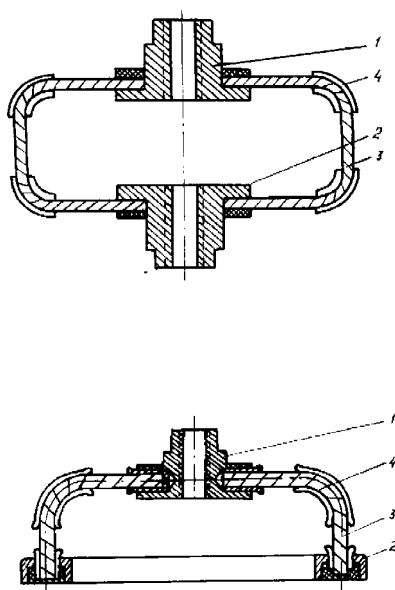


Рис. 6.9. Пространственный тросовый виброизолятор конструкции Л.С.Томилина

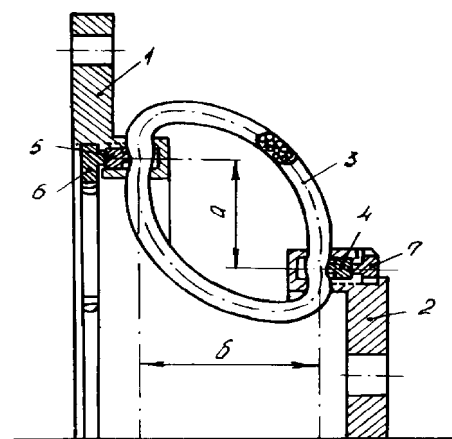


Рис. 6.10. Торoidalный тросовый виброизолятор конструкции И.Д. Эскина и Ю.К.Пономарева [12]

мощью обмотки упругой проволокой 13, обжатой после нанесения на пряди роликами 14 и 15. В отличие от предыдущих конструкций виброизолятор имеет два слоя упругих лепестков из троса 10, расположенных один внутри другого, что увеличивает нагрузочную способность и демпфирование. Кроме того здесь упрощена процедура сборки благодаря тому, что обоймы 4 и 5 имеют разъем и скрепляются болтовым соединением. Виброизолятор имеет коэффициент поглощения от 5,5 до 6,2, что значительно уменьшает коэффициент усиления на резонансе. Кроме того, обматывание прядей троса проволокой и обжатие ее роликами создают в прядях такие сдавливающие усилия, которые позволяют данной конструкции работать при малых амплитудах (на больших частотах, за резонансом) как виброизолятор, а при больших - как демпфер.

В СГАУ с участием автора разработан ряд типоразмеров сферического тросового виброизолятора пространственного нагружения. Виброизолятор (рис. 6.22) выполнен из

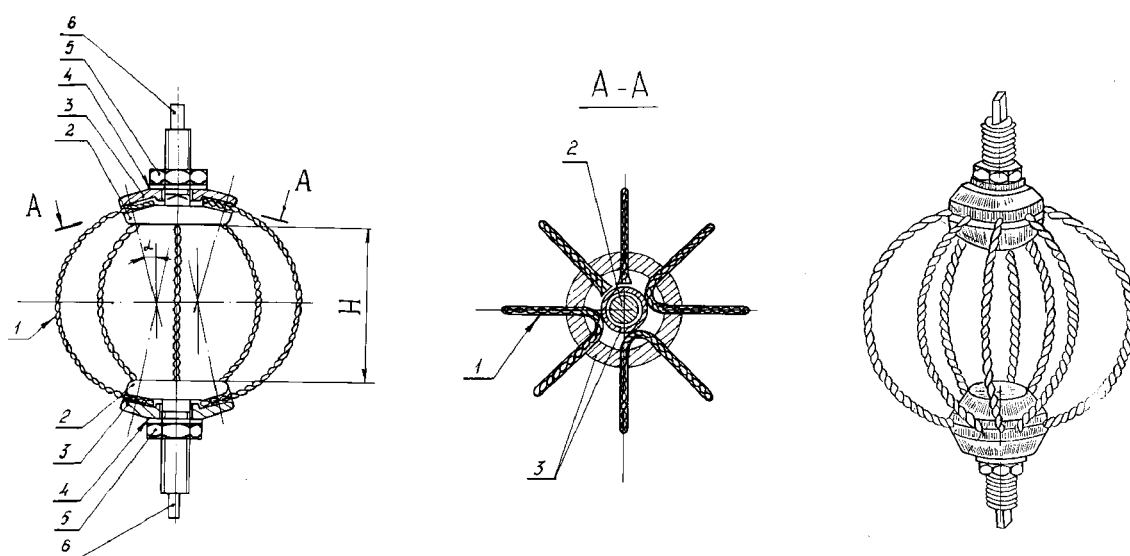


Рис.6.11. Сферический тросовый виброизолятор

двух обойм, состоящих из дисков 2 с болтами и фигурных шайб 3, насаженных на болты. Диски 2 и шайбы 3 стянуты с помощью гаек 5. Для удобства сборки на концах болтов имеются лыски 6. По поверхности стыка дисков 2 и шайб 3 выполнены отверстия для установки в них непрерывного отрезка троса 1. При этом трос последовательно проходит

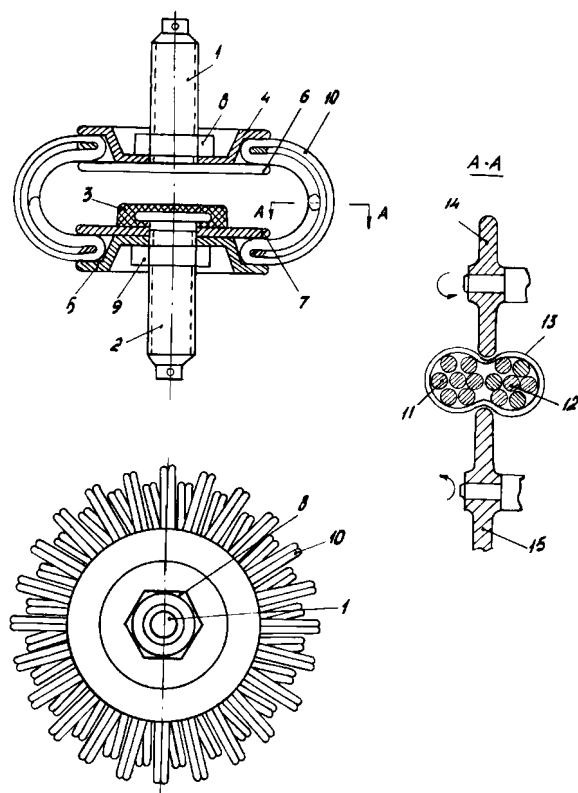


Рис. 6.12. Тросовый виброизолятор пространственного нагружения И.Д. Эскина, Ю.К.Пономарева и В.А.Безводина [13]

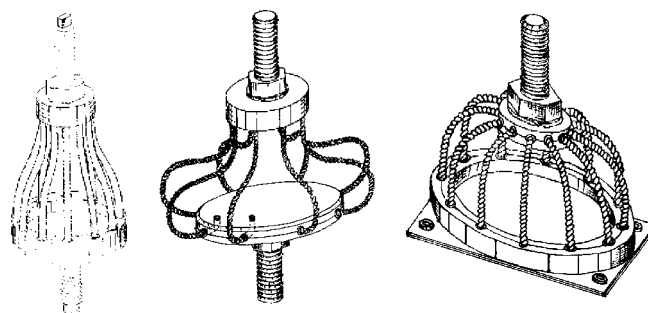


Рис.6.13. Разновидности тросовых виброизоляторов для разных схем нагружения

через каждые два соседних отверстия на верхней обойме, а затем со сдвигом на один шаг через отверстия на нижней обойме и т.д. (рис. 6.22). Выход участков троса из обойм осуществляется под углом α , величиной которого можно регулировать жесткостные и демпфирующие свойства виброизолятора. Виброизолятор имеет

значительный ход H (см. рис. 6.22, а), благодаря чему он способен гасить большие ударные нагрузки. Внешний вид виброизолятора показан на рис. 6.22, в. Данная конструктивная схема позволяет создать виброизоляторы от сверхмалых номинальных нагрузок (0,1 Н) до значительных (100 Н). На рис. 6.23 показан виброизолятор с отрицательными значениями угла α . Этот виброизолятор лучше работает в подвесной схеме (на растяжение). Возможна конструкция с различными значениями углов выхода витков в верхней и нижней обоймах (рис. 6.24).

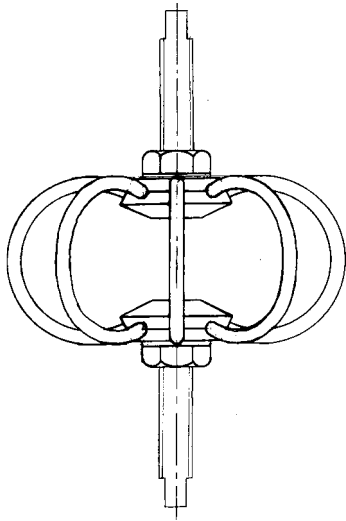


Рис.6.14. Тросовый виброизолятор для подвесной схемы нагружения

Разновидностью вышеописанного виброизолятора является конструкция, показанная на рис. 6.25. Виброизолятор имеет болт 1 с развитой шляпкой 2 для крепления объекта. На болт 1 насажены две шайбы 3 и 4 с отверстиями для крепления троса 5. В каждой из шайб 3 и 4 внутри выполнены канавки 6 для укладки петли троса. Вследствие того, что трос 5 располагается двумя ярусами в обойме, грузоподъемность виброизолятора увеличивается вдвое по сравнению с предыдущей конструкцией. Витки троса, выходящие из верхней обоймы,

закреплены в нижней обойме - основании 7, состоящем из корпуса 8 с отверстиями для входа тросов и днища 9. Корпус и днище соединены друг с другом при помощи пистонов 10 (см. рис. 6.25, г), отверстия в которых служат для крепления виброизолятора к корпусу объекта. Два конца непрерывного троса могут быть закреплены как в верхней, так и в

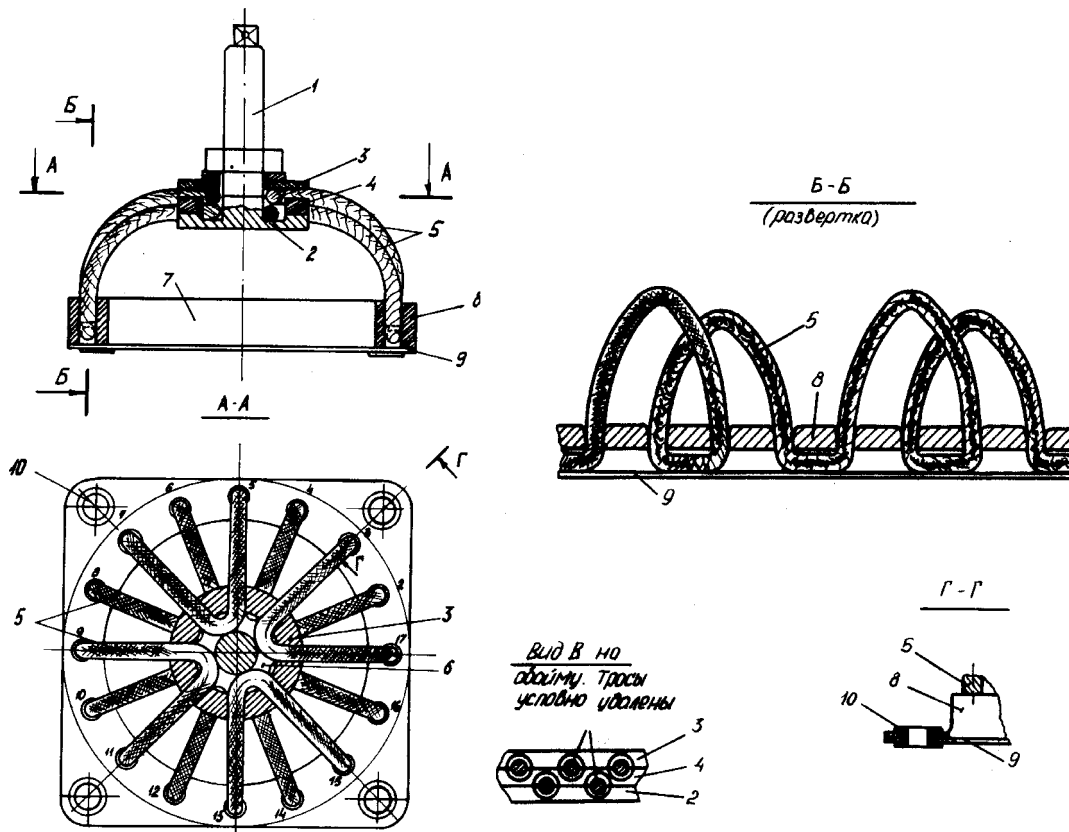


Рис.6.15. Виброизолятор тросовый арочного типа

нижней обойме одним из известных способов заделки троса.

На основе анализа расчетов, выработанных рекомендаций и научно обоснованных принципов конструирования автором спроектирована конструкция пространственного цилиндрического тросового виброизолятора [144]. Он выполнен по схеме показанной на рис. 6.26.

Выбор такой схемы обусловлен необходимостью повышения вертикальной устойчивости виброизолятора. Дело в том, что трос должен быть надежно обжат планками 4, 5, 6, 7 верхнего 2 и нижнего 1 оснований. В противном случае при действии минимальных

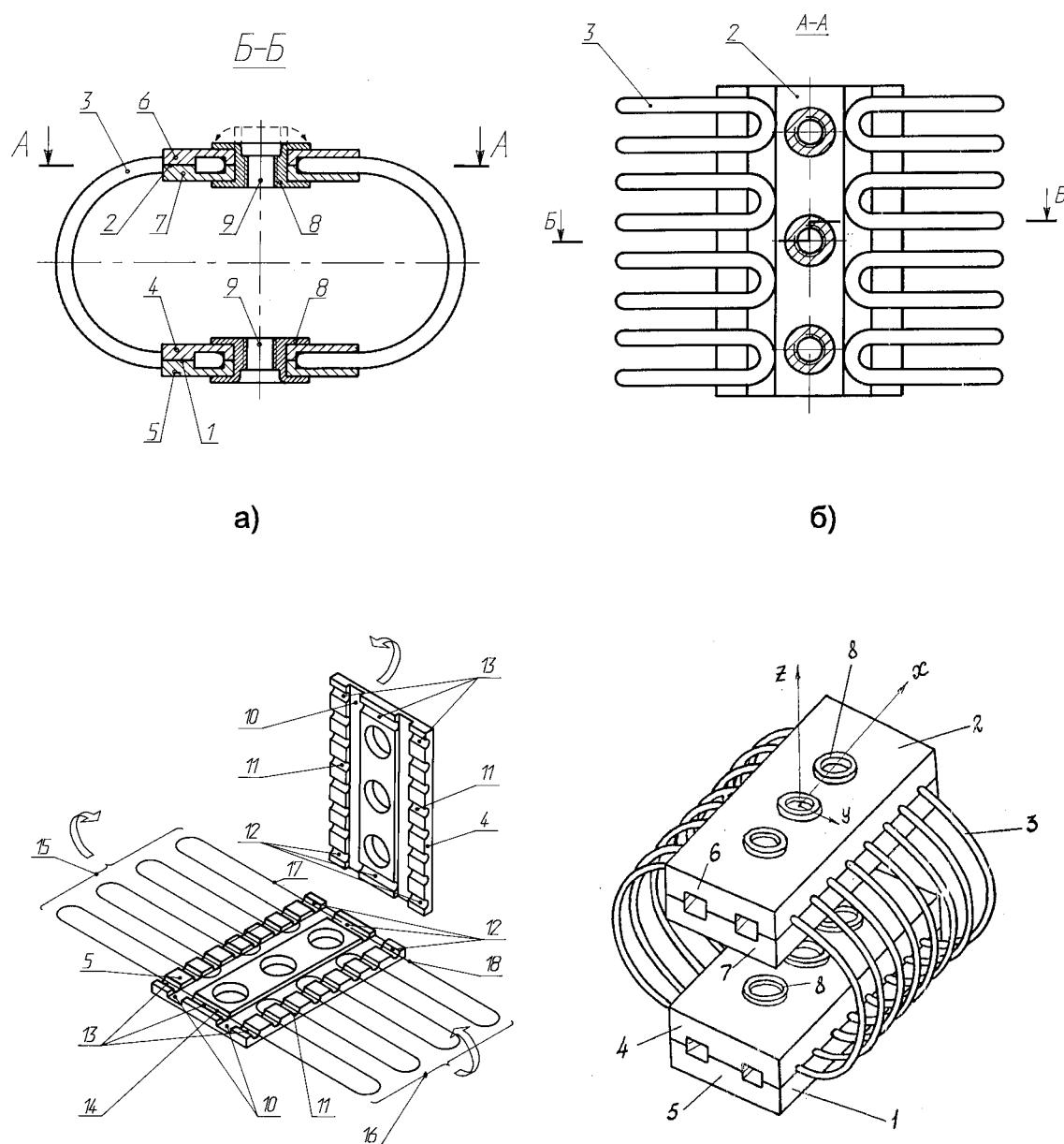


Рис. 6.16. Тросовый виброизолятор цилиндрического типа

боковых нагрузок происходит проворачивание троса в отверстиях и потеря его устойчивости.

Обжатие может быть выполнено тремя способами. Первый состоит в том, что отверстия в планках оснований выполняются несколько меньшего диаметра, чем диаметр троса. При втором способе диаметр отверстий равен диаметру троса, но после сверления отверстий небольшой слой материала с поверхности контакта одной или обеих планок снимается. Третий способ состоит в комбинации одного из первых двух с образованием возвратных петель тросом в обоих основаниях, как это показано на рис. 6.26. Отношение диаметра витка D к диаметру троса d в спроектированном виброизоляторе рекомендуется выдерживать равным 10. Стягивание планок оснований осуществляется болтами или заклепками.

В СГАУ разработана перспективная конструкция виброизолятора крестового типа [141], обладающая изотропностью упругофрикционных характеристик в поперечных направлениях и высокой надежностью.

Тросовый виброизолятор крестового типа изображен на рис. 6.27. Он содержит расположенную одна под другой верхнюю 1 и нижнюю 2 опорные планки в виде четырехлучевых звезд, каждый луч которых является балкой равного сопротивления, и тросовый упруго-диссипативный узел из двух составляющих 3 и 4, каждая из которых выполнена из единого отрезка троса в виде двух элементов 5, 6, и 7, 8, образуемых тросом при расположении его по цилиндрическим винтовым линиям - правого (элементы 6 и 7) и левого (элементы 5 и 8) направлений и объединенных технологическими перемычками 9 и 10. Причем, в любых двух соседних лучах опорных планок расположены тросовые элементы противоположной навивки.

Верхняя опорная планка 1 выполнена из двух частей 11 и 12, соединенных крепежными деталями 13, а нижняя опорная планка 2 - из частей 14 и 15, объединенных крепежными деталями 16. Части 11, 12, 14 и 15 формируют между собой в каждом луче ряд от-

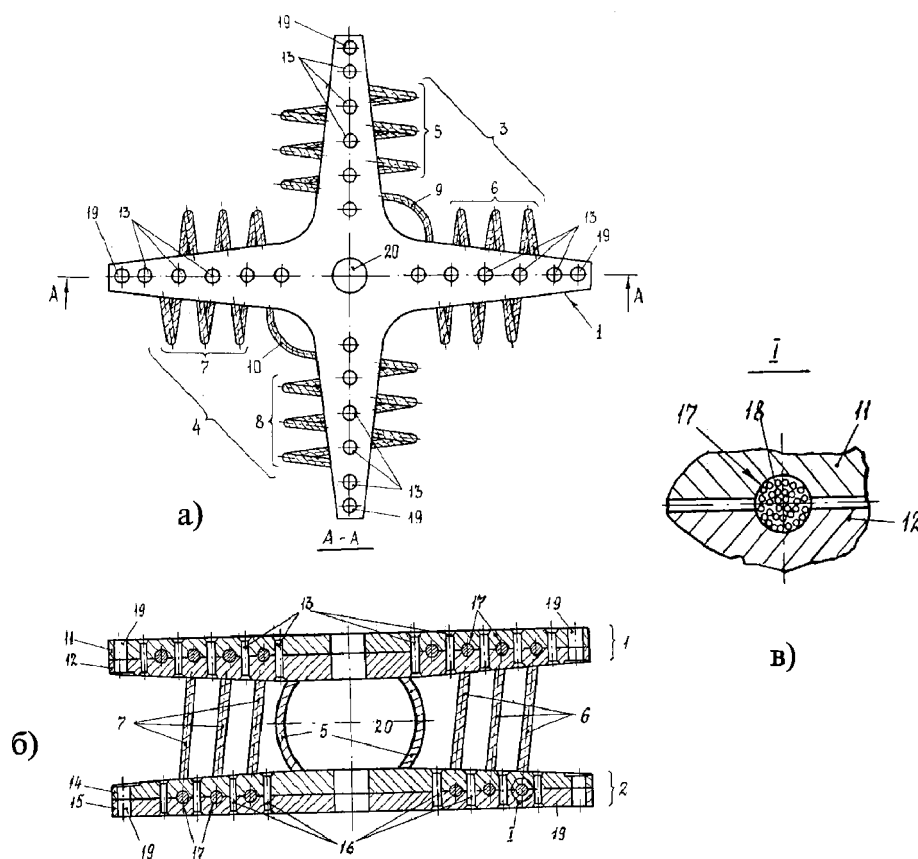


Рис.6.17. Тросовый виброизолятор крестового типа

верстий 17, служащих для фиксации пропущенного через них троса 18. Сечения поверхностей, образующих отверстия 17, имеют форму неполных полуокружностей, диаметр которых равен диаметру троса 18.

Для крепления виброизолятора к основанию и защищаемому изделию в опорных планках 1 и 2 имеются сквозные отверстия - периферийные 19 и центральные 20 (рис. 6.27).

Работает устройство следующим образом. При действии вертикальной нагрузки вибрационного или ударного характера полувитки тросового узла деформируются, компенсируя действие приложенных нагрузок и диссипируя их энергию. Возникающие при этом крутящие моменты от полувитков одного тросового элемента 5, например, компенсируются крутящими моментами противоположного направления от полувитков парного ему тросового элемента 6.

Нагрузки, действующие вдоль одной из пар коллинеарных лучей, воспринимаются всей конструкцией тросового виброизолятора, т.е. и второй парой лучей с тросовыми элементами 7 и 8, расположенной перпендикулярно приложенным силам и имеющей большую устойчивость к подобной нагрузке (жесткость в данном направлении). Вследствии

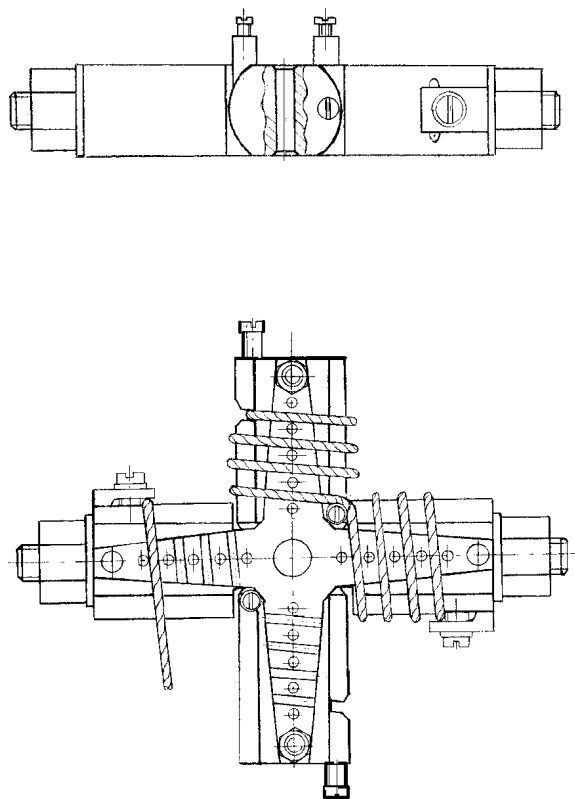


Рис.6.18. Приспособление для сборки крестового тросового виброизолятора [144]

этого устойчивость виброизолятора в целом в горизонтальном направлении выше, чем устойчивость виброизолятора цилиндрического типа.

На рис. 6.28 изображено устройство для сборки крестового виброизолятора.

Как указывалось в разд.5.2, для увеличения демпфирующих свойств необходимо в упругодемпфирующих элементах создавать равномерно распределенную сдвливающую нагрузку. В тросовых элементах это можно осуществить за счет обмотки троса упругой проволокой с натягом [11, 15, 18]. В [11] каждая прядь троса обмотана в одну сторону, а все пряди в целом - в другую (рис.6.29). В изобретении [15], как указывалось на рис.6.21, две нитки троса обматываются проволокой с натягом и опрессовываются роликами по ли-

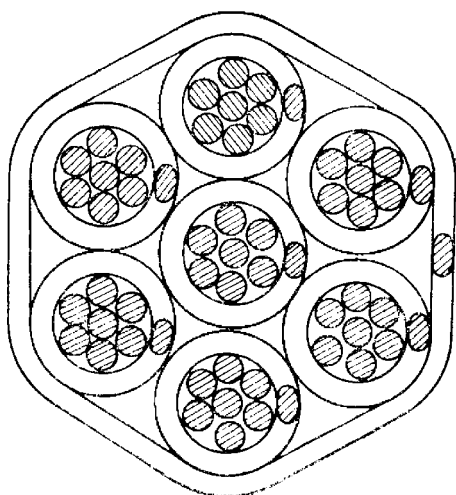


Рис.6.19. Схема получения в тросе равномерно распределенной сдвигивающей нагрузки по методу [11]

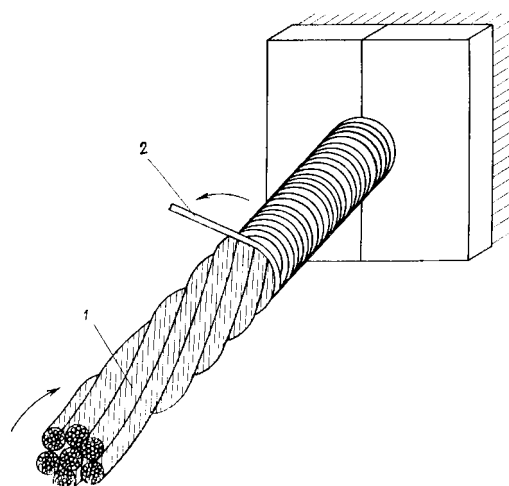


Рис.6.20. Схема получения в тросе равномерно распределенной сдвигивающей нагрузки по методу [18]

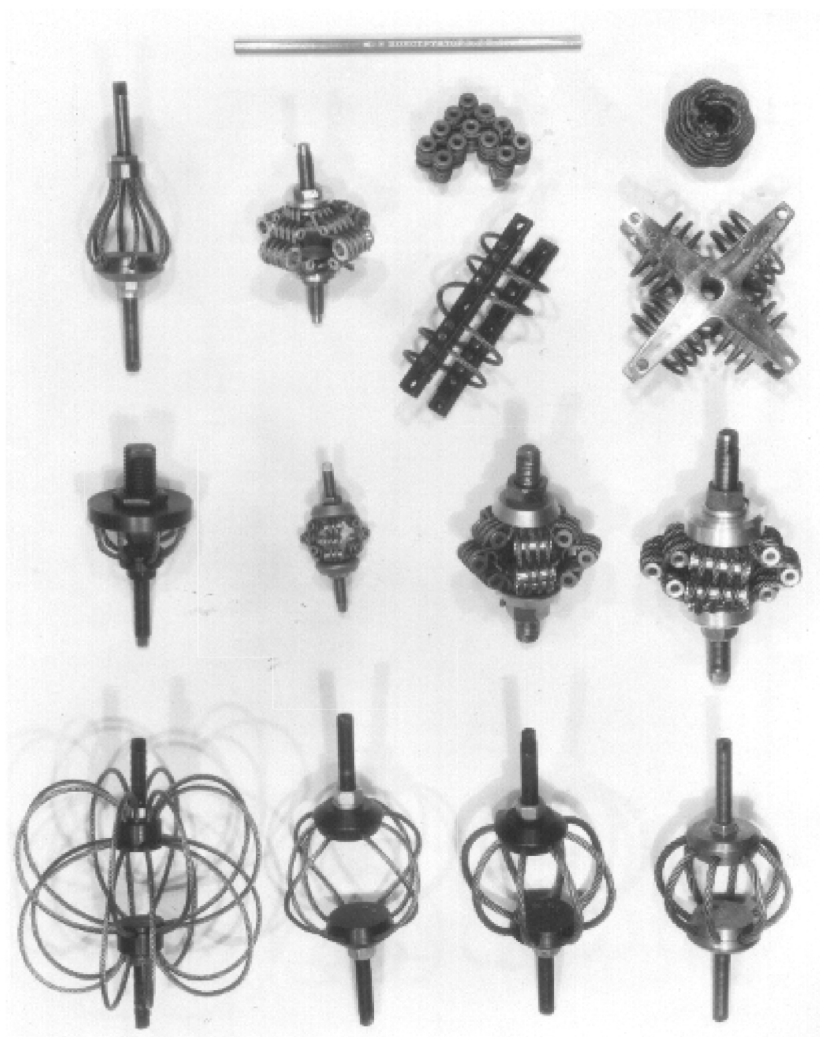


Рис.6.21а. Фотографии тросовых виброизоляторов

нии их контакта. Согласно [18], сердечник троса 1 (рис.6.30) закручивается в сторону свивки, а проволока наружного слоя 2 наматывается в противоположном направлении, причем концы ее для предотвращения раскручивания жестко связываются с сердечником в местах заделки троса в виброизоляторе.

Фотография основных типов созданных автором тросовых виброизоляторов показаны на рис.6.21.

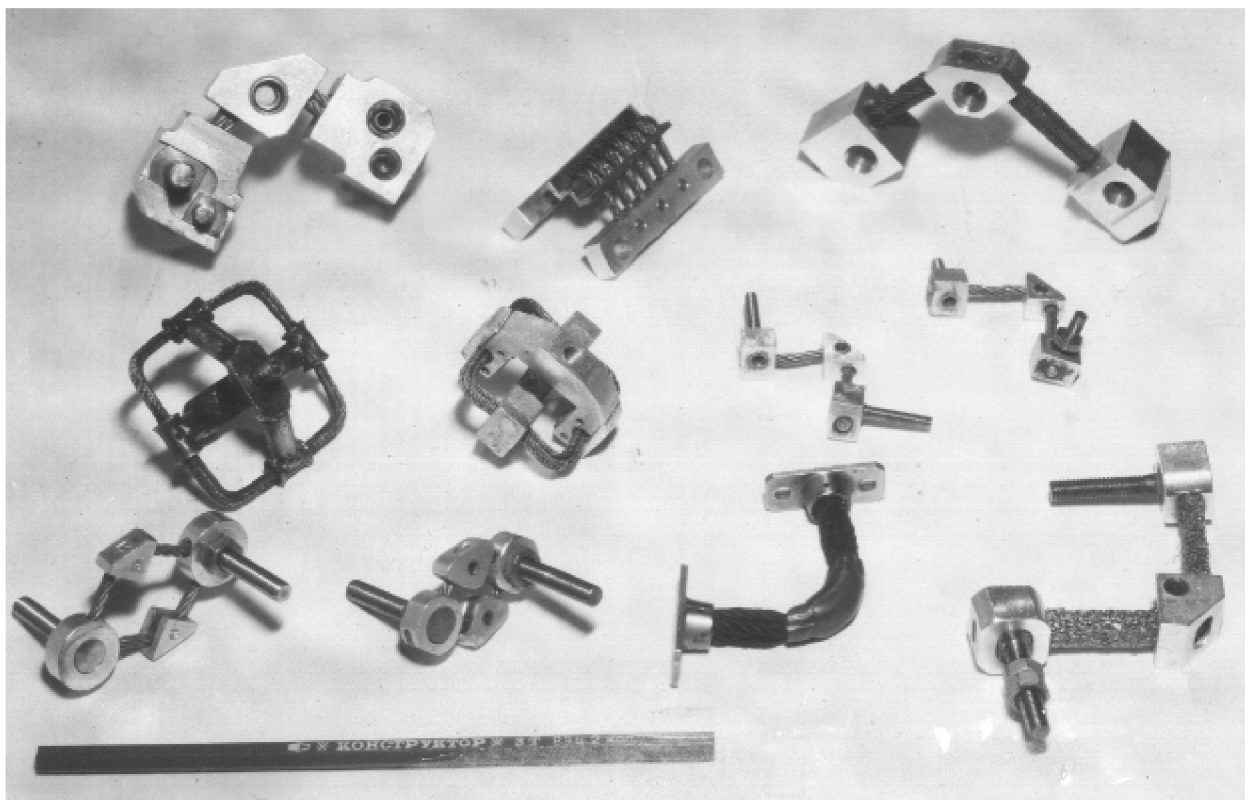


Рис.6.21б. Фотография тросовых виброизоляторов, разработанных для изделий аэрокосмической техники



Рис.6.21в. Фотографии тросовых муфт и миниатюрных виброизоляторов, разработанных для изделий железнодорожного транспорта и электронного оборудования НПЦ ИНФОТРАНС

6.3. Цельнометаллические виброизоляторы на основе многослойных стержней и лент

В соответствии с 5 и 6 принципами конструирования средств виброзащиты (см. разд. 5.2) автором разработаны принципиальные схемы виброизоляторов, в которых реализуется поверхностное распределение трения одновременно с равномерным распределением давления на контактных поверхностях упругодемпфирующих элементов. Эти принципы легли в основу ряда разработок, защищенных авторскими свидетельствами и патентами [31, 32, 35, 135, 137].

В конструкции [35] упругодемпфирующий элемент виброизолятора (рис. 6. 32) состоит из набора стержней 1, стянутых хомутами 2, расположенных с определенным шагом

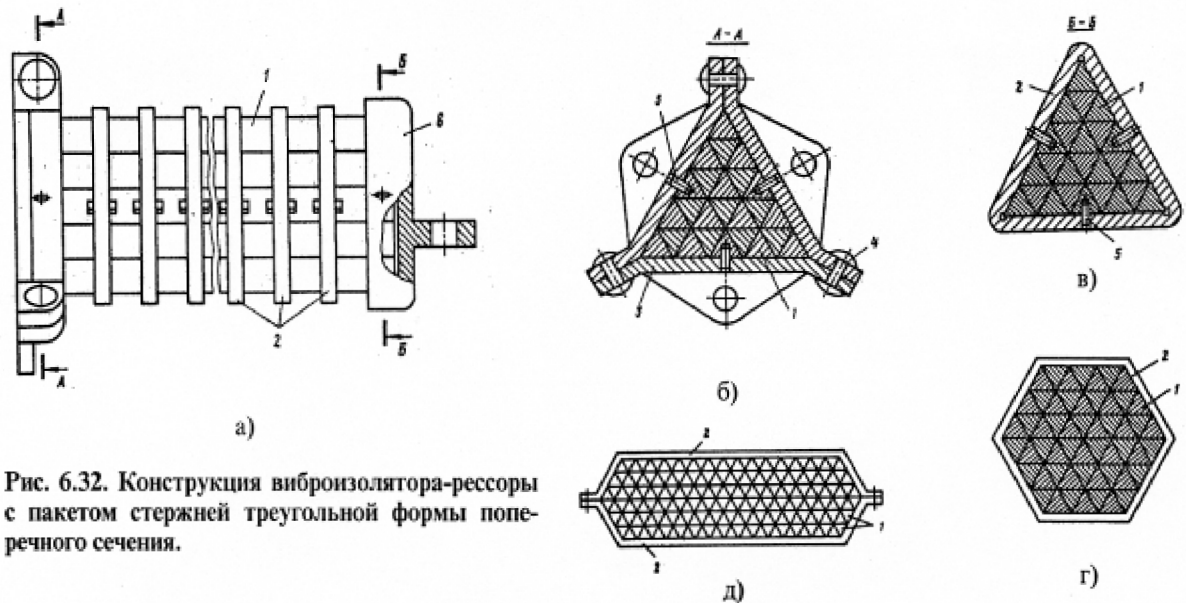


Рис. 6.32. Конструкция виброизолятора-рессоры с пакетом стержней треугольной формы поперечного сечения.

по длине набора. Поперечное сечение каждого стержня 1 представляет собой сплошной или полый тонкостенный равносторонний треугольник. С одной стороны набора стержней размещено основание, с помощью которого виброизолятор крепится к фундаменту или корпусу машины. С другой стороны пакета размещена головка 6 с проушиной для крепления защищаемого объекта.

Проработаны различные формы поперечных сечений пакета для обеспечения изотропных или анизотропных характеристик по различным направлениям воспринимаемой нагрузки (рис. 6.32, г, д).

Для обеспечения пространственной изотропности характеристик виброизолятора разработан вариант его Г-образного исполнения [31] (рис. 6.33). Здесь также возможно разричное исполнение поперечных сечений пакета с тремя или шестью гранями.

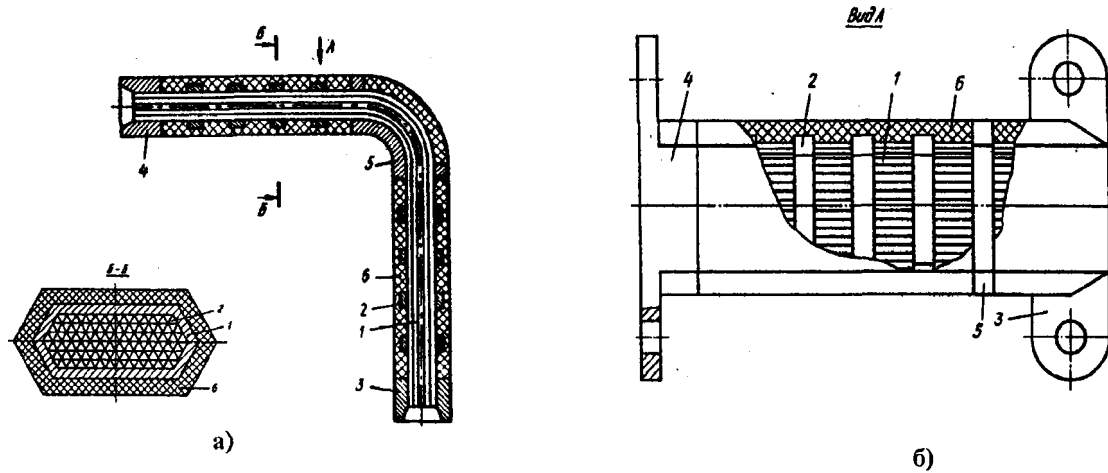


Рис. 6.33. Конструкция Г-образного виброизолятора с пакетом стержней треугольной формы поперечного сечения.

Для обеспечения компактной формы виброизолятора с пакетом стержней треугольной в сечении формы был разработан вариант конструкции, показанный на рис. 6.34. Здесь упругогистерезисный элемент выполнен в виде многослойного тела вращения с поперечным сечением в форме равностороннего треугольника, составленного из множества кольцевых шайб одинакового треугольного сечения, контактирующих друг с другом по всем граням и сжатого упругими, равномерно расположенными по окружности элемента между чередующимися узлами крепления фигурных обойм хомутами, создающими на гранях контактирующих колец равномерно распределенную нагрузку.

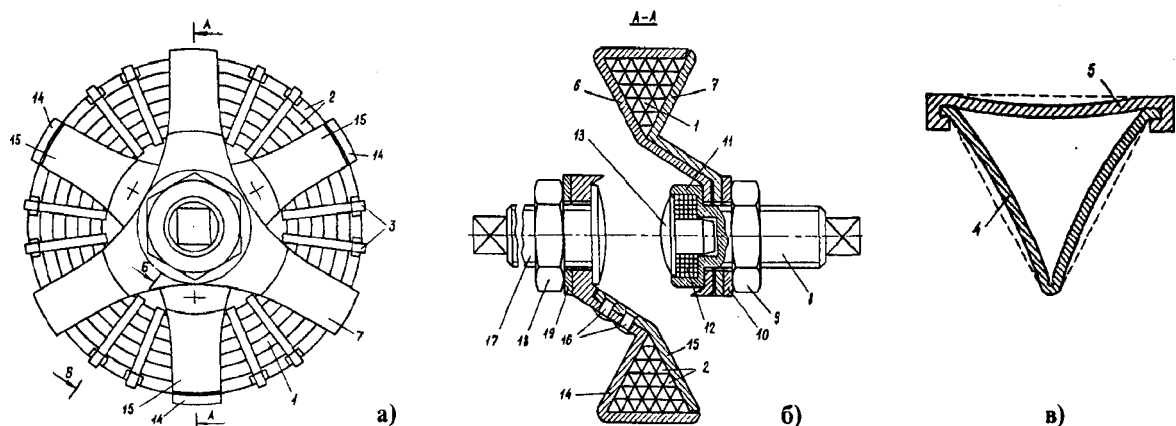


Рис. 6.34. Конструкция варианта виброизолятора с многослойным элементом кольцевой треугольной в сечении формы: а - вид в плане; б - сечение по А-А; в - форма упругого хомута до и после (пунктир)сборки.

Значительная площадь контакта упругих элементов позволяет существенно уменьшить износ при эксплуатации виброизолятора и, тем самым, увеличить стабильность упругих и демпфирующих характеристик в процессе наработки. Виброизолятор прост в изготовлении и имеет простую и ясную расчетную схему. Это позволяет надеяться на его широкое применение в технике.

На рис. 6.35 показана конструкция виброизолятора-рессоры, реализующая принципы 5 и 6, но выполненные из лент разной толщины. Пакет в целом на его рабочем участке изготавливается круглого или овального поперечного сечений и обматывается плоско заготовленной проволокой круглого или квадратного сечения с заданным натягом. За счет этого между слоями пакета создается равномерно распределенная сдвливающая нагрузка, что обеспечивает в виброизоляторе демпфирующие характеристики близкие к максимально возможным для многослойных конструкций. Распределение толщин лент в пакете определяется из условия одинакового момента инерции их поперечных сечений относительно оси изгиба. При овальном сечении пакета ленты могут быть одинаковой толщины.

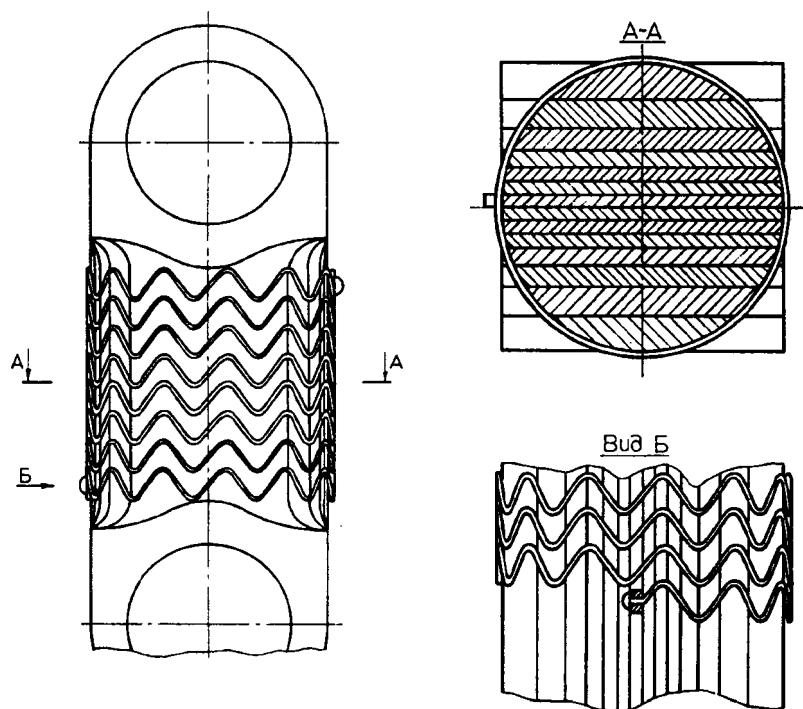


Рис. 6.35. Упругодемпфирующий элемент с равномерно распределенной по длине сдвливающей нагрузкой и распределенным трением в контакте слоев.

Кроме показанной на рисунке, виброизолятор может быть изготовлен по Г-образной или П-образной схеме (рис. 6.36, а, в).

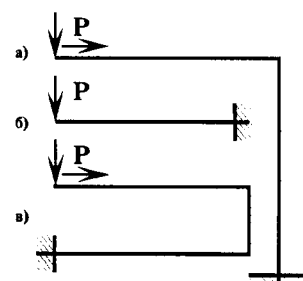


Рис. 6.36. Возможные схемы компоновки и нагружения виброизоляторов с элементом, показанным на рис. 6.35.

Заключение

Выполнен методологически обоснованный комплекс научно-исследовательских работ, в результате которого создана общая методология исследований систем конструкционного демпфирования с линейными и нелинейными характеристиками, апробированная на большом числе теоретических моделей демпфирующих устройств и реальных конструкций виброизоляторов и демпферов.

При этом получены следующие основные результаты.

1. Разработанная методология позволила выявить фундаментальные закономерности процессов, протекающих при деформировании систем конструкционного демпфирования.

2. На основе выявленных закономерностей и обобщения результатов исследовательских работ сформулированы общие принципы формирования гистерезиса систем конструкционного демпфирования при различных видах их пространственного деформирования. Так, например, впервые доказано, что гистерезис систем конструкционного демпфирования при круговых траекториях движения вибратора имеет вид эллипсов и практически идентичен гистерезису систем с гидродинамическим сопротивлением. Это дает возможность использовать огромный опыт, накопленный в теории колебаний систем с вязким трением для систем с конструкционным демпфированием.

3. Сформулированы и обоснованы общие принципы проектирования систем конструкционного демпфирования. На их основе создано семейство многослойных гофрированных демпферов опор турбомашин АиРКТ (ТНА маршевого ЖРД 2-й ступени РН “Энергия”, авиационных ГТД НК-8, НК-12, НК-144, НК-88, др. объектах народного хозяйства), состоящее из конструкций, технологий изготовления, методик расчета и проведения испытаний, рекомендации по серийному производству и эксплуатации.

5. Создано семейство высокоэффективных цельнометаллических виброизоляторов, демпферов и демпфирующих структур с регулярной формой упругодемпфирующих эле-

ментов: тросовых, ленточных, с ансамблем стержней сложных поперечных сечений. Большинство из них внедрено и успешно эксплуатируется в АиРКТ, на транспорте, в машиностроении, в народном хозяйстве с большим экономическим эффектом. Использование разработанных автором и внедренных конструкций позволило значительно сократить сроки доводки машин, обеспечить их долговечность, улучшить экологию рабочих мест на заводах и фабриках, на транспорте.

6. Созданы основы проектирования новых систем конструкционного демпфирования с управляемыми упругофрикционными характеристиками, что позволяет создавать системы виброзащиты с управляемым вибросостоянием объектов.

7. Практически все объекты разработки защищены авторскими свидетельствами СССР и патентами России, а многие конструкции виброизоляторов и демпферов не имеют аналогов в мировой практике авиадвигателестроения.

9. На базе описанных в монографии разработок автору за 1998 год присвоено звание лауреата Губернской премии, а в 2008 - лауреата Премии Правительства РФ в области науки и техники.

Список использованной литературы

1. Авторские свидетельства СССР по конструкциям тросовых виброизоляторов: (МКИ F16F 7/14). №№ 765559, 796550, 800460, 806926, 806927, 813024, 855286, 875129, 889963, 889964, 894262, 945518, 962692, 981736, 1000628, 1010346, 1017853, 1052754, 1054598, 1060833, 1052753, 1078155, 1068635, 1180585, 1218200, 1240972, 1364786, 1384852, 1385867, 1392278, 1392279, 1404704, 1439324, 1441102, 1442744, 1460471, 1465665, 1469220, 1471005, 1479757, 1499002, 1511489, 1511490, 1518589, 1518590, 1523783, 1527427, 1534226, 1551871, 1562559, 1567819, 1573257, 1588938, 1620722.
2. Авдеев Д.Т. Исследование предварительного смещения прессовых соединений. Изв. ВУЗ, "Машиностроение", № 4, 1962.
3. Алабужев П.М., Геронимус В.Б. и др. Теория подобия и размерностей. Моделирование. Изд. "Высшая школа", М., 1968.
4. Ананьев И.В., Тимофеев П.Г. Колебания упругих систем в авиационных конструкциях и их демпфирование. - М.: Машиностроение, 1965. - 526 с.
5. Антипов В.А., Пономарев Ю.К. Метод исследования упругофрикционных свойств анизотропных демпферов сухого трения // Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов.-Куйбышев: КуАИ, 1978.- с. 22-26.
6. Антипов В.А., Пономарев Ю.К. Расчетные исследования анизотропии упругофрикционных характеристик многослойных кольцевых гофрированных демпферов опор роторов турбомашин // Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов.-Куйбышев; КуАИ, 1983.-с. 12-19.
7. Архангельский С.В., Пономарев Ю.К. Средства виброзащиты электронного оборудования. Журнал "Телекоммуникационное поле регионов", № 4, изд-во РБ "Эффект", Самара, 1998, с. 29.
8. А.с. 165932 СССР, МКл F16F 7/00. Демпфирующее устройство/В.А.Антипов, А.Ю.Березкин, Ю.К.Пономарев, Ю.Н.Лапшов/- БИ, 1981, № 16.
9. А.с. 199458 СССР. Устройство для определения циклической энергии рассеяния в демпферах. /Иванов В.П., Шайморданов Л.Г./ - БИ, 1967, № 15.
10. А.с. 246972 СССР, МКл F16L. Упруго-демпфирующая опора/А.М. Сойфер, Е.А. Панин//БИ.-1969.-№ 21.
11. А.с. 297734 СССР, МПК D07B 1/10. Трос /И.Д. Эскин, Ю.К. Пономарев, Г.В. Лазуткин, Ю.Н. Лапшов и Ю.В. Поспелов (СССР). -№ 1386896/25-27; Заявл. 08.12.69; Опубл. 11.03.71; Бюлл. № 10.
12. А.с.314942 СССР, МПК F 16f 7/4. Амортизатор / И.Д. Эскин, Ю.К. Пономарев // БИ.-1971.-№ 28.

13. А.с. 380883 СССР, МКл F16f 7/14. Тросовый амортизатор / И.Д. Эскин, Ю.К. Пономарев, В.А. Безводин // БИ.-1973.-№ 21.
14. А.с. 383923 СССР, МКл F16f 7/00. Пластинчатый демпфер/И.Д. Эскин, Ю.К. Пономарев, Ю.И. Ефремов// БИ.-1973.- № 24.
15. А.с.394481 СССР, МКл Д 07b 1/10. Трос / И.Д. Эскин, Ю.К. Пономарев и др. // БИ.-1973.- № 34.
16. А.с. 418618 СССР. Устройство для гашения колебаний лопаток турбомашин/В.А. Колесников, В.А. Фролов и др.// БИ. № 9, 1974.
17. А.с. 443214 СССР, МКл F16a 3/06. Гидростатическая упруго-демпфирующая опора / А.И. Белоусов, П.Д. Вильнер, Ю.К. Пономарев и др. // БИ.-1974.- № 34.
18. А.с. 544723 СССР, Мкл² Д07В 1/10. Трос / И.Д.Эскин, Ю.К.Пономарев и др. // БИ.-1977.-№ 4.
19. А.с.576484 СССР, МКл² F16L 55/02. Упруго-демпфирующий зажим для трубопроводов/М.А.Мальтеев, И.Д.Эскин, Е.А.Панин, Ю.К.Пономарев и др.// БИ.-1977.-№ 38.
20. А.с. 589483 СССР, МКл² F16F 15/06. Способ регулирования демпфирующих свойств многослойных элементов / И.Д.Эскин, Ю.К.Пономарев // БИ.-1978.-№ 3.
21. А.с. 642905 СССР, МКл² В21F 21/00. Способ изготовления проволочного нетканого материала/Антипов В.А., Пономарев Ю.К., Эскин И.Д.// БИ.-1979.-№20.
22. А.с.665151 СССР, МКл F16F 9/00. Устройство для исследования упругофрикционных характеристик кольцевых демпферов сухого трения / Ю.К.Пономарев, В.А.Антипов // БИ.-1979.-№ 20.
23. А.с.669128 СССР, МКл² F16F 7/00. Металлический термостойкий упругофрикционный демпфер / Ю.К.Пономарев, В.А.Антипов // БИ.- 1974.-№ 38.
24. А.с. 690350 СССР, МКИ² G01N 3/56. Способ определения упругофрикционных характеристик кольцевых демпферов сухого трения/Ю.К.Пономарев, В.А.Антипов //БИ.-1979.-№ 37.
25. А.с.723252 СССР, МКл² F 16 F 7/00. Демпфер / И.Д.Эскин, Ю.К.Пономарев, В.А.Антипов и др. // БИ.-1980.-№ 11.
26. А.с.7383923 СССР, МКл F16f 7/14. Пластинчатый демпфер /И.Д.Эскин, Ю.К.Пономарев, Ю.И.Ефремов // БИ.-1973.- № 24.
27. А.с. 778399 СССР, МКл³ F16F 7/00. Демпфирующее устройство/Ю.К.Пономарев, В.А.Антипов и др. // БИ.-1979.- № 4.
28. А.с.796545 СССР, МКл² F 16F 7/00. Демпфирующее устройство / В.А.Антипов, Ю.К.Пономарев, Ю.Н.Лапшов и др. // БИ.-1981.-№ 2.

29. А.с.986556 СССР, МКЛ³ В21F 21/00. Способ изготовления упругодемпфирующего нетканого материала / В.А.Антипов, Ю.К.Пономарев и др. // БИ.-1983.- № 1.
30. А.с.1241098 СССР, МКИ⁴ G01N 3/56. Способ определения упругофрикционных характеристик кольцевых демпферов сухого трения / Ю.К.Пономарев, Е.А.Кондратенко // БИ.-1986.- № 24.
31. А.с.1420264 СССР, МКИ⁴ F16F 7/08. Амортизатор / Ю.К.Пономарев // БИ.-1988.- № 32.
32. А.с.1476216 СССР, МКИ⁴ F16F 7/14. Амортизатор / Ю.К.Пономарев // БИ.-1989.- № 16.
33. А.с.1525248 СССР, МКИ⁴ E02B 17/00. Опора для стационарной морской платформы/Ю.К.Пономарев,Ю.М.Коваленко//БИ.-1989.-№ 44.
34. А.с.1569385 СССР, МКИ⁵ F16F E02B 17/00. Несущая опора морского сооружения /Ю.К.Пономарев, Ю.М.Коваленко//БИ.-1990.-№ 21.
35. А.с. 1668775 СССР, МКИ⁵ F16F 7/08. Амортизатор / Д.Е.Чегодаев, Ю.К.Пономарев, А.Е.Осоргин // БИ.-1991.- № 29.
36. А.с.1678977 СССР, МКИ⁵ E02D 27/34. Фундамент сейсмостойкого здания / Ю.К.Пономарев, Д.Е.Чегодаев // БИ.-1991.- № 35.
37. А.с.1698389 СССР, МКИ⁵ E04B 1/98. Сейсмостойкое сооружение / Д.Е.Чегодаев, Ю.К.Пономарев // БИ.-1991.- № 46.
38. А.с. 1705614 СССР, МКИ⁵ F15B 15/14. О.П.Мулюкин, Д.Е.Чегодаев, Ю.К.Пономарев и др.//БИ.-1992.-№ 2.
39. А.с.1751543 СССР, МКИ⁵ F16F 7/00, F16C 27/04. Пластинчатый кольцевой демпфер/С.Н.Мелентьев, Ю.К.Пономарев, М.Е.Проданов и М.М.Пирский//БИ.-1992.- № 28.
40. А.с. 1753093 СССР, МКИ⁵ F16F 7/00. Пластинчатый демпфер радиальной опоры ротора/ Ю.К.Пономарев, М.Е.Проданов, Д.Е.Чегодаев, С.Н.Мелентьев// БИ.-1992.-№ 29.
41. А.с. 1803783 СССР, МКИ⁵ G01N 3/20. Устройство для исследования характеристик упорных упругодиссипативных элементов./ Пономарев Ю.К., Цих С.В., Д.Е.Чегодаев Д.Е.//БИ.-1993.-№ 11.
42. Белоусов А.И., Старцев Н.И. Итоги работ по научному направлению "Разработка методов и средств повышения вибрационной стойкости авиационных конструкций" // Авиационная промышленность.- 1987.-Прил. № 2.-с. 31-32.

43. Белоусов А.И., Тройников А.А. Определение упругофрикционных характеристик изделий из материала МР для систем виброзащиты ГТД // Проектирование и доводка авиационных ГТД.-Куйбышев: КуАИ,1985. -с. 159-169.
44. Белоусов А.И., Тройников А.А. Повышение долговечности цельнометаллических виброизоляторов на основе материала МР // Надежность и долговечность машин и сооружений.- 1985.- вып. 8.- с. 89-92.
45. Белоусов А.И., Тройников А.А. Повышение долговечности цельнометаллических виброизоляторов на основе материала МР для систем виброзащиты ГТД // Проектирование и доводка ГТД.-Куйбышев: КуАИ,1985.-с. 159-169.
46. Белоусов А.И., Тройников А.И. Построение процесса произвольного нагружения изделий из материала МР для виброзащитных систем ГТД // Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов.- Куйбышев: КуАИ, 1985.- с. 3-7.
47. Белоусов А.И., Тройников А.А. Прогнозирование долговечности цельнометаллических виброизоляторов из материала МР // Известия ВУЗов. Авиационная техника.- 1984.-№ 1.-с. 13-18.
48. Белоусов А.И.,Тройников А.А. Прогнозирование изменения упругофрикционных характеристик виброизоляторов из материала МР при наработке // Авиационная промышленность.-1986.-№ 1.-с. 24-26.
49. Бронштейн И.Н. и Семендяев К.А. Справочник по математике // М., "Наука", 1986, 544 с.
50. Белоусов А.И., Фролов В.А. Методы повышения вибрационной прочности лопаток турбомашин // Куйбышев: КуАИ, 1983.-71 с.
51. Белоусов А.И., Эскин И.Д., Иващенко В.И. Исследование упругофрикционных характеристик кольцевых ленточных демпферов // Куйбышев: КуАИ, 1986.- 27с.
52. Бидерман В.Л., Расчет листовых рессор (в кн. Расчеты на прочность в машиностроении", т.1, под общей редакцией С.Д. Пономарева, Машгиз, 1957).
53. Бузицкий В.Н., Лазуткин Г.В., Притулин А.Г. и др. Применение полиномиальной математической модели деформирования амортизаторов из материала МР для исследования свободных колебаний. В сб."Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов".- Куйбышев; КуАИ, 1978.- с. 5-10.
54. Бузицкий В.Н. и Сойфер А.М. Цельнометаллические упругодемпфирующие элементы, их изготовление и применение. Сб. " Вибрационная прочность и надежность авиационных двигателей".-Куйбышев; КуАИ, вып. 19, 1965.

55. Василенко Н.В. Влияние формы петли гистерезиса на характеристики колебательного движения. Сб. "Вопросы рассеяния энергии при колебаниях упругих систем", Киев, 1962.
56. Веников В.А., Веников Г.В. Теория подобия и моделирования. М., "Высшая школа", 1984.-439 с.
57. Верховский А.В. Явление предварительного смещения при трогании несмазанных поверхностей с места. Журнал прикладной физики, № 3, 1926.
58. Вильнер П.Д., Глейзер А.И. Экспериментальное исследование пластинчатых демпферов критических скоростей. В сб. "Рассеивание энергии при колебаниях упругих систем". Изд. "Наукова думка", Киев, 1968.
59. Вильнер П.Д., Осипов Н.Я. Демпфер для гашения вибрации лопаток. В сб. "Рассеивание энергии при колебаниях упругих систем". Изд. "Наукова думка", Киев, 1968.
60. Вибрации в технике. Справочник в 6 томах. М., Машиностроение, 1978.
61. Вибропоглощающие характеристики кольцевых амортизаторов /Т.Г.Татишвили, В.С.Сванидзе, А.Л.Гогава, А.И.Белоусов и др. // Рассеяние энергии при колебаниях механических систем; Матер. XI11 Респ. научной конф.-Киев; Наук. думка, 1985.-с.292-295.
62. Волк И.М. Демпфирование колебаний при помощи двустороннего упругогистерезисного упора. Известия АН СССР, ОТН, Механика и машиностроение, N 3, 1962.
63. Волк И.М., Новиков Г.А. Свободные колебания системы с одной степенью свободы с упругогистерезисной характеристикой в форме параллелограмма. Изд. АН СССР, "Механика твердого тела", № 1, М., 1967.
64. Волк И.М., Эскин И.Д. Вынужденные периодические колебания упругофрикционной системы с петлей гистерезиса в форме параллелограмма. Инженерный журнал "Механика твердого тела", 4, М., 1968.
65. Волк И.М., Новиков Г.А. Поперечный изгиб трехслойной консоли с гофрированной прокладкой при циклическом нагружении. Труды КуАИ, вып. 36, 1969.
66. Вялышев А.И., Тартаковский Б.Д. О колебаниях систем с большими потерями// Колебания, излучение и демпфирование упругих структур. М.: Наука, 1973. с. 27-43.
67. Глейзер А.И., Покрасс Л.П. Конструирование и расчет гофрированного демпфера для гашения роторных вибраций. В сб. "Некоторые вопросы доводки авиационных газотурбинных двигателей". Тр. КуАИ, вып. 45, Куйбышев, 1970.

68. Горбунов В.Ф., Панин А.И. и др. Рассеивание энергии в кольцевых упругих элементах амортизатора, выполненных из троса. В сб. "Динамика и долговечность машин", Ч-Г, Томск, 1970.
69. Даринский Б.М., Мешков С.И. Влияние формы петли гистерезиса на стационарный режим колебаний системы с одной степенью свободы. Инженерный журнал "Механика твердого тела", № 5, М., 1966.
70. Даринский Б.М., Мешков С.И. Влияние формы петли гистерезиса на стационарный режим колебаний. Инженерный журнал "Механика твердого тела", № 5, М., 1967.
71. Ден-Гартог Дж.П. Механические колебания. - М.: Государственное издательство физико-математической литературы, 1960. 580 с.
72. Добрынин С.А. и др. Методы автоматизированного исследования вибрации машин: Справочник. - М.: Машиностроение, 1987.-224 с.
73. Дорошко С.М. Демпфирование в слойных пластинах и дисках. Автореферат диссертации на соиск. уч. ст. канд. техн. наук, РКИИ- ГА, 1968.
74. Жданов Г.П. Влияние сил трения между проволоками стальных канатов на изгибные напряжения при пробеге канатов на шкиве. Научные труды ХГИ, т.5, Харьков, 1958.
75. Ильинский В.С. Защита РЭА и прецессионного оборудования от динамических воздействий //М., "Радио и связь", 1982, с. 296.
76. Иванов В.П., Шайморданов Л.Г. Установка для замера момента сопротивления прецессионному движению ротора, возникающего в демпфере. - В сб.: Вибрационная прочность и надежность двигателей летательных аппаратов. Тр. КуАИ, Куйбышев, 1969, вып. 35.
77. Калинин Н.Г. Конструкционное демпфирование в многослойной балке переменного сечения. В сб. "Вопросы динамики и прочности", вып.8, изд. АН Лат. ССР, 1962.
78. Калинин Н.Г., Лебедев Ю.А. Конструкционное демпфирование в тонкостенной балке. Изв. АН Латв. ССР, 1959.
79. Капица П.Л. Патенты демпферов: нем. патент 705437; англ. патент 615464 А; канад. патент 448647; фр. патент 928909; бельг. патент 465846; шв. патент 133125.
80. Капица П.Л. Устойчивость и переход через критические числа оборотов быстровращающихся роторов при наличии трения. ЖТФ, 1939, т.9, вып. 2, с. 1-37.
81. Карпачев Н.Ф. Исследование листового торсиона. В сб. Расчеты на прочность элементов конструкций. Тр. Челябинского политехнического института, вып. 2, Машгиз, 1957.
82. Кирпичев М.В. Теория подобия. Изд. АН СССР, М., 1958.

83. Климов В.Г. Вынужденные колебания системы с симметричной полигональной петлей гистерезиса. Изв. ВУЗ, Радиофизика, т. 10, № 7, 1967.
84. Коленко Н.Н., Пономарев Ю.К., Варивода В.Д. Исследование влияния вибронагрузок на срабатывание предохранительного клапана. В сб. "Проблемы динамики пневмогидравлических и топливных систем летательных аппаратов и двигателей". Материалы 2-й научно-технической конференции, посвященной 5-летию Самарского ордена Трудового Красного Знамени авиационного института имени академика С.П.Королева. Изд. НПО "Импульс", Самара, 1993, с. 59.
85. Конструкционное демпфирование в неподвижных соединениях /Под ред. Н.Г.Калинина - Рига: Изд-во АН Латв. ССР, 1960 - 220 с.
86. Конструирование рабочих органов машин и оборудования из упругопористого материала МР: Учеб.-справ. пособие. Ч.1/Д.Е.Чегодаев, О.П.Муллюкин, Е.В.Колтыгин - НПП "Авиатор": Самара. 1994. 156 с.
87. Конструирование рабочих органов машин и оборудования из упругопористого материала МР: Учеб.-справ. пособие. Ч.2/Д.Е.Чегодаев, О.П.Муллюкин, Е.В.Колтыгин - НПП "Авиатор": Самара. 1994. 100 с.
88. Кузнецов Н.Д. Авиационный двигатель НК-86 // Новые технологические процессы и надежность ГТД.- 1981.- № 6.- с. 9-20.
89. Кузнецов Н.Д. Влияние свойств материалов и технологии изготовления на конструкционную прочность // Проблемы прочности.- 1971.-№ 7.-с. 47-54.
90. Кузнецов Н.Д. К вопросу об оптимальном конструировании ГТД // Проблемы прочности.-1973.- № 11 - с. 5-12.
91. Кузнецов Н.Д. Надежность газотурбинных двигателей // Машиноведение.- 1978.- № 2.- с.13-20.
92. Кузнецов Н.Д. Некоторые проблемы современного газотурбостроения // Некоторые вопросы проектирования и доводки авиационных газотурбинных двигателей.- Куйбышев: КуАИ, 1970.- вып.5.-с. 5-16.
93. Кузнецов Н.Д. Обеспечение надежности двигателей для гражданской авиации // Основные вопросы теории и практики надежности.- М.: Сов. радио, 1975.- с. 27-42.
94. Кузнецов Н.Д. Обеспечение надежности современных авиадвигателей // Проблемы надежности и ресурса в машиностроении.-М.; Наука,1986.-с. 51-68.
95. Кузнецов Н.Д. О главном в проблеме надежности // Надежность и контроль качества.-1970.-№ 6.-с. 3-12.
96. Кузнецов Н.Д. Особенности проектирования современных сложных авиационных машин // Тр. 5-й Всес. конф. по микроэнергетике.- Куйбышев: КуАИ, 1975.- с.3-15.

97. Кузнецов Н.Д. Принципы обеспечения надежности авиадвигателей // Кибернетические системы управления подвижными объектами.- 1982.- с.3-8.
98. Кузнецов Н.Д. Прогнозирование прочности ГТД большого ресурса // Проблемы прочности.- 1976.- № 5.- с. 12-20.
99. Кузнецов Н.Д. Прочность элементов конструкций ГТД в условиях малоциклового нагружения // Проблемы механики и теплообмена в космической технике.- М: Машиностроение, 1982.- с.10-25.
100. Кузнецов Н.Д. Рецензия на книгу И.А.Биргера, Р.Р.Мавлютова "Сопrotивление материалов" // Вестник машиностроения.- 1987.- № 11.-с.79-80.
101. Кузнецов Н.Д., Волков В.И. Повышение надежности и ресурса малогабаритных лопаток компрессора из стали ЭП718ВД // Новые технологические процессы и надежность ГТД.- 1990.- № 3.-с. 3-14.
102. Кузнецов Н.Д., Игнатов Г.А. Доводка двигателя НК-86 //Новые технологические процессы и надежность ГТД.- 1981.- № 6.-с. 20-38.
103. Кузнецов Н.Д., Цейтлин В.И. Эквивалентные испытания газотурбинных двигателей.-М.; Машиностроение,1976.-216 с.
104. Лазуткин Г.В. Виброизоляторы на основе материала МР (тип ДКУ).- Куйбышев,1985.-150 с.-Деп. в ВИНТИ 16.08.85, № 6112-85.
105. Лазуткин Г.В. Колебания виброзащитных систем с конструкционным демпфированием // Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов.- Куйбышев: КуАИ, 1984.- с.118- 126.
106. Лазуткин Г.В. Упругофрикционные и прочностные характеристики виброизоляторов типа ДКУ из материала МР // Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов.- Куйбышев: КуАИ, 1985.- с.66-72.
107. Лазуткин Г.В., Лямин Е.В., Уланов А.М. Определение предельных возможностей виброзащитных систем с одной степенью свободы // Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов.-Куйбышев; КуАИ,1990.-с. 80-88.
108. Лазуткин Г.В., Трубин В.Н. Экспериментальные статические и динамические характеристики амортизаторов типа ДК // Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. -Куйбышев; КуАИ, 1976.-с. 28-32.
109. Лазуткин Г.В., Трубин В.Н., Тройников А.А. О подобии диссипативных систем по упругофрикционным характеристикам // Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов.-Куйбышев; КуАИ,1975.-с. 50-52.

110. Лазуткин Г.В., Уланов А.М. Автоматизированное проектирование виброизоляторов из материала МР // Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов.-Куйбышев; КуАИ, 1988.-с. 49-53.
111. Лазуткин Г.В., Уланов А.М. Математическая модель деформирования виброизоляторов из материала МР // Известия ВУЗов. Авиационная техника.-1988.-№ 3.-с. 30-34.
112. Лазуткин Г.В., Уланов А.М. Математическое описание процессов деформирования сложных систем конструкционного демпфирования // Машиноведение.-1989.-№ 4.-с. 39-43.
113. Лазуткин Г.В., Уланов А.М., Анохин А.К. Определение динамических характеристик виброизоляторов из материала МР при многофакторном нагружении // Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов.-Куйбышев; КуАИ, 1989.-с. 58-64.
114. Лазуткин Г.В., Уланов А.М., Федорова И.В. Математическая модель деформирования систем конструкционного демпфирования и ее программная реализация // Проблемы прочности.-1990.-№ 8.-с. 30-34.
115. Лазуткин Г.В., Уланов А.М. Проектирование виброзащитной системы с шестью степенями свободы, использующей виброизоляторы из материала МР // Всесоюз. научно-техн. конф. "Механика и технология изделий из металлических и металлокерамических композиционных материалов" (Волгоград, июнь 1989); Тез. докл.- Волгоград; Б.и., 1989.- с.127-129.
116. Лазуткин Г.В., Шманев С.В. Исследование динамических характеристик виброзащитных систем на основе материала МР при случайном нагружении // Проектирование и доводка авиационных ГТД // Самара; САИ, 1992.-с.51-58. Деп. в ВИНТИ - 1992 -№ 12, б/о 709.
117. Лебедев Ю.А. Конструкционное демпфирование в заклепочных соединениях. Изв. АН Латв. ССР, 1959.
118. Лебедева В.И. Экспериментальное исследование конструкционного гистерезиса в соединениях типа фрикционной муфты. В сб. "Вопросы динамики и прочности", вып. 8. Изд. АН Латв ССР, Рига, 1961.
119. Лебедева В.И. Оптимальное демпфирование в двухслойной консоли при произвольной периодической нагрузке. В сб. "Вопросы динамики и прочности", вып. 11. Изд. АН Латв ССР, Рига, 1964.
120. Лебедева В.И. Конструкционное демпфирование во фрикционных муфтах при циклических нагружениях. Изв. АН Латв. ССР, 1959.

121. Мальтеев М.А. Виброзащита трубопроводов на этапах проектирования и доводки двигателей летательных аппаратов. Дисс. на соиск. уч. степ. кандидата техн. наук. - Куйбышев, 1989.
122. Мальтеев М.А., Пономарев Ю.К. Методология определения упругодиссипативных характеристик опор трубопроводов с многослойными пакетами. В сб. "Надежность механических систем", изд-во СГТУ, Самара, 1995, с. 146.
123. Максак В.И., Митрофанов Б.П. Упругое предварительное смещение дискретного контакта при сложном нагружении. В сб. "Контактные задачи и их инженерные приложения". Доклады конференции. Изд. НИИМАШ, М., 1969.
124. Митрофанов Б.П., Максак В.И. Анизотропия упругого предварительного смещения. Вестник АН БССР, сер. физ.-мат. наук, № 1, 1968.
125. Математическое представление упругофрикционных характеристик из материала МР // В.Н.Бузицкий, Г.В.Лазуткин, А.Г.Притулин и др. // Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов.-Куйбышев; КуАИ, 1977.- с. 3-8.
126. Основы автоматизированного проектирования двигателей летательных аппаратов / Д.В. Хронин, В.И. Баулин, Ю.П. Кирпикин и др. Под ред. Д.В. Хрониной. - М.: Машиностроение, 1984. - 184 с.
127. Палочкина Н.В. Демпфирование колебаний в резьбовом соединении. В сб. "Рассеивание энергии при колебаниях упругих систем". Изд. АН УССР, Киев, 1963.
128. Панин Е.А. Исследование и разработка металлических упругодемпфирующих опор трубопроводов авиационных гидравлических систем. Диссертация на соискание ученой степени канд. техн. наук, КуАИ, Куйбышев, 1960.
129. Пановко Я.Г. Внутреннее трение при колебаниях упругих систем. М.: Физматгиз, 1960. 196 с.
130. Пановко Я.Г., Страхов Г.И. Конструкционное демпфирование в резьбовых соединениях. Известия АН Латв. ССР, 12, 1960.
131. Пановко Я.Г., Страхов Г.И. Конструкционное демпфирование в шлицевых соединениях. Известия АН Латв. ССР, 8, 1959.
132. Патент 1619808 РФ, МКИ⁵ F16F 7/00. Упругодемпферная опора ротора/Ю.К.Пonomарев // приор. от 09.03.89 по заявке № 4660123, действие патента с 20.01.93 г.
133. Патент 1649164 РФ, МКИ⁵ F16F 7/00. Упругодемпфирующий элемент/Ю.К.Пonomарев // БИ.-1991.- № 18.

134. Патент 1670227 РФ, МКИ⁵ F16F 3/06. Упругодемпфирующий пружинный элемент/Ю.К.Пономарев, Д.Е.Чегодаев // БИ.-1991.- № 30.
135. Патент 1721354 РФ, МКИ⁵ F16K 7/08. Амортизатор / Ю.К.Пономарев // БИ.-1992.- № 11.
136. Патент 1746080 РФ, МКИ⁵ F16C 27/02. Упругодемпфирующая опора скольжения / Ю.К.Пономарев, С.В.Цих, О.Л.Кайдалов//БИ.-1992.-№ 25.
137. Патент 1746092 РФ, МКИ⁵ F16F 7/00. Амортизатор /Ю.К.Пономарев, Д.Е.Чегодаев // БИ.-1992.-№ 25.
138. Патент 2002982 РФ, МКИ⁵ F16C 17/08. Упругодиссипативная опора/Мулюкин О.П., Цих С.В., Пономарев Ю.К., Чегодаев Д.Е. Захаров О.Ю.// БИ.-1993.- № 41-42.
139. Патент 2001328 РФ, МКИ⁵ F16F 1/34. Виброизолятор/Мулюкин О.П., Цих С.В., Пономарев Ю.К., Чегодаев Д.Е., Шакиров Ф.М. и Мальтеев М.А.//БИ.-1993.- № 37-38.
140. Патент 2020316 РФ, МКИ⁵ F16F 7/14. Тросовый виброизолятор/Безводин В.А., Пономарев Ю.К.//БИ.-1994.- № 18.
141. Патент 2020317 РФ, МКИ⁵ F16F 7/14. Тросовый виброизолятор/Пономарев Ю.К., Шакиров Ф.М., Мулюкин О.П., Мальтеев М.А.//БИ.-1994.- № 18.
142. Патент 2038118 РФ, МКИ⁶ B01B 35/06. Устройство для очистки воды/Чегодаев Д.Е., Пономарев Ю.К. и др.//БИ.-1995.- № 18.
143. Патент 2008992 РФ, МКИ⁵ B08B 9/04. Устройство для очистки внутренней поверхности трубопровода/Чегодаев Д.Е., Пономарев Ю.К., Цих С.В., Даниленко С.В., Сойфер А.М.//БИ.-1994.-№ 5.
144. Патент 2044190 РФ, МКИ⁶ F16F 7/14. Тросовый виброизолятор/Пономарев Ю.К. и др.//БИ.-1995.-№ 26.
145. Поздняк Э.Л. Исследование колебаний валов. Сб. "Проблемы прочности в машиностроении", 1, Изд-во АН СССР, 1958.
146. Поздняк Э.Л. Нелинейные колебания роторов на подшипниках скольжения. Сб. "Динамика гибких роторов", Изд-во "Наука", М., 1972.- с. 3-26.
147. Пономарев Ю.К. Инженерная методика расчета упругофрикционных характеристик многослойных гофрированных демпферов авиационных ГТД // Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов.-Куйбышев; КуАИ, 1977.-с. 42-48.
148. Пономарев Ю.К., Осоргин А.Е. Расчетное исследование упругодемпфирующих характеристик многослойных гофрированных пакетов, работающих в

режиме двустороннего упруго-гистерезисного упора. Депонированная рукопись № 6339-В90 Деп. от 04.03.90. ВИНТИ, б/о 614 в Библ. указ. № 5, 1990.

149. Пономарев Ю.К., Чегодаев Д.Е., Проничев Ю.Н. Основные направления совершенствования средств виброзащиты деталей и узлов двигателей летательных аппаратов. В сб. "Научно-исследовательские разработки и высокие технологии двойного применения", ч.1, Материалы 1-й Поволжской научно-технической конференции, Самара, 1995.

150. Пономарев Ю.К., Антипов В.А. Исследование анизотропии упруго-демпфирующих свойств кольцевых гофрированных демпферов сухого трения // Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов.- Куйбышев; КуАИ, 1980.-с. 125-131.

151. Пономарев Ю.К., Антипов В.А. Исследование влияния технологии изготовления и сборки многослойных гофрированных демпферов на их упруго-фрикционные характеристики. Депонированная рукопись № 1399-84 Деп. от 14.03.84. ВИНТИ, б/о 549 в Библ. указ. № 6, 1984.

152. Пономарев Ю.К., Мальтеев М.А. Методика расчета упругофрикционных характеристик опор трубопроводов с многослойными пакетами. Депонированная рукопись № 963-81 Деп. от 02.03.81. ВИНТИ, б/о 314 в Библ. указ. № 6, 1981.

153. Пономарев Ю.К. Прецессионный гистерезис в упругодемпферных опорах роторов турбомашин // Проектирование и доводка авиационных газотурбинных двигателей.-Куйбышев; КуАИ, 1990.-с. 89-98.

154. Пономарев Ю.К. Установка для исследования упругодиссипативных характеристик кольцевых демпферов, работающих в условиях прецессирующего перекося // Проектирование и доводка авиационных газотурбинных двигателей.-Самара; САИ, 1992.-с.103-106.

155. Пономарев Ю.К. Особенности описания гистерезиса в виброизоляторах с тросовыми упругогистерезисными элементами. В сб. "Гидропривод. Проблемы использования конверсионных разработок в машиностроении", Материалы Всероссийской научно-практической конференции, 1994.

156. Пономарев Ю.К., Эскин И.Д. Поперечный изгиб многослойного кольцевого демпфера, сжатого равномерно распределенной сдвигивающей нагрузкой // Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов.- Куйбышев; КуАИ, 1975.- с.18-27.

157. Пономарев Ю.К., Проничев Ю.Н., Чегодаев Д.Е., Вершигоров В.М., Кирилин А.Н. Многослойные демпферы двигателей летательных аппаратов. Самара: изд-во СГАУ, 1998, 232 с.

158. Проданов М.Е. Управление вибрационным состоянием и автоматизированное проектирование роторных систем ДЛА: Автореферат дисс. на соиск. уч. степ. кандидата техн. наук. - Куйбышев, 1990. - 18 с.

159. Павлов Г.В., Пономарев Ю.К., Чегодаев Д.Е., Проничев Ю.Н. Гидродинамика тонкого слоя жидкости в каналах с переменным поперечным сечением многослойных гофрированных демпферов двигателей летательных аппаратов. В сб. "Проблемы и перспективы развития двигателестроения в Поволжском регионе". - Самара: СГАУ, 1997. - Том 2. - с. 256-267.

160. Разработка и создание вибробезопасных конструкций механизированного инструмента. Отчет о НИР / КуАИ: Рук. Чегодаев Д.Е. - Тема 180-1, Н ГР У42620, Инв. № Г 15319 в ЦНТИ "Волна". - Куйбышев, 1989. 59 с.

161. Рудицын М.Н. и др. Справочное пособие по сопротивлению материалов. Изд. "Высшая школа", Минск, 1970.

162. Сергеев С.И. Динамика криогенных турбомашин с подшипниками скольжения. Машиностроение, М., 1973.

163. Сетин А.Д., Сойфер А.М., Филекин В.П. Изменение жесткости и демпфирующая способность корпуса ГТД с горизонтальным фланцевым соединением. В сб. "Вибрационная прочность и надежность авиационных двигателей", тр. КуАИ, Куйбышев, вып. 19, 1965.

164. Сорокин Е.С. Метод учета неупругого сопротивления материала при расчете конструкций на колебания. В сб. "Исследования по динамике сооружений", Госстройиздат, 1951.

165. Сорокин Е.С. Замкнутое решение задачи о вынужденных колебаниях стержней с гистерезисом. В сб. "Исследования по динамике сооружений", вып.4, Госстройиздат, 1949.

166. Сорокин Е.С. К вопросу неупругого сопротивления строительных материалов при колебаниях. Научное сообщение ЦНИИПС № 15, Госстройиздат, 1954.

167. Сорокин Е.С. Коэффициент диссипации энергии колебаний жестких тел при действии внутренних и внешних сопротивлений. Тр. научно-технического совещания по изучению рассеяния энергии при колебаниях упругих тел. Изд-во АН УССР, Киев, 1958.

168. Сорокин Е.С. Динамический расчет несущих конструкций. Госстройиздат, 1958.

169. Сойфер А.М. О расчетной модели материала МР, тр. КуАИ, Куйбышев, вып. 30, 1967.

170. Соيفер А.М., Бузицкий В.Н., Першин В.А. Способ изготовления нетканого материала МР из металлической проволоки/ А.с. 183174 СССР, кл. 7d, 16, B21F 21/00. Заявл. 27.07.60 г. Оpubл. 17.06.66 г.

171. Соيفер А.М., Филекин В.П. Конструктивное демпфирование колебаний тонкостенных оболочек типа корпусных деталей ГТД. Изв. ВУЗов МВО СССР, 1, серия "Авиационная техника", 1958.

172. Соيفер А.М., Эскин И.Д. Поперечный изгиб многослойной консоли// В сб. Вибрационная прочность и надежность авиационных двигателей. - Куйбышев: Тр. КуАИ, 1965. - с.335-345.

173. Страхов Г.И. Простейшие задачи конструкционного демпфирования. Дисс. на соиск. уч. ст. канд. техн. наук. Ин-т машиноведения АН Латв. ССР, 1958.

174. Страхов Г.И. Характеристики демпфирования в двухлистовой рессоре. Изв. АН Латв. ССР, № 10, 1958.

175. Старцев Н.И. Трубопроводы газотурбинных двигателей. М., Машиностроение, 1976, 272 с.

176. Тройников А.А., А.Д.Пичугин. Вопросы технологии изготовления упруго-демпфирующих элементов из материала МР. В сб. "Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов.- Куйбышев; КуАИ, вып. 8, 1981.- С.101-112.

177. Тройников А.А., Трубин В.Н., Лазуткин Г.В. К вопросу об упруго-демпфирующих свойствах материала МР // Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов.- Куйбышев; КуАИ, 1975.- с.60-65.

178. Филекин В.П. Конструктивный гистерезис в составной балке при отсутствии скольжений на концах. ИзВУЗ, "Авиационная техника", № 1, 1960.

179. Филекин В.П. Конструктивный гистерезис во фланцевых и шовных соединениях. Изв.ВУЗ, "Авиационная техника", № 4, 1960.

180. Филекин В.П. Вынужденные колебания составного стержня с массой на конце. В сб. "Вопросы динамики и прочности", вып. 8, Изд. АН Латв. ССР, Рига, 1962.

181. Филекин В.П. Свободные колебания составного стержня с массой на конце. В сб. "Вибрационная прочность и надежность авиационных двигателей". Куйбышев; КуАИ, вып. 19, 1965.

182. Филекин В.П. Жесткость и демпфирующая способность стыков с учетом податливости скрепляющих элементов. В сб. "Вибрационная прочность и надежность авиационных двигателей". Куйбышев; КуАИ, вып. 19, 1965.

183. Филиппов А.П. Обзор достижений в теории колебаний стержней. Прикладна механіка, т. 2, 1956.
184. Филиппов А.П. Вынужденные поперечные колебания стержней при учете затухания. Изв. АН СССР, № 4, 1935.
185. Фролов В.А. и др. Экспериментальное исследование возможностей повышения демпфирующих свойств лопаток компрессора. В сб. "Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов". - Куйбышев; КуАИ, вып. 5, 1978.
186. Фролов К.В., Фурман Ф.А. Прикладная теория виброзащитных систем.- М.: Машиностроение, 1980.- 277 с.
187. Хвингия М.В., Цулая Г.Г., Гогилашвили В.Н., Татишвили Т.Г. Конструктивное демпфирование в узлах вибрационных машин. Изд. Грузинского политехнического института, Тбилиси, 1973, 138 с.
188. Хильчевский В.В. Расчет колебаний турбинных лопаток переменного поперечного сечения при наличии бандажных связей с учетом гистерезисных потерь. Изв. Киевского политехнического института, т. 18, 1955.
189. Хильчевский В.В. Об одной методике экспериментального исследования рассеяния энергии в материале. Тр. научно-технического совещания по изучению рассеяния энергии при колебаниях упругих тел. Изд. АН УССР, Киев, 1958.
190. Хронин Д.В. Колебания в двигателях летательных аппаратов. - М.: Машиностроение. - 1980. - 296 с.
191. Цих С.В., Пономарев Ю.К., Чегодаев Д.Е. Неразрушающий контроль работоспособности пористых и эластичных подшипников скольжения по упруго-диссипативным свойствам их элементов // Матер. Всесоюз. научно-практич. конф. с международным участием (Ленинград, 1990). -Л.; Б.и., 1990.-с. 46-48.
192. Чегодаев Д.Е. Оптимальное соотношение упругодемпферных элементов опор роторов // Известия вузов. Авиационная техника, 1985. - № 3. - с. 74-78.
193. Чегодаев Д.Е., Мулюкин О.П., Пономарев Ю.К. Основные направления и перспективы промышленного использования материалов капиллярной структуры // Технология авиационного приборо- и агрегатостроения.-Саратов, 1990.-№ 4.-с. 46-53.
194. Чегодаев Д.Е., Мелентьев С.Н., Пономарев Ю.К., Проничев Ю.Н. Экспериментальное исследование динамики ротора с управляемой опорой на основе многослойного гофрированного демпфера. Вестник СГАУ, сер. "Проблемы и перспективы развития двигателестроения", вып. 2, ч. 2, Самара, 1998, с. 203-213.
195. Чегодаев Д.Е., Пономарев Ю.К. Универсальный стенд для исследования упруго-диссипативных характеристик кольцевых опор вибромашин при сложных видах

нагружения. Материалы Всесоюзной конференции по вибрационной технике. Изд. АН Грузии, Тбилиси, 1991, с. 63.

196. Чегодаев Д.Е., Пономарев Ю.К., Мулюкин О.П., Калугин П.А. Разработка средств виброзащиты двойного применения для использования в ракетно-космической технике и машиностроении. В сб. "Научно-исследовательские разработки и высокие технологии двойного применения", ч. 1, Материалы 1-й Поволжской научно-технической конференции, Самара, 1995.

197. Чегодаев Д.Е., Пономарев Ю.К., Цих С.В. Разработка способа и устройства определения упруго-демпфирующих характеристик опор скольжения для определения требуемых эксплуатационных свойств. В сб. "Оптимизация эксплуатационных свойств опор скольжения". Расширенные тезисы докладов семинара - школы ТРИБОЛОГ-6М с международным участием, Ярославль-Рыбинск-Ростов, 1990, с. 128-132.

198. Чегодаев Д.Е., Пономарев Ю.К. Демпфирование. Самара: Изд-во СГАУ, 1997, 334 с.

199. Чегодаев Д.Е., Пономарев Ю.К., Осоргин А.Е. Особенности виброзащиты машин с помощью многослойных гофрированных демпферов. Материалы Всесоюзной конференции по вибрационной технике. Изд. АН Грузии, Тбилиси, 1991, с. 60.

200. Шапиро Г.А. Работа заклепочных соединений стальных конструкций. Стройвоенмориздат, 1949.

201. Е.Л.Шведков и др. Словарь-справочник по трению, износу и смазке деталей машин. Киев, Наук. думка, 1979, 188 с.

202. Экспериментальное исследование возможностей управления вибросостоянием роторной системы узла турбины ТНА с помощью осевого поджатия шарикоподшипниковых опор. Техн. отчет / Совместн. КуАИ и КНПО "Труд": Инв. № 001.10723. - Куйбышев, 1990. - 42 с.

203. Эскин И.Д. Поперечный изгиб многослойного пакета с сухим трением на контактных поверхностях. В сб. "Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов", тр. КуАИ, Куйбышев, вып. 30, 1967.

204. Эскин И.Д. Конструкция демпферов авиационных ГТД. Учебно-методическое пособие. Изд-во Куйбышевского авиационного института. Куйбышев, 1981.

205. Эскин И.Д., Пономарев Ю.К. К вопросу подбора систем конструкционного демпфирования по упруго-фрикционным свойствам // Вопросы виброизоляции оборудования и приборов; Докл. межобл. семинара.-Ульяновск; Б.и., 1974.-с.97-106.

206. Эскин И.Д., Пономарев Ю.К. Классификация систем конструкционного демпфирования и определение свойств, присущих отдельным классам этих систем // Во-

просы виброизоляции оборудования и приборов; Докл. межобл. семинара.-Ульяновск; Б.и., 1974.-с. 88-96.

207. Эскин И.Д., Пономарев Ю.К. Свойства, присущие отдельным классам систем конструкционного демпфирования, обусловленные классификационными признаками // Вопросы виброизоляции оборудования и приборов; Докл. межобл. семинара.-Ульяновск; Б.и., 1974.-с. 77-87.

208. Эскин И.Л., Пономарев Ю.К. Определение обобщенных упругофрикционных характеристик демпферов и амортизаторов с конструкционным демпфированием // Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов.- Куйбышев; КуАИ, 1975.-с.35-43.

209. Эскин И.Л., Пономарев Ю.К. К вопросу определения обобщенных упругофрикционных характеристик демпферов и амортизаторов с конструкционным демпфированием //Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов.- Куйбышев; КуАИ, 1975.- с. 43-49.

210. Эскин И.Л., Пономарев Ю.К. Простейшая схема методики расчета демпферов и амортизаторов с конструкционным демпфированием // Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов.- Куйбышев; КуАИ, 1975.- с. 9-17.

211. Goodman L.E. a. Klamp I.H. Analysis of slip damping. J. appl. mech., 1956, 3.

212. Herb Le Kuch. Shoch & vibration isolation in sever environments // Noise & Vibration control Worldwide.- 1986,-№ 9.-Pp.240-245.

213. Masing G. Wissenschaftliche Veroffentlichungen aus dem Simens-Konzern. 3 Band, Erstes Heft, 1923.

214. Masing G. Wissenschaftliche Veroffentlichungen aus dem Simens-Konzern. 3 Band, Erstes Heft, 1924.

215. Masing G. Wissenschaftliche Veroffentlichungen aus dem Simens-Konzern. 5 Band, Erstes Heft, 1926.

216. Patent Documents - Shock and Vibration Mounts of the Cable Support Type: United States Patents.:

- 2 878 109 (Lord, 1943);
- 2 924 419 (Wells, 1960);
- 2 873 109 (Hartenstein et al., 1961);
- 2 972 459 (Kerley et al., 1961);
- 3 023 993 (Kerley, 1962);
- 3 025 031 (Kerley, 1962);

- 3 052 003 (Eyler, 1962);
- 3 204 911 (Lawrence et al., 1965);
- 3 204 912 (Lawrence et al., 1965);
- 3 204 913 (Lawrence et al., 1965);
- 3 360 225 (Camossi, 1967);
- 3 596 865 (Camossi, 1971);

Foreign Patents.:

- 607 804 (France, 1926);
- 977 121 (France, 1950);
- 1 560 072 (France, 1968);
- 759 204 (Germany, 1953);
- 405 832 (Switzerland, 1960);
- 1 129 810 (United Kingdom);

217. Pian T.H.H, Hallowell F.C. Structural Damping in a Simple Built-up Beam, Proceedings of the First U.S. National Congress of Applied Mechanics, ASME, pp. 97-102, 1952.

218. Pian T.H.H, Hallowell F.C. Structural Damping in a Simple Built-up Beam with Riveted Joints in Bending. Paper Amer. soc. mech. engrs. 1956, A-2.

219. Pian T.H.H. Structural Damping of a Simple Built-up Beam with Riveted Joints in Bending, Journ of Appl. Mech., № 1, 1957.

220. Ponomaryov Ju.K., Chegodaev D.E. Multilayer shock absorbers with controllable elastic-hysteresis characteristics // In JCYPE 90, Nanjing Aeronautical Institute. P.R.China, pp. 8, 1990.

221. Ponomaryov Yu. K., Chegodaev D.E., Tsikh S.V. Elastic-damping units development and their wearing diagnostics // In Technologie Californien institute, St Florida, 1990, pp. 6.

222. Ponomaryov Yu.K., Sokratov S.I. Mathematical Model of Cylindric Vibration Isolator // The second Russian-Sino Symposium on Astronautical Science and Technique.-Samara, 1992. p.41.

223. Rope Vibroisolators in Transportation systems // S.I.Sokratov, V.I.Krainov, Yu.I.Ponomarev, M.A.Malteev, etc. - The second Russian-Sino Symposium on Astronautical Science and Technique. -Samara, 1992. p. 197.

224. Theoretical and experimental study of resilient rotor support of turbopump unit // Yu.K.Ponomarev, S.V.Danilenko, S.V. Tsikh, A.Ye.Osorgin // The second Russian-Sino Symposium on Astronautical Science and Technique.- Samara, 1992, p. 77.

225. D.Ye.Chegodaev, O.P.Mulukin, Yu.K.Ponomaryov, Yu.V.Shatilov. The Designing of Rearranging Vibration Isolating Devices and the Prospects of Their Development. Share 1,2. In Proceedings of Third China-Russia-Ukraine Symposium on Astronautical Science and Technology, XI'AN China, September, 16-20, Publishing, North-western Polytechnical University Press, 1994.