

Пономарев Ю. К., Проничев Ю. Н.,
Чегодаев Д. Е., Вершигоров В. М.,
Кирилин А. Н.

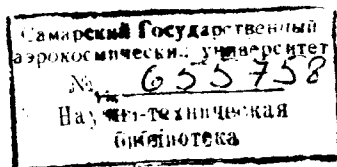
**Многослойные
демпферы
двигателей
летательных
аппаратов**

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ПО ВЫСШЕМУ ОБРАЗОВАНИЮ

САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С.П.КОРОЛЕВА

ПОНОМАРЕВ ЮРИЙ КОНСТАНТИНОВИЧ
ПРОНИЧЕВ ЮРИЙ НИКОЛАЕВИЧ
ЧЕГОДАЕВ ДМИТРИЙ ЕВГЕНЬЕВИЧ
ВЕРШИГОРОВ ВЯЧЕСЛАВ МИХАЙЛОВИЧ
КИРИЛИН АЛЕКСАНДР НИКОЛАЕВИЧ

МНОГОСЛОЙНЫЕ ДЕМПФЕРЫ ДВИГАТЕЛЕЙ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ



Издательство Самарского государственного
аэрокосмического университета

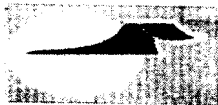
САМАРА 1998

УДК 620.179.111

П16 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. -234 с.: ил.

Книга продолжает цикл исследований систем конструкционного демпфирования, начатый в монографии «Демпфирование» Чегодаева Д.Е. и Пономарева Ю.К., изд-во СГАУ, 1997, и раскрывает особенности свойств широко применяющихся в двигателях летательных аппаратов многослойных гофрированных демпферов.

Книга рассчитана на научных и инженерно-технических работников, слушателей факультетов повышения квалификации, студентов и аспирантов научно-технических вузов, а также научно-педагогических работников и специалистов, занимающихся проблемами повышения надежности и долговечности машин и оборудования.



Самарский Государственный
аэрокосмический университет. 1998 г

© Пономарев Ю.К., Проничев Ю.Н., Чегодаев Д.Е.,
Вершигоров В.М., Кирилин А.Н., 1998

К читателю

Книга обобщает опыт исследований многослойных гофрированных демпферов, применяющихся в качестве эффективного средства виброзащиты двигателей летательных аппаратов, различных деталей и узлов авиационной и ракетно-космической техники.

Предлагается широкий спектр методик расчета демпферов при различных видах их нагружения. Достоверность методик апробирована на ряде объектов аэрокосмической техники, таких как семейство газотурбинных двигателей НК конструкции Н.Д. Кузнецова, ракетные двигатели «Энергия-Буран», множестве объектов народного хозяйства, в машиностроении.

Описано большое число конструкций демпферов с многослойными гофрированными элементами, которые успешно применяются в технике и могут стать основой для применения в новых создающихся машинах.

**Действительный член Российской Академии Наук
В.П. Шорин**

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- АиРКТ** - авиационная и ракетно-космическая техника
АЧХ - амплитудно-частотная характеристика
ВС - виброзащитная система
ГДД - гидродинамический демпфер
ГТД - газотурбинный двигатель
ДЛА - двигатели летательных аппаратов
ЖРД - жидкостный ракетный двигатель
КНД - компрессор низкого давления
ЛА - летательный аппарат
НТД - нормативно-техническая документация
ОАО СНТК им. Н.Д. Кузнецова - ОАО Самарский научно-технический комплекс им. Н.Д. Кузнецова
РКТ - ракетно-космическая техника
РН - ракета носитель
СГАУ - Самарский Государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королева
СКД - система конструкционного демпфирования
ТНА - турбонасосный агрегат
ТРДД - двухконтурный турбореактивный двигатель
ТРДДФ - двухконтурный турбореактивный двигатель с форсажной камерой
УДХ - упругодиссипативные (упругодемпфирующие) характеристики
УДЭ - упругодемпфирующий элемент
УФХ - упругофрикционные характеристики (синоним УДХ)
УУДО - управляемая упругодемпферная опора

ВВЕДЕНИЕ

Тенденция постоянного роста ресурса и требований к надежности авиационных двигателей, а также улучшение их параметров заставляют уделять все больше внимания вибрациям их элементов, тем более, что до сих пор усталостные поломки составляют значительную долю дефектов как в процессе доводки, так и при летной эксплуатации.

Среди проблем, связанных со снижением вибраций узлов и деталей двигателей, особое место занимает демпфирование, как главный путь повышения их вибрационной надежности. Одним из наиболее эффективных способов снижения вибраций является конструкционное демпфирование, основанное на явлении рассеивания энергии при циклическом деформировании таких условно неподвижных соединений, как прессовые, заклепочные, шлицевые и т.д.

На принципах конструкционного демпфирования основана работа и специальных устройств - многослойных демпферов, созданных для гашения колебаний роторов, трубопроводов, лопаток турбомашин, а также различных агрегатов.

Эксплуатация многослойных демпферов на авиационных ГТД показала их высокую эффективность. Вместе с тем свойства указанных демпферов к настоящему времени изучены недостаточно полно. Тот фундамент в науке о конструкционном демпфировании, который к настоящему времени создан трудами отечественных и зарубежных ученых и практиков двигателестроения, открывает новые горизонты непознанного и заставляет новым взглядом смотреть на созданные и эксплуатирующиеся конструкции, пересматривать и совершенствовать технические решения.

Косность мышления, а также недостаток средств иногда приводят к тому, что в модернизированный двигатель с новыми тактико-техническими характеристиками устанавливаются старые и, вроде бы, надежные упругодемпферные опоры, получая в результате повышенные вибрации, долгий путь доводки и борьбы с поломками. При этом дискредитируется конструкция демпфера, которая для нового двигателя должна быть просто заново рассчитана и настроена на оптимальное демпфирование в соответствии с изменившимися условиями.

В связи с этим, работа, направленная на восполнение недостающих знаний о многослойных демпферах ДЛА является весьма актуальной. Эта актуальность возросла в последние годы в связи с выходом предприятий аэрокосмического комплекса на международный рынок, где конкуренция весьма сильна.

В монографии отражаются следующие научные положения:

- ряд новых конструкций упругодемпферных опор ГТД, основанных на базе новых знаний науки о конструкционном и гидродинамическом демпфировании;

- новая математическая модель многослойного гофрированного демпфера с переменными по окружности геометрическими параметрами, которая позволяет отказаться от громоздких разгрузочных устройств в опорах двигателей;

- новая методика расчета гофрированных демпферов авиационных ГТД, учитывающая стационарный и прецессирующий перекосы вращателя (вала);

- новая математическая модель гофрированных пакетов шайб, использующихся в качестве демпферов осевых колебаний ГНА РД и работающих в условиях прецессирующего перекоса и осевых вибраций;

- новые результаты экспериментальных исследований многослойных демпферов в условиях многокомпонентного нагружения;

Монография состоит из введения, пяти глав, заключения и библиографии.

1. АНАЛИЗ МЕТОДОВ И СРЕДСТВ ВИБРОЗАЩИТЫ РОТОРОВ ДЛА

1.1. Существующие и перспективные типы упругодемпферных опор роторов ДЛА

Демпферы опор роторов должны отвечать ряду требований: иметь малые габариты и вес, удобно включаться в силовую схему двигателя. Демпферы должны быть надежными и эффективными в работе во всей зоне рабочих температур и частот вращения, иметь ресурс не меньше рабочего.

По природе демпфирующей силы их можно разделить на гидродинамические, сухого трения и комбинированные [156]. В гидродинамических демпферах демпфирование осуществляется за счет вязкостных сил трения, действующих со стороны рабочей жидкости. В демпферах сухого трения демпфирование осуществляется соответственно за счет сил сухого трения, а в комбинированных демпферах реализуется сочетание сухого и жидкостного трения.

Гидродинамические демпферы по способу создания гидродинамической силы разделяются на демпферы с тонким слоем рабочей жидкости, или их еще называют демпферами с выдавливанием пленки смазки (ДВП), и дроссельные. У ДВП демпфирующая сила возникает при перетекании жидкости по тонкому демпферному зазору, а у дроссельных - за счет продавливания жидкости через какие - либо ограничители расхода, например, отверстия, канавки.

Основным конструктивным элементом ДВП является кольцевой рабочий зазор между невращающимся кольцом подшипника или втулки, насаженной на это кольцо, и корпусом демпфера(рис. 1.1). В зазор подается под давлением масло из той же систе-

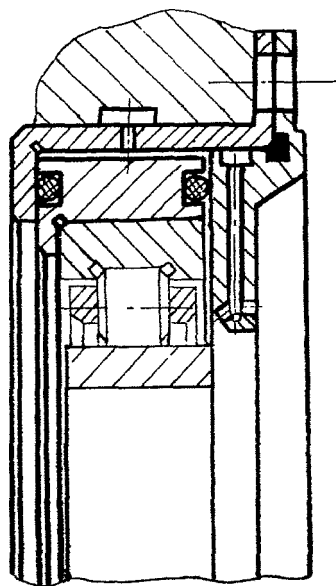


Рис. 1.1. Конструкция гидродинамического демпфера с выдавливаемой пленкой жидкости (ДВП)

мы, что и для охлаждения подшипника. ДВП применены на ряде отечественных авиационных ГТД, но наиболее широкое распространение получили в зарубежном авиадвигателестроении, например на двигателях RB-211. Они просты конструктивно, обладают малыми габаритами и весом, надежны и долговечны, имеется достоверная методика их расчета. Есть и недостатки: ДВП требуют для хорошей работы применения разгрузочного устройства типа “беличье колесо” [58,59], тарельчатых пружин (двигатель RB-211) и т.д., что усложняет конструкцию опор. Кроме того, общим и довольно существенным недостатком всех гидродинамических демпферов является сильная зависимость демпфирующих свойств от температуры. При запуске двигателя и наборе оборотов, когда масло еще холодное (например в зимнее время), возможно появление опасных колебаний ротора вследствие нерасчетного режима работы демпферов гидродинамического типа.

Имеется разновидность гидродинамических демпферов - дроссельные демпферы, - на которых мы останавливаться не будем. Их положительные и отрицательные стороны оценены в работе И.Д. Эскина [156].

Демпферы сухого трения с упругодемпфирующим элементом (УДЭ) в виде многослойного пакета тонких стальных лент [41, 43] обладают целым рядом важных положительных качеств. Они удобны для включения в силовую систему ГТД, надежны в работе, достаточно просты конструктивно и технологичны в изготовлении (их УДЭ изготавливают холодной штамповкой) обладают большим ресурсом работы, не меньшим ресурса изделия, очень высокой демпфирующей способностью во всем диапазоне амплитуд смещения ротора, могут нести значительную статическую нагрузку (например, вес ротора, приходящийся на опору). Демпферы способны работать в условиях высоких температур, агрессивных сред, радиации, отсутствии смазки, их демпфирующие и жесткостные свойства стабильны в течении всего ресурса работы.

К числу важных преимуществ многослойных пластинчатых демпферов следует также отнести возможность изменения в десятки раз их жесткостных и демпфирующих свойств без изменения профиля гофра (следовательно, технологических штампов) и габаритных размеров (следовательно, без изменения корпусных деталей опоры и демпфера) только за счет изменения величины натяга в пакете лент, изменения компоновки пакета (гофрированный или из чередующихся гофрированных и гладких лент) заменой гофрированных лент гладкими, которые устанавливаются у втулки (вибратора) или корпуса демпфера и предохраняют эти детали от износа и контактной коррозии.

К числу демпферов такого типа принадлежит демпфер, упруго-демпфирующий элемент которого выполнен в виде пакета, собранного из чередующихся гладких и гофрированных лент толщиной 0,4 мм, свернутых в кольцо [12, 10]. Конструкция демпфера показана на рис. 1.2. Демпфер состоит из втулки 6, имеющей четыре проушины с отверстиями для крепления к корпусу опоры, пакета 7 собранного из чередующихся гладких 4 и гофрированных 3 (или только гофрированных) лент (рис. 1.2, б), помещенного с натягом в кольцевой зазор между втулкой 6 и внутренним кольцом 5 демпфера, насаженным на невращающееся кольцо подшипника. Пакет лент и внутреннее кольцо фиксируются от проворота шпонкой 2, размещенной в стыке лент. Шпонка своей утолщенной частью устанавливается во втулку, а хвостовиком входит в паз в форсуночном кольце 1. Зазор между шпонкой и внутренним кольцом демпфера выбран несколько большим, чем рабочий зазор в пакете лент, но меньшим толщины одной ленты. Суммарный зазор между боковыми поверхностями шпонки и пакетом выбран несколько большим, чем максимальное смещение концов лент пакета при его деформировании. Таким образом исключается возможность посадки внутреннего кольца демпфера на шпонку, попадания лент пакета под шпонку и заклинивания концов лент.

Для обеспечения запрессовки шпонки во втулку точно в заданном положении заданы зазоры по углам шпонки, между шпонкой и внутренней поверхностью втулки равные 0,1 мм (см. рис. 1.2). Эти зазоры обеспечивают при сборке опоры подбором шпонки, которая изготавливается в комплекте по 5 штук.

Возможны и другие варианты обеспечения точной постановки шпонки, например, выполнения хвостовика шпонки призматическим, выполнение паза под шпонку во втулке демпфера.

От осевого смещения ленты пакета фиксируются торцем втулки и форсуночным кольцом. Масло в демпфер подается через отверстие 8 в боковой стенке распределительной канавки 9 форсуночного кольца (см. рис. 1.2).

На рис. 1.2, б показан пакет лент 7 до сборки его в демпфер. Гофрированные ленты 3, расположенные над гладкой лентой 4 и под ней, опираются на нее вершинами в местах, смещенных друг от друга на полшага гофра. Размеры кольцевого зазора в демпфере, и которое размещается пакет, выбраны таким образом, что в собранном состоянии зазоры между лентами пакета полностью выбраны, и остаточный выгиб гофра пакета, определяющий наибольшую величину смещения вибратора демпфера, не превышает 0,2 мм.

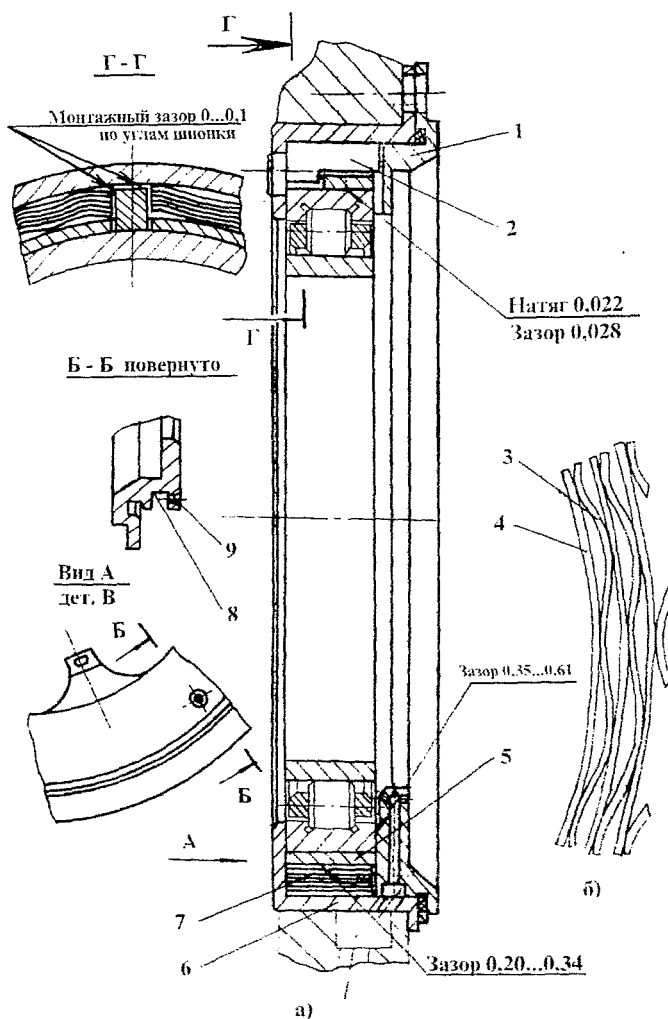


Рис. 1.2. Демпфер сухого трения с упругодемпфирующим элементом в виде пакета, набранного из чередующихся гладких и гофрированных лент: а) - конструкция демпфера; б) - пакет лент до сборки в демпфер

Выгиб гофра гофрированной ленты в свободном состоянии выполнен равным (1-1,2) мм. Следовательно, пакет установлен в кольцевой зазор с большим натягом, составляющим 0,8 начального выгиба гофра. Это сделано с целью получения больших сил трения на контактных поверхностях пакета и в результате, - для получения большой величины рассеянной циклической энергии, равной работе сил трения за цикл нагружения демпфера. Но в то же время такая величина натяга ведет к большому разбросу (нестабильности) упругодемпфирующих характеристик в одной партии демпферов.

Для уменьшения разброса УДХ на практике изготавливают комплект из девяти внутренних колец, отличающихся друг от друга величиной наружного диаметра (на 0,1 мм каждое) и осуществляют селективный подбор кольца, обеспечивающий высокую точность натяга, с которым пакет установлен в кольцевой зазор [80, 81]. Разброс упругодемпфирующих характеристик этого демпфера можно также значительно снизить, если уменьшить величину натяга в пакете до 0,6 - 0,7 начального выгиба гофра гофрированной ленты. Но при этом наибольшее возможное смещение вибратора в опоре будет недопустимо большим, вследствие увеличения остаточного выгиба гофра до 0,3 - 0,4 мм. Поэтому в конструкцию такого демпфера нужно ввести ограничитель смещения вибратора демпфера. Конструктивно его можно выполнить в виде зазора высотой 0,2 мм между внутренней цилиндрической поверхностью торца втулки демпфера и цилиндрической поверхностью внутреннего кольца. В этом случае внутреннее кольцо будет ступенчатым и своим торцом будет фиксировать наружное кольцо подшипника от осевого смещения. Для обеспечения лучшего совпадения оси вращения ротора с осью его опор стык пакета располагают вверх. Необходимость этого теоретическим путем доказана в работе [143].

Наличие общего стыка у лент пакета ведет к неодинаковости жесткостей отдельных гофров пакета. Наиболее жестким будет гофр, расположенный против стыка, т. к, смещению его концов при нагружении гофра будет препятствовать суммарное действие всех сил трения, приложенных к вершинам гофров пакета, а также фактор многопролетности [143]. Поэтому при сборке демпфера в приспособлении, где гофры деформируются на одну и ту же величину, на внутреннее кольцо демпфера будет действовать неуравновешенная сила, направленная в сторону стыка пакета. Эта сила, когда демпфер будет вынут из приспособления, в котором его собрали, сместит внутреннее кольцо демпфера в сторону стыка в положение, где обеспечивается равновесие всех сил в демпфере. Если стык пакета демпфера расположить вверх, то при действии веса ротора внут-

реннее кольцо демпфера сместится вниз в направлении центра опоры. Отклонение геометрического центра поперечного сечения ротора в этом случае будет наименьшим и равным разности этих смещений.

Наименее жесткими очевидно будут гофры, расположенные непосредственно у стыка пакета, т.к. для смещения вершины гофра, лежащей в стыке пакета, необходимо преодолеть только силу трения, приложенную к этой вершине.

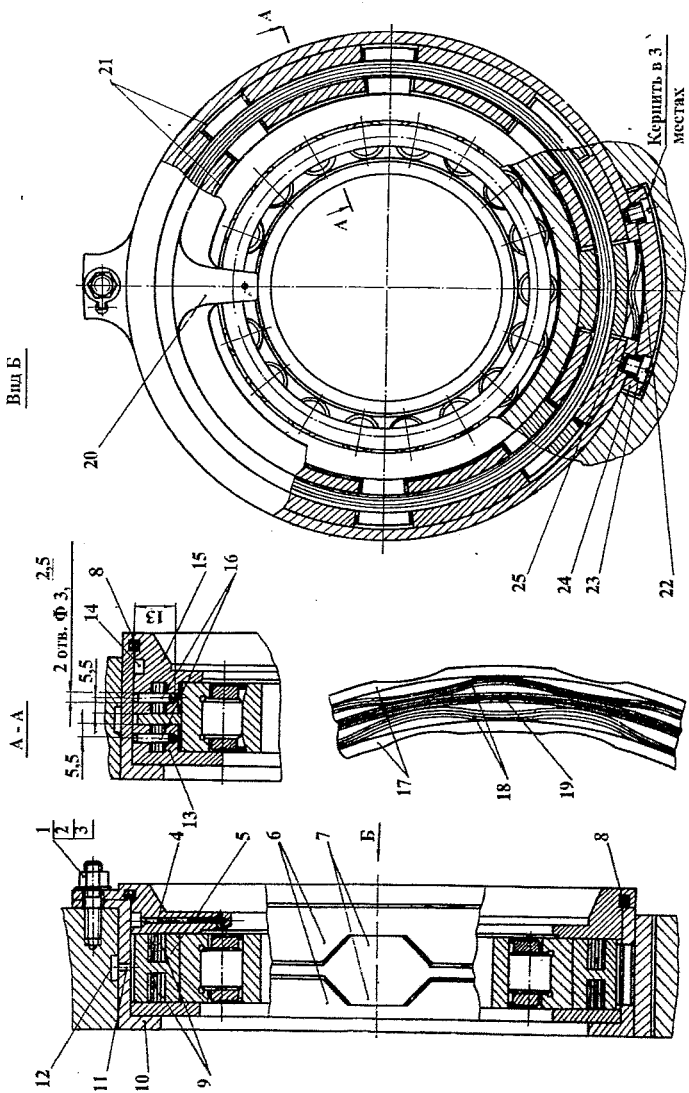
Анизотропия (неодинаковость) жесткостных, а следовательно, и демпфирующих свойств демпфера, будет усугубляться при восприятии силы веса ротора.

Наличие анизотропии в жесткостных и демпфирующих свойствах является определенным недостатком этого демпфера. т. к. отрицательно сказывается на процессе колебания ротора.

На рис.1.3 показан демпфер, разработанный И.Д. Эскиным и В.И. Иващенко [24, 124]. Упругодемпфирующий элемент демпфера выполнен в виде двух пакетов 9, набранных из трех групп лент. В центре пакета помещают гладкие ленты 19, по обе стороны от них устанавливают гофрированные ленты 18, снаружи с обеих сторон пакета поставлено по ленте с выступами 17. Причем вершины гофров опираются на ленты 17 в местах выступов и на гладкие ленты 18 и середине пролета между выступами. Стыки лент равномерно развернуты по окружности и находятся в местах выступов.

Пакеты перед сборкой в демпфер полностью выжимаются в приспособлении последовательно пролет за пролетом. Этим, по мнению авторов [124, 24], достигается одинаковая жесткость пролетов демпфера. Последнее утверждение, на наш взгляд, является спорным.

Выжатые пакеты 9 вставляются с натягом в кольцевые зазоры статора демпфера, выполненного в виде втулок 13 и 15, и имеющие в поперечном сечении вид швеллера (см. рис. 1.3). На полках втулок выполнены выступы 6, имеющие трапецидальную форму, что увеличивает ширину корневого сечения выступа и повышает его прочность. С этой же целью статор выполнен в виде двух втулок, при этом длина выступа уменьшается. Пакеты запрессованы во втулки таким образом, что середины выступов лент 19 совпадают с серединами выступов 6. Втулки статора с собранными в них пакетами 9 собираются с подвижной частью демпфера - вибратором 5, имеющим двутавровое поперечное сечение. На полках вибратора имеются трапецидальные выступы 7, которые в сборе со статором входят в ответные впадины на полках статора с зазором, несколько большим рабочего зазора в демпфере между наружной поверхностью вибратора и корпусом демпфера 10. Натяг между выступами



Пакет лент в свободном состоянии

Рис. 1.3. Демпфер сухого трения с упругодемпфирующим элементом с изменяющимися по величине за цикл нагружения силами трения

пакетов и выступами вибратора меньше натяга между выступами пакетов и статором. Для фиксации пакетов от проворота относительно статора служат штифты 16, запрессованные в отверстия, выполняемые в статоре и пакетах после сборки демпфера. По внутренней поверхности вибратора демпфер насажен на наружное невращающееся кольцо подшипника и по наружным поверхностям втулок статора посажен в корпус демпфера, который вместе с втулкой 15 крепится к опоре ротора с помощью шпилек 1, проходящих через отверстия в проушинах втулки 15 и корпуса 10, гаек 2 и контрвочных шайб 3. На втулке 15 выполнена питающая канавка 14 и канавка под уплотнительную резиновую прокладку 8. Три форсунки 20, равномерно расположенные по окружности, выполнены за одно целое со втулкой 15. Масло на смазку подшипника подается через отверстие в канал 4 в форсунке и питающую канавку. В рабочие камеры 21 демпфера, образованные наружными поверхностями выступов 7 и корпусом демпфера 10, а также внутренними поверхностями выступов 6 и наружной поверхностью кольца подшипника, масло подается из распределительной канавки 12, выполненной в корпусе опоры ротора и отверстия и в корпусе 10, равномерно распределенные по окружности и выходящие в камеры демпфера. Высота выступов на лентах 17 пакетов сделана несколько большей (0,4 мм) величины рабочего зазора в камерах (0,2 мм). Поэтому ограничителем величины смещения вибратора служит внутренняя поверхность корпуса демпфера. Осевое и угловое смещение вибратора ограничено впадиной статора. Осевое смещение втулки 13 статора ограничено зазорами между выступом и ответным торцом корпуса 10. Наружное кольцо подшипника от осевого смещения зафиксировано торцами втулок статора.

На демпфере установлено устройство, разгружающее пакеты от воздействия веса ротора, воспринимаемого опорой. Это устройство состоит из разгрузочной пружины 25, выполненной в виде многослойного гофра, установленной в прорези корпуса демпфера и опирающееся вершиной на вибратор 5, дистанционной прокладки 22 и опорной крышки 24, укрепленной на корпусе винтами 23, которые конгряются кернением в трех точках. Толщина прокладки подбирается до сборки с ротором таким образом, чтобы пружина 25 действовала на вибратор с силой, равной или несколько меньшей веса ротора, приходящегося на опору.

Параметры разгрузочной пружины выбраны такими же, как и у демпфера, изображенного на рис. 1.3. Поэтому смещение вибратора в пределах рабочего зазора вызывает в пружине незначительное приращение усилия, не оказывающее существенного влияния на величину динамической реакции демпфера. При смещении ротора в опоре происходит

проскальзывание вибратора по выступам пакетов. При этом происходит поперечный изгиб пакетов в каждом пролете демпфера и упругое смещение лент друг относительно друга. На всех этих смещениях силы трения совершают работу, за счет чего и происходит рассеивание энергии в демпфере. Отметим, что сдавливающая нагрузка между лентами, полученная за счет полного выпрямления гофров в собранных пакетах, внутри пролетов практически не меняется при их поперечном изгибе. Это и дает основание отнести демпфер к рассматриваемому классу демпферов [143, 160]. Силы трения на выступах пакетов зависят от действующей на демпфер нагрузки.

Этот демпфер, по мнению разработчиков, обладает значительно более высокими демпфирующими свойствами, меньшим разбросом упругодемпфирующих характеристик, чем демпфер, показанный на рис. 1.2. Однако такой демпфер конструктивно более сложен и при одной и той же жесткости и одинаковом внутреннем диаметре вибратора он обладает большим наружным диаметром и весом, чем демпфер, показанный на рис. 1.2.

Во время работы ГТД может возникать значительная разбалансировка ротора, что объясняется воздействием на ротор неуравновешенных аэродинамических сил и термических напряжений, а также случайными факторами, например, отрывом лопатки. Одним из эффективных средств подавления вибраций двигателя при значительной разбалансировке роторов является применение демпферов с большой демпфирующей способностью.

В гидродинамических демпферах для достижения большой демпфирующей способности нужно уменьшать демпферный зазор. Однако зазор менее 0,1 мм выполнить затруднительно. В демпферах сухого трения для повышения демпфирующих свойств необходимо применять высокие натяги, что, как уже отмечалось, ухудшает их динамические характеристики и снижает прочностные свойства. В связи с этим были разработаны конструкции демпферов, сочетающие элементы сухого и жидкостного трения с высокими уровнями демпфирования, так называемые демпферы комбинированного трения.

Демпфер, представляющий комбинацию пластинчатого пакета, набранного из чередующихся гофрированных и гладких лент, и гидродинамического демпфера с дросселирующими канавками, показан на рис. 1.4 [156]. Он конструктивно мало отличается от соответствующих демпферов сухого трения, имеет такие же радиальные габариты и вес. При этом демпфер обладает достоинствами обоих типов демпферов, высокими демпфирующими свойствами, а недостатки, присущие его компонен-

там, в определенной степени компенсированы в конструкции демпфера. Отличительной чертой демпфера является организация гидравлического тракта с большим гидродинамическим сопротивлением. Это достигается выполнением на внутренней поверхности втулки 6 (см. рис. 1.4), запрессованной в корпус 15 демпфера, и на наружной поверхности втулки 5, насаженной на невращающееся кольцо подшипника 10, канавок 7 глубиной 0,2 мм и шириной 5 - 6 мм и организацией длинных торцевых зазоров 1 и 11 на выходе из рабочих камер, образованных впадинами гофров и рабочими поверхностями втулок. Суммарная величина торцевых зазоров не превышает 0,03 - 0,05 мм. Такая величина зазоров достигается шлифовкой терцев втулок 9 и 6 и пакета 2 в сборе и установкой дистанционной шайбы 8. Благодаря этим мероприятиям основной поток масла, выдавливаемого из рабочих камер при смещении вибратора, будет перетекать в окружном направлении, продавливаясь через дроссельные канавки с большими потерями на трение. Пакет установлен в кольцевой зазор между втулками с натягом 0,5 - 0,6 мм, составляющим 0,5 - 0,6 величины начального выгиба гофра. Стыки лент разведены равномерно в вершины гофров пакета 2. Остаточный выгиб гофра будет в данном случае также больше допустимого смещения вибратора. Поэтому ограничителем колебаний служит дистанционная шайба, насаженная на наружное кольцо подшипника. Между ее наружной поверхностью и внутренней поверхностью корпуса имеется кольцевой зазор, равный допустимому смещению вибратора в опоре (0,15...0,20 мм). Зазор работает как ДВП с длинными торцевыми щелями, что повышает общую демпфирующую способность демпфера и увеличивает мягкость посадки вибратора на ограничитель. Масло в дроссельную канавку 7 попадает из питающей канавки 14 в корпусе опоры через отверстия 4 и питающую канавку 5 в корпусе демпфера и отверстия 13 во втулке. Отверстия 13, для затруднения обратного тока масла через них, размещены в местах, где вершины гофров пакета опираются на втулку. Масло в зазор Г (см. рис. 1.4) поступает по каналу 12, образованному лыской, снятой на наружной поверхности втулки, и сообщающемуся с канавкой 5. Масло в подшипник подается обычным способом через форсунки форсуночного кольца 3. Втулки 6 и 9 и пакет 2 фиксируются от проворота с помощью шпонки 16, которая цилиндрическим хвостовиком запрессована в отверстие форсуночного кольца, а призматической частью - расположена с зазором в пазах втулок и пакета. Величина этих зазоров в пакете и втулке 9 такова (см. рис. 1.4), что не препятствует деформации пакета и свободному смещению втулки в допустимых пределах.

Точность установки шпонки обеспечивается фиксированием призматической части шпонки в пазу форсуночного кольца.

От осевого смещения детали вибратора демпфера и наружное кольцо подшипника фиксируются торцами корпуса демпфера и форсуночного кольца.

Рассмотренный демпфер довольно сложен по конструкции, имеет значительные радиальные размеры, поэтому пока не нашел применения в серийном производстве двигателей.

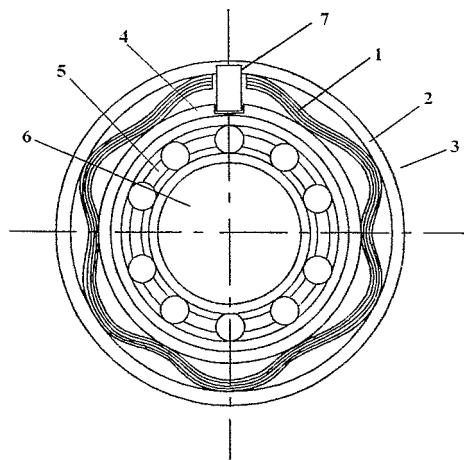


Рис. 1.5. Внешний вид демпфера с саморазгрузкой от веса ротора [3]

высота гофра h и угловой шаг t . Демпфирующий пакет выполнен с переменными параметрами h и t зеркально симметричными относительно оси действия силы P . Законы изменения параметров h и t могут быть различными, например в виде

$$t_{i+1} = t_i + \Delta t; \quad (1.1)$$

$$h_{i+1} = h_i + \Delta h, \quad (1.2)$$

где t_i , h_i - соответственно угловой шаг и высота i -того пакета гофра, отсчитываемого от разреза пакета в обоих направлениях; Δt , Δh - величины изменений углового шага и высоты. Начальные параметры t_1 , h_1 , а также Δt и Δh выбираются расчетным (или экспериментальным) путем из условия обеспечения собственной прочности демпфера, его потребной

Антиповым В.А., Березкиным А.Ю., Пономаревым Ю.К., Лапшовым Ю.Н. предложена схема упругодемпферной опоры ГТД с саморазгрузкой от веса ротора [3]. Идея разработки состоит в том, чтобы за счет переменности геометрических размеров гофрированного пакета 1 (рис. 1.5, 1.6) по его окружности до сборки обеспечить возможность просадки опоры в ее геометрический центр после сборки двигателя. Внешний вид многослойного пакета опоры до сборки показан на рис. 1.6. Здесь в качестве переменного по окружности параметра выбрана

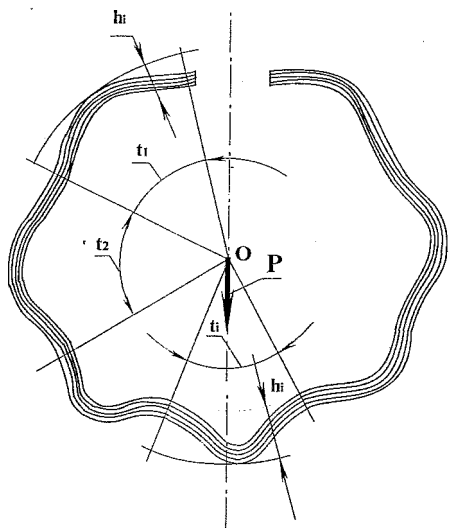


Рис. 1.6. Гофрированный пакет до сборки

жесткости, величины воспринимаемой статической нагрузки P и обязательной центровке опоры после сборки двигателя.

Согласно [3], в качестве переменного геометрического параметра демфера по окружности может быть его ширина (рис. 1.7, 1.8), которая изменяется либо плавно (рис. 1.7, а, б):

$$b = k \alpha b_0, \quad (1.3)$$

где b_0 - ширина пакета в месте его разреза; α - угол, отсчитываемый от размера пакета в обоих направлениях; k - масштабный коэффициент ширины, либо ступенчато, как показано на рис.1.7, в.

Расчетно-теоретическая проработка эффективности саморазгрузки гофрированных демферов выполнялась в соответствии с тематикой межвузовской научно-технической программы "Университеты России" и ее результаты изложены в разделе 2. Некоторые из конструкторских проработок см. в разделе 5.

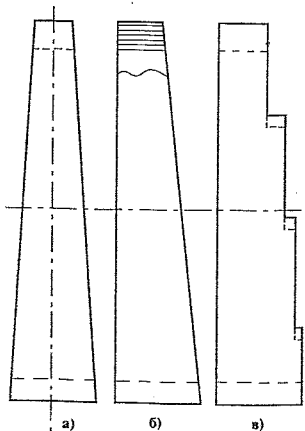


Рис. 1.7. Варианты гофрированных демферов с переменной шириной пакета

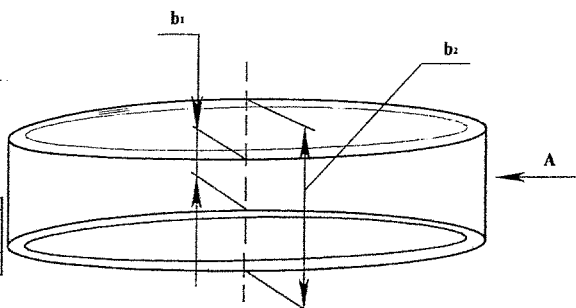


Рис.1.8. Вид сверху на демфер с переменной шириной

Весьма интересным обстоятельством в конструкции демпфера [3] является то, что при переменной ширине пакета (рис.1.7, а, б, в) в опоре не требуется шпонка 7 (см. рис. 1.5), внутреннее и наружное кольца демпферного пакета не требуют вырезов, являющихся концентраторами напряжений и ослабляющих конструкцию; вся опора при этом является более изотропной. Отметим, что для того, чтобы разгрузить опору и сцентрировать ротор в корпусе с помощью гофрированного демпфера с переменными параметрами, требуется ввести, как будет показано далее, незначительную анизотропию в виде приращений Δt , Δh , коэффициента k в выражениях (1.1 - 1.3).

А.И. Белоусовым, П.Д. Вильнером, Ю.К. Пономаревым и др. [14], разработана перспективная конструкция опоры КНД ГТД с комбинированным демпфером, представляющая собой совокупность многослойного гофрированного демпфера и гидростатического устройства (рис. 1.9). Здесь опора имеет корпус 1, в котором установлено упруго-демпфирующее устройство. Оно состоит из втулки 2, на внутренней ци-

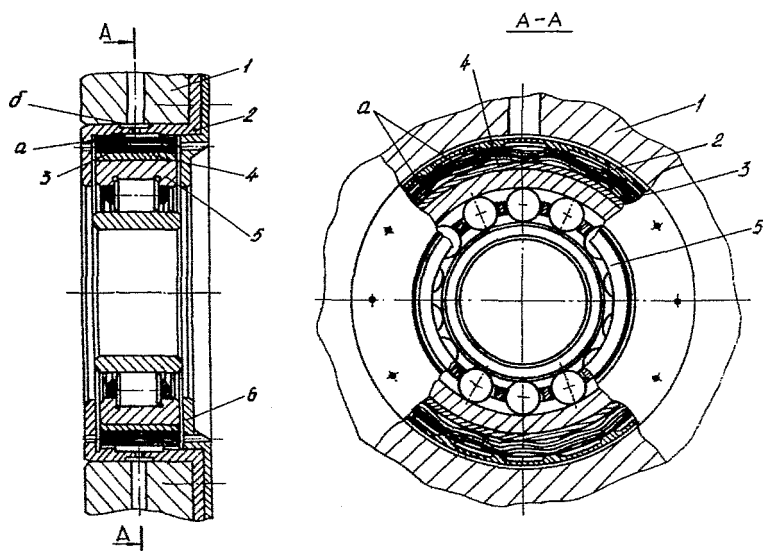


Рис. 1.9. Гидростатический пластинчатый демпфер конструкции А.И. Белоусова, П.Д. Вильнера, Ю.К. Пономарева и др. [14]

линдрической поверхности которой выполнены специальные камеры "а", расположенные под каждой впадиной гофрированного пакета пластин 3 и сообщающиеся с полостью "б" высокого давления масла. Пакет пластин собран с некоторым натягом в кольцевой щели между втулкой и кольцом 4, служащим для обеспечения этого натяга и являющимся посадочным местом подшипника 5. Камеры "а" изолированы друг от друга выступами гофрированного пакета, что устраняет перетекание жидкости из камеры в камеру в окружном направлении и существенно уменьшает расход смазки через опору. Все устройство закрывается фланцем 6. Смазка и охлаждение подшипника здесь осуществляется дополнительными форсуночным устройством.

В некоторых случаях такое параллельное распределение смазки не желательно из соображений повышенного теплоотвода в масло,

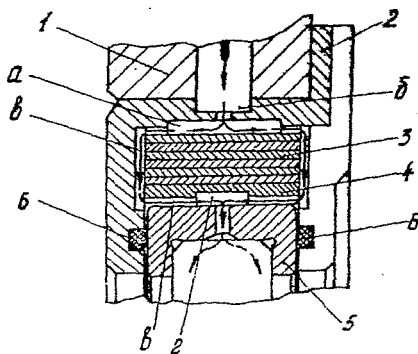


Рис.1.10. Разновидность конструкции демфера, показанной на рис.1.9

что неблагоприятно сказывается на работе турбомашин. На рис. 1.10 показана опора с последовательным перетеканием масла через гидростатическое упругодемпфирующее устройство и подшипник. Для этого в конструкцию введено два уплотнения 6, которые не препятствуют деформированию демфера, например, упругое резиновое или разрезное металлическое кольцо. Втулка 2, кольцо 4 и фланец 6 имеют специальные пазы, образующие канал подвода масла в кольцевую полость "г". Полость "г" соединена радиальными отверстиями с внутренней полостью подшипника.

Работа устройства происходит следующим образом. Под действием статической и динамической нагрузок ротор прогибает гофрированный пакет 3. В направлении нагрузки зазор профилированных щелей гидростатической опоры уменьшается, а в диаметрально противоположном - увеличивается, что приводит к повышению давления в первых и к понижению - в последних камерах. Появляется восстанавливающая сила, устраняющая возникающий эксцентриситет.

Кроме того, давление жидкости внутри каждой камеры создает на каждый пролет гофрированного пакета сдвливающую нагрузку, близкую к равномерной и тем большую, чем больше сдеформирован пролет, что улучшает (по теории [143]) демпфирующие характеристики демпфера. Известно, что данная опора была изготовлена и испытана на двигателе НК-8.

В работе [143] приведено описание нескольких конструкций многослойных демпферов, в которых предприняты попытки улучшить демпфирующие характеристики за счет создания в пакете равномерно распределенной сдвливающей нагрузки по длине пролетов, ширине и высоте пакета. Одно из них показано на рис.1.11.

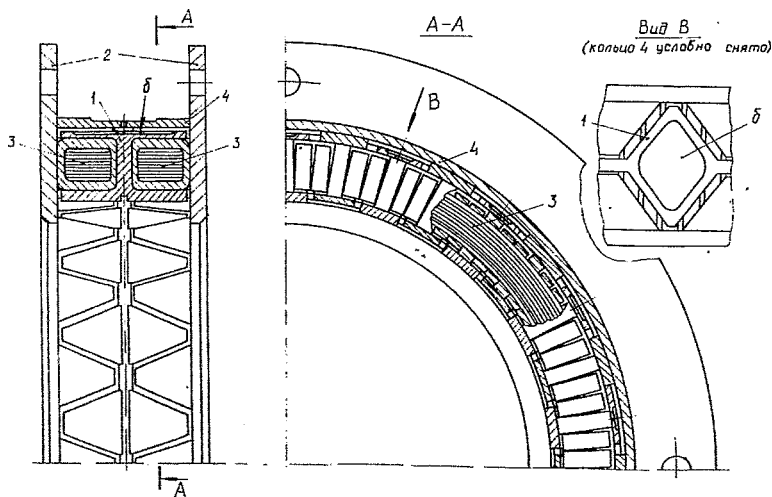
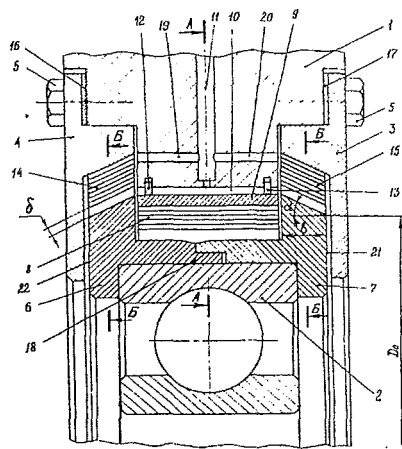


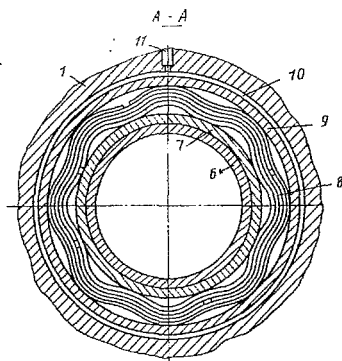
Рис. 1.11. Многослойный демпфер с неизменяющимися силами трения и с равномерно распределенной сдвливающей нагрузкой

Устройство состоит из корпуса 1 двутаврового сечения с трапецевидными выступами на полках и кольцевых крышек 2 таврового сечения с ответными трапецевидными пазами. Упруго-гистерезисный элемент 3 выполнен также, как и в предыдущем демпфере. Отличие заключается лишь в том, что часть упругих колец, создающих равномерную нагрузку, с двух сторон в местах опор выполнены толще на величину допустимого хода демпфера. Упруго-гистерезисный элемент выступающими поверхностями упругих колец установлен с натягом между трапецевидными полками двутаврового корпуса, посаженного на внешнее кольцо подшипника, и кольцевых крышек установленных в корпусе турбомашины. С наружной стороны на двутавровом корпусе выполнены специальные камеры "б", в которые через отверстия в опоре турбомашины и кольце 4 подается масло под высоким давлением. Группа камер, расположенных на внешней стороне двутаврового корпуса, образует гидростатическое устройство, существенно улучшающее динамические характеристики опоры.

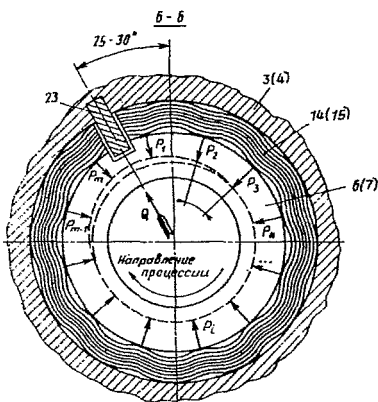
На рис. 1.12 показана опора, разработанная в [143] и реализующая идею создания демпфера комбинированного трения и воспринимающего пространственную прецессирующую нагрузку. Она состоит из корпуса 1, подшипника 2, двух крышек 3 и 4, закрепленных на корпусе 1 болтами 5. На невращающемся кольце подшипника 2 установлены две профильные втулки 6 и 7, имеющие на торцах фланцы с конусной наружной поверхностью. Втулки 6 и 7 охватывают цилиндрический гофрированный многослойный демпфер 8, торцы которого образуют зазор со стенками фланцев. Тонкостенное кольцо 9 охватывает цилиндрический гофрированный демпфер 8. В зазор 10 гидродинамического демпфера по каналам 11 нагнетается рабочая жидкость, образующая слой повышенного давления. Для уменьшения потерь рабочей жидкости в зазоре 10 помещены разрезные уплотнительные кольца 12 и 13 типа поршневых. Крышки 3 и 4 выполнены с кольцевыми буртами эквидистантными наружной поверхности фланцев. Между этими поверхностями с натягом установлены конусные многослойные гофрированные демпферы 14 и 15. Для регулировки радиального натяга в демпферах 14 и 15 предусмотрена установка между крышками 3 и 4 и корпусом 1 дистанционных прокладок 16 и 17. Втулки 6 и 7 жестко связаны между собой по поверхности 18. Для охлаждения опоры в корпусе 1 выполнены каналы 19 и 20 для подвода рабочей жидкости. Слив рабочей жидкости осуществляется через торцевые щели 21 и 22. Цилиндрический гофрированный демпфер 8 рекомендуется собирать без стыка под шпонку с равномерным распределением стыков всех лент по толщине пакета. Для предотвращения от проворачивания конусных гофрированных демпферов 14 и 15 в крышках 3 и 4 свер-



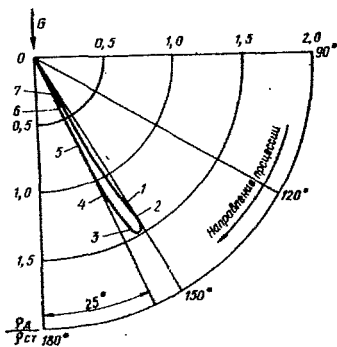
а)



б)



в)



г)

Рис. 1.12. Демпфер Ю.К. Пономарева для промежуточной опоры многовального газотурбинного двигателя [91]

ху опоры установлены входящие в стыки лент шпонки 23. Стыки лент обоих демпферов 14 и 15, по мнению автора [91], рекомендуется развернуть на угол $25 - 30^\circ$ в поперечной плоскости от вертикали в сторону, противоположную направлению прецессии вала. Необходимость такой установки стыка демпферов продиктована следующими обстоятельствами. Данные расчетов [107] показывают, что если демпферы выполнены без разреза (стыка), то при одновременном действии на них постоянной силы веса ротора (G) и вращающейся силы от его дисбаланса (P) траектории движения центра цапфы имеют вид смещенных относительно опоры эллипсов, причем координаты центров этих эллипсов (точки пересечения главных диагоналей) в зависимости от соотношения модулей вращающейся силы P к силе G ротора при процессировании вала перемещаются по сложным кривым. Очевидно, что центр траектории цапфы лежит во втором квадранте в узком секторе, отстоящем от вертикали на $25 - 30$ градусов (рис.1.12, г), с другой стороны, расчеты [107] гофрированных демпферов, имеющих шпоночный паз, показывают, что при их сборке нормальные силы реакции гофров при одинаковом поджатии лент не являются одинаковыми. Равнодействующая сила демпферной реакции оказывается направленной в сторону шпоночного паза (рис.1.12, в). Поскольку после сборки все силы должны быть уравновешены, то под действием этой результирующей силы Q втулки 6 и 7 сдеформируют демпферы 14 и 15, которые переместятся в сторону шпоночного паза и скомпенсируют смещение от веса ротора при его работе с прецессией. При этом зазор 10 гидродинамического демпфера станет коаксиальным, что создает благоприятные условия для его работы.

Следует отметить, что многие конструкторы зарубежных двигателей применяют так называемую "разгрузку от веса ротора" для обеспечения коаксиального зазора в гидродинамическом демпфере, являющейся обязательной, т.к. эффективность гидродинамического демпфера под действием постоянных радиальных сил существенно падает. Так, например, в двигателе RB-211 применена сложная система разгрузочных устройств для обеспечения коаксиальных зазоров в демпферах с выдавливаемой пленкой (гидродинамических демпферах). В разработанной конструкции роль разгрузочного устройства играет два конусных гофрированных демпфера 14 и 15, работающие параллельно с гидродинамическим демпфером 10, что существенно улучшает эффективность опоры. Кроме того, гофрированные демпферы 14 и 15 осуществляют осевое и угловое прецессионное гашение колебаний при сложном движении ротора.

Упругодемпферная опора работает следующим образом. Колебания вала в осевом направлении гасятся двумя коническими многослойными демпферами 14 и 15. Радиальные и угловые процессионные колебания гасятся как двумя коническими демпферами 14 и 15, так и рабочей средой в кольцевом зазоре 10 гидродинамического демпфера, работающего в сочетании с цилиндрическими многослойным гофрированным демпфером 8, который создает благоприятные условия для работы ГДД на нерасчетных режимах больших амплитуд. В качестве демпфера 8 можно применить демпфер с пакетом из чередующихся между собой гофрированных и гладких лент, отработанный на двигателях серии НК ранее. При необходимости для упрощения конструкции конусные пакеты 14 и 15 можно заменить на цилиндрические, однако в этом случае опора не будет демпфировать осевые колебания ротора.

При разработке упругодемпферной опоры ТНА маршевого ЖРД 2-й ступени ракеты-носителя "Энергия" авторами совместно с инженерами КБ Химавтоматики (г. Воронеж) был проработан вариант конструкции [15] (рис.1.13). Здесь опора имеет корпус 1, подшипник 2 и кольцо 3, играющее роль вибратора, и основной многослойный гофрированный пакет 4. Кроме этого в корпусе 1 установлено дополнительное демпфирующее устройство в виде многослойного гофрированного пакета 5 с кольцом 6.

Оба пакета имеют разные радиальные зазоры (натяги), что позволяет настраивать опору на оптимальное сочетание жесткостных и демпфирующих свойств на основном режиме работы турбомашины. Кроме того, дополнительное демпфирующее устройство 5 играет роль

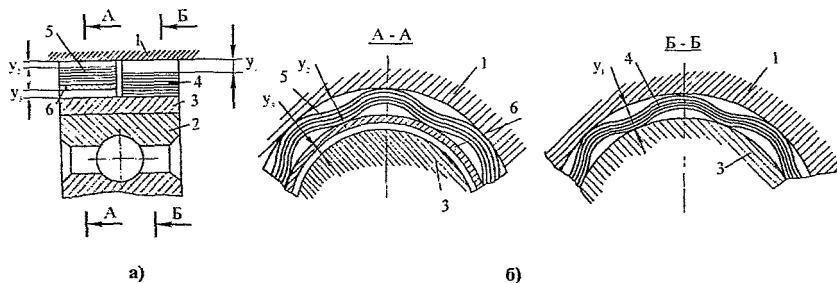


Рис. 1.13. Конструкция опоры ротора турбомашины с параллельным размещением двух многослойных гофрированных пакетов [15]

противоударного средства при внезапной разбалансировке ротора. Оба демфера могут быть выполнены с различным числом гофров (волн), что при их параллельной работе нивелирует окружную анизотропию свойств. При использовании опоры в конструкции авиационного ГТД со смазкой и охлаждением маслом, зазор уз может играть роль гидродинамического демфера с выдавливаемой пленкой. Эффективность такой опоры будет значительно выше. В дополнение скажем, что для данной конструкции очень органично применить в качестве пакета 4 (см. рис. 1.13, а) демфер с переменными параметрами гофров по окружности. В этом случае можно организовать коаксиальность зазора уз, что обеспечит повышенные диссипативные свойства гидродинамического демфера между кольцами 3 и 6.

В работе [143] при разработке принципов конструирования систем конструкционного демпфирования указано, что для обеспечения долговечности устройства и стабильности его УФХ рекомендуется применять упругогистерезисные элементы с парами трения, имеющими поверхностный распределенный контакт. Примером этого может служить конструкция опоры [162], показанная на рис. 1.14.

Опора содержит корпус 1, подшипник 2, между которыми размещен многослойный гофрированный упругодемпирующий элемент, набранный из колец 3 одинакового поперечного сечения, сопрягаемых между собой и дополнительно гофрированных в осевом направлении (рис. 1.14, б). Поперечное сечение каждого кольца 3 представляет собой или треугольник (рис. 1.14, а), или квадрат (прямоугольник) (рис. 1.14, в) и каждое кольцо сопряжено между собой одноименными поверхностями. При выполнении поперечного сечения колец треугольными острыми кромки могут быть скруглены или на них сняты фаски, а на торцевых поверхностях колец 4, 5, соприкасающихся с корпусом 1, выполнены канавки, образующие каналы 6 с переменным сечением для движения вязкой жидкости. Гофрирование колец 3 в сборе производится так, что линии выступов или впадин гофров параллельны торцевым поверхностям опоры и сходятся в точках, лежащих на ее оси. Для ликвидации утечек вязкой жидкости из каналов 6, образующих гидродинамический демпфер, между корпусом 1, торцевой крышкой 7 и подшипником 2 установлены резиновые уплотнения 8. Вязкая жидкость в каналы 6 поступает через отверстия 9, 10. Натяг гофрированного пакета, необходимый для создания сил трения на контактных поверхностях, осуществляется установкой торцевой крышки 6 до упора и может регулироваться толщиной прокладки 11.

При выполнении поперечного сечения колец 3 квадратным или прямоугольным каждое кольцо 3 контактирует с соседними кольцами по

цилиндрическим и торцевым поверхностям. Кольца 3 устанавливаются в разъемный корпус 1, например, в виде колец (рис. 1.14, в). Гофрирование всех колец 3 осуществляется так, чтобы упругая линия любого кольца 3 представляла собой пространственную кривую с двойным гофрирование в направлении оси и радиусов цилиндров. Проекция пространственных кривых упругих линий колец 3 на торцовую плоскость корпуса 1 имеют вид укороченных замкнутых эпициклоид с определенным числом конгруэнтных ветвей, а форма профиля гофр в направлении оси упругого элемента подчиняется гармоническому закону (рис. 1.14, г). Количество гофр упругой линии колец 3 и число конгруэнтных ветвей эпициклоид рассчитывается из условий обеспечения необходимой жесткости опоры, а

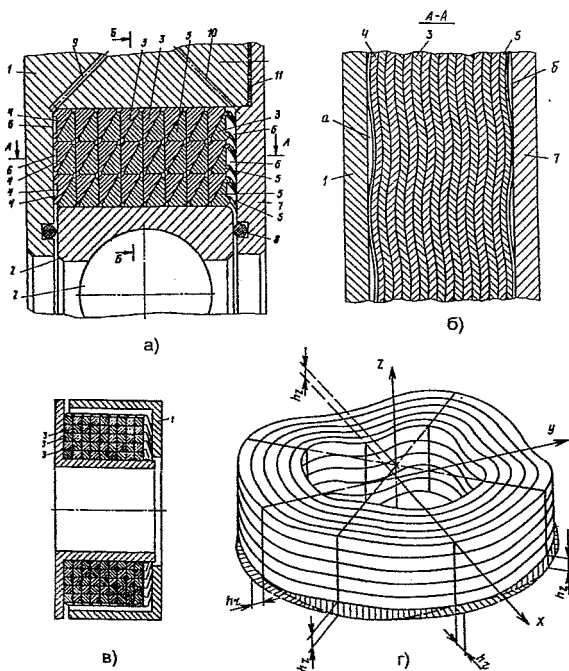


Рис. 1.14. Опора ротора ГТД с упругогистерезисным элементом в виде пространственно гофрированного набора колец [162]

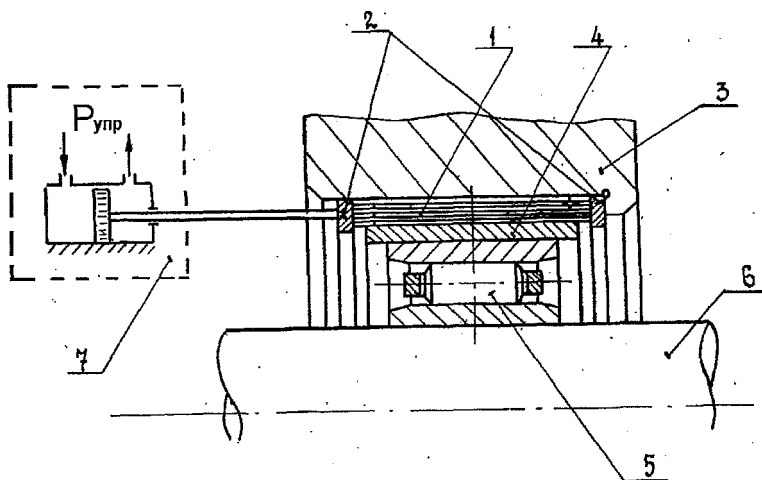
соотношение размеров сторон поперечного сечения колец 3 выбирается из условия обеспечения равно частотности опоры по всем возможным направлениям колебаний. Число колец, высоты гофров h_r и h_z , определяющие как жесткостные, так и демпфирующие свойства опоры, - из условия обеспечения заданного уровня коэффициента усиления колебаний ротора на резонансе.

Опора работает следующим образом. При действии радиальных нагрузок, направленных, например, вверх, кольца 3 первого слоя, контактирующие с наружным кольцом подшипника, перемещаются в направлении действия сил, внедряясь в ответные кольца 3, контактирующие с первыми, и раздвигая их в осевом направлении. При этом в верхней части опоры гофры поджимаются, уменьшая свой выгиб, а в нижней - разжимаются, увеличивая его. Силы трения на торцевых и конусных поверхностях в верхней части опоры увеличиваются, а в нижней - уменьшаются. За счет взаимного проскальзывания колец 3 друг относительно друга совершается работа сил трения, которая, превращаясь в тепло, рассеивается в пространство. За счет этого происходит гашение колебаний ротора. Дополнительно к гашению колебаний за счет сухого трения в контактах гофрированных колец 3 демпфирование колебаний происходит за счет движения вязкой жидкости по торцовым волнистым каналам "а" и "б" гидродинамического демпфера (рис.1.14, б), осуществляемого бегущей волной торцевых колец 4 и 5, вращающейся с частотой прецессии ротора. За счет гофрирования колец 3 в осевом направлении, когда линии выступов и впадин гофр параллельны торцевым поверхностям опоры, подшипник опирается на цилиндрические поверхности колец 3 и тем самым обеспечиваются лучшие условия работы шариков или роликов, а также ликвидируется шаговая анизотропия опоры по различным радиальным направлениям. Расчет параметров данной опоры (как системы конструктивного демпфирования) можно осуществить по методикам разделов 2.1...2.5 с учетом граничного трения по торцам корпуса 1 и крышки 7 (рис.1.14, а).

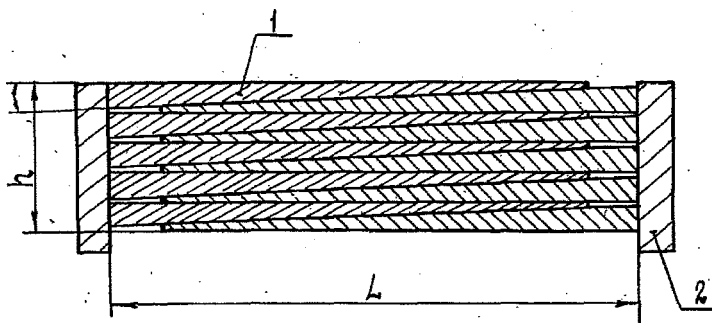
В конструкции [29], схема которой показана на рис. 1.15, реализован принцип плавного изменения жесткостных и демпфирующих характеристик гофрированного пакета за счет изменения его натяга. Опора включает пакет кольцевых гофрированных лент 1 (рис.1.15, а), ограниченный в осевом направлении кольцами 2 и установленный в корпусе опоры 3. По внутреннему диаметру пакет лент 1 ограничен втулкой 4, в которой установлен подшипник 5 и вал 6. Расстояние между кольцами 2 выставляется регулятором 7. Кольцевые ленты в пакете имеют в осевом направлении угол конусности α (рис.1.15, б), причем каждая последующая лента имеет угол конусности, обратный к предыдущей. Толщина пакета h обратнопропорциональна расстоянию L между кольцами 2.

Коэффициент рассеивания энергии ψ и коэффициент жесткости C являются функциями радиального зазора. Меняя по заданному закону расстояние L , можно менять зазор δ и, следовательно, управлять динамическими характеристиками демпфера в процессе его работы.

На основе исследований, выполненных в [143] разработана конструкция адаптивного пластинчатого демпфера радиальной опоры ротора [28]. В ней реализована зависимость коэффициента рассеивания энергии ψ от коэффициента трения в местах контакта гофров с



а).



б)

Рис.1.15. Конструкция опоры с управляемым пластинчатым демпфером: а) общий вид опоры; б) осевой разрез пакета гофрированных лент

втулкой-вибратором. Адаптивный демпфер включает гофрированный пакет лент 2, втулку вибратора 1 и корпус демпфера 3 [28]. Наружная поверхность втулки вибратора 1 параллельно линии касания выпуклости каждого гофра (рис. 1.16) имеет осевые полосы с различными коэффициентами трения, из которых полоса с минимальным коэффициентом трения расположена напротив касающегося с ней гофра, а с максимальным коэффициентом трения - напротив впадины. Развертка наружной по-

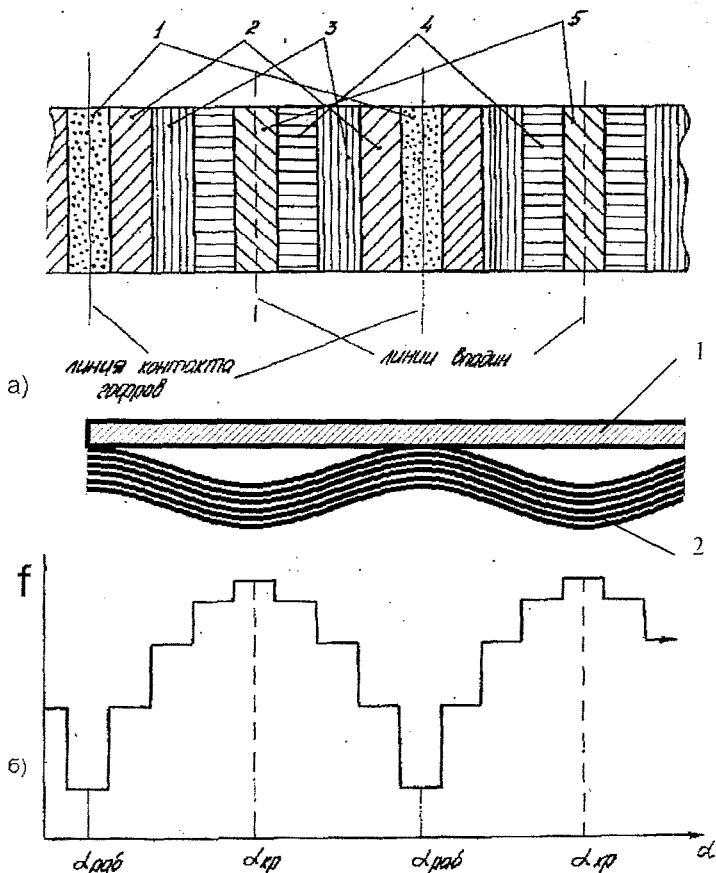


Рис. 1.16. Схема адаптивного пластинчатого демпфера: а) развертка наружной поверхности втулки вибратора; б) вид закона распределения участков с различными коэффициентами трения

верхности втулки вибратора показана на рис. 1.16. а, где коэффициент трения полос 1, расположенных напротив выпуклости гофров, - минимален; а коэффициент трения полос 5, расположенных напротив впадин гофров, - максимален.

Закон распределения участков с различными коэффициентами трения от $f_{тр.мин}$ до $f_{тр.макс}$ и конкретные значения $f_{тр}$ определяются габаритами конструкции, ее массой, динамическими свойствами, заданным уровнем амплитуды вибрации и пр. Вид закона показан на рис. 1.16, б,

где $\alpha_{кр}$ - угол поворота втулки вибратора, соответствующий критической частоте вращения ротора; $\alpha_{раб}$ - угол поворота, соответствующий рабочей частоте вращения.

При низком уровне вибрации втулка вибратора 1 (рис. 1.16) удерживается от поворота относительно набора гофрированных лент 2 за счет сил трения. Гистерезисные явления в пластинчатом демпфере при прямой синхронной прецессии вызывают сдвиг фазы между вектором перемещения и вектором силы. В результате этого возникает тангенциальная составляющая силы реакции, стремящаяся повернуть втулку вибратора 1 относительно лент 2. С ростом вибрации силы трения уменьшаются, а тангенциальная составляющая силы реакции, наоборот, растет. Начинается проскальзывание втулки вибратора относительно набора лент. Гофры лент вступают в контакт с участками втулки 1 с большим коэффициентом трения. Сила трения возрастает и уравнивается с тангенциальной составляющей силы реакции.

Этот процесс продолжается до тех пор, пока не будет пройдена критическая частота вращения ротора. Максимум АЧХ должен быть пройден при контакте гофров с участками с максимальным коэффициентом трения, после чего идет снижение коэффициента трения по участкам. К моменту выхода на рабочую частоту вращения устанавливается контакт с участком с минимальным коэффициентом трения. Вращение втулки вибратора 1 прекращается, так как дальше идут участки с большим коэффициентом трения и сила трения становится больше, чем тангенциальная составляющая динамической силы.

Таким образом, при прохождении резонанса происходит автоматическое увеличение коэффициента рассеивания ψ и снижение уровня вибрации.

На рис. 1.17 показан один из вариантов комбинированного демпфера, разработанный И.Д.Эскиным, В.А. Антиповым, Ю.К.Пономаревым и В.А.Безводиным [3]. Демпфер состоит из кольцеобразного корпуса 1, кольца 2, имеющих П-образную форму

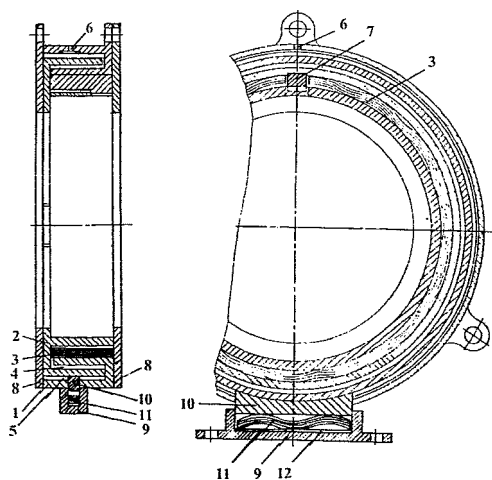


Рис. 1.17. Конструкция демпфера комбинированного трения с разгрузкой от веса ротора [3]

поперечного сечения, и пластинчатого гофрированного пакета 3, размещенного между внутренней стенкой кольца и внутренней стенкой корпуса. В кольцевые щели 4 и 5 через отверстия 6 нагнетается рабочая среда, например масло, образующая слой повышенного давления. Пластинчатый гофрированный пакет 3 удерживается от проворачивания шпонкой 7. Ограничительные кольца 8 предназначены для предотвращения продольных смещений пластинчатого гофрированного пакета 3 и подшипника вала. В демпфере выполнено разгрузочное устройство, состоящее из опорного элемента 9, башмака 10, упирающегося через радиальное отверстие 6 в корпусе 1 в кольцо 2 и поджатого пружиной 11. Между опорным элементом 9 и пружиной 11 устанавливаются дистанционные прокладки 12 для точного регулирования центровки опоры при установке ротора в корпус турбомшины.

Демпфер работает следующим образом. Колебания вала гасятся пластинчатым гофрированным пакетом 3 и рабочей средой, находящейся в кольцевых щелях 4 и 5. Вес вала компенсируется разгрузочным устройством, причем с помощью прокладок 12 можно регулировать величину усилия, компенсирующего вес вала.

Наличие разгрузочного устройства обеспечивает концентричность рабочего зазора гидродинамического демпфера, что создает благоприятные условия для его работы, а также снижает анизотропию жесткостных и демпфирующих свойств гофрированного пакета по окружности. На базе исследований, проведенных В.А. Антиповым и Ю.К. Пономаревым в работах [1, 2], и направленных на изучение влияния постоянной силы веса ротора на УФХ гофрированного демпфера, была предложена конструкция опоры с автоматической разгрузкой опоры при эволюциях самолета [6]. Схема опоры показана на рис. 1.18. Опора имеет многослойный гофрированный пакет 1, наружное 2 и внутреннее 3 кольца, подшипник 4, насаженный на вал ротора 5. В нижней части опоры расположено разгрузочное устройство 6, крепящееся к корпусу с помощью проушин 7. Разгрузочное устройство 6 имеет поршень в виде сегмента 9, опирающегося на корпус через подшипниковые элементы 12 и 13. В корпусе поршня 9 установлен пружинный элемент в виде пакета гофрированных лент 8, расположенного между двух кольцевых сегментов 10 и 11. С двух сторон поршня имеются камеры "а" и "б", в которые по магистралям 15 подается рабочая жидкость под давлением от управляющего устройства (УУ) 14. Информация о подаче или сливе масла из соответствующих камер "а" или "б" поступает в устройство 14 от датчика крена самолета.

Устройство работает следующим образом. При горизонтальном полете и отсутствии крена самолета в камеры "а" и "б" поступает одинаковое давление масла и разгрузочное устройство устанавливает гофрированный пакет с поршнем по оси действия силы P_1 (см. рис. 1.18). Если самолет получает крен, от датчика поступает сигнал в УУ 14 на увеличение давления, например в камере "б" и уменьшение его в камере "а".

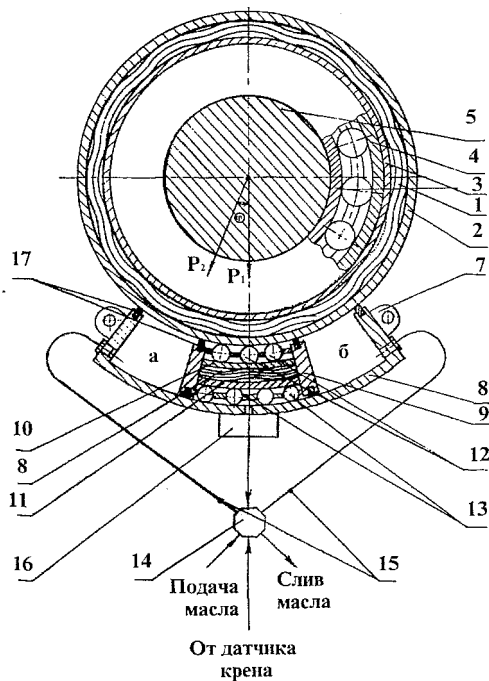


Рис.1.18. Конструкция упругодемпферной опоры с автоматической разгрузкой от веса при эволюциях самолета [6]

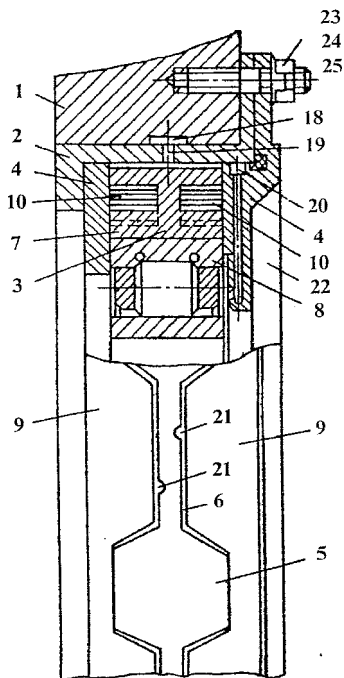


Рис.1.19. Продольный разрез демпфера [27]

Балланс действий уравнивается тогда, когда поршень 9 устанавливается на оси нового положения вектора статической силы P_2 . Таким образом опора всегда разгружена от статических сил и работает в комфортных условиях (на расчетном режиме).

В работе [27] И.Д.Эскиным, А.В.Сидоренко и Ю.Н. Проничевым разработана конструкция податливой упругодемпферной опоры с большим демпфированием (рис. 1.19 - 1.22). Она содержит установленный с натягом в опору 1 корпус 2, размещенные в нем вибратор 3 и статор 4. Вибратор 3 имеет в поперечном сечении вид двутавра, на полках которого один против другого выполнены трапециевидальные выступы 5 и чередующиеся с ними вырезы 6. На внутренней полке вибратора 3 глубина вырезов 6 меньше толщины этой полки, благодаря чему последняя имеет цилиндрическую часть 7, по внутренней поверхности которой вибратор 3 с равномерным натягом насаживается на наружное кольцо подшипника 8.

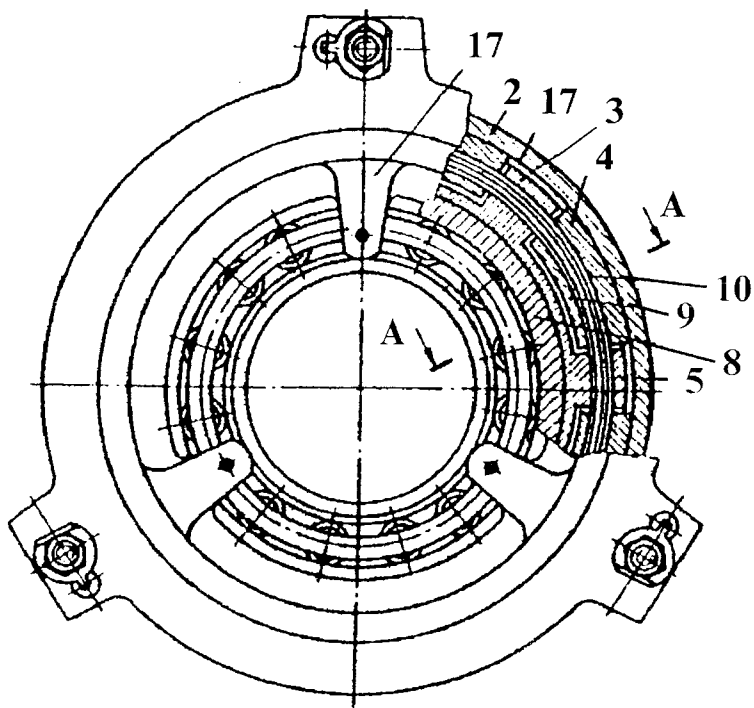


Рис.1. 20. Вид на демпфер [27] сбоку

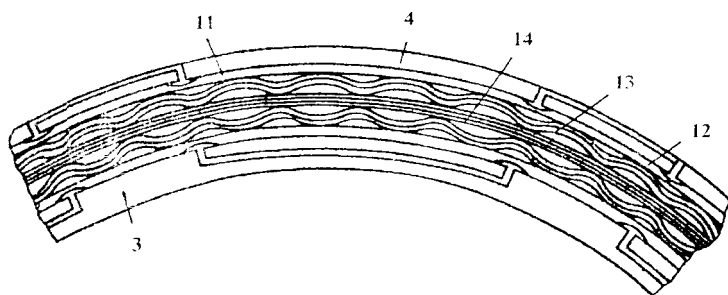


Рис. 1.21. Упругий элемент до сборки в демпфер

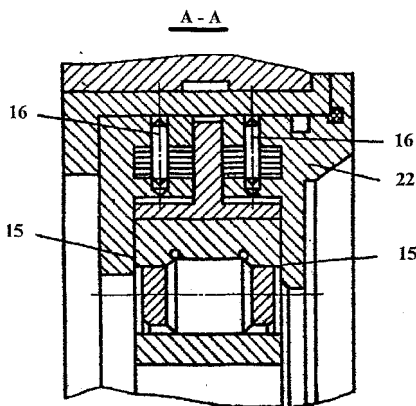


Рис.1. 22. Разрез по А-А на рис.1. 20

Между гофрированными лентами 13 размещены гладкие ленты 14. Каждый упругий элемент 10 вставлен с натягом в кольцевые полости, образованные выступами статора и вибратора, причем в вибраторе 3 оставлен небольшой остаточный выгиб гофрированных лент 13, обычно составляющий 0.05 мм. Стыки лент 13 и 14 равномерно размещены по окружности. При сборке упругих элементов 10 соблюдают условие совпадения середин трапецидальных выступов 5 и выступов 12 охватывающих лент.

В собранном демпфере суммарная величина боковых зазоров между упорными буртиками 15 (рис. 1. 22) втулок статора и наружным кольцом подшипника 8 составляет 0,3...0,5 мм. что предотвращает возможность прижогов беговой дорожки подшипника. Ширина трапецидальных выступов 5 и 9, а также выступов 12 и шаг гофров 13 выбраны из условия опирания по крайней мере двух вершин гофров 13 на статор и по крайней мере одной вершины гофров 13 на вибратор. В тех случаях, когда число гофров, опирающихся на выступ 9 статора, больше числа гофров, опирающихся на выступ 5 вибратора, сила трения на последнем меньше сил трения на выступе 9 статора, чем обеспечивается надежное закрепление упругих элементов 10 в статоре 4 без постановки фиксирующих элементов.

Большие силы трения на выступах 9 статора, превышающие силы трения на выступах 5 вибратора, могут быть получены также за счет уменьшения шага гофров, опирающихся на выступы 9 статора 4, по сравнению с шагом гофров, опирающихся на выступы 5 вибратора 3. В противном случае упругие элементы 10 фиксируются в статоре с помощью штифтов 16. Зазор 17 (рис. 1.19 и 1.20) между наружной поверхностью вибратора 3 и корпусом 2 выполнен меньшим зазора между внутренней

Статор 4 состоит из двух втулок, в поперечном сечении имеющих вид швеллеров, на полках которых выполнены трапецидальные выступы 9, расположенные в вырезах 6 вибратора.

Каждый из двух упругих элементов 10 демпфера выполнен из охватывающих лент 11 рис.1. 21, у которых на поверхностях, обращенных к поверхностям статора 4 и вибратора 3, выполнены выступы 12. Между охватывающими лентами 11 расположены гофрированные ленты 13, вершины гофров которых расположены посередине между выступами 17 охватывающих лент.

поверхностью втулок статора 4 и ответной поверхностью вырезов 6 вибратора, а также меньшим высоты выступов 12 и суммарной величины боковых зазоров по трапецидальному выступу 5, ограничивающих поворот вибратора 3.

Смазка в демпфер подается через питающую канавку 18, питающие отверстия 19 в зазор 17, а к подшипнику 8 - через форсунку 20. Для возможности поступления смазки во все внутренние зазоры демпфера на стенке вибратора 3 выполнены радиальные каналы 21. Корпус 2 вместе с втулкой статора 22 крепится к опоре 1 с помощью шпилек 23, контрольных шайб 24 и гаек 25.

Демпфер работает следующим образом.

При прецессировании ротора вибратор 3 деформирует охватывающие ленты 11 и проскальзывает с трением по выступам 12, за счет чего рассеивается основная часть энергии колебаний. Другая часть энергии рассеивается за счет взаимного проскальзывания с трением гофрированных 13 и гладких 14 лент, а также за счет продавливания масла по зазорам в демпфере.

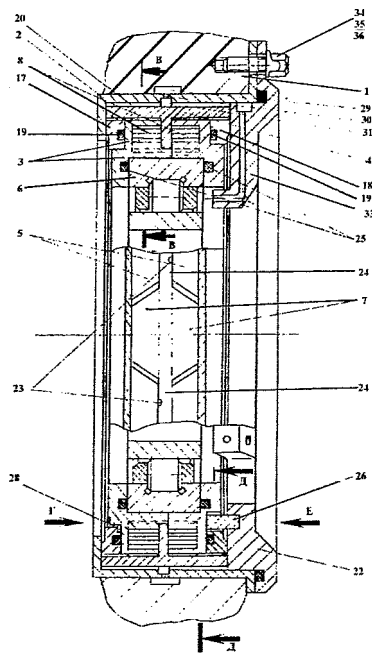


Рис.1.23. Продольный разрез демпфера

Демпфер обеспечивает высокую демпфирующую характеристику при большой податливости для диаметров подшипника 8 более 140 мм. Малый шаг гофров обеспечивает большие силы трения на выступам 5 и 9 и позволяет обеспечить большую податливость демпфера.

И.Д. Эскиным и Ю.Н. Проничевым с целью предотвращения касания валов многовальных ГТД разработана еще одна конструкция упругодемпферной опоры [158], показанная на рис. 1.23 - 1.27. Демпфер комбинированного трения содержит (рис. 1.23 - 1.25) устанавливаемый с натягом в опору 1 и корпус 2, размещенные в нем вибратор 3 и статор 4. Вибратор 3 выполнен в виде двух втулок, имеющих в поперечном сечении вид швеллера, на полках втулок выполнены трапецидальные выступы 5. Причем на внутренних втулках вибратора 3 впадины, образующие выступы 5, сделаны сквозными, благодаря чему имеет-

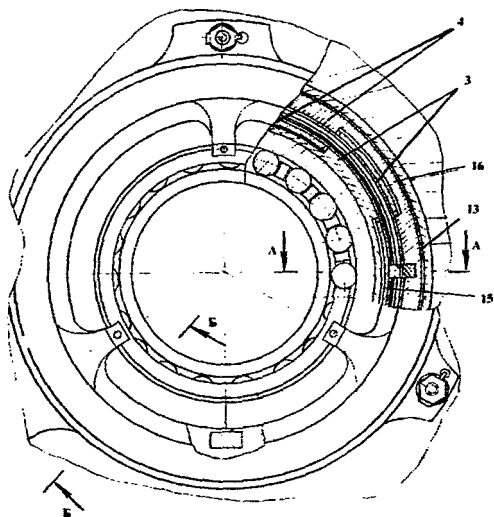


Рис.1.24. Вид на демпфер сбоку

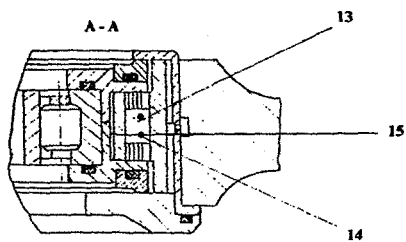


Рис.1.25.

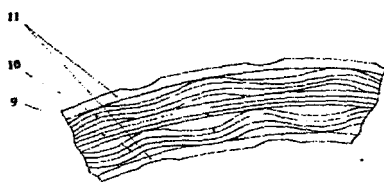


Рис.1.26.

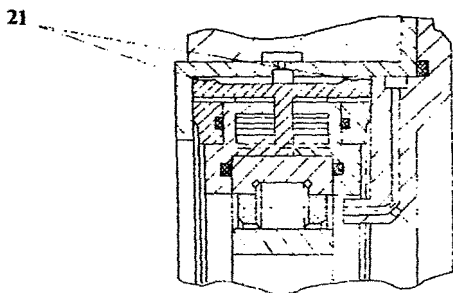


Рис.1.27.

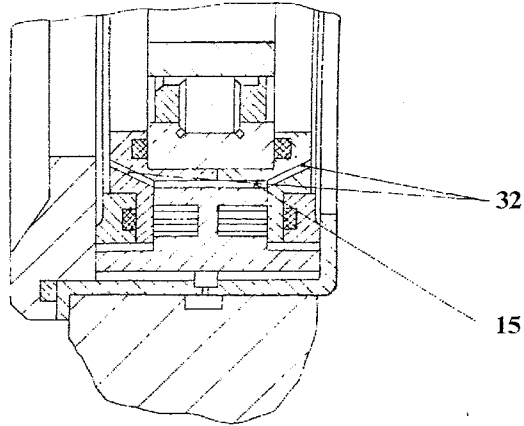


Рис.1. 28.

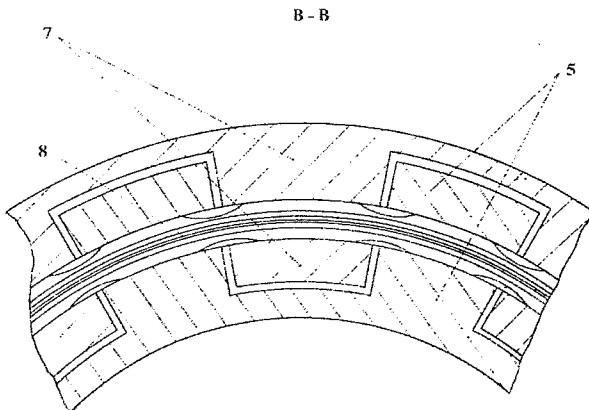


Рис.1.29.

ся цилиндрическая поверхность, по которой вибратор с натягом насаживается на наружное кольцо подшипника 6. Статор демпфера 4 в поперечном сечении имеет вид двутавра, на полках которого сделаны трапециевидные выступы 7. ответные впадинам полков вибратора 3,

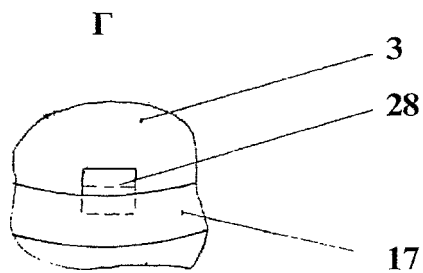


Рис.1. 30.

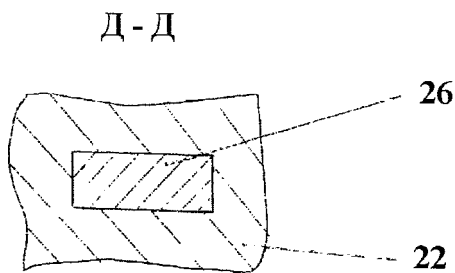


Рис.1. 31.

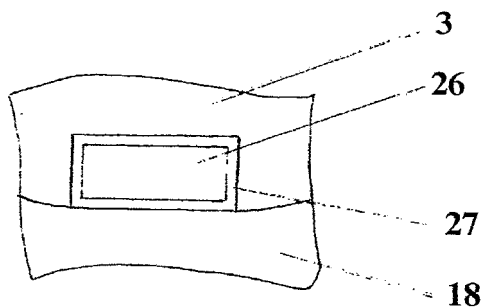


Рис.1. 32.

причем пазы верхней полки статора 4 выполнены несколькими таким образом, что имеет сплошную наружную цилиндрическую поверхность. Упругогистерезисный элемент демфера выполнен в виде двух пакетов 8, набранных из трех групп лент. В центре каждого пакета расположены гладкие ленты 9, (рис.1.26) по обе стороны от которых расположены две группы гофрированных лент 10, снаружи с обеих сторон пакета поставлено по ленте 11 с наружными выступами 12, причем вершины гофров опираются на ленты 11 в местах выступов 12 в среднем сечении, и на гладкие ленты 9 в середине пролетов между выступами. Стыки лент равномерно разведены по окружности и находятся в местах выступов. Пакеты перед сборкой в демфер полностью выжимаются последовательно пролет за пролетом. Этим достигается одинаковая жесткость пролетов демфера. Выжатые пакеты 8 вставляются в кольцевые зазоры втулок вибратора 3 таким образом, что что середины выступов лент 11 совпадают с серединами выступов 5 вибратора 3. Втулки вибратора с вставленными в

них пакетами собираются затем со статором 4 с натягом по выступам статора, обеспечивающим отсутствие проскальзывания пакетов в статоре при деформациях демпфера. Для гарантии отсутствия проскальзывания служит шпонка (рис.1.25) 13, в которой сделаны сквозные отверстия 14 для протока масла. Сборка вибратора 3 с наружным кольцом подшипника 6 может быть произведена до сборки статора, причем суммарная величина боковых зазоров между статором и наружным кольцом составляет 0,3 - 0,5 мм для предотвращения прижогов беговой дорожки подшипника. Между статором 4 и внутренней полкой вибратора 3 имеется зазор 15 (рис.1.24, 1.25), ограничивающий смещение в демпфере сухого трения, поэтому он выполнен меньшим по величине, чем зазор 16 между наружной поверхностью выступов втулок вибратора 3 и внутренней поверхностью ответных впадин наружной полки статора 4. На каждую втулку вибратора с центровкой по ней с торцов с возможностью подвижки в осевом направлении надеты уплотнительные кольца 17, 18 в кольцевые канавки которых вставлены резиновые уплотнительные прокладки 19. Конструкция собрана в корпус 2, таким образом, что между статором 4 и корпусом 2 демпфера имеется рабочий зазор 20. Для жестких роторов с целью недопущения срывных режимов, на наружной поверхности верхней полки статора 4 по ее краям выполнены выступы 21 (рис.1.27), таким образом, что величина зазора между наружной поверхностью выступов и корпусом, составляет 0,5 - 0,7 величины рабочего зазора гидродинамического демпфера. Уплотнительные кольца 17 и 18 поджимаются к торцам корпуса 2 и форсуночного кольца 22 давлением от резиновых уплотнительных прокладок 19 и давлением масла в замкнутой кольцевой области, образованной зазорами 15, 16 и радиальными каналами 23, сделанными в стенке 24 статора 4. Уплотнение торцов рабочего зазора 20 организует длинный гидравлический демпфер со сдавливаемой пленкой, последовательно включенный с пластинчатым демпфером сухого трения. В кольцевые канавки во втулках вибратора 3 вставлены резиновые уплотнительные прокладки 25 с натягом по торцам наружного кольца подшипника, благодаря чему организуется длинный гидродинамический демпфер с рабочей областью, образованный зазорами 15, 16 и каналами 23, работающий параллельно с демпфером сухого трения. Демпфер вместе с уплотнительным кольцом 18 фиксируется шпонкой 26 (рис.1. 23, 1.31,1.32), одним кольцом запрессованный в форсуночное кольцо 22, а другим концом входящий в шпоночный паз, выполненный с зазором 27 по периметру шпонки, большим по величине суммы величин зазоров 15 и 20. Уплотнительное кольцо 17 фиксируется от проворота фиксатором 28 (рис.1.23, 1.30). Масло в рабочий зазор 20 попадает через кольцевую канавку 29, питающее отверстие 30 в корпусе 2 демпфера и питающую канавку 31 в опоре I ротора, для стока масла из рабочих зазоров

демпфера во втулках предусмотрены сквозные каналы 32 (рис.1.28). Масло для смазки подшипника подается тремя форсунками 33, выполненными за одно целое с форсуночным кольцом 22. Корпус 2 демпфера вместе с форсуночным кольцом 22 крепится к опоре 1 с помощью шпилек 34, контровочных шайб 35 и гаек 36.

Демпфер комбинированного трения работает следующим образом. На рабочих режимах при небольших дисбалансах, когда динамическая сила, действующая на опору ротора, не может преодолеть действие сил сухого трения на выступах вибратора 3, демпфер сухого трения выключен из работы, и как жесткое тело вместе с ротором прецессирует в рабочем зазоре 20 гидродинамического демпфера. Т.к. торцы рабочего зазора уплотнены, гидродинамический демпфер работает здесь как длинный демпфер со сдвигаемой пленкой, обеспечивая нормальную работу двигателя на рабочих режимах. В экстремальной ситуации с ростом амплитуды смещения ротора в опоре при некоторой величине смещения сила, действующая со стороны ротора на опору, преодолевает силы трения на выступах вибратора 3 и демпфер сухого трения включается в работу последовательно с длинным гидродинамическим демпфером. Энергия колебаний будет рассеиваться в демпфере сухого трения в основном за счет проскальзывания с трением лент пакетов 8 при их деформации. Одновременно с демпфером сухого трения в работу включается еще один гидродинамический демпфер, энергия колебаний в котором будет рассеиваться за счет продавливания масла по каналам, образованным зазорами 15, 16 и радиальными каналами 23. Совместная работа двух демпферов исключает касание валов двигателя в экстремальной ситуации.

Из анализа конструкторских разработок демпфирующих устройств видно, что их развитие идет по пути улучшения демпфирующих характеристик. Причем совершенствование характеристик неизбежно сопровождается некоторыми усложнением конструкций. Этот путь следует считать целесообразным, так как при использовании перспективных конструкций опор можно значительно уменьшить вибронпряженность узлов турбомашин и, следовательно, увеличить ее надежность.

В заключение следует отметить еще одну особенность. Усложнение конструкций демпферов в ряде случаев вносит определенность и корректность в их расчетные схемы, что упрощает создание математических моделей. Таким образом, усложнение в одном компенсируется упрощением в другом, что создает предпосылки для их широкого практического применения.

1.2. Анализ методов исследования характеристик и расчета опор роторов с конструкционным и гидродинамическим демпфированием

Наука о конструкционном демпфировании берет свое начало с простых и одновременно фундаментальных работ Пиана и Халловелла [173 - 175], Гудмана и Клампа [167], Ирлиса [166] за рубежом, а также Л.Г.Пановко [89], Г.И.Страхова [125, 126, 127 - 130], А.М.Сойфера [123, 124], В.П.Филекина [132 - 134], И.Д.Эскина [155, 159 - 164], Ю.А. Лебедева [79], Н.Г.Калинина [55, 56, 63] в нашей стране и бывшем СССР. Подробно о вкладе этих ученых в конструкционное демпфирование рассказано в книге Д.Е.Чегодаева и Ю.К.Пономарева [143], явившейся также заметным явлением в науке после монографий Н.Г.Калинина с соавторами [48] и Я.Г.Пановко [89].

Прежде чем перейти к обзору методов исследования характеристик и расчету многослойных опор роторов ДЛА, перечислим кратко суть достижений вышеперечисленных ученых. Всеми этими авторами рассматривались процессы, развивающиеся в упругих элементах составных конструкций, считающихся условно неподвижными: это - заклепочные, фланцевые, резьбовые, шлицевые, шовные и т.д. В основу расчетных моделей были заложены следующие допущения: скорость циклического деформирования рассматриваемых систем не влияет на величину рассеиваемой энергии; трение на контактных поверхностях соприкасающихся составных элементов описывается законом Леонардо-да-Винчи [153]; деформация материала элементов подчиняется закону Гука. Гудманом и Клампом [167] впервые установлено существование оптимальности значения прижатия слоев составной конструкции, позднее подтвержденной для широкого круга систем конструкционного демпфирования (СКД). Филекиным В.П. [132 - 134, 136] впервые введено понятие относительной жесткости двухслойной балки, оказавшейся очень важной характеристикой в анализе СКД. Калинин Н.Г., Эскиным И.Д., Сойфером А.М., разработана теория изгиба многослойных балок, на основе которой началось проектирование специальных демпферов для гашения колебаний в авиадвигателестроении, космической технике, на транспорте, в машиностроении. Вместе с тем, отметим, что перечисленные теоретические работы были весьма далеки от реальных расчетных схем применяемых конструкций демпферов.

Одной из первых работ в России по исследованию многослойных кольцевых демпферов ДЛА является работа П.Д. Вильнера, В.П. Иванова и В.Б. Маринина [40], опубликованная в 1962 году. Ими приводятся результаты испытаний демпферной опоры (рис. 1.33) представляющей собой пакет из 16 цилиндрических колец, толщиной 1,5 мм каждое, вставленных одно в другое с суммарным диаметральной зазором 0,24

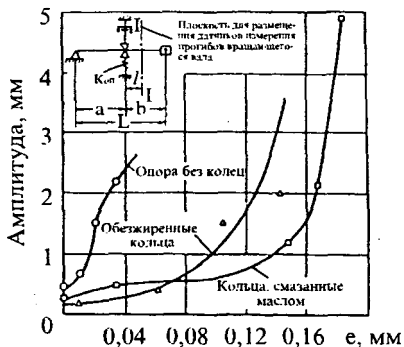


Рис. 1.33. Зависимость амплитуд максимальных прогибов вала экспериментальной установки при критической скорости ротора от эксцентриситета

ротора и корпуса турбины ниже числа оборотов малого газа. Эта критическая скорость проявлялась при $n = 4600 \dots 6000$ об/мин и регистрировалась вибродатчиком, установленным на фланце задней опоры. Показано, что максимальные амплитуды вследствие жесткой нелинейности системы при ее деформировании в пределах зазора между упругой втулкой и валом достигаются при наборе оборотов, после чего наступает характерный срыв амплитуды (рис. 1.34). Поэтому декремент колебаний системы нельзя оценивать по ширине резонансной кривой, и в дальнейшем все выводы об эффективности

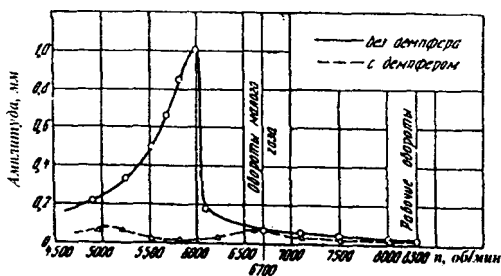


Рис. 1.34. Вибрация корпуса турбины двигателя НК-12МВ при прохождении критической скорости

мм. Исследование проводилось на пакете как обезжиренных, так и обильно смазанных маслом колец. Эффект демпфирования оценивался по максимальному прогибу вала на критической скорости. Из рис. 1.33 видно, что демпфер значительно снижает вибрации на критической скорости как при наличии масла в опоре, так и без него. Демпфер со смазанными кольцами работает более эффективно. Полученные результаты показали целесообразность исследования демпфера на двигателе.

Натурные испытания проводились на двигателе НК-12МВ. Демпфер был установлен в задней опоре турбины. Задний подшипник ротора турбины был насажен на упругую втулку, снижающую критическую скорость с противофазным движением

демпфирования делают по наибольшим амплитудам, измеренным на критической скорости.

Демпфер (рис. 1.35) был изготовлен и испытан в двух вариантах:

1) из семи точеных колец толщиной 2 мм каждое,

2) из 24 незамкнутых колец, согнутых из полосы толщиной 0,5 мм. Суммарный зазор между

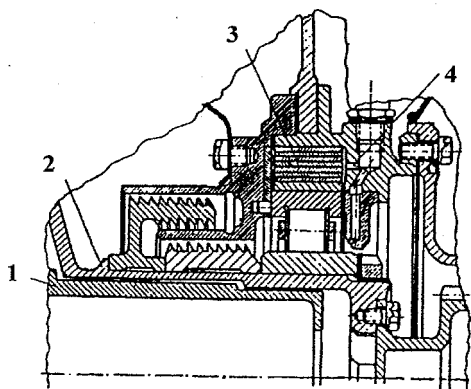


Рис. 1.35. 1 - задний вал турбины; 2 - упругая втулка; 3 - пластины демпфера; 4 - отверстие для подвода масла

точках двигателя, где критическая скорость турбины не ощущается, показали, что применение демпфера не изменило уровня вибрации.

В работе П.Д. Вильнера и Н.Я. Осипова [42] изложены результаты огромного опыта по вибрационной доводке авиационных ГТД СНТК "Двигатели НК". Доказано, что уровень вибраций корпусов двигателя определяется в основном наличием критических скоростей. Даже весьма значительные неуравновешенности роторов вдали от критических скоростей системы возбуждают вибрации, уровень которых значительно ниже общепринятых допустимых значений. Поэтому, если критическая скорость ротора на жестких опорах выше максимальных оборотов и критические скорости системы ротор-корпус не попадают в рабочий диапазон оборотов, то при соблюдении обычных требований к балансировке роторов и достаточно высокой культуре производства вибрационная доводка не представляет особых трудностей.

Вместе с тем авторы [42] указывают, что при создании современных авиационных ГТД расположение критических скоростей вне рабочего диапазона без специальных мер практически неосуществимо, а в ряде случаев вообще невозможно. Когда критическая скорость системы ротор-корпус выводится на обороты ниже малого газа, вибрация при ее прохождении практически не снижается. Даже в этом случае особенно для ГТД большого ресурса, необходимо наряду с совершенствованием схем и методов балансировки, применять демпферы. Далее на примерах конкретных схем роторов излагается опыт вибрационной доводки ГТД, имеющих в рабочем диапазоне несколько критических скоростей. Приводится

кольцами составлял примерно 0,3 мм на сторону в обоих вариантах. Кольца фиксировались от проворачивания штифтом. Стыки соседних колец второго варианта были смещены по окружности на 45°. В торец пакета колец подавалось масло.

Показано, что демпфер первого варианта снижает максимальную амплитуд критической скорости в среднем в 1,7 раза, а второго варианта - в 13,8 раза. На эксплуатационных режимах вибрации практически одинаковы как с демпфером, так и без него. Измерения в других

пример введения в конструкцию опоры ротора упругой специальной втулки 1 с установленным на ней многослойным гофрированным демпфером 2 (рис.1.36). Дана амплитудно-частотная характеристика (АЧХ) ротора без упругой втулки и с ней. В рассматриваемом двигателе впервые в отечественном двигателестроении применены пластинчатые демпферы, представляющие собой ряд пластин (лент) согнутых в кольцо и охватывающих невращающееся кольцо подшипника с суммарным зазором $0,4 \div 0,8$ мм на диаметр.

Предварительная проверка эффективности демпфера проводилась на установке в отраслевой лаборатории Куйбышевского авиационного институ-

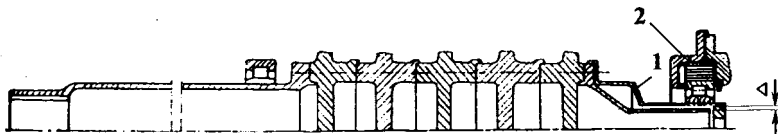


Рис. 1.36. Ротор двигателя НК-12 МВ с упругой втулкой:
1 - упругая втулка; 2 - демпфер (подробнее см. рис. 35)

та. Эксперименты показали, что с сухими обезжиренными пластинами для достижения таких же прогибов ротора, как и без демпфера, требовалось увеличить возбуждение примерно в пять раз. Наличие смазки повышало эффект в 1,5 - 2 раза.

На двигателе НК-12 МВ демпфер внедрен при доводке его на большой ресурс и практически полностью устранил вибрации (рис. 1.37) и прогибы ротора на критической скорости. Приведены результаты испытаний двигателя с демпфером и без него. Показана удивительная эффективность опоры, которая видна из рис. 1.37. Однако здесь была одна немаловажная “хитрость”: такая высокая эффективность объяснялась применением т.н. “разгрузки демпферного подшипника от веса ротора”,

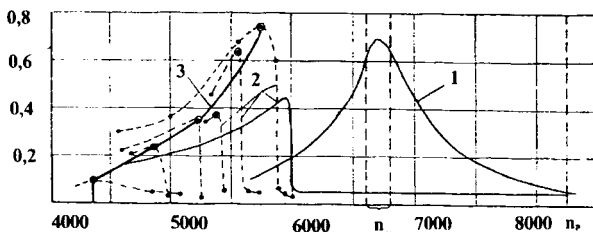


Рис. 1.37. Вибрации двигателя НК-12 МВ: 1 - без упругой втулки; 2 - с упругой втулкой; 3 - скелетная кривая; n_p - рабочие обороты; ● - точки, полученные расшивкой осциллограмм; ○ - точки срыва амплитуд

осуществляемой смещением его вверх на определенную (не указанную в работе) величину. Указано только, что статическая нагрузка на демпферный подшипник при этом не превышала 70 кгс.

О результатах предварительной проверки эффективности пластинчатых демпферов, упоминаемой в статье [42] подробно говорится в статье П.Д. Вильнера, В.П. Иванова и В.Б. Маринина [40]. Весьма интересно, что на экспериментальной установке в КуАИ (ныне СГАУ) исследовался фактически вариант демпфера Парсона (Parsons С.А.), известного еще с конца прошлого столетия и подробно описанного в книге С.И. Сергеева [117]. Полученные результаты, как указывают авторы, показали целесообразность применения демпфера на двигателе.

Попытаемся проанализировать результаты эффективности демпфера, полученные на экспериментальной установке П.Д. Вильнером, В.П. Ивановым и В.Б. Марининым [40]. Из статьи видно, что установка имела небольшие габаритные размеры, так, что влияние статической нагрузки на свойства демпфера от веса диска и вала было минимальным. Можно сказать, что демпфер работал в достаточно комфортных условиях. А ведь именно наличие статической нагрузки на такую опору по данным различных авторов и сводит на нет ее эффективность [143], [117], [90]. Как указывает профессор С.И. Сергеев [117], «масляной слой в зазоре по окружности стаканов неравномерен и в некотором месте может быть совсем выдавлен постоянной нагрузкой. Рассчитать и отладить этот демпфер для надежного демпфирования очень трудно». Вместе с тем, по сведениям С.И. Сергеева, этот демпфер снова стал применяться в быстроходных турбомашинах. Авторы настоящей работы полностью согласны с выводами С.И. Сергеева [117], а также Пановко Г.И., Страхова Г.И., Гольцева Д.И. [90]. В дополнение к мнению известных специалистов скажем, что в условиях серийного производства для авиационных ГТД изготовление демпфера в виде пакета тонких колец представляет собой очень сложную технологическую задачу. Разбросы размеров колец (их толщина, конусность, эллипсность формы и т.д.) создают значительную анизотропию свойств по различным радиальным направлениям опоры. Именно технологические трудности изготовления заставили конструкторов пойти на замену многослойного пакета замкнутых колец (рис. 1.38, а) многослойным (24 шт.) пакетом разомкнутых лент толщиной 0,5 мм, свернутых в 1 кольцо и установленных в опору ГТД (рис. 1.38, б) с суммарным радиальным зазором 0,3 мм.

В работе В.П. Иванова и Л.Г. Шайморданова [52] рассматривается принципиальная схема установки [8] для динамических испытаний кольцевых демпферов как конструкционного, так и гидродинамического демпфирования (рис. 1.39). Принцип действия установки основан на том, что при прецессионном нагружении любой упругодиссипативной системы на ее корпусе возникает момент сопротивления прецессии. Это свой-

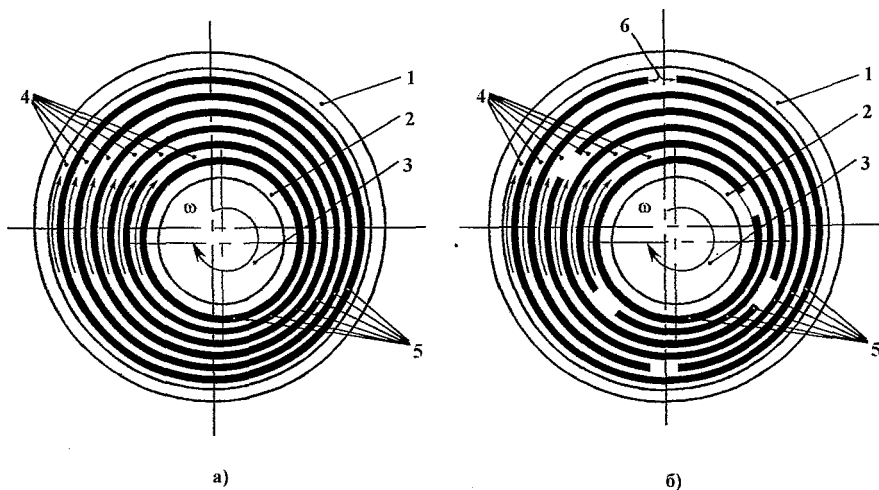


Рис. 1.38. Схема работы гидродинамического демпфера в опоре Парсона (а) и в демпфере фирмы Броун Бовери (б).

ство проявляется благодаря наличию сдвига фаз (рис. 1.39, б) между векторами полной силы сопротивления демпфера \bar{P} и смещения вибратора $\bar{\rho}$. В работе на простом примере демпфера сухого трения выполнен демонстрационный расчет момента сопротивления прецессионному движению ротора и показана картина его возникновения.

Так, если элемент материала демпфера имеет вид, показанный на рис. 1.39, г, то при нагружении демпфера вращающимся вектором силы \bar{Q} (рис. 1.39, д), участок демпфера впереди вектора $\bar{\rho}$ и сзади его имеют разные по величине эпюры давления $q(\varphi)$. Равнодействующая нормальных сил $g(\varphi)$ и $g^1(\varphi)$ проходит через центр O_2 и создает момент сопротивления прецессии относительно центра O_1 .

Его и предлагают авторы [8, 52] измерять на стакане 9 (рис. 1.39, б) любым из известных способов.

Способ предложенный В.П. Ивановым и Л.Г. Шаймордановым в свое время был реализован в 60-е годы на установке [8], созданной в лаборатории № 1 КуАИ. Однако выявился один момент, снижающий точность эксперимента. Дело в том, что для обеспечения условий эксплуатации демпферов, идентичным реальным на ГТД, в полость подшипников и демпфера необходимо подавать масло для охлаждения опоры. При вращении подшипника 4 в установке (рис. 1.39, б) возникает дополнительное сопротивление вращению, которое накладывается на момент сопротивления прецессии. Таким образом, какую часть в этом параметре

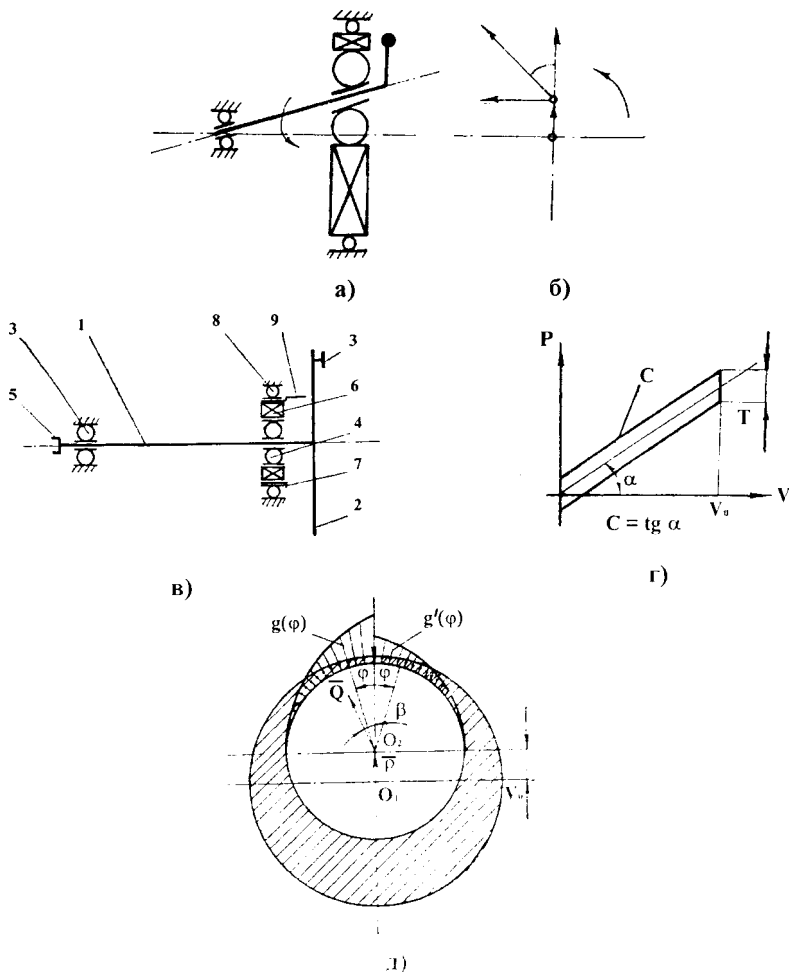


Рис. 1.39. Установка для замера момента сопротивления прецессионному движению ротора, возникающего в демпфере, конструкции В. П. Иванова и Л. Г. Шайморданова [6, 40]: а - схема установки; б - диаграмма сил и перемещений; в - схема замера момента сопротивления прецессии; г - гистерезисная характеристика элемента демпфера; д - схема реактивных распределенных нагрузок на вибратор демпфера

$M_{сн}$ определяет собственно демпфер, а какую - сопротивление шарикоподшипника, - определить довольно сложно. Кроме того, не изучено влияние температуры, статической нагрузки на опору, вязкости масла и др. параметров.

Приблизительно в то же время, что и работа [45] появилась статья Н.С. Кондрашова [64], где решена задача о деформировании многослойного гофрированного демпфера при следующих допущениях:

1. Высота гофров h^* мала по сравнению с его шагом t ($h^* / t < 0.1$).
2. Форма гофрированной ленты записывается в виде гармонического закона.
3. Сечения в местах опор многопролетной ленты не поворачиваются, т.е. жесткости всех пролетов одинаковы.
4. Силы трения действуют только на опорах и являются сосредоточенными.
5. Изменение формы профиля и длины пролетов при деформировании не происходит.
6. При расчете кольцевой демпфер рассматривается как плоский с перемещением в каждом пролете, подчиняющимся закону

$$\begin{cases} y_{\tau} = y \cdot \cos \varphi ; \\ y_n = y \cdot \sin \varphi , \end{cases}$$

где (φ - текущий угол, отсчитываемый от горизонтальной оси демпфера, а y , и y_n - соответственно касательная и нормальная составляющие перемещения y).

Дифференциальное уравнение изгиба решено приближенным методом Бубнова-Галеркина, причем решение вначале сделано для одиночного гофра, а затем, с указанными допущениями, распространено на произвольное число пролетов и лент в пакете суммированием всех нагрузок в пролетах. Получены зависимости, по которым можно построить, как указывает автор, «упрощенную» петлю гистерезиса и вычислить энергию, рассеиваемую демпфером за цикл деформирования. Упрощение здесь заключается в том, что этапы загрузки, соответствующие постепенному распространению проскальзывания по контактным поверхностям пакета и описывающиеся в действительности плавной кривой, заменены вертикальными участками на петле гистерезиса.

Поскольку в работе [64] рассматривается деформирование демпфера, набранного из чередующихся гладких и гофрированных лент, решение разбито на два этапа. На первом этапе упруго-гистерезисный элемент деформируется с зазорами между лентами. В этом случае учитывается трение на вершинах гофров внутри пакета. На втором этапе, когда зазоры между лентами полностью выбраны, автор принимает, что пакет деформируется как одна лента, но с жесткостью, равной сумме жесткостей отдельных пластин. В этом случае трение на контактных поверхно-

стях внутри пакета не учитывается. Не учтено в [64] также и уплощение вершин гофров. Вместе с принятыми в работе упрощением формы гистерезиса эти допущения приводят к значительным ошибкам.

Пономаревым Ю.К. в работе [98] дается сравнение характеристик, полученных расчетным путем по методу Н.С. Кондрашова [64] и экспериментально. Оно показало, что ошибка в определении жесткости может достигать 350 %, а рассеянной энергии 750 %. Петли гистерезиса при этом *даже качественно не совпадают*.

В 1975 г. Ю.К. Пономаревым и И.Д. Эскиным решена задача [100] о циклическом одноосном деформировании многослойного многопролетного кольцевого демпфера [21] с равномерно распределенной сдавливающей нагрузкой. Задача решена в классическом стиле задач конструкционного демпфирования с присущими им допущениями [55, 56, 60, 63, 79, 82, 89, 123, 125, 126, 132 -136]. Такой подход позволил проследить механизм возникновения гистерезиса внутри пакета, очередность проскальзываний слоев, выяснить влияние фактора многопролетности, учесть трение на опорах (вершинах гофров). Однако решение оказалось очень громоздким, что затрудняет экспресс-анализ свойств при варьировании геометрических параметров демпфера. Кроме того, равномерность сдавливающей нагрузки обеспечить в гофрированном демпфере не представляется возможным.

В 1977 году на основе результатов экспериментальных исследований многослойных гофрированных пакетов Ю.К. Пономаревым создана инженерная полуэмпирическая методика расчета упругофрикционных характеристик многослойных гофрированных демпферов при одноосном нагружении [97]. Методика учитывает фактор многопролетности конструкции, рассеяние энергии внутри многослойного пакета и на вершинах гофров при их трении о поверхность корпуса опоры. Сравнение с экспериментом дало хорошие результаты [143]. Однако в указанной методике [97] демпфер рассматривался как циклически симметричный объект с одинаковыми пролетами по окружности, что не дает возможности проанализировать, например влияние разброса геометрии пакета в пределах допусков на свойства демпфера. Кроме того, за счет внесения геометрической анизотропии, как будет указано далее, можно организовать саморазгрузку опоры от веса ротора турбомашины. Это требует создания методики расчета характеристик опоры с переменными по окружности параметрами (шаг и высота гофров, их ширина и пр.).

В работе П.Д. Вильнера и А.И. Глейзера [41] приводятся данные по сравнительному исследованию пластинчатых демпферов с гладкими и чередующимися гладкими и гофрированными лентами. Для этого авторами были проведены статические испытания пластинчатых демпферов при одновременном действии циклической и постоянной нагрузок. На примере одномассового ротора, установленного на двух одинаковых

упругодемпферных опорах, показано, что увеличение постоянной нагрузки на пластинчатый демпфер с гладкими лентами уменьшает его эффективность вследствие возрастания жесткости и уменьшения коэффициента рассеивания. По мнению авторов этих недостатков в значительной мере лишен демпфер, набранный из чередующихся гофрированных и гладких лент. Сравнительные испытания обоих типов демпферов на двигателе показали, что демпфер второго типа обеспечил в 1.5 раза меньший уровень вибраций, чем первый. Следует отметить, что здесь объектом исследований была динамическая система, а не характеристики демпферов. Могло быть и так, что для данной системы принципиально лучший демпфер мог показать худшие результаты, если он был не настроен на соответствующие параметры.

Значительное место в развитии методов исследования и расчета характеристик многослойных гофрированных демпферов авиационных ГТД принадлежит Ю.К. Пономареву и В.А. Антипову [1, 2, 16, 18, 103, 104]. Этими авторами разработана методология испытаний кольцевых демпферов сухого трения в статике [16, 18], позволившая впервые получить поля упругогистерезисных петель демпферов при прецессионном нагружении их вибратором (вращающейся нагрузкой). Ими установлено, что форма петель гистерезиса при прецессионном нагружении существенно отличается от случая одноосного нагружения и имеет эллипсообразную форму.

В работе [103] на базе полуэмпирических формул, описывающих гистерезис однопролетного гофрированного пакета с произвольной геометрией и найденного в [100] закона влияния числа пролетов на демпфере на его упругофрикционные характеристики, создана методика расчета многослойных циклически симметричных демпферов при их прецессионном нагружении вращающейся нагрузкой. Как уже учитывалось, данная методика не позволяет рассчитать свойства демпфера с переменными параметрами пакета по окружности. Кроме того, в методике не учтен фактор статической нагрузки, например от веса ротора.

Цикл работ В.И. Ивашенко и И.Д. Эскина [7, 53] посвящен созданию методики расчета демпферов с разгрузочными устройствами гофрированного типа. При этом авторы в методическом плане продолжают и развивают традиции Н.С. Кондрашова [64] аналитического решения дифференциального уравнения изгиба гофрированного элемента в форме гармонического закона. Трение учитывается только на вершинах гофра. При всей изящности методики, на наш взгляд, более предпочтительным для практики следует считать подход, предложенный в [18, 97, 103, 107]. Это видно даже по приведенному в [53] графику зависимости силы P от деформации u , который по расчету является линейным, в то время как эксперимент это не подтверждает.

Наиболее значительным событием в науке о конструкционном

демпфировании явилась монография Д.Е. Чегодаева и Ю.К. Пономарева [143]. В ней авторы подвели итоги почти двадцатилетних исследований различных систем конструкционного демпфирования, выполненных как самостоятельно, так и в соавторстве с В.А. Антиповым, Ю.И. Ефремовым, Ю.Н. Лапшовым, А.Ю. Березкиным, П.Д. Вильнером, А.И. Белоусовым, Е.А. Паниным, М.А. Мальтеевым, Ю.Н. Проничевым, А.Е. Осоргиним, С.В. Даниленко, О.П. Мулюкиным, Ф.М. Шакировым и др. работниками СГАУ.

В [143] выполнен методологически обоснованный комплекс научно-исследовательских работ, в результате которого созданы и внедрены эффективные методы и средства виброзащиты конструкций АиРКТ. Создана единая методология исследований систем конструкционного демпфирования с линейными и нелинейными характеристиками, апробированная на большом числе моделей и изделий. Разработанная методология позволила выявить фундаментальные закономерности процессов, протекающих при деформировании систем конструкционного демпфирования. Созданная авторами методология базируется на сочетании фундаментальных теоретических и экспериментальных исследований в совокупности с принципами конструирования, технологией изготовления и обеспечения высоких эксплуатационных характеристик изделий в течение жизненного цикла. Для проведения экспериментальных исследований, создана уникальная экспериментальная база из натуральных и модельных испытательных стендов и измерительных комплексов. Предложена новая модель гистерезиса единой математической формы, наиболее полно учитывающая особенности систем конструкционного демпфирования, в том числе и предысторию нагружения.

В работе И.Д. Эскина [157] приводятся результаты экспериментального исследования элементов демпферов, выполненных в виде многослойных пакетов, с сухим трением на контактных поверхностях показанных на рис.1.3. Показано, что демпфирующие и жесткостные характеристики исследуемого демпфирующего элемента в безразмерных координатах $\eta - \xi$ практически можно считать независящими от величины интенсивности сдвливающей нагрузки p_1 , начиная с некоторого значения

интенсивности p , величина которого обычно невелика.

Соотношения справедливы для исследуемого демпфирующего элемента и, следовательно, его можно рассматривать как многослойный пакет, сжатый равномерно распределенной сдвигивающей нагрузкой. Экспериментально показано, что соотношения остаются достаточно справедливыми и в случае очень «коротких» демпфирующих элементов с соотношением $\frac{l}{h_0} \geq$

0,57 даже в зоне больших значений коэффициента рассеивания ($\varphi \approx 4.5$).

Показано, что жесткость расслоенного пакета C_{1n} и обобщенная сила трения T могут быть достаточно точно определены экспериментально. Поэтому соотношения описывающие демпфирующие и жесткостные характеристики, необходимые для решения задачи о колебаниях системы с данными демпферами, записаны в удобной форме.

Действие постоянной силы практически не изменяет формы упругогистерезисной петли, демпфирующих и жесткостных свойств пакета ψ , ΔW , C , C_{1n} , T). Поэтому демпфирующие пакеты удобно применять в качестве несущих элементов конструкции.

Демпфирующие и жесткостные свойства демпфирующих элементов легко поддаются управлению и могут быть изменены в широких пределах без изменения габаритных размеров и числа пластин демпфера.

В исследованных демпфирующих элементах со смазанными контактными поверхностями при числе пластин $n = 51 \dots 69$ были получены очень высокие коэффициенты рассеивания ($3,35 \leq \varphi \leq 4.4$) при весьма значительных деформациях ($0.015 \leq V \leq 0.03$ см) и значительных силах ($71.5 \leq P \leq 138$ дан).

Даже при недостаточно полном выпрямлении профилей экспериментальные значения величин ψ , ΔW хорошо совпадали с теоретическими.

Авторы настоящей работы продолжают и развивают традиции, созданные Самарской школой конструкционного демпфирования и изложенные в [143].

1.3. Сравнительный анализ демпфирующих свойств существующих гофрированных демпферов, как систем конструкционного и гидродинамического демпфирования

Как известно, многослойные кольцевые демпферы работают в присутствии смазки, т.е. являются демпферами комбинированного трения - сухого и вязкого. Поэтому методика расчета их упруго-фрикционных свойств должна содержать в себе две составные части:

1. расчет упруго-фрикционных свойств многослойного демпфера, как системы конструкционного демпфирования;
2. расчет диссипации энергии в демпфере за счет гидродинамического эффекта, возникающего при всасывании в камеры и выдавливании из них тонкого слоя смазки.

Камеры в демпфере образованы криволинейной поверхностью гофрированного пакета и цилиндрическими поверхностями опоры и вибратора (рис.1.40). Их общее число равно удвоенному числу пролетов.

Если первую часть расчета можно проводить в статистике, т.е. при нулевой скорости циклического

деформирования, то вторую часть необходимо проводить только в динамике. Эти оба расчета являются по сути дела независимыми, поскольку их взаимное влияние, как будет показано ниже, незначительно.

Для обоснования этого утверждения произведем приближенный расчет сил сопротивления и рассеиваемой циклической энергии существующей конструкции демпфера за счет гидродинамического

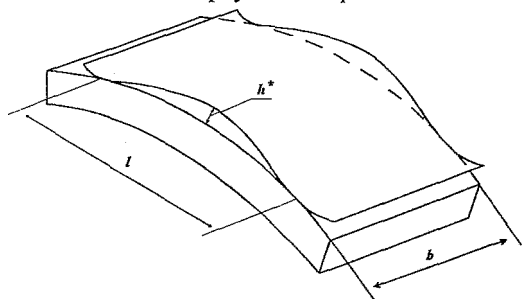


Рис. 1.40. Внешний вид гидравлической камеры, образованной гофрированным пакетом

эффекта смазки и сравним полученные результаты с результатами расчета аналогичных характеристик, полученных для многослойного гофрированного демпфера сухого трения по разработанной в настоящей работе методике. Для простоты рассмотрим лишь одну камеру, условно приняв, что профиль щели, через которую протекает жидкость, имеет синусоидальную форму. Для расчета воспользуемся методикой приведенной в [172]. В первом приближении применим расчетную схему камеры с одномерным потоком жидкости (рис.1.41). Для этого определим некоторую эквивалентную величину зазора $e^*)$ постоянного по всей длине щели. Ее можно

^{*)} В данном расчете в основном приняты обозначения работы Peters J. and Vanherck P. [172]

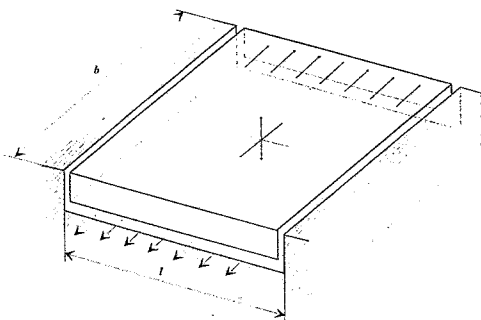


Рис. 1.41. Расчетная схема камеры, принятая для сравнительного исследования в данном разделе

определить из условия равенства площадей действительной щели, образованной синусоидальным профилем с максимальной высотой $\delta = 0,01$ см^{**}) и длиной $L = 3$ см в виде:

$$e = 2/\pi \cdot \delta = 2 / 3,14 \cdot 0,01 = 0,00637 \text{ см.}$$

Для ротора, вращающегося с числом оборотов $n = 5000$ об/мин, и, следовательно, с частотой

$$\omega = 2\pi n / 30 = 3,14 \cdot 5000 / 30 = 523,3 \text{ с}^{-1}$$

амплитуда линейной скорости вибратора, совершающего гармонические колебания с амплитудой A (примем ее равной эквивалентному зазору e), найдется в виде

$$\zeta = A \cdot \omega = e \cdot \omega = 0,00637 \cdot 523,3 = 3,33 \text{ см / с.}$$

Тогда, согласно [172], амплитуда деформирующей силы определится из выражения

$$F = c \cdot \xi = H \cdot \eta \cdot b^4 / e^3 \cdot \xi,$$

где c - коэффициент демпфирования, $b = 2,4$ см - ширина камеры или многослойного пакета, $H = L / b = 3 / 2,4 = 1,25$, $\eta = 1,435 \cdot 10^{-8}$ кг · с/см² - динамическая вязкость жидкости. Подставив в выражение для определения силы F числовые данные получим

$$F = 1,25 \cdot 1,43510 \cdot 10^{-8} \cdot 2,4^4 / 0,00637 \cdot 3,3336 \approx 7,6 \text{ кг.}$$

Поделив значение амплитуды силы F на площадь камеры, получим амплитуду среднего давления на пакет

$$P_{\text{ср}} = F / Lb = 7,6 / 3 \cdot 2,4 = 1,06 \text{ кг / см}^2.$$

Энергия, рассеиваемая в камере за цикл найдется в виде:

$$\Delta W = \pi F A = 7,6 \cdot 0,00637 \cdot 3,14 = 0,152 \text{ кгс · см.}$$

Определим теперь энергию, рассеиваемую многослойным паке-

^{**}) Числовые данные для расчета взяты для реального гофрированного демпфера передней опоры ГТД НК-8

том. Расчет проведем по методике, изложенной в [79, 112] существующей конструкции демпфера для одного пролета демпфера.

Рассеивание энергии многослойным пакетом осуществляется двумя путями:

1) за счет работы трения на вершинах гофров;

2) за счет работы сил трения при взаимных проскальзываниях пластин внутри пакета. Силы трения на вершинах гофров, возникающие при сборке за счет их предварительного поджатия, определим в виде:

$$F = f \cdot R,$$

где f - коэффициент трения скольжения на вершине гофра (примем его равным 0,1), R - усилие предварительного поджатия, зависящее от геометрических параметров пакета и определяемое из выражения:

$$R = \bar{R}(\bar{\xi}) \cdot n \cdot K_m \cdot t^{-3} \cdot E J h^*, \quad (1.4)$$

где безразмерный натяг $(\bar{\xi})$, определяемый как отношение абсолютного натяга u_n к выгибу гофра h^* равен

$$\bar{\xi} = u_n / h^* = 0,09 / 0,1 = 0,9,$$

безразмерное усилие предварительного поджатия $\bar{R}(\bar{\xi}) = 90$ существующей конструкции демпфера, $n = 17$, коэффициент многопролетности K_m для 16-и пролетного демпфера равен $\approx 3,8$ шаг гофра $t = L = 3$ см, модуль упругости ленты $E = 2 \cdot 10^6$ кгс/см², момент инерции одной пластины толщиной $h = 0,04$ см и шириной $b = 2,4$ см равен $J = b h^3 / 12 = 12,8 \cdot 10^{-6}$ см⁴. Подставив этот числовой материал в (1.4) найдем усилие предварительного поджатия

$$R = 90 \cdot 17 \cdot 3,8 \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot 0,1 \cdot 3^{-3} = 551,2 \text{ кгс}$$

и силу трения на вершине гофра $F = 0,1 \cdot 551,2 = 55,12$ кгс.

За цикл трения F совершает работу равную

$$W_1 = 4FA = 4 \cdot 55,12 \cdot 0,01 = 2,2 \text{ кгс} \cdot \text{см}.$$

Энергию, рассеиваемую за цикл самим многослойным пакетом, можно приближенно подсчитать в виде учетверенного произведения обобщенной силы трения в пакете, определяемой для существующей конструкции демпфера из выражения

$$T = 1/2 \bar{T}(\bar{\xi}) n^2 K_m \cdot t^{-3} \cdot E J h^*, \quad (1.5)$$

на амплитуду смещения вибратора A , т.е:

$$W_2 = 4TA, \quad (1.6)$$

где функция $\bar{T}(\bar{\xi})$ - обобщенная безразмерная сила трения, значение которой для натяга $\bar{\xi} = 0,9$ равно 0,3 [143].

Тогда из (1.5) и (1.6)

$$T = 0,5 \cdot 0,3 \cdot 17^2 \cdot 3,8 \cdot 10^6 \cdot 12,8 \cdot 10^{-6} \cdot 0,1 = 15,6 \text{ кгс},$$

а циклическая рассеиваемая энергия $W_2 = 4 \cdot 15,6 \cdot 0,01 = 0,624$ кгс \cdot см.

Полная энергия, рассеиваемая одним пролетом гофрированного пакета будет равна

$$W = W_1 + W_2 = 2,2 + 0,624 = 2,824 \text{ кгс} \cdot \text{см.}$$

Поскольку на один пролет гофрированного демпфера приходится по две гидравлические камеры с наружной и внутренней сторон пакета, то при сравнении гидравлических потерь с потерями за счет сухого трения, первые необходимо удвоить.

Сравнение показывает, что гидравлическая часть демпфера в существующем варианте рассеивает лишь

$$2 \cdot 0,152 / (2,824 + 0,304) \cdot 100 \% = 9,7 \%$$

от общей рассеиваемой демпфером энергии.

Таким образом, в первом приближении, гидродинамический эффект можно не учитывать.

Средняя величина давления между пластинами демпфера от предвзятельного поджатая гофров равна

$$p'_{\text{ср}} = R / L \cdot b = 551 / 3 \cdot 2,4 = 76,5 \text{ кгс} / \text{см}^2,$$

что почти на два порядка больше уровня давлений, которые могут возникать за счет гидродинамического эффекта. Это позволяет сделать вывод о том, что работа гидродинамических демпферов-камер практически не влияет на работу многослойного демпфера сухого трения, что обуславливает независимость методик расчета этих двух составляющих демпфирования в рассматриваемом демпфирующем устройстве.

Приведенный несложный расчет показывает актуальность создания методики расчета упруго-фрикционных свойств многослойного гофрированного демпфера, как системы конструкционного демпфирования. Этой теме и посвящена настоящая работа. Вместе с тем данный расчет показывает, что гидродинамическая часть демпфера является низкоэффективной. Так, если, например, организовать проток жидкости в окружном направлении, то за счет организации ее циркуляции по бесконечному каналу т.н. «короткий» демпфер можно преобразовать в «длинный» существующей конструкции демпфера с переменным сечением канала. Этот вопрос является совершенно не исследованным, но по экспертным оценкам специалистов может дать значительный эффект. Этому вопросу посвящен раздел 2.4 настоящей работы.

1.4. Постановка задачи исследования

Анализ конструкторских разработок демпфирующих устройств показал, что их развитие идет по пути улучшения демпфирующих характеристик. Причем совершенствование характеристик неизбежно сопровождается некоторыми усложнением конструкций. Этот путь следует считать целесообразным, так как при использовании перспективных конструкций опор можно значительно уменьшить вибронпряженность узлов турбомашин и, следовательно, увеличить ее надежность.

Вместе с тем было выяснено, что в серийном производстве двигателей летательных аппаратов, а также в аэрокосмической технике нашли применение простейшие виды упруго-демпфирующих элементов: *многослойный гофрированный пакет, пакет гладких лент и комбинация пакетов гладких и гофрированных лент*, установленные в коаксиальное пространство между кольцом, насаживаемым на подшипник и корпусом опоры. Видимо главным обстоятельством при выборе таких устройств оказались факторы простоты конструкции, малогабаритность в радиальном направлении опоры, относительная простота расчета, стабильность характеристик во времени эксплуатации, независимость жесткостных характеристик пакетов от температуры, возможность широкой вариации упругих и демпфирующих параметров без изменения основных габаритных размеров демпфера и оснастки для его изготовления.

Анализ литературы показал, что при правильно подобранных параметрах даже простейшие типы многослойных пакетов позволяют существенно облегчить путь доводки ГТД, повысить их надежность, ресурс [66 - 77]. Вместе с тем, многослойные демпферы существенно ухудшают свои диссипативные свойства и увеличивают жесткостные при воздействии на опору статических сил веса ротора [143]. Здесь выходом из положения является предложение [3] об органическом совмещении в одном устройстве упругости, разгружающей опору от веса, и демпфирующего элемента. Такой демпфер будет одновременно и простым по конструкции и надежным в эксплуатации. При наличии надежной методики расчета такой демпфер может найти широкое применение. Созданию методик расчета указанной конструкции демпфера с переменными параметрами посвящен 2-й раздел настоящей работы.

Установлено, что многослойные кольцевые демпферы могут работать как в присутствии смазки, так и без нее. Поэтому в первом случае, кроме расчета упруго-фрикционных свойств многослойного демпфера, как системы конструкционного демпфирования, необходимо уметь рассчитывать рассеивание энергии за счет гидродинамического эффекта, который возникает при всасывании в камеры и выдавливания из них тонкого слоя смазки. В связи с этим возникает вопрос о том, какая часть расчета является наиболее

лее важной и какова степень взаимного влияния обоих видов рассеивания энергии. Для выяснения этих вопросов был произведен приближенный расчет сил сопротивления и рассеиваемой циклической энергии за счет обоих видов трения - жидкостного и сухого. Гидродинамика демпфера была рассчитана по методике [127], а упруго-фрикционные свойства демпфера, как системы конструкционного демпфирования - по эмпирической методике [143]. Расчеты приведены в разделе 1.3. Они показали, что за счет гидродинамики смазки рассеивается лишь 9.7 % от общей рассеиваемой демпфером энергии. В связи с этим, в первом приближении, гидродинамический эффект для эксплуатирующихся гофрированных демпферов можно не учитывать.

Расчеты также показали, что при работе гофрированного демпфера со смазкой за счет гидростатического эффекта возникает дополнительное сдавливание пластин. Однако для реальных демпферов величина этого давления почти на 2 порядка меньше того уровня давлений, которые возникают в пакетах пластин от предварительного поджатая гофров. Таким образом, по нашему мнению, гидродинамика демпфера практически не влияет на работу демпфера сухого трения, что обуславливает независимость методик расчета этих двух составляющих рассеивания энергии в многослойном гофрированном демпфере. Приведенный в разделе 1.3 несложный расчет показал актуальность создания методики расчета упруго-фрикционных свойств многослойного гофрированного демпфера, как системы конструкционного демпфирования.

Теоретическое решение проблемы создания методики расчета статических УФХ многослойных кольцевых гофрированных демпферов, как показало исследование литературы, сопряжено с большими трудностями. Различные методы обхода этих трудностей приводят к значительным отличиям созданных моделей от их оригиналов [53, 64, 98]. Анализ трудностей привел к заключению, что создание достоверной методики расчета УФХ демпфера должно базироваться на широком экспериментальном исследовании с привлечением полупэмпирических методов описания гистерезиса. Эффективность такого пути с большой убедительностью доказана рядом ученых [1, 2, 97, 102, 143, 161, 162] и развивается в настоящей работе.

До настоящего времени оставался невыясненным вопрос об эффективности применения многослойных гофрированных демпферов в опорах, на которые приходится т.н. «мертвые зоны» изгибных форм колебаний. Речь идет о прецессионном угловом движении ротора в точке опоры без радиальных прецессионных движений. Методик расчета характеристик демпферов на такой вид движений вибраторов не было. Не известно также существование математических моделей гофрированных пакетов шайб, использующихся в качестве демпферов осевых колебаний ТНА РД и рабо-

тающих в условиях прецессирующего перекоса и осевых вибраций. Решению этих вопросов посвящен раздел 2.

Весьма скудно освещены в литературе вопросы экспериментальных исследований многослойных демпферов в условиях многокомпонентного и сложного нагружения. До сих пор (кроме работ Ю.К.Пономарева, В.А.Антипова) демпферы исследовались лишь при одноосном нагружении, да и то недостаточно полно.

Для восполнения недостающих знаний об упругофрикционных характеристиках многослойных гофрированных демпферов потребовалось решить определенный круг задач.

1. Провести сравнительный анализ демпфирующих свойств существующих гофрированных демпферов, как систем конструкционного и гидродинамического демпфирования;

2. На базе полумпирической методики расчета гистерезиса однопролетного гофрированного пакета, созданного Ю.К.Пономаревым [98] и найденного в [100] фактора многопролетности создать комплекс методик расчета:

- нового демпфера с переменными геометрическими параметрами обладающим свойством саморазгрузки от веса ротора;
- гофрированных демпферов авиационных ГТД., учитывающую стационарный и прецессирующий перекосы вибратора (вала);
- гофрированных пакетов шайб, использующихся в качестве демпферов осевых колебаний ТНА РД и работающих в условиях прецессирующего перекоса и осевых вибраций;

3. Разработать математическую модель и провести исследование гидродинамики тонкого слоя жидкости, движущегося в многослойном гофрированном демпфере по каналам с переменным сечением;

4. Провести расчетное исследование характеристик многослойных гофрированных виброизоляторов, предназначенных для подвески агрегатов и ДЛА на подмоторной раме;

5. Выполнить комплекс теоретических и экспериментальных исследований перспективных типов демпферов для выработки рекомендаций по их эффективному применению и эксплуатации;

6. Разработать принципы уменьшения разбросов характеристик демпферов в условиях серийного производства.

7. Создать несколько типов новых конструкций демпферов опор ДЛА с повышенными диссипативными свойствами, новизна которых подтверждена авторскими свидетельствами на изобретения.

Важность определения статических УФХ демпферов, а также большая трудность решения задач, связанных с этой проблемой, возможность самостоятельного рассмотрения этих задач в отрыве от динамики заставило ограничить круг рассматриваемых вопросов созданием методик расчета статических УФХ этих устройств.

2. РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ И ИССЛЕДОВАНИЕ ПЕРСПЕКТИВНЫХ ДЕМПФЕРОВ ДЛЯ С КОНСТРУКЦИОННЫМ И ГИДРОДИНАМИЧЕСКИМ ДЕМПФИРОВАНИЕМ

2.1. Математическая модель многослойного гофрированного демпфера с переменными геометрическими параметрами

2.1.1. Случай круговых движений вибратора.

Рассмотрим плоское прецессионное нагружение демпфера с переменными параметрами гофров, показанного на рис. 1.5 ... 1.7. Пусть в общем виде многослойный пакет 1 имеет следующие переменные параметры: - начальную высоту гофров h_i^* ; угловой шаг t_i ; ширину пакета b_i . Будем считать, что все ленты имеют одинаковую толщину h , модуль упругости E , коэффициент трения на вершинах f . Переменные параметры h_i^* , t_i , b_i являются зеркально симметричными относительно некоторой (не обязательно вертикальной) оси.

Угловое положение вершины i -того пакета обозначим через φ_i , причем

$$\varphi_i = \varphi_i \quad (i), \quad (2.1)$$

где i - порядковый номер пакета.

Рассмотрим систему сил, действующих на вибратор демпфера (рис.2.1). Кроме внешней силы, на вибратор действуют нормальные силы реакций гофрированных пакетов N_i , направленные к центру вибратора, и касательные силы трения Q_i , направленные двумя потоками относительно диаметра, перпендикулярного вектору смещения вибратора в сторону, противоположную процессии. (см. рис. 2.1).

Нормальные силы будем определять в виде [143]:

$$N_i(q_i, q_{oi}, v_i) = nmk_m h_i^* E J_i \left\{ \bar{R}(\xi_i) + 0,5 \cdot n \cdot (-1)^{v_i+1} \cdot \bar{T}(\xi_i) + \right. \\ \left. + (-1)^{v_i} \cdot n \cdot \bar{T}(\xi_{oi}) \cdot \exp \left[-\frac{10 \cdot |\xi_i - \xi_{oi}|}{n \cdot \bar{a}(\xi_{oi})} \right] \right\} \\ i \neq 1, i \neq m; \quad (2.2),$$

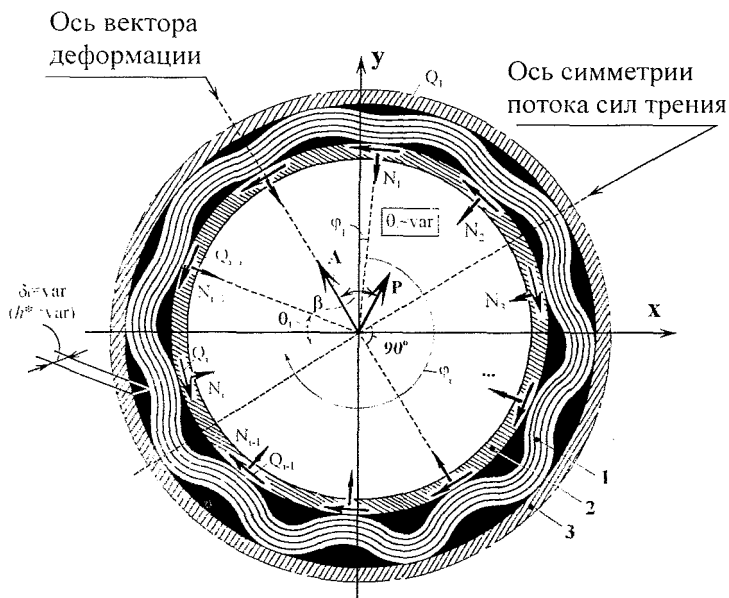


Рис. 2. 1. Расчетная схема демпфера с переменными параметрами при его прецессионном нагружении вибратором: 1 - демпфер; 2 - вибратор; 3 - корпус.

$$\begin{aligned}
 Q_i, q_{oi}, N_i = nmk_m h_i^* E J_i \left\{ R(\xi_i) + 0.5 \cdot n \cdot (-1)^{i-1} \cdot T(\xi_i) + \right. \\
 \left. + (-1)^i \cdot n \cdot T(\xi_{oi}) \cdot \exp \left[- \frac{10 \cdot \xi_i - \xi_{oi}}{n \cdot a(\xi_i)} \right] \right\} \cdot 0.65^i, \\
 i = 1, i = m; \quad (2.2 \text{ a})
 \end{aligned}$$

если есть разрез под винтовку, а силы трения на вершинах в виде

$$Q_i = Q_{oi} \cdot \text{sign}(\dot{\tau}_i) \cdot \left[1 - 2 \cdot \exp \left\{ -k \cdot \left[\tau_i + \tau_{oi} \cdot \text{sign}(\dot{\tau}_i) \right] \right\} \right], \quad (2.3)$$

где $Q_{oi} = f \cdot N_i$, q_i, τ - нормальные и касательные смещения вибратора в точке его контакта с вершиной i -того гофра:

$$\tau_i = A \cdot \sin(\varphi_i - \alpha). \quad (2.4)$$

$$q_i = A \cdot \cos(\varphi_i - \alpha) + q_{oi}, \quad (2.5)$$

q_{oi} - натяг i - того гофрированного пакета;

q_{oi} - начальная радиальная деформация середины i - того пакета;

$$q_{oi} = q_n + (-1)^{v_i} \cdot A; \quad (2.6)$$

v_i - параметр загрузки i - того пакета:

$$v_i = \begin{cases} 1, & \text{если } \frac{dq_i}{d\alpha} \geq 0; \\ 2, & \text{если } \frac{dq_i}{d\alpha} < 0; \end{cases}; \quad (2.7)$$

$$\text{где } \frac{dq_i}{d\alpha} = A \cdot \sin(\varphi_i - \alpha), \quad (2.8)$$

k - коэффициент экспоненты;

$$\begin{aligned} \bar{R}(\xi_i) = & \left| \operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{2} \xi_i \right) \right| \cdot \{ 30 \cdot \sigma_0(0,6 - \xi_i) + \\ & + (60 - 50 \cdot \xi_i) \cdot \sigma_0(\xi_i - 0,6) \} \end{aligned} \quad (2.9)$$

$$\bar{T}(\xi_i) = 0,16 \cdot \xi_i + 0,4 \cdot \xi_i^2 - 6,222 \cdot (\xi_i - 0,7)^2 \cdot \sigma_0(\xi_i - 0,7); \quad (2.10)$$

$$\bar{a}(\xi_i) = 0,00625 \cdot \xi_i - 0,0148 \cdot (\xi_i - 0,35)^2 \cdot \sigma_0(\xi_i - 0,35); \quad (2.11)$$

В отличие от работы [143], здесь применена модель трения в контакте гофров с вибратором, реализующая эффект "предварительных смещений"¹. Суть этого явления состоит в том, что при циклическом смещении вибратора в фрикционной паре сила сопротивления (трения) T при смене знака скорости меняет знак и достигает своего предельного значения T_0 не мгновенно, а на протяжении так называемой зоны "предварительного смещения" [37] (рис.2.2). Идея формулы предложена Чегодаевым Д.Е и Пономаревым Ю.К в работе [143], но для гофрированных демпферов не применялась. Примечательным в формуле (2.3) является то, что она является обобщением формулы Леонардо-да-Винчи и вклю-

¹ Результаты работы доложены на XXVI международном научно-техническом совещании по динамике и прочности двигателей, посвященного 85-летию со дня рождения Генерального конструктора академика Н.Д.Кузнецова [149].

част эффект, открытый А.В. Верховским [37]. В формуле (2.3) при $k \rightarrow \infty$ зона предварительных смещений стремится к нулю и мы имеем модель сухого трения в форме Леонардо-да-Винчи, при $0 < k < \infty$ можно в широких пределах имитировать свойства различных фрикционных пар с жесткими контактирующими элементами.

Спроецировав все силы N_i и T_i на оси, проведенные вдоль вектора смещения вибратора A и перпендикулярно ему получим упругую и демпфирующую составляющие полной силы сопротивления демпфера в виде:

$$P_y = \sum_{i=1}^m \left\{ N_i \cdot \cos(\varphi_i - \alpha) - \text{sign}[\cos(\varphi_i - \alpha)] \cdot Q_i \cdot |\sin(\varphi_i - \alpha)| \right\}; \quad (2.12)$$

$$P_{\perp} = \sum_{i=1}^m \left\{ N_i \cdot \sin(\varphi_i - \alpha) + \text{sign}[\cos(\varphi_i - \alpha)] \cdot Q_i \cdot |\cos(\varphi_i - \alpha)| \right\}; \quad (2.13)$$

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

$$\beta = \text{arctg} \frac{P_y}{P_{\perp}}; \quad (2.14)$$

а модуль полной силы сопротивления:

$$P = \sqrt{P_y^2 + P_{\perp}^2}. \quad (2.15)$$

Для удобства исследований приведем силы и смещения к безразмерному виду:

$$\bar{P}_y = \frac{P_y}{U_{cp}}; \quad \bar{P}_{\perp} = \frac{P_{\perp}}{U_{cp}}; \quad \bar{A} = \frac{A}{\delta}; \quad \bar{y} = \frac{y}{\delta}; \quad \bar{x} = \frac{x}{\delta}; \quad (2.16)$$

где
$$U_{cp} = nmh_{cp}^* t_{cp}^{-3} EJ_{cp} k_m; \quad (2.17)$$

$$h_{cp}^* = \frac{h_{mn}^* + h_{max}^*}{2}; \quad (2.18)$$

$$t_{cp} = \frac{t_{min} + t_{max}}{2}; \quad (2.19)$$

$$J_{cp} = \frac{b_{cp} h^3}{12}; \quad (2.20)$$

$$b_{cp} = \frac{b_{min} + b_{max}}{2}; \quad (2.21)$$

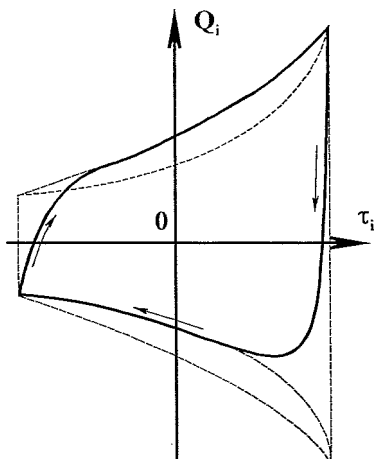


Рис. 2. 2. Внешний вид гистерезисных сил трения $Q_i=f(\tau_i)$ в контакте гофров с вибратором при использовании формулы (2.3)

$$\delta = h_{cp}^* - q_{ncp}; \quad (2.22)$$

$$q_{-p} = \frac{q_{min} + q_{max}}{2}. \quad (2.23)$$

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

$$\bar{Y} = \bar{P} \cdot \cos(\alpha + \beta);$$

$$\bar{X} = \bar{P} \cdot \sin(\alpha + \beta);$$

$$\bar{y} = \frac{A}{\delta} \cdot \cos(\alpha);$$

$$\bar{x} = \frac{A}{\delta} \cdot \sin(\alpha). \quad (2.24)$$

Введем еще два безразмерных параметра – безразмерную комплексную жесткость:

$$\bar{c}^* = \frac{\bar{P}_y}{A} + i \cdot \frac{\bar{P}_d}{A} = Re(\bar{c}^*) + i \cdot Im(\bar{c}^*) \quad (2.25)$$

и безразмерный момент сопротивления прецессии

$$\bar{M} = \bar{P}_d \cdot \bar{A}. \quad (2.26)$$

Для определения безразмерной рассеиваемой демпфером энергии можно поступить двумя способами: 1 – проинтегрировать выражения $M(\alpha)$ по α в диапазоне $(0 \dots 2\pi)$, или: 2 – найти площади петель гистерезиса $\bar{X}(\bar{x})$ и $\bar{Y}(\bar{y})$ и сложить полученные значения.

Таким образом, для первого случая будем иметь

$$\bar{W} = \int_0^{2\pi} \bar{M}(\alpha) \cdot d\alpha, \quad (2.27)$$

для второго случая

$$\bar{W} = \bar{W}_x + \bar{W}_y = \int_{-A}^{+A} \bar{X}(\bar{x}) \cdot d\bar{x} + \int_{-A}^{+A} \bar{Y}(\bar{y}) \cdot d\bar{y}. \quad (2.28)$$

2.1.2. Математическая модель расчета характеристик демпфера с переменными параметрами при одноосном деформировании

Рассмотрим вначале задачу об одноосном деформировании кольцевого демпфера с переменной высотой гофров при циклическом перемещении вибратора демпфера вдоль оси y (рис. 2.3) [149].

Угловое положение каждого пролета относительно вертикальной оси обозначим через φ_i :

$$\varphi_i = \varphi_1 + \frac{2\pi}{m}(i-1), \quad (2.29)$$

где $i = 1, 2, 3, \dots, m$ - порядковый номер пролета, m - общее число пролетов, а φ_1 - угловая координата первого пролета.

Обозначим текущее смещение вибратора вдоль оси Y через y , а коэффициент трения скольжения пары «вibrator - гофрированный пакет» через f . Демпфер собран в опоре с некоторым натягом, причем поджатия всех пакетов y_{ni} различны. Радиальный зазор в демпфере¹ обозначим через δ , число пластин в пакете через n , шаг гофра - t , модуль упругости ленты, из которой изготовлен пакет - E , все пластины в пакете имеют одинаковую ширину b и толщину h . Момент инерции сечения одной пластины -

$$J = \frac{bh^3}{12}.$$

Стрела выгиба каждого гофра в свободном состоянии (рис. 2.4) обозначим h_i^* и будем определять по формуле

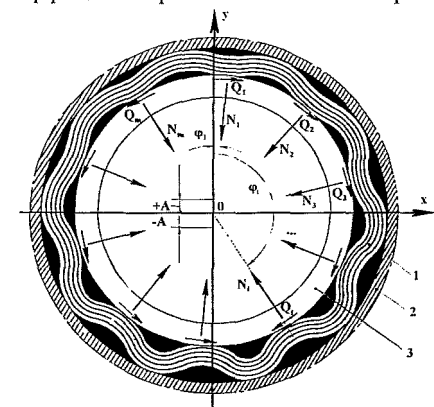


Рис. 2.3. Расчетная схема демпфера с переменной высотой гофров: 1 - многослойный гофрированный пакет; 2 - корпус опоры; 3 - виб-

$$h_i^* = \sqrt{R_H^2 + \xi^2 - 2R_H\xi \cdot \cos \varphi_i} - (R_B + n \cdot h), \quad (2.30)$$

где R_H - радиус наружной окружности (см. рис. 2.3 а),
 R_B - радиус внутренней окружности,

¹ $\delta = R_B - R_H - nh$ (имеется в виду средний радиальный зазор).

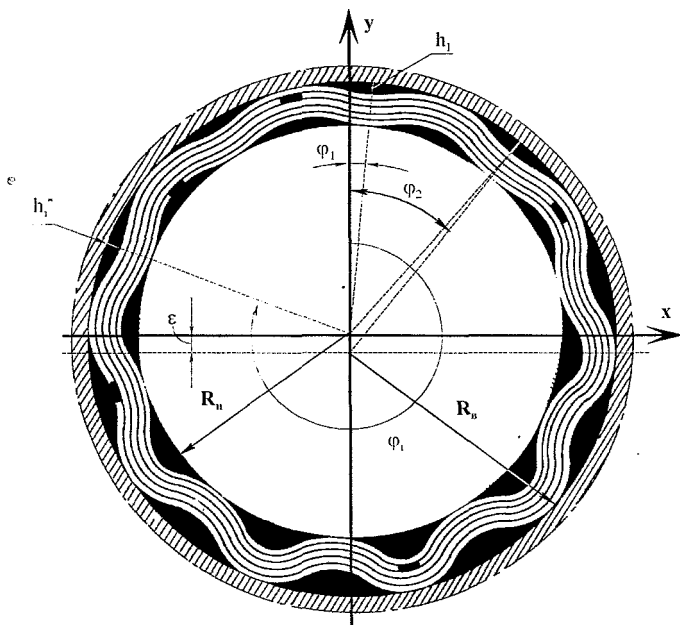


Рис. 2.4. Внешний вид гофрированного пакета демпфера в свободном состоянии до его установки в опору.

ξ - смещение центров окружностей относительно друг друга.

Предварительное поджатие всех пакетов $u_{нi}$ определим из условия, что оси вибратора 3 и корпуса 2 демпфера в этот момент совпадают (рис. 2.4). тогда

$$q_{нi} = h_i^* - \delta. \quad (2.31)$$

Будем рассматривать сразу процесс повторного деформирования демпфера. Условно, примем, что нагружение демпфера осуществляется в направлении, совпадающем с положительным направлением оси Y, а разгрузку - в противоположном направлении. Тогда, изменяя на этапе нагружения демпфера значения смещения вибратора u_b в диапазоне от $-A$ до $+A$, а на этапе разгрузки от $+A$ до $-A$, будем вычислять значения нормальных сил в пролетах N_i (см. рис. 2.3 б) по формуле (2.2), а Q_i - по формуле (2.3):

$$\bar{\xi}_i = \frac{q_i}{h_i^*}, \quad (2.32)$$

$$\bar{\xi}_{oi} = \frac{q_{oi}}{h_i^*}, \quad (2.33)$$

$$q_i = q_{Hi} + y_B \cdot \cos \varphi_i, \quad (2.34)$$

$$q_{oi} = q_{Hi} + (-1)^{v_{di}} \cdot |A| \cdot \cos \varphi_i, \quad (2.35)$$

v_{di} - параметр загрузки демфера в целом, принятый равным единице на этапе нагрузки и двум - на этапе разгрузки. Этот параметр связан с параметром загрузки i - того пролета демфера следующим образом:

$$v_{di} = \begin{cases} 1, \text{ е с л и } & v_{di} = 1 \text{ и } \text{sign}(\cos \varphi_i) = 1; \\ 2, \text{ е с л и } & v_{di} = 1 \text{ и } \text{sign}(\cos \varphi_i) \neq 1; \\ 1, \text{ е с л и } & v_{di} = 2 \text{ и } \text{sign}(\cos \varphi_i) \neq 1; \\ 2, \text{ е с л и } & v_{di} = 2 \text{ и } \text{sign}(\cos \varphi_i) = 1. \end{cases} \quad (2.36)$$

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

Спроектировав все силы, в том числе и силы трения на вершинах гофров с вибратором¹ на ось Y , получим силу сопротивления демфера, зависящую для данных геометрических параметров пакета от смещения вибратора y_B и параметра загрузки v_{di} в виде:

$$P(y_B, v_{di}) = \sum_{i=1}^m \left[N_i \cos \varphi_i + (-1)^{v_{di}} \cdot Q_i |\sin \varphi_i| \right], \quad (2.37)$$

где Q_i - силы трения в местах контакта вершин гофров с вибратором.

Зная величины сил и перемещений в демфере, можно построить петлю гистерезиса, площадь которой равна рассеиваемой за цикл нагружения энергии W :

$$W = \int_{-A}^A \left[P(y_B, v_{di} = 1) - P(y_B, v_{di} = 2) \right] dy_B. \quad (2.38)$$

Среднециклическую жесткость $C_{сн}$ определим по формуле:

¹ Следует отметить, что в отличие от прецессионного нагружения, рассмотренного в разделе 2.1.1, здесь силы трения на вершинах гофров направлены двумя потоками относительно вертикальной оси навстречу перемещению вибратора: при перемещении вибратора вверх, проекции сил трения направлены вниз, и наоборот.

$$C_{cp} = \frac{P(y_B = A) - P(y_B = -A)}{2A}. \quad (2.39)$$

Коэффициент демпфирования (поглощения) ψ находится по формуле:

$$\psi = \frac{4 \cdot W}{[P(y_B = A) - P(y_B = -A)] \cdot A}. \quad (2.40)$$

Таким образом определяются все основные упруго-диссипативные характеристики демпфера. В качестве величины, характеризующей способность демпфера осуществлять разгрузку от веса ротора введем параметр G_p - так называемое расчетное значение силы веса и определим его по формуле:

$$G_p = \frac{P(y_B = 0, v_x = 1) - P(y_B = 0, v_x = 2)}{2 - P(y_B = 0, v_x = 1)}. \quad (2.41)$$

Параметр G_p имеет важное значение при проектировании упруго-демпферной опоры подобной конструкции, позволяя определить расчетную статическую подъемную способность опоры (саморазгрузка от веса).

2.1.3. Методика расчета УФХ демпфера с переменным шагом гофров при одноосном деформировании

Методика расчета УФХ демпфера с переменным шагом гофров во многом аналогична рассмотренной в разделе 2.1.2 методике расчета демпфера с переменной высотой гофров. Различие лишь в том, что переменным в зависимости от номера пролета ($i = 1, 2, \dots, m$) является шаг гофров t_i , а не исходная высота гофров h^* : соответственно натяг на всех вершинах u_n гофров остается постоянным. Расчетная схема нагружения аналогична прежней (см. рис. 2.3), все обозначения остаются в силе. Поскольку проще задавать переменным угловой шаг гофров θ_i , а не линейный t_i , то задавая величинами θ_i , определим t_i по формуле:

$$t_i = D_{cp} \cdot \sin \frac{\theta_i}{2}, \quad (2.42)$$

$$\text{где } D_{cp} = \frac{D_H + D_B}{2}, \quad (2.43)$$

где D_{cp} - средний диаметр гофрированного пакета до сборки.

Предварительное поджатие всех пакетов (натяг) u_n будем считать постоянным и равным $u_n = h^* - \delta$.

Таким образом, изменяя на этапе нагружения демпфера значения смещения вибратора y_B в диапазоне от $-A$ до $+A$, а на этапе разгрузки от $+A$ до $-A$, значения нормальных сил в пролетах N_i по формуле, сходной с (2.2):

$$N_i(q_i, q_{oi}, v_i) = nh^* k_m t_i^{-3} EJ \left\{ \overline{R}(\overline{\xi}_i) + (-1)^{v_i+1} \cdot 0,5n\overline{T} \cdot \left(\overline{\xi}_i \right) + (-1)^{v_i} \cdot n \cdot \overline{T}(\overline{\xi}_{oi}) \cdot \exp \left[\frac{10|\overline{\xi}_i - \overline{\xi}_{oi}|}{n \cdot \overline{a}(\overline{\xi}_{oi})} \right] \right\} \quad (2.44)$$

$i = 1, 2 \dots m$

где

$$\overline{\xi}_i = \frac{q_i}{h^*}, \quad (2.45)$$

$$\overline{\xi}_{oi} = \frac{q_{oi}}{h^*}, \quad (2.46)$$

$$q_i = q_H + y_B \cos \varphi_i, \quad (2.47)$$

$$q_{oi} = q_H + (-1)^{v_i} |A| \cos \varphi_i. \quad (2.48)$$

Параметры v_d и v_i определяются аналогично разделу 2.1.2, сила сопротивления демпфера определяется по формуле (2.37), а упругодиссипативные характеристики - по формулам (2.38...2.41).

Следует отметить, что угловое положение каждого пролета относительно вертикальной оси φ_i находится по формуле:

$$\varphi_i = \varphi_{i-1} + \frac{\theta_{i-1} + \theta_i}{2}, \quad i = 2, 3 \dots m. \quad (2.49)$$

φ_1 - угловое положение первого пролета задается начальными условиями. Изменяя данный параметр можно в процессе счета проследить изменение упругодиссипативных характеристик в зависимости от направления деформирования демпфера и, тем самым, выяснить степень анизотропии этих характеристик.

Рассеиваемую за цикл нагружения энергию W , среднециклическую жесткость $C_{ср}$, коэффициент поглощения ψ и расчетное значение силы веса G_p определим по формулам (2.38... 2.41).

Результаты расчетного исследования по данным методикам см. в разд. 2.1.4 - 2.1.5.

2.1.4. Расчетное исследование УФХ демпферов с переменной геометрией гофров при одноосном циклическом деформировании

На базе разработанных методик создан комплекс программ и проведено широкое расчетное исследование демпферов с переменной высотой гофров, в виде зависимостей основных упругофрикционных характеристик, а именно, - рассеиваемой за цикл нагружения энергии W , коэффициента демпфирования (поглощения) ψ и среднециклической жесткости C_{cp} от безразмерной амплитуды деформации A , а также от угла направления перемещения вибратора γ , при различных исходных данных, характеризующих геометрию опоры. Кроме того, исследовалась разгрузочная способность демпфера (расчетное значение силы веса G_p) от угла γ . Удалось получить следующие результаты.

На рис. 2.5 и 2.6 изображены типичные петли гистерезиса соответственно для диаметра с переменной высотой гофров h_i^* и для демпфера с переменным шагом гофров t_i^* . Исходные данные демпферов приведены в таблицах 2.1 и 2.2.

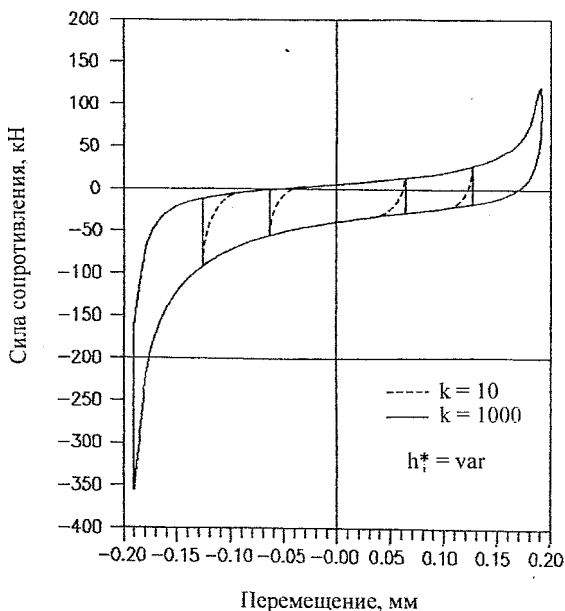


Рис. 2.5. Типичное поле петель гистерезиса с переменной высотой гофров $h_i^* = \text{var}$

Из рис. 2.5 и 2.6 видно, что петли гистерезиса смещены относительно нулевого значения силы, при этом величина смещения определяет расчетное значение силы веса. Кроме того наглядно видно, что при одинаковых габаритных размерах R_B , R_H и одинаковом зазоре δ , рассеиваемая демпфером энергия больше у демпфера с переменной высотой гофров, что обусловлено больши-

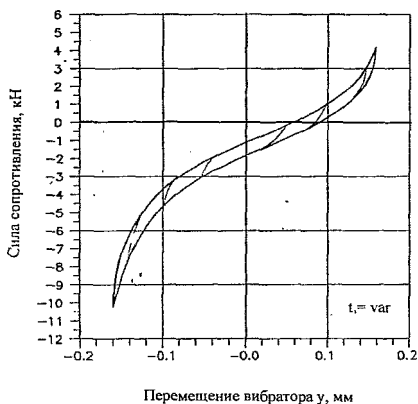


Рис. 2.6. Петля гистерезиса демпфера с переменным шагом гофров $t = var$

ми величинами натягов на вершинах гофров и соответственно большими силами трения за счет которых и происходит рассеивание энергии, однако из-за больших сил трения петля гистерезиса такого демпфера при больших величинах амплитуды смещения A (\bar{A} близко к единице, где $\bar{A} = A/\delta$) имеет существенно нелинейный вид.

Таблица 2.1.

Исходные данные к расчетам, показанные на рис. 2.5-2.21 для демпфера с $h_i^* = var$

h , мм	b , мм	E , кН/мм ²	f	δ , мм	n	m	R_H , мм	R_B , мм	ξ , мм
0,4	24	200	0,05	0,2	15	8	71	61	1

Таблица 2.2.

Исходные данные к расчетам, показанные на рис. 2.6 - 2.21 для демпфера с $\theta = var$

Постоян. Парам.	h , мм	b , мм	E , кН/мм ²	f	δ , мм	n	m	R_H , мм	R_B , мм
Значение	0,4	24	200	0,05	0,2	15	8	71	61
Перемен. Парам.	θ_1	θ_2	θ_3	θ_4	θ_5	θ_6	θ_7	θ_8	
Значение	50°	47,5°	45°	42,5°	40°	42,5°	45°	47,5°	

На рис. 2.5, кроме того, показаны пунктирной линией результаты расчетов с использованием формулы (2.3, разд. 2.1.1). Видно, что обводы гистерезисных кривых при $k=10$ являются плавными и более соответствуют результатам экспериментальных данных (см. раздел 3). При $k=1000$

имеют место вертикальные участки в точках максимальных отклонений вибратора. Введение в расчеты сил трения по формуле (2.3) является новым и позволяет определять реальное значение максимального коэффициента поглощения опоры и соответствующую этому значению амплитуду вибратора.

Как и у других аналогичных конструкций, объединенных в систему конструкционного демпфирования [143], рассеиваемая демпфером энергия W с ростом амплитуды деформации увеличивается (см. рис. 2.7), а коэффициент демпфирования ψ уменьшается (рис. 2.8). Отметим, что при использовании реального значения параметра $k = 10$ на кривой $\psi(\bar{A})$ появляется экстремум, близкий к реальному значению для многослойных пластинчатых демпферов.

График изменения среднециклической жесткости C_{cp} в зависимости

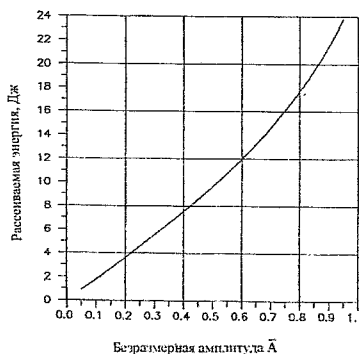


Рис. 2.7. Зависимость рассеиваемой демпфером энергии от безразмерной амплитуды деформации \bar{A} .

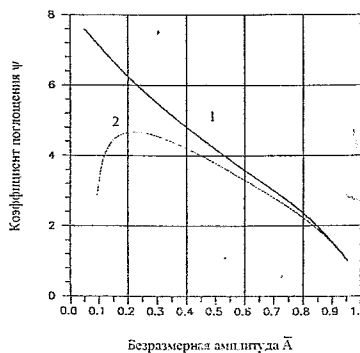


Рис. 2.8. Зависимость коэффициента поглощения демпфера от безразмерной амплитуды деформации \bar{A} : 2 - $k=1000$; 1 -

от амплитуды деформации имеет классический вид с минимумом в районе $\bar{A} = 0,5$ (рис. 2.9). Как известно одним из основных требований к демпферам опор роторов является изотропность упругогистерезисных свойств во всех направлениях деформирования.

Для определения анизотропии характеристик демпферов с переменной геометрией исследовалось изменение демпфером энергии W (в Дж) от угла направления циклического деформирования ($\gamma = 0 \div 360^\circ$) при трех значениях \bar{A} ($\bar{A}_1 = 0,5$, $\bar{A}_2 = 0,8$, $\bar{A}_3 = 0,95$) в полярных координатах (рис. 2.10).

Для наглядности эта же зависимость (развертка) изображена в декартовых координатах на рис. 2.11. Аналогичные зависимости для коэффициента демпфирования ψ изображены на рис. 2.12, 2.13, а для сред-

нециклической жесткости на рис. 2.14 и 2.15. Из этих графиков следует, во первых с ростом амплитуды деформации анизотропия упругогистерезисных свойств увеличивается, причем при малых и средних безразмерных амплитудах $\bar{A} \leq 0,8 \div 0,85$ анизотропия мала и не превышая $3 \div 5 \%$ и

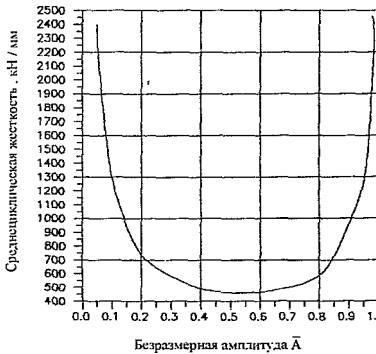


Рис. 2.9. Зависимость среднecиклической жесткости демпфера C_{cp} от безразмерной амплитуды деформации \bar{A} .

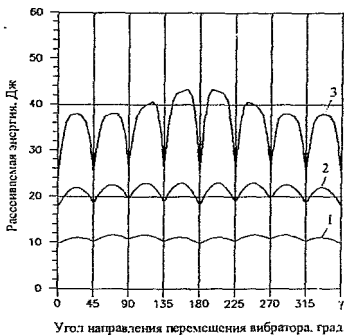


Рис. 2.11. График изменения рассеиваемой энергии по углу направления перемещения: 1 - $\bar{A} = 0,5$, 2 - $\bar{A} = 0,8$, 3 - $\bar{A} = 0,95$.

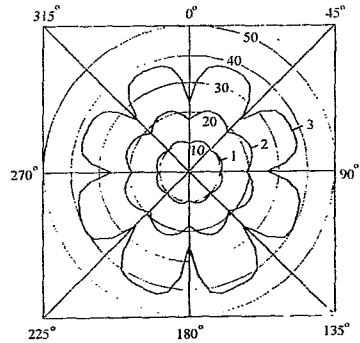


Рис. 2.10. Зависимость рассеиваемой демпфером энергии (W , Дж) от угла направления перемещения, при различных амплитудах перемещения \bar{A} (полярная система координат) 1. - $\bar{A} = 0,5$, 2. - $\bar{A} = 0,8$, 3. - $\bar{A} = 0,95$.

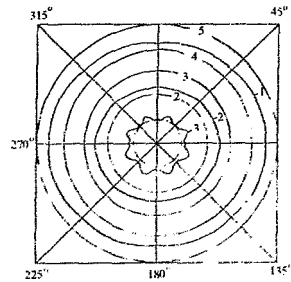


Рис. 2.12. Зависимость коэффициента поглощения ψ от угла направления перемещения вибратора: 1 - $\bar{A} = 0,5$, 2 - $\bar{A} = 0,8$, 3 - $\bar{A} = 0,95$.

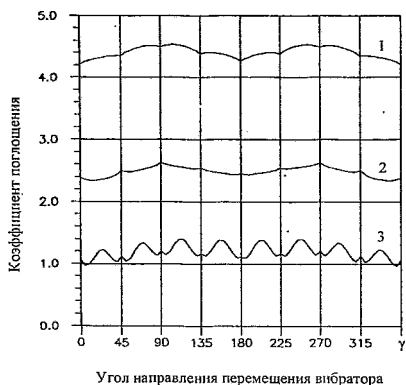


Рис. 2.13. Зависимость коэффициента поглощения ψ от угла направления перемещения вибратора: 1 - $\bar{A} = 0,5$, 2 - $\bar{A} = 0,8$, 3 - $\bar{A} = 0,95$.

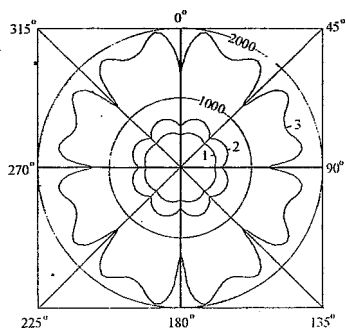


Рис. 2.14. Зависимость среднециклической жесткости демпфера $C_{ср}$, кН/мм от угла направления перемещения вибратора: 1 - $\bar{A} = 0,5$, 2 - $\bar{A} = 0,8$, 3 - $\bar{A} = 0,95$.

растет постепенно, при больших же амплитудах (\bar{A} близко к единице) анизотропия резко увеличивается достигая 20 %, что объясняется очевидно тем, что при больших значениях амплитуды деформации силы трения достигают таких значений, что процессы происходящие в демпфере становятся существенно нелинейными, что и приводит к довольно значительному разбросу характеристик. Кроме этого следует отметить, что на графиках отчетливо видны характерные точки, когда направление перемещения совпадает с какой-либо вершиной гофров, в которых значения основных характеристик остаются примерно постоянным, между же этими точками график изменяется по различным законам в зависимости от величины \bar{A} . И, последнее. Так как в направлениях $\gamma = 0^\circ$ и $\gamma = 180^\circ$ натяг на вершинах несколько выше,

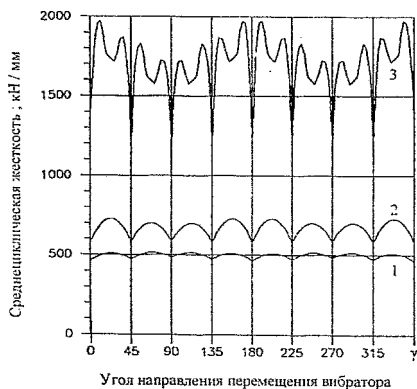


Рис. 2.15. Зависимость среднециклической жесткости демпфера от угла перемещения вибратора: 1 - $\bar{A} = 0,5$, 2 - $\bar{A} = 0,8$, 3 - $\bar{A} = 0,95$.

растет постепенно, при больших же амплитудах (\bar{A} близко к единице) анизотропия резко увеличивается достигая 20 %, что объясняется очевидно тем, что при больших значениях амплитуды деформации силы трения достигают таких значений, что процессы происходящие в демпфере становятся существенно нелинейными, что и приводит к довольно значительному разбросу характеристик. Кроме этого следует отметить, что на графиках отчетливо видны характерные точки, когда направление перемещения совпадает с какой-либо вершиной гофров, в которых значения основных характеристик остаются примерно постоянным, между же этими точками график изменяется по различным законам в зависимости от величины \bar{A} . И, последнее. Так как в направлениях $\gamma = 0^\circ$ и $\gamma = 180^\circ$ натяг на вершинах несколько выше,

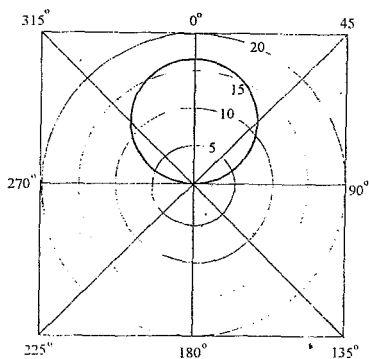


Рис. 2.16. Зависимость расчетного значения силы веса (кН) от угла направления перемещения

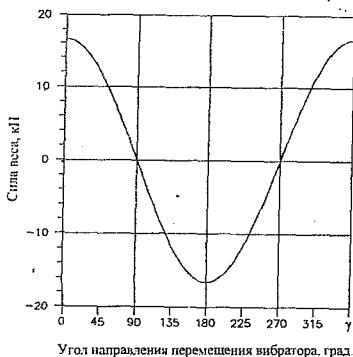


Рис. 2.17. Зависимость расчетного значения силы веса от угла направления перемещения

то, соответственно, в окрестности этих углов значения W , ψ и C_{cp} имеют несколько большее значение, чем в окрестности $\gamma = 90^\circ$ и $\gamma = 270^\circ$.

На рис. 2.16 и 2.17 изображены, соответственно, в полярных и декартовых системах координат зависимость расчетного значения силы веса G_p от угла γ , откуда наглядно видно, что (как и следовало ожидать) наибольшее значение G_p имеет при $\gamma = 90^\circ$ и 270° ; G_p при $\gamma = 0$ и при $\gamma = 180^\circ$ принимает наибольшее отрицательное значение. Здесь следует отметить, что при использовании демпферов с саморазгрузкой от веса ротора предлагаемой конструкции необходимо предусмотреть правильную установку демпфера в опору. При ошибочной установке можно не разгрузить, а вдвое догрузить опору!

Таким образом расчетное исследование демпферов с переменной геометрией гофров при одноосном циклическом деформировании, показало, что УФХ достаточно стабильны по всем направлениям деформирования и что они способны осуществлять требуемую разрузку от веса ротора.

2.1.5. Расчетное исследование УФХ демпферов с переменной геометрией гофров при круговой прецессии.

Описанные в разделах 2.1.1 – 2.1.3 методики расчета демпферов с переменной геометрией и составленные по ним программы позволяют получить УФХ демпфера при круговой прецессии вибратора. Особый интерес при этом представляют получаемые петли гистерезиса. Следует

отметить, что в рассматриваемом случае так как направление вектора перемещения \vec{A} и направление силы сопротивления \vec{P} демпфера не совпадают, прецессионный гистерезис удастся представить в проекциях на координатные оси X и Y . Характерный вид упругогистерезисных петель для демпфера с переменной высотой гофров и для демпфера с переменным шагом гофров представлен соответственно на рис. 2.18 и 2.19, где наглядно видно, что, как и следовало ожидать, петля в проекциях сил и перемещений на ось Y несколько сдвинута относительно нулевого положения, что обусловлено геометрией гофров. Площади полученных петель гистерезиса характеризуют рассеиваемую в направлении каждой из осей энергию W_x и W_y , а сумма этих энергий дает полную рассеиваемую за цикл нагружения энергию.

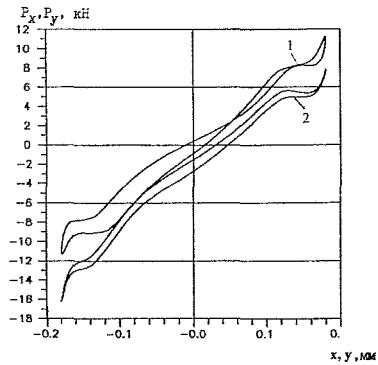
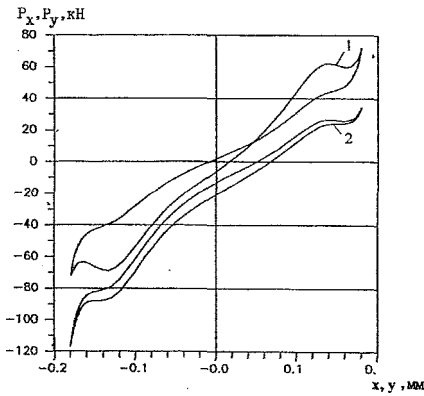


Рис. 2.18. Петли гистерезиса демпфера с переменной высотой гофров в проекциях на координатные оси. ($\vec{A} = 0,9$):

1 - проекция на ось X ;

Рис. 2.19. Петли гистерезиса демпфера с переменным шагом гофров в проекциях на координатные оси. ($\vec{A} = 0,9$):

1 - проекция на ось X ;

2 - проекция на ось Y

Следует отметить, что с уменьшением величины вектора амплитуды деформации, петли гистерезиса приобретают более плавные и близкие к эллипсам очертания, что очевидно так же обусловлено уменьшением сил трения и соответственным уменьшением нелинейностей определяемых этими силами. (см. рис. 2.20).

Особый интерес представляет график комплексной жесткости изображений на комплексной плоскости на рис. 2.21 и 2.22, соответственно для демпфера с $h^* = \text{var}$ и демпфера с $t = \text{var}$. Полученный график характеризует не только жесткостные свойства системы, но и изменение

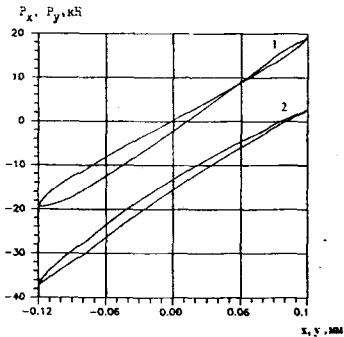


Рис. 2.20. Петли гистерезиса демфера с переменной высотой гофров при значении амплитуды ($A = 0,9$): 1 - проекция на ось X; 2 - проекция на ось Y

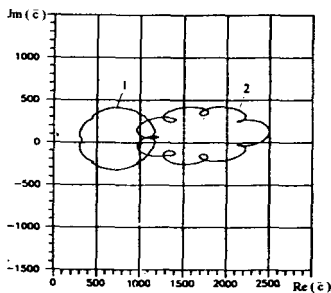


Рис. 2.22. График изменения комплексной жесткости демфера с переменным шагом гофров: $t_1 = \text{var}$; 1 - $A = 0,6$; 2 - $A = 0,9$

график на комплексной плоскости принимает более плавные очертания, так же изменяется и тангенс угла сдвига фаз β .

На рис. 2.18...2.20 были приведены поля упругогистерезисных петель демфера с небольшим количеством гофрированных волн по окружности ($m=8$). При числе гофров $m>8$ анизотропия демфера значительно уменьшается и петли гистерезиса приобретают вид эллипсов (рис.2.23, 2.24). Параметры демфера приведены в табл. 2.3.

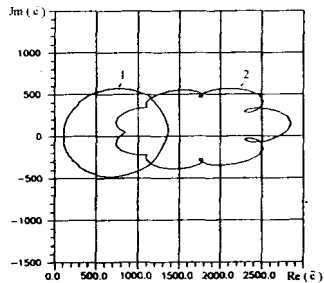


Рис. 2.21. График изменения комплексной жесткости демфера с переменной высотой гофров: $h^* = \text{var}$; 1 - $A = 0,6$; 2 - $A = 0,9$

угла сдвига фаз β между векторами силы и перемещения в процессе обкатки, поскольку арктангенс угла между действительной осью и лучом, проведенным в любую точку на графике изменения комплексной жесткости равен углу сдвига фаз β , т.е. по графику можно проследить изменение $\text{tg}(\beta)$. Из полученных графиков следует, что как и при одноосном деформировании жесткость демфера с переменной высотой несколько больше жесткости демфера с переменным шагом гофров при прочих равных условиях. Кроме того с уменьшением модуля вектора деформации \bar{A} действительная и мнимая части комплексной жесткости уменьшаются и

Таблица 2.3.

h, мм	b, мм	E, кН/мм ²	f	δ, мм	n	m	R _{НБ} , мм	R _В , мм	A, мм
0,4	23,4	196	0,1	0,126	18	16	81,01	73,68	0,02- -0,12

Расчеты, приведенные на рис. 2.23 – 2.24, показывают, что демпфер является нелинейным, и поле петель расслоено веером так же как и для демпферов с постоянными параметрами [143]. Однако, в отличие от [109], все поле петель $\bar{Y}(\bar{y})$ сдвинуто на некоторую величину \bar{G}_p ¹ (см. рис.2.24). При отсутствии постоянной силы веса центр вибратора будет смещен вверх на некоторую величину. Если же на опору будет действовать постоянная сила веса $P=G_p$, то центр вибратора совместится с центром опоры, поле петель гистерезиса $\bar{Y}(\bar{y})$ сместится вниз на величину \bar{G}_p , а ротор будет вращаться без смещения, что является предпочтительным режимом работы турбомашин.

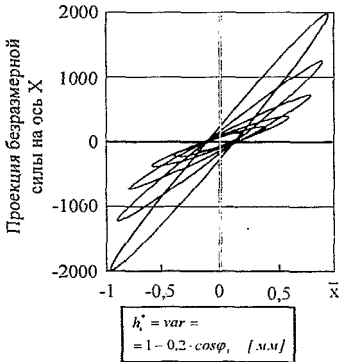


Рис. 2.23. Поле петель гистерезиса $\bar{X}(\bar{x})$ для демпфера с переменной высотой гофров h^* ($m=16$)

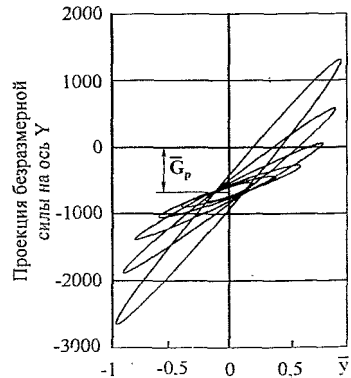


Рис. 2.24. Поле петель гистерезиса $\bar{Y}(\bar{y})$ для демпфера с переменной высотой гофров h^* ($m=16$)

¹ Здесь безразмерное значение \bar{G}_p получено из (2.41) делением на U (см. выражение (2.17)).

2.2. Математическая модель нагружения многослойного гофрированного демпфера при его работе с перекосом вала ротора.

2.2.1. Циклический перекоос в одной плоскости.

Рассмотрим процесс статического нагружения многослойного кольцевого гофрированного демпфера при одновременном циклическом перемещении вибратора вдоль некоторой оси Y и угловом перемещении вибратора относительно оси Z (рис.2.25, а, б).

Будем считать, что между линейным (Y_1) и угловым (α) смещениями вибратора существует некоторая функциональная связь. Обозначим ее в общем виде как

$$y_1 = y_1(\alpha). \quad (2.50)$$

В простейшем случае эту связь можно представить в виде

$$y_1 = k_1 \cdot \alpha, \quad (2.51)$$

где k_1 - коэффициент пропорциональности в мм/рад, определяемый как тангенс угла наклона (β), определяемый с рис. 2.26.

Связь между линейным смещением центра вибратора Y_1 и угловым смещением вала может быть и сложнее. Например, на рис.2.27 показано, что при $\alpha = 0$ существует постоянное смещение вибратора, напри-

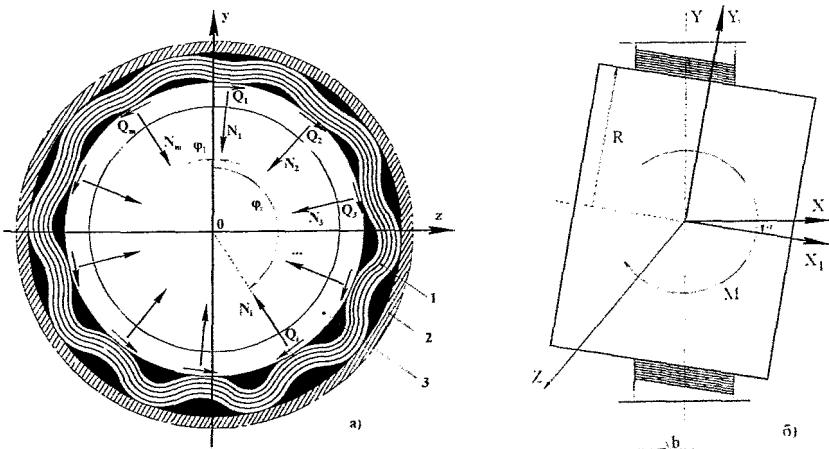


Рис. 2.25. Расчетная схема многослойного гофрированного демпфера при его линейном и угловом деформировании вибратором: а) вид по оси X ; б) вид по оси Z ; 1 - демпфер 2 - корпус; 3 - вибратор.

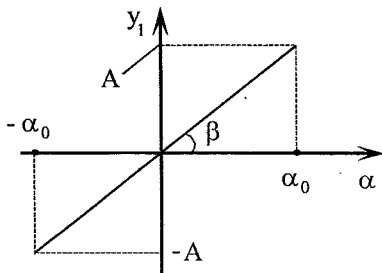


Рис. 2.26.

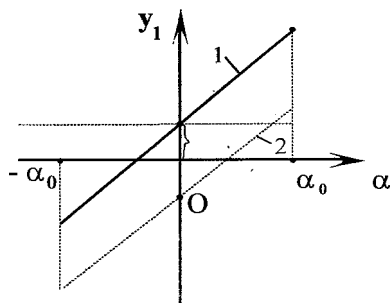


Рис. 2.27.

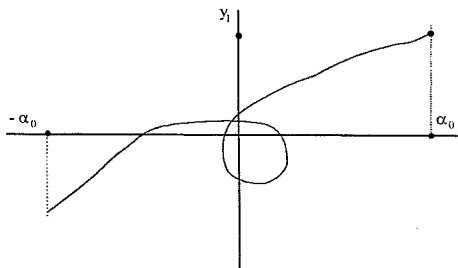


Рис. 2.28.

мер от веса ротора (кривая 1 или 2).

Закон может быть вообще самым сложным. Однако примем ограничение, что амплитудные значения линейного и углового смещений по абсолютным значениям являются наибольшим из возможных. Кроме того, не будем рассматривать петлевые законы

типа показанного на рис.2.28, т.к. это значительно усложняет решение.

Для простоты рассуждений также примем, что геометрические параметры всех пролетов одинаковы. Угловое положение каждого пролета относительно оси Y обозначим через φ_i (рис.2.25):

$$\varphi_i = \varphi_1 + \frac{2\pi}{m}(i-1) \quad (2.52)$$

где $i = 1, 2, 3, \dots, m$, φ_1 - угловая координата первого пролета, а m число пролетов в демпфере.

Обозначим текущее смещение вибратора через y , коэффициент трения вдоль оси x через f_x , а в окружности направлений f_θ . Будем считать, что демпфер собран в опоре с некоторым натягом, причем поджатия всех пакетов одинаковы и составляют величину y_H , связанную с радиальным зазором в демпфере δ соотношением

$$y_H = h^* - \delta, \quad (2.53)$$

где h^* - выгиб гофров в свободном состоянии. Будем рассматривать сразу процесс повторного деформирования. Условно примем, что *нагрузка* демпфера осуществляется:

1) при линейном перемещении центра вибратора цапфы в положительном направлении оси Y, и

) при перекосе вала против часовой стрелки. При этом параметру загрузки v_D присвоим значение $v_D = 1$.

Разгрузка демпфера осуществляется в противоположных направлениях (при этом $v_D = 2$).

Разделим весь демпфер по ширине на k полосок с шириной каждой из них

$$\Delta b = \frac{b}{k}, \quad (2.54)$$

где b - общая ширина демпфера.

Для простоты примем, что общее число полосок в демпфере является четным.

Номера полосок обозначим буквой j . Нечетные номера присвоим полоскам, расположенным вдоль отрицательных значений оси x , четные - в положительном направлении. Тогда (см. рис.2.29) расстояние от начала координат до центра j -той полоски будет равно:

$$x_j = \begin{cases} (-1)^j \cdot \frac{b_j}{2k}, & \text{если } j=1,3,5,\dots,k-1; \\ (-1)^j \cdot \frac{b(j-1)}{2k}, & \text{если } j=2,4,\dots,k \end{cases} \quad (2.55)$$

Условимся обозначать через y_i абсолютную величину нормального смещения i -того пакета в системе координат, за начало которых принято его ненагруженное состояние.

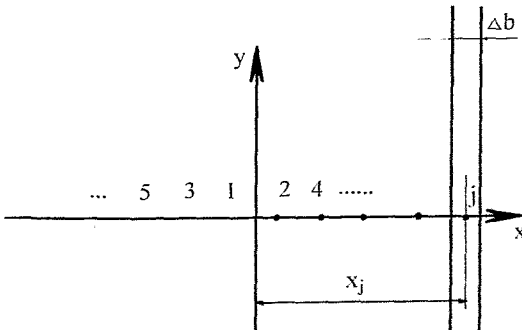


Рис. 2.29. Схема размещения полосок.

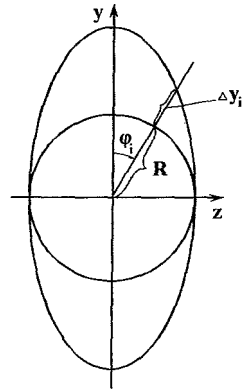


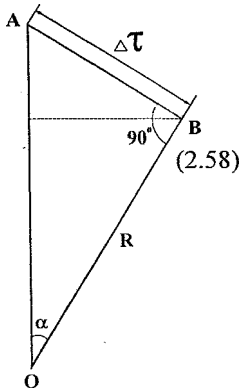
Рис. 2.30. Схема деформирования гофров за счет эллипсности формы вибратора

При перекосе вала на угол α сечение вибратора приобретает эллипсную форму (рис.2.30).

За счет эллипсности сечения вибратора пакеты демпфера получают дополнительные поджатия. Для определения величины этих поджатий рассмотрим ΔAOB (рис.2.31):

$$\Delta y_i = (OA - R) \cdot |\cos \varphi_i|. \quad (2.56)$$

Из ΔOAB имеем:



$$OA \cdot \cos \alpha = R, \quad (2.57)$$

откуда получим:

$$OA = \frac{R}{\cos \alpha}, \quad (2.58)$$

где R - радиус вибратора (рис.2.30 и 2.31).

Подставив (2.58) в (2.56) получим:

$$\begin{aligned} \Delta y_i &= \left(\frac{R}{\cos \alpha} \right) \cdot |\cos \varphi_i| = \\ &= R \frac{(1 - \cos \alpha)}{\cos \alpha} |\cos \varphi_i|. \end{aligned} \quad (2.59)$$

Рис. 2.31. К определению смещений вибратора

Выражение (2.59) справедливо для всех полосок $j = 1, 2, 3, \dots, k$. Тогда (2.59) можно переписать с индексом j :

$$\Delta y_{i,j} = \frac{R(1 - \cos \alpha) |\cos \varphi_i|}{\cos \alpha}. \quad (2.60)$$

Поджатие того пакета, полученное при сборке и за счет перекоса вала будут выражены в виде:

$$y_{i,j} = y_H + \Delta y_{i,j}. \quad (2.61)$$

Кроме поджатия за счет эллипсности сечений вибратора, пакеты деформируются за счет смещения центров эллипсов. Эти смещения $\Delta y_{i,j}$ зависят от расстояния до нейтральной оси (рис.2.32) или до середины демпфера

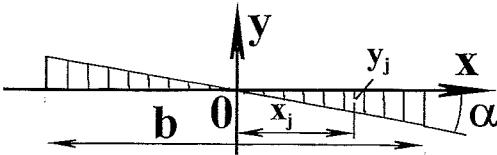
$$\begin{aligned} \Delta y_{i,j} &= x_j \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \varphi_i = \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \varphi_i \cdot \\ &\cdot \begin{cases} (-1)^j \frac{bj}{2k}, & \text{если } j = 1, 3, 5, \dots, k-1; \\ (-1)^j \frac{b(j-1)}{2k}, & \text{если } j = 2, 4, \dots, k. \end{cases} \end{aligned} \quad (2.62)$$

Выражения (2.50), (2.60), (2.61), (2.62) дают возможность записать нормальное поджатие в j -той полоске демпфера при линейном и угловом смещении вала в окончательном виде:

$$y_{ij} = y_H + y_1(\alpha) \cdot \cos \varphi_i + R \frac{1 - \cos \alpha}{\cos \alpha} |\cos \varphi_i| + \cos \varphi_i \operatorname{tg} \alpha$$

$$\begin{cases} (-1)^j \cdot \frac{jb}{2k}, & \text{если } j = 1, 3, \dots, k-1; \\ (-1)^j \cdot \frac{b(j-1)}{2k}, & \text{если } j = 2, 4, \dots, k. \end{cases} \quad (2.63)$$

Значение координат начал деформирования y_{0ij} получим из формулы (2.63), подставив в нее амплитудные значения α : для нагружения демфера в (2.63) необходимо подставить $\alpha = -\alpha_0$, для разгрузки $\alpha = +\alpha_0$.



Величину нормальной силы, действующей на вибратор от i -того пакета, находящегося в j -той полоске можно подсчитать приближенно по формуле, предложенной в [143]:

Рис. 2.32. Схема деформаций полосок демфера при его перекосе на угол α .

$$P_{ij}(y_{ij}, y_{0ij}, v_{ij}) = nmh^* EJ_i t^{-3} k_m \cdot \left\{ \bar{R}(\bar{\xi}_{ij}) + (-1)^{v_{ij}+1} \cdot 0,5n\bar{T}(\bar{\xi}_{ij}) + (-1)^{v_{ij}} n\bar{T}(\bar{\xi}_{0ij}) \cdot \exp \left[-\frac{10\bar{\xi}_{ij} - \bar{\xi}_{0ij}}{n\bar{a}(\bar{\xi}_{0ij})} \right] \right\}, \quad (2.64)$$

где n - число лент в пакете,

$$\bar{\xi}_{ij} = \frac{y_{ij}}{h^*}; \quad \bar{\xi}_{0ij} = \frac{y_{0ij}}{h^*}; \quad (2.65)$$

E - модуль упругости материала лент, $J_j = bh^3/12k$ - момент инерции поперечного сечения ленты в одной полоске, t - средний шаг гофров, $k_m = 4-3 \exp[-0,4(m-1)]$ - некоторая функция числа пролетов, $\bar{R}(\bar{\xi}_{ij})$ - безразмерная среднециклическая сила определяемая из выражения (2.9), $\bar{T}(\bar{\xi}_{ij})$ - безразмерная обобщенная сила трения определяемая в виде (2.10), а $\bar{a}(\bar{\xi}_{ij})$ - безразмерная обобщенная деформация (2.11), а v_{ij} - коэффициент

загрузки i - того пакета в j - той полоске, связанный с коэффициентом загрузки всего демпфера $v_{Д}$ следующими соотношениями:

$$v_{ij} = \begin{cases} 1, \text{ е с л и } v_{Д} = 1, \text{ sign}(\cos \varphi_i) = 1 \text{ и } x_j > 0; \\ 2, \text{ е с л и } v_{Д} = 1, \text{ sign}(\cos \varphi_i) = 1 \text{ и } x_j \leq 0; \\ 1, \text{ е с л и } v_{Д} = 1, \text{ sign}(\cos \varphi_i) \neq 1 \text{ и } x_j \leq 0; \\ 2, \text{ е с л и } v_{Д} = 1, \text{ sign}(\cos \varphi_i) \neq 1 \text{ и } x_j > 0; \\ 1, \text{ е с л и } v_{Д} = 2, \text{ sign}(\cos \varphi_i) = 1 \text{ и } x_j \leq 0; \\ 2, \text{ е с л и } v_{Д} = 2, \text{ sign}(\cos \varphi_i) \neq 1 \text{ и } x_j \leq 0; \\ 1, \text{ е с л и } v_{Д} = 2, \text{ sign}(\cos \varphi_i) \neq 1 \text{ и } x_j > 0; \\ 2, \text{ е с л и } v_{Д} = 2, \text{ sign}(\cos \varphi_i) = 1 \text{ и } x_j > 0. \end{cases} \quad (2.66)$$

Пусть вал повернулся на угол α (рис.2.33). Определим плечо, на котором действует нормальная сила сопротивления P_{ij} . Из рис.2.33 видно, что

$$OO_1 = l_{ij} = \frac{x_j}{\cos \alpha} - R \sin \alpha \cos \alpha. \quad (2.67)$$

Элементарный момент сопротивления перекосу вала от нормальных сил будет:

$$\Delta M^{(2)}_{ij} = P_{ij} \cdot l_{ij} = P_{ij} \left(\frac{x_j}{\cos \alpha} + R \sin \alpha \cos \varphi_i \right). \quad (2.68)$$

Отметим, что знак α отсчитывается от оси x следующим образом: против часовой стрелки «+», по часовой стрелке - «-».

Полный момент сопротивления перекосу от нормальных сил будет:

$$M_z^{(2)} = \sum \Delta M_{ij}^{(2)} = \sum_{i=1}^m \cdot \sum_{j=1}^n P_{ij} \left(\frac{x_j}{\cos \alpha} + R \sin \alpha \cos \varphi_i \right) \quad (2.69)$$

Момент сопротивления перекосу от сил трения в осевом направлении будет иметь вид:

$$M_z^{(1)} = - \sum_{i=1}^m \cdot \sum_{j=1}^m f_x P_{ij} R |\cos \varphi_i|. \quad (2.70)$$

Кроме сил сопротивления в осевом направлении, возникнут еще силы трения в окружном направлении (рис.2.34). Спроецировав все силы на ось Y , получим:

$$P(y, v_d) = \sum_{i=1}^m \cdot \sum_{j=1}^m P_{ij} [\cos \varphi_i (1 + f_x \cdot \sin \alpha) + (-1)^{v_d+1} \cdot f_0 |\sin \varphi_i|] \quad (2.71)$$

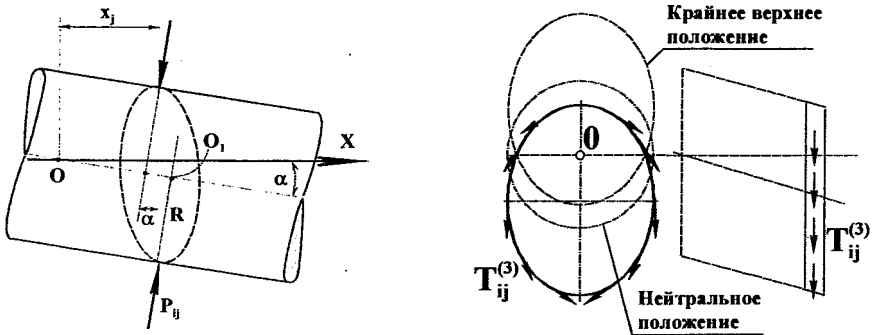


Рис. 2.33. К определению плеча силы P_{ij}

Рис. 2.34. Направления окружных сил при перекосе вибратора демпфера

Момент сил сопротивления перекосу от окружных сил трения j -той полоски трения можно найти как проекцию всех сил на ось Y на плече x_j :

$$M_j^{(3)} = (-1)^{v_d} \sum_{i=1}^m f_0 |x_j \cdot \sin \varphi_i| \quad (2.72)$$

Полный момент от этих сил будет равен:

$$M^{(3)} = (-1)^{v_d} \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n f_0 |x_j \sin \varphi_i| \quad (2.73)$$

$$M_{cn}(\alpha, v_d) = \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n P_{ij} \left\{ \frac{x_j}{\cos \alpha} + R \sin \alpha \cos \varphi_i + (-1)^{v_d} [f_0 |\sin \varphi_i| \cdot x_j] + f_x R |\cos \varphi_i| \right\} \quad (2.74)$$

При изменении α в пределах от $-\alpha_0$ до $+\alpha_0$ и одновременном изменении y от $-A$ до $+A$, используя формулы (2.71) и (2.74), можно получить петли гистерезиса $M_z(\alpha)$ и $P(y)$. Площади петель W_1 и W_2 дадут нам энергию, рассеиваемую демпфером за цикл:

$$W = W_1 + W_2 \quad (2.75)$$

Введем для случая перекоса несколько понятий, производных от гистерезиса, - среднециклическую угловую жесткость демпфера, определяемую как отношение амплитудного значения момента сопротивления перекосу вала $M_{cп0}$ к амплитудному значению угла перекоса α_0 :

$$C_\alpha = M_{cп0}/\alpha_0, \quad (2.76)$$

и безразмерную амплитуду момента сопротивления перекосу $\eta_{0\alpha}$ в виде:

$$\eta_{0\alpha} = M_{cп0}/T_m, \quad (2.77)$$

где T_m – базовое значение момента сопротивления перекосу, определяемое по аналогии с [109] в виде отрезка, отсекаемого петлей гистерезиса $M_{cп}(\alpha)$ (см. рис. 2.35) при $\alpha = 0$.

Выведенные в настоящем разделе соотношения позволяют рассчитать гистерезис демпфера при его угловом деформировании $M_{cп}(\alpha)$, рассеянную циклическую энергию при любой угловой амплитуде деформации $W(\alpha_0)$, среднециклическую угловую жесткость в зависимости либо от α_0 , либо от $\eta_{0\alpha}$ (т.е. $C_\alpha(\alpha_0)$, $C_\alpha(\eta_{0\alpha})$), и коэффициент поглощения по формуле

$$\Psi = \frac{W}{\frac{1}{2} M_{cп0} \cdot \alpha_0}. \quad (2.78)$$

По разработанной методике составлена программа расчета характеристик демпфера с любыми параметрами, деформируемого в угловом направлении. Результаты одного из расчетов приведены на рисунках 2.35 – 2.38.

На рис. 2.35 показано поле петель гистерезиса демпфера в виде зависимости $M_{cп}(\alpha)$. Параметры демпфера приведены в табл. 2.4.

Таблица 2.4.

Параметры демпфера, характеристики которого приведены на рис. 2.35 – 2.38.

h^* , мм	b , мм	h , мм	f_s, f_0	E , кН/ мм ²	m	n	$R_{н*}$, мм	$R_{в*}$, мм	$\theta_i =$ =const	δ , мм
1.2	24	0.4	0.1	196	16	17	71	61	22.5°	0.2

По своим очертаниям петли гистерезиса (см. рис. 2.35) аналогичны петлям гистерезиса, получаемым для радиального (линейного) деформирования опоры. По классификации Чегодаева – Пономарева [143] петли имеют тип $M_{-1} - \alpha_{-1} - B - 15,3$.

На рис. 2.36 приведены результаты обработки петель гистерезиса в виде рассеянной циклической энергии $W(\alpha_0)$ (сплошная линия). Для сравнения здесь же показана зависимость рассеянной циклической энергии от амплитуды $W(A)$ (пунктир и экспериментальные точки) для того же демпфера, но деформируемого в радиальном направлении. Как

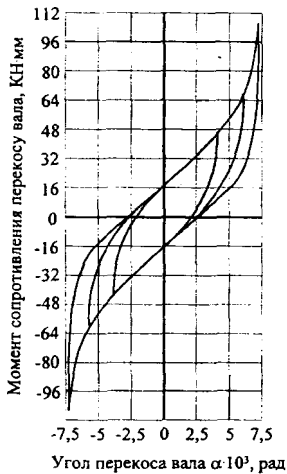


Рис. 2.35. Поле петель гистерезиса демпфера при «чистом» перекосе вибратора

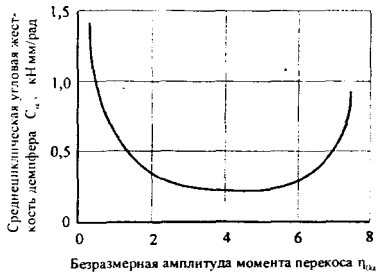


Рис. 2.37. Зависимость среднециклической угловой жесткости от безразмерной амплитуды момента перекоса

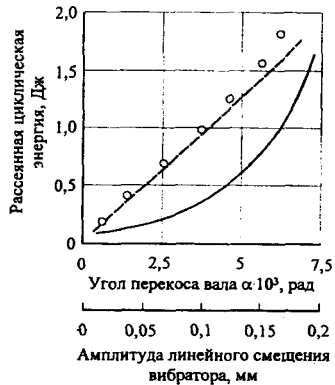


Рис. 2.36. Зависимость рассеянной циклической энергии от амплитуды углового и линейного перемещения вибратора

видно из графика, при чисто угловом нагружении опора рассеивает довольно значительное количество энергии, составляющее на разных амплитудах от 30% до 50% от энергии при чисто радиальном нагружении. При амплитудах, близких к предельно возможным эти значения приближаются друг к другу. Все это дает право утверждать, что *многослойные гофрированные демпферы могут быть успешно применены в качестве опор, работающих на прецессирующий перекося*. Этот случай часто бывает в многовальных двигателях на промежуточных опорах. Считается, что ставить демпфер в такие опоры неэффективно. Последний результат опровергает это голословное

утверждение.

На рис. 2.37 приведена зависимость среднециклической угловой



Рис. 2.38. Зависимости коэффициента поглощения для демпферов с линейным (1) и угловым (2) смещением вибратора

расчета (кривая 1) и эксперимента (экспериментальные точки) для того же демпфера, но деформируемого в радиальном направлении. Как видно из сопоставления, параметры η_0 [143] и $\eta_{0\alpha}$ полностью аналогичны друг другу, хотя физически получены для разных видов нагружения. Это говорит о том, что процессы конструкционного демпфирования полностью подобны [36, 55, 61, 63, 133, 159, 163] для разных видов нагружения одного и того же изделия. Экстремальное значение ψ_{\max} находится при этом в том же диапазоне η_0 , что и при радиальном нагружении. Все это позволяет с большой точностью прогнозировать диапазоны оптимальных настроек демпферов как при радиальном, так и при угловом нагружении опор.

К сожалению, вследствие ограниченного объема работы не приведены результаты расчетов для демпфера, деформируемого вибратором одновременно и в радиальном и в угловом направлениях. Однако, здесь имеет место такое огромное сочетание вариантов, что авторы посчитали разумным вообще не приводить данные расчеты. Если это понадобится, в дальнейшем такое исследование можно провести, имея обоснование такой необходимости. Кроме того, если бы такое исследование и было проведено, оно нуждалось бы в каких бы то ни было экспериментальных подтверждениях. Насколько нам известно, в настоящее время не существует экспериментальных стендов, на которых можно было бы провести вышеуказанный эксперимент. Изготовить же стенд с возможностью моделирования одновременного нагружения опоры с демпфером и радиально вращающейся и угловой прецессирующей нагрузками в силу экономических трудностей, сейчас не под силу. Поэтому сложные расчеты и громоздкие эксперименты запланировано провести в будущем.

жесткости в [кН/мм/рад] от амплитуды углового перемещения вибратора $C_{\alpha}(\alpha_0)$. Видно, что при угловом деформировании демпфера характеристика $C_{\alpha}(\alpha_0)$ является типичной для систем конструкционного демпфирования: имеет место две крутые ветви в начале и конце диапазона и довольно протяженный участок со слабо изменяющейся жесткостью. На этот участок и следует настраивать работу опоры в ДЛА.

Зависимость коэффициента поглощения $\psi(\eta_{0\alpha})$ демпфера, работающего на чистый перекося показана на рис. 2.38 (см. кривую 2). Здесь же приведены результаты теоретического

2.2.2. Случай нагружения демпфера при конусной прецессии

После того как мы рассмотрели перекося демпфера в одной плоскости, перейдем к решению задачи о его статическом нагружении вибратором с одной неподвижной точкой O , а все остальные точки вибратора совершают плоско-поступательные круговые движения с радиусом орбиты, пропорциональным расстоянию от центра перекося (рис. 2.39).

Пусть неподвижная точка прецессии O находится на произвольном расстоянии l от правого торца демпфера шириной b . Разделим как в предыдущем разделе весь демпфер по его ширине на d полосок с элементарной шириной Δb , определяемой по формуле

$$\Delta b = b / d. \quad (2.79)$$

Схему размещения полосок обозначим по порядку, начиная с правого края демпфера, как показано на рис. 2.39.

Схема сил и перемещений в j -той полоске демпфера при прецессирующем перекося приведена на рис. 2.40.

Угловое положение вершины i -того пакета φ_i будем рассчитывать по формуле (2.52), угловое положение вектора деформации A обозначим через α , а угол перекося – через γ .

Кроме внешней силы, на часть вибратора в пределах j -той полос-

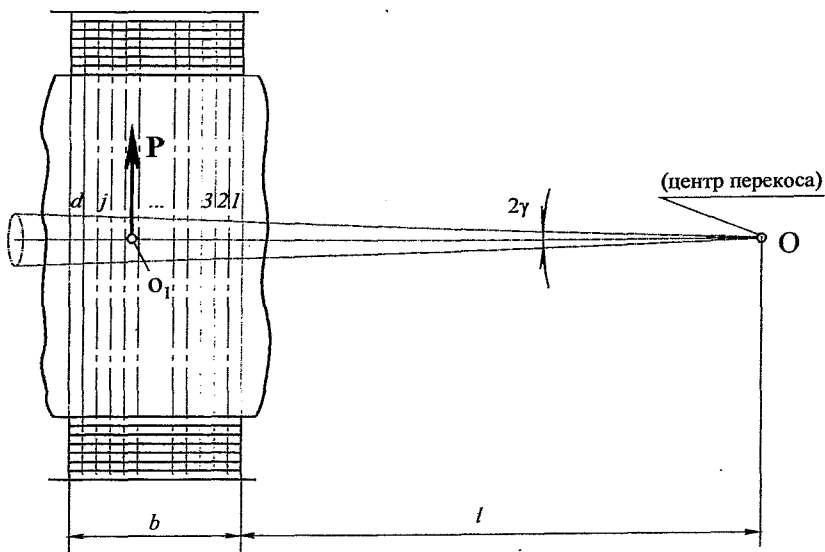


Рис. 2.39. Схема разбивки демпфера на элементы при его расчете на прецессионное нагружение

ки действуют нормальные силы реакций гофрированных пакетов N_{ij} , направленные к центру вибратора, и касательные силы трения Q_{ij} , направленные двумя потоками относительно диаметра, перпендикулярного вектору смещения в сторону, противоположную прецессии. (см. рис. 2.40).

Нормальные силы будем определять в виде, аналогичном (2.2):

$$N_{ij}(q_{ij}, q_{oij}, v_{ij}) = nmk_m h^* EJ_{ij} \cdot \left\{ \begin{aligned} & \bar{R}(\xi_{ij}) + 0,5 \cdot n \cdot (-1)^{v_{ij}+1} \cdot \bar{T}(\xi_{ij}) + \\ & + (-1)^{v_{ij}} \cdot n \cdot \bar{T}(\xi_{oij}) \cdot \exp \left[-\frac{10 \cdot |\xi_{ij} - \xi_{oij}|}{n \cdot \bar{a}(\xi_{oij})} \right] \end{aligned} \right\}, \quad (2.80)$$

$i = 1, 2, 3, \dots, m; j = 1, 2, 3, \dots, d.$

а силы трения на вершинах в виде :

$$Q_{ij} = Q_{oij} \cdot \text{sign}(\dot{\tau}_{ij}) \cdot \left[1 - 2 \cdot \exp \left\{ -k \cdot \left| \tau_{ij} + \tau_{oij} \cdot \text{sign}(\dot{\tau}_{ij}) \right| \right\} \right], \quad (2.81)$$

где $Q_{oij} = f \cdot N_{ij}$, q_{ij} , τ_{ij} - нормальные и касательные смещения j -того элемента вибратора в точке его контакта с вершиной i -того гофра:

$$\tau_{ij} = A_j \cdot \sin(\varphi_{ij} - \alpha), \quad (2.82)$$

$$q_{ij} = A_j \cdot \cos(\varphi_{ij} - \alpha) + q_{ni} \quad (2.83)$$

q_{ni} - натяг i -того гофрированного пакета;

q_{oij} - начальная радиальная деформация середины i -того пакета

$$q_{oij} = q_{ni} + (-1)^{v_{ij}} \cdot A_j; \quad (2.84)$$

v_{ij} - параметр загрузки i -того пакета в j -той полоске:

$$v_{ij} = \begin{cases} 1, & \text{если } \frac{dq_{ij}}{d\alpha} \geq 0; \\ 2, & \text{если } \frac{dq_{ij}}{d\alpha} < 0; \end{cases}; \quad (2.85)$$

$$\text{где } \frac{dq_{ij}}{d\alpha} = A_j \cdot \sin(\varphi_{ij} - \alpha), \quad (2.86)$$

k - коэффициент экспоненты.

При прецессионном перекосе каждая j -тая полоска демпфера будет деформироваться со своей амплитудой (или радиусом траектории A_j):

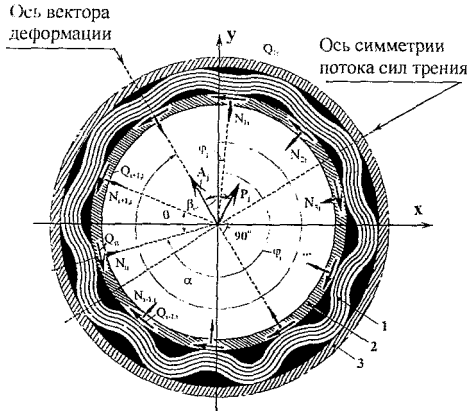


Рис. 2.40. Схема сил и перемещений j -той полоски демпфера при прецессирующем перекосе: 1 - демпфер; 2 - вибратор; 3 - корпус опоры.

$$A_j = \left[1 + \left(\frac{b}{d} \right) \cdot (j - 0,5) \right] \cdot \operatorname{tg} \theta. \quad (2.87)$$

В выражении (2.80) $\bar{R}(\xi)$, $\bar{T}(\xi)$, $\bar{a}(\xi)$, k_m подсчитываются по формулам (2.9), (2.10), (2.11) и (3.7 в [143]), момент инерции сечения ленты в j -той полоске

$$J_j = bh^3/(12k). \quad (2.88)$$

Спроецировав для каждой j -той полоски все силы N_{ij} и Q_{ij} на оси, проведенные вдоль вектора смещения вибратора A_j и перпендикулярно ему, а затем просуммировав по всем d полоскам, получим упругую и демпфирующую составляющие полной силы сопротивления демпфера в виде:

$$P_y = \sum_{j=1}^d \sum_{i=1}^m \left\{ N_{ij} \cdot \cos(\varphi_{ij} - \alpha) - \operatorname{sign}[\cos(\varphi_{ij} - \alpha)] \cdot Q_{ij} \cdot |\sin(\varphi_{ij} - \alpha)| \right\}; \quad (2.89)$$

$$P_y = \sum_{j=1}^d \sum_{i=1}^m \left\{ N_{ij} \cdot \cos(\varphi_{ij} - \alpha) - \text{sign} \cdot \right. \\ \left. \cdot [\cos(\varphi_{ij} - \alpha)] \cdot Q_{ij} \cdot |\sin(\varphi_{ij} - \alpha)| \right\}. \quad (2.90)$$

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

$$\beta = \arctg \frac{P_y}{P_D}; \quad (2.91)$$

а модуль полной силы сопротивления:

$$P = \sqrt{P_y^2 + P_D^2}. \quad (2.92)$$

Центр приложения силы P (точка O_1 на рис.2.39) найдется по известным формулам теоретической механики в виде

$$l_0 = \left\{ \sum_{j=1}^d P_j \cdot \left[l + \frac{(j+2) \cdot b}{2d} \right] \right\} / P, \quad (2.93)$$

где полная сила сопротивления в j -той полоске демпфера найдется в виде

$$P_j = \sqrt{P_{yj}^2 + P_{Dj}^2}. \quad (2.94)$$

Здесь значения упругой и демпфирующей составляющих найдутся в виде

$$P_{yj} = \sum_{i=1}^m \left\{ N_{ij} \cdot \cos(\varphi_{ij} - \alpha) - \text{sign} \cdot \right. \\ \left. \cdot [\cos(\varphi_{ij} - \alpha)] \cdot Q_{ij} \cdot |\sin(\varphi_{ij} - \alpha)| \right\}; \quad (2.95)$$

$$P_{Dj} = \sum_{i=1}^m N_{ij} \cdot \sin(\varphi_{ij} - \alpha) + \text{sign} \cdot \\ \cdot [\cos(\varphi_{ij} - \alpha)] \cdot Q_{ij} \cdot |\cos(\varphi_{ij} - \alpha)|. \quad (2.96)$$

Зная точку приложения равнодействующей всех сил (O_1), можно найти момент сопротивления перекоосу $M_{СП}$

$$M_{c\ n} = \left\{ \sum_{j=1}^d P_j \cdot \left[l + \frac{(j+2)b}{2d} \right] \right\}, \quad (2.97)$$

а затем и угловую жесткость пакета в виде

$$C_{y\ \delta} = \frac{M_{c\ n}}{\gamma}. \quad (2.98)$$

По аналогии с цилиндрической прецессией введем понятие безразмерной комплексной линейной жесткости демпфера:

$$\bar{c}^* = \frac{\bar{P}_y}{\bar{A}_{cp}} + i \cdot \frac{\bar{P}_d}{\bar{A}_{cp}} = Re(\bar{c}^*) + i \cdot Im(\bar{c}^*), \quad (2.99)$$

и безразмерный момент сопротивления прецессии

$$\bar{M} = \bar{P}_d \cdot \bar{A}_{cp}, \quad (2.100)$$

где $A_{cp} = -A_{cp} / \delta$ – средний радиус траектории движения вибратора

$$A_{cp} = [l + 0,5 \cdot b] \cdot tgy. \quad (2.101)$$

В выражениях (2.99), (2.100) безразмерные величины, имеющие размерность силы получают путем деления на известный комплекс

$$U = nmh^* t^{-3} EJ; \quad (2.103)$$

а параметры, имеющие размерность длины, – на радиальный зазор δ .

Для того, чтобы получить расчет демпфера на «чистый» прецессирующий перекокс, необходимо в формуле (2.87) параметр l заменить на « $-b/2$ ». В этом случае точка O на рис. 2.39 будет расположена посередине ширины пакета демпфера. Все формулы при этом являются применимыми, за исключением (2.95), т.к. в данном случае средний радиус траектории движения вибратора равен нулю и формула теряет свой смысл.

Прецессионный гистерезис, как и ранее, можно представить в виде совокупности двух гистерезисных кривых $\bar{Y}(\bar{y})$ и $\bar{X}(\bar{x})$ (выражения 2.24), а рассеянную энергию найти в виде выражений (2.27) или (2.28).

2.3. Математическая модель и расчетное исследование характеристик пакетов гофрированных шайб при их нагружении торцевом перекошенном вала ротора турбомашин¹

Для гашения осевых колебаний роторов ТНА ракетных двигателей применяются пакеты гофрированных шайб (рис.2.41), устанавливаемые с торцевов вала между корпусом машины и упорными подшипниками. Методика расчета характеристик таких демпферов на осевую циклическую нагрузку разработана в [143]. Однако, кроме осевой нагрузки демпферы испытывают угловое деформирование вследствие изгиба вала и прецессионного движения его упругой линии. При этом торцы вала совершают прецессионное угловое движение, дополнительно нагружающее пакеты пластин моментной нагрузкой.

Рассмотрим процесс углового деформирования пакета с радиальным гофрированием в угловом направлении α (рис.2.42). Введем следующие обозначения:

- b - ширина пакета, мм;
- n - число лент (шайб) в пакете;
- m - число пролетов (волн гофров);
- h^* - начальная высота гофров, мм;
- h - толщина одной шайбы, мм;
- δ - высота гофра после предварительного поджатия (натяга), мм;
- t - число пролетов (волн гофров);

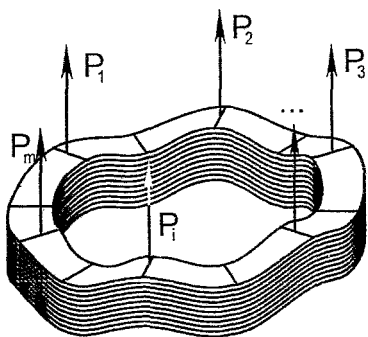


Рис. 2.41. Внешний вид гофрированных пакетов шайб, применяемых для виброзащиты двигателей.

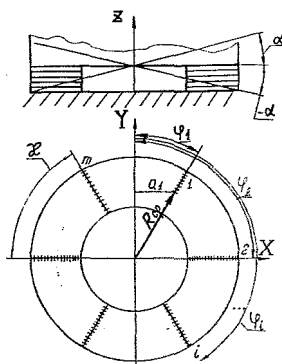


Рис. 2.42. Схема углового нагружения пакета.

¹ Результаты данного раздела доложены на международной научно-технической конференции «Проблемы и перспективы развития двигателестроения в Поволжском регионе 17-18 сентября 1997 года [112].

y_n - предварительное поджатие гофров пакета, мм:

$$y_n = h^* - \delta; \quad (2.104)$$

χ - угловой шаг гофров, рад.:

$$\chi = \frac{2\pi}{m}; \quad (2.105)$$

R_{cp} - средний радиус шайбы, мм:

$$R_{cp} = \frac{R_H + R_{bH}}{2}, \quad (2.106)$$

где R_H, R_{bH} - соответственно наружный и внутренний радиусы шайбы, мм; E - модуль Юнга, кН/мм²; J - момент инерции поперечного сечения одной шайбы, мм⁴:

$$J = bh^3 / 12. \quad (2.107)$$

Угловое положение вершины i -гого пролета обозначим через φ_i :

$$\varphi_i = \varphi_1 + \frac{2\pi}{m} \cdot (i-1), \quad (2.108)$$

$$i=1, 2, 3, \dots, m;$$

где φ_1 - угловое положение вершины 1-го пролета, рад.

Рассмотрим сразу процесс углового повторного [112] циклического деформирования пакета 1 (рис. 2.42) относительно оси y , проходящей через центр верхней гофрированной шайбы в поджатом вибратором 2 на величину y_n состоянии. За положительное угловое направление α движения вибратора 2 примем движение против часовой стрелки. Тогда реакции каждого пролета гофрированного пакета можно подсчитать по формулам:

$$P_i(y_i, y_{oi}, v_{oi}) = \frac{n \cdot h^* \cdot k_m \cdot E \cdot J}{i^3} \left\{ \begin{array}{l} R(\xi_i) + (-1)^{i-1} \cdot 0,5 \cdot n \cdot T(\xi_i) + (-1)^i \cdot n \cdot T(\xi_{oi}) \cdot \\ \cdot [k_{1i} \cdot (v_{1i} - 2) + k_{2i} \cdot (v_{1i} - 1)] \cdot \\ \cdot \exp \left[\frac{-10 \cdot |\xi_i - \xi_{oi}|}{[k_{1i} \cdot (v_{1i} - 2) + k_{2i} \cdot (v_{1i} - 1)] \cdot n \cdot a(\xi_{oi})} \right] \end{array} \right\}, \quad (2.109)$$

где

$$y_i = y_n - R_m \cdot \sin \varphi_i \cdot \sin \alpha, \quad (2.110)$$

$$y_{oi} = y_H - R_m \cdot \sin \varphi_i \cdot \sin \alpha, \quad (2.111)$$

$$\xi_i = \frac{y_i}{h^*}, \quad \xi_{oi} = \frac{y_{oi}}{h^*}, \quad (2.112)$$

$$R(\xi_i) = \left| \operatorname{tg} \left(\frac{\pi \xi_i}{2} \right) \cdot (10 + 20 \cdot \operatorname{tg}(-3\xi_i + 3)) \right|, \quad (2.113)$$

$$T(\xi_i) = 0,16 \cdot \xi_i + 0,4 \cdot \xi_i^2 - \left\{ 6,22 \cdot (\xi_i - 0,7)^2 \cdot \sigma(\xi_i) \right\}, \quad (2.114)$$

$$\begin{aligned} \text{где } \sigma(\xi_i) &= 0, \text{ если } \xi_i < 0,7; \\ \sigma(\xi_i) &= 1, \text{ если } \xi_i \geq 0,7, \end{aligned} \quad (2.115)$$

$$a(\xi_{oi}) = 0,00625 \cdot \xi_{oi} - 0,0148 \cdot (\xi_{oi} - 0,35)^2 \cdot \sigma(\xi_{oi}), \quad (2.116)$$

$$\begin{aligned} \text{где } \sigma(\xi_{oi}) &= 0, \text{ если } \xi_{oi} < 0,35; \\ \sigma(\xi_{oi}) &= 1, \text{ если } \xi_{oi} \geq 0,35, \end{aligned} \quad (2.117)$$

v_d - параметр загрузки демпфера в целом принятый, равным единице на этапе нагрузки и двум на этапе разгрузки. Этот параметр связан с параметром загрузки i -того гофрированного пролета v_i следующими соотношениями:

$$v_i = \begin{cases} 2, \text{ если } v_d = 1 \text{ и } \varphi_i \in]0; \pi[\\ 1, \text{ если } v_d = 1 \text{ и } \varphi_i \in]\pi; 0[\\ 1, \text{ если } v_d = 2 \text{ и } \varphi_i \in]0; \pi[\\ 2, \text{ если } v_d = 2 \text{ и } \varphi_i \in]\pi; 0[\end{cases} ; i = 1, 2, 3, \dots m. \quad (2.118)$$

Экспериментальные исследования показали, что при малых амплитудах деформирования кривые, описывающие процессы нагружения или разгрузки, имеют тенденцию дрейфа к некоторому положению равновесия (рис. 2.43). В данном разделе рассмотрен случай определения характеристик пакета для установившегося режима деформирования, но с учетом предшествующих процессов нагружения от начала этапа деформирования.

Это учтено коэффициентами k_{1i} (на этапе нагрузки) и k_{2i} (на этапе разгрузки) в выражении (2.109), которые определялись по следующим формулам:

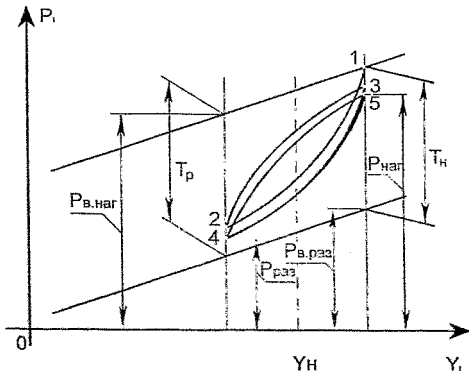


Рис. 2.43. Схема стабилизации упруго-гистерезисных циклов многослойных пакетов.

$$k_{1i} = \frac{P_{раз} - P_{в.наг}}{T_p \cdot n}, \quad (2.119)$$

$$k_{2i} = \frac{P_{наг} - P_{в.раз}}{T_u \cdot n}. \quad (2.120)$$

Идея вывода формул (2.119, 2.120) аналогична приведенной в работе [143].

Спроецировав все силы, развивающиеся в контактах на ось z (рис. 2.42), получим результирующую силу сопротивления демпфера:

$$P = \sum_{i=1}^m P_i, i = 1, 2, \dots, m. \quad (2.121)$$

Просуммировав моменты сил на вершинах всех гофров относительно осей X и Y , получим компоненты момента сопротивления перекосу пакета в виде:

$$M_x = \sum_{i=1}^m M_{xi} = \sum_{i=1}^m P_i \cdot R_{cp} \cdot \cos \varphi_i, \quad (2.122)$$

$$M_y = \sum_{i=1}^m M_{yi} = \pm \sum_{i=1}^m P_i \cdot R_{cp} \cdot \sin \varphi_i, \quad (2.124)$$

где $i = 1, 2, 3, \dots, m$.

Модуль полного сопротивления перекосу определится в виде:

$$M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}, \quad (2.125)$$

а угол сдвига фаз между плоскостью перекоса и плоскостью действия пары сил с моментом M – в виде:

$$\theta = \arctg \left(\frac{M_y}{M_x} \right). \quad (2.126)$$

Знание расположения плоскости действия суммарного момента сопротивления перекосу (угла θ) может понадобится при динамических расчетах для определения наиболее вероятной плоскости угловых колебаний вала.

Введем понятие угловой жесткости пакета C_y , полученной в виде отношения максимального момента M (α_{max}) (в кН·мм) амплитудному значению угла перекоса α_{max} (в рад):

$$C_y = \frac{M(\alpha_{max})}{\alpha_{max}}. \quad (2.127)$$

Площадь, ограниченная ветвями нагрузки и разгрузки (рис. 2.44) представляет собой рассеянную за цикл деформирования энергию W . Ее можно определить численным методом, например, методом Симпсона [57], как это реализовано в настоящей работе.

Потенциальную энергию деформации можно определить для симметричного цикла по формуле:

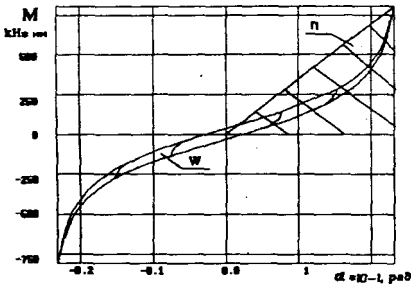
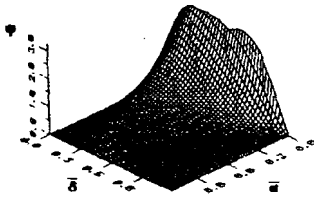


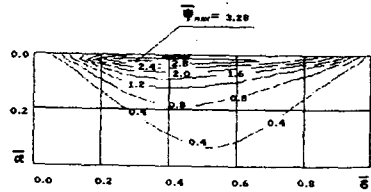
Рис. 2.44. Упруго-гистерезисная петля пакета при его угловом деформировании моментной нагрузкой.

служущий для сравнения диссипативных свойств разных по геометрии пакетов и необходимый для динамических расчетов [89].

На приведенных ниже рисунках показаны результаты исследования свойств многослойных кольцевых гофрированных пакетов при угловом деформировании. На (рис. 2.45, а) в изометрии показана зависимость коэффициента рассеивания ψ от относительной амплитуды углового деформирования



а)



б)

Рис. 2.45. Зависимость коэффициента рассеивания ψ от относительной амплитуды углового деформирования $\bar{\alpha}$ и относительно зазора $\bar{\delta}$.

$\bar{\alpha} = \alpha / \alpha_{\max}$ и относительно зазора $\bar{\delta} = \delta / h$. Там же показан график изо-

линий функции $\psi(\bar{\delta}, \bar{\alpha})$ в наиболее важном диапазоне изменения параметров $\bar{\alpha}$ и $\bar{\delta}$. Из (рис. 2.45, б) видно, что экстремум $\psi(\bar{\delta}, \bar{\alpha})$ находится в точке с координатами $\bar{\alpha} = 0,025$ и $\bar{\delta} = 0,3$.

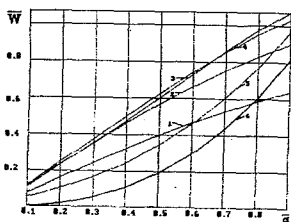


Рис. 2.46. Зависимость безразмерной циклической энергии от безразмерной амплитуды угловой деформации.

При этом на интервале $\bar{\delta} = (0,2 \dots 0,8)$ Ψ_{\max} сохраняет высокие значения (см. рис. 2.45). Это дает возможность рекомендовать назначение оптимального предварительного натяга в пакетах в довольно широком диапазоне $(0,2 \dots 0,8)$.

Рассеянная циклическая энергия W в зависимости от амплитуды безразмерного угла деформации $\bar{\alpha}$ растет почти по линейному диапазону во всем диапазоне предварительных поджатий $\bar{\delta}$ (рис. 2.47).

С увеличением числа пластин n от 20 до 100 зависимость $\Psi_{\max} = f(\bar{\alpha})$ на разных предварительных поджатиях $\bar{\delta}$ имеет разный

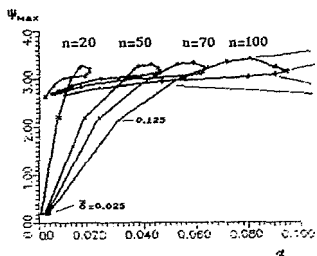


Рис.2.48. Зависимость максимального значения коэффициента рассеяния Ψ_{\max} от амплитуды углового деформирования $\bar{\alpha}$, предварительного поджатия $\bar{\delta}$ и числа пластин в пакете n .

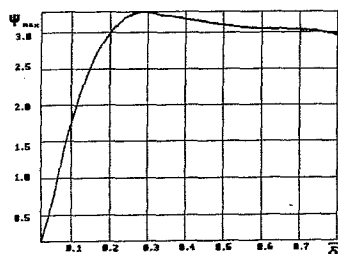


Рис. 2.47. Зависимость максимального значения коэффициента рассеяния Ψ_{\max} от безразмерного зазора $\bar{\delta}$.

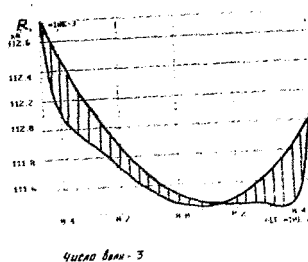


Рис.2.49. Зависимость осевой силы сопротивления, возникающей в процессе углового деформирования пакета парой сил.

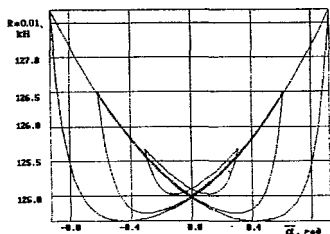


Рис.2.50. Зависимость силы сопротивления пакета от амплитуды углового деформирования для пакета с четным числом пролетов m .

делять числу и расположению вершин гофрированного пакета. Так, если число пролетов m является нечетным, то равнодействующая сил реакции будет смещена в сторону большего числа волн и характеристика $R(\alpha)$ будет несимметричной (рис.2.49). При четном числе m характеристика $R(\alpha)$ симметрична и носит гистерезисный характер (рис.2.50).

На рис. 2.51 в изометрии показаны зависимости угловой жесткости C_y как функции двух параметров: амплитуды углового деформирования $\bar{\alpha}$ и углового расположения плоскости деформирования, определяемого параметром $\bar{\varphi}_i = \frac{\varphi_i}{\chi}$, а также от числа пролетов m . Как видно из рисунка C_y имеет два максимальных значения: на малых и предельно возможных амплитудах деформирования, а на промежутке $0,15 \leq \bar{\alpha} \leq 0,85$ почти не изменяет своего значения. Выяснено также, что пакеты с нечетным числом пролетов более изотропны. У них зависимости $\psi(\bar{\delta}, \bar{\alpha})$, и $C_y(\bar{\delta}, \bar{\alpha}_1)$ циклически симметричны в пределах половины углового шага пакета; у пакетов с четным числом пролетов такая симметричность характеристик повторяется через один шаг.

В результате исследований кроме всего прочего можно сделать один важный вывод. Вследствие нелинейности характеристик демпфера в виде пакета гофрированных шайб при его угловом нагружении возникает осевая сила, центр приложения которой для нечетного числа гофров смещен в сторону полуокружности с большим числом волн. Это обстоятельство можно использовать для уменьшения кривизны вала от действия веса ротора.

уровень (рис. 2.48). Так для любого числа пластин n ψ_{\max} с увеличением $\bar{\alpha}$ сначала сдвигается в область больших относительных натягов (\approx до $\bar{\delta} = 0,45$), затем экстремум сдвигается в область меньших значений амплитуд α . При этом наибольшее значение $\psi_{\max \max} \approx 3,5$ и лежит в области $\bar{\delta} \approx 0,25 \dots 0,35$ при всех значениях $20 \leq n \leq 100$, и чем больше n , тем при большем значении $\bar{\alpha}$.

При разработке конструкции демпфера должное внимание нужно уделять числу и расположению вершин гофрированного пакета. Так, если число пролетов m является нечетным, то равнодействующая сил реакции будет смещена в сторону большего числа волн и характеристика $R(\alpha)$ будет несимметричной (рис.2.49). При четном числе m характеристика $R(\alpha)$ симметрична и носит гистерезисный характер (рис.2.50).

На рис. 2.51 в изометрии показаны зависимости угловой жесткости C_y как функции двух параметров: амплитуды углового деформирования $\bar{\alpha}$ и углового расположения плоскости деформирования, определяемого параметром $\bar{\varphi}_i = \frac{\varphi_i}{\chi}$, а также от числа пролетов m . Как видно из рисунка C_y имеет два максимальных значения: на малых и предельно возможных амплитудах деформирования, а на промежутке $0,15 \leq \bar{\alpha} \leq 0,85$ почти не изменяет своего значения. Выяснено также, что пакеты с нечетным числом пролетов более изотропны. У них зависимости $\psi(\bar{\delta}, \bar{\alpha})$, и $C_y(\bar{\delta}, \bar{\alpha}_1)$ циклически симметричны в пределах половины углового шага пакета; у пакетов с четным числом пролетов такая симметричность характеристик повторяется через один шаг.

В результате исследований кроме всего прочего можно сделать один важный вывод. Вследствие нелинейности характеристик демпфера в виде пакета гофрированных шайб при его угловом нагружении возникает осевая сила, центр приложения которой для нечетного числа гофров смещен в сторону полуокружности с большим числом волн. Это обстоятельство можно использовать для уменьшения кривизны вала от действия веса ротора.

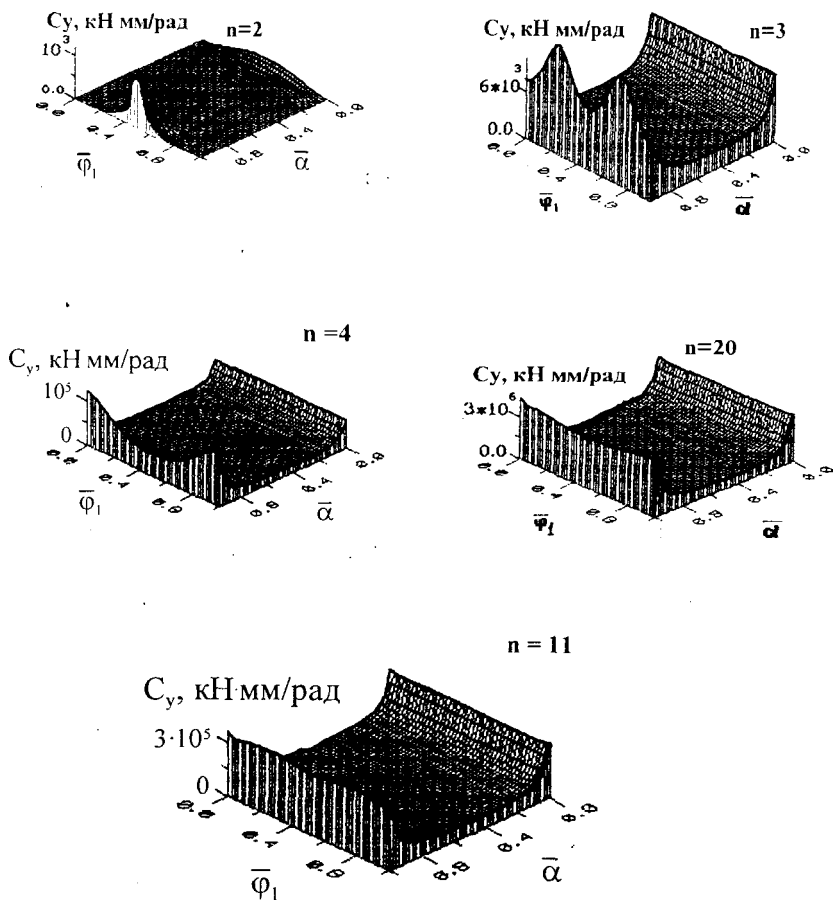


Рис. 2.51. Зависимости угловой жесткости C_y как функции двух параметров: амплитуды углового демпфирования $\bar{\alpha}$ и углового расположения плоскости деформирования, определяемого параметром $\bar{\varphi}_1$, а также от числа пролетов n .

2.4. Математическая модель гидродинамики тонкого слоя жидкости, движущегося в многослойном гофрированном демпфере по каналам с переменным сечением

В работах А.И.Белюсова, Н.И.Старцева [31], Н.Д.Кузнецова [66...77], ряде других работ по гидродинамическому демпфированию [95, 96, 109, 144, 117, 156, 85, 116] показано, что эффективность гидродинамических демпферов (ГДД) с выдавливаемой пленкой зависит от характера движения жидкости по организованным в них каналам. Если жидкость движется по бесконечному кольцевому каналу (т.н. «длинный» ГДД), эффективность его довольно высока и в несколько раз выше чем у «коротких» ГДД, где жидкость всасывается и вытесняется в торцы опоры. Для организации кольцевого канала в многослойных гофрированных демпферах можно создать специальные проходы в местах контакта вершин гофров с корпусом и вибратором. Это несомненно увеличит возможности упругодемпферных опор по обеспечению низкого уровня вибраций, и, тем самым, увеличит надежность аэрокосмической техники.

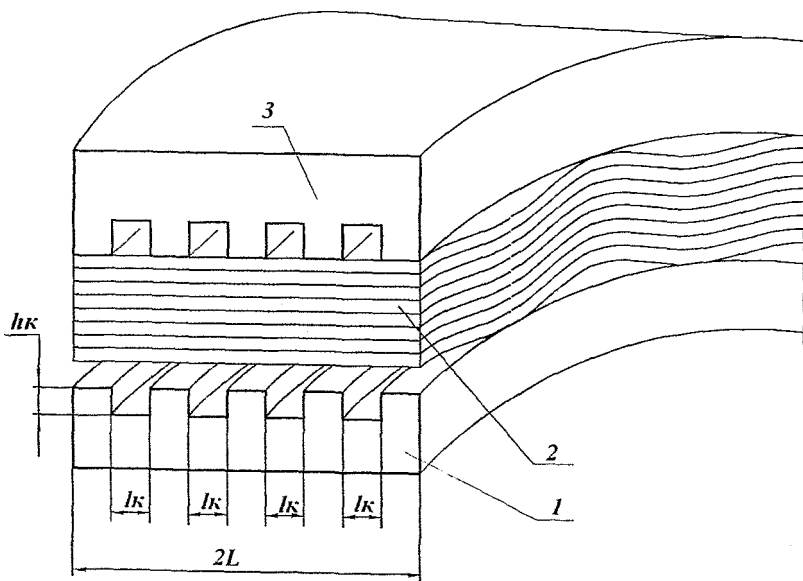


Рис.2.52. Комбинированный демпфер роторов ГТД:
1 - вибратор; 2 - пакет гофрированных лент; 3 - статор

Вместе с тем, следует отметить, что конструкторы авиационных двигателей крайне неохотно идут на усложнение упругодемпферных опор. В качестве одной из многочисленных отговорок является вопрос о наличии методик расчета характеристик демпфера. В связи с этим настоящий *чисто теоретический* раздел¹ выполнен с целью приближения времени, когда сложность опоры будет носить для конструкторов второстепенный характер и главным будет возможность опоры обеспечить безвибрационную работу двигательной установки.

Итак, рассмотрим задачу об определении гидродинамической силы сопротивления комбинированного демпфера [91], демпфирующие свойства которого конструктивно обусловлены постановкой гофрированного упругого пакета 2 между вибратором 1 и статором 2 и циркуляцией жидкости в рабочем зазоре (рис. 2.52). Для обеспечения циркуляции жидкости на поверхностях вибратора и статора выполнены специальные канавки шириной l_k и глубиной h_k . Для построения системы дифференциальных уравнений, определяющих предельно максимальный уровень гашения колебаний ротора на опорах с исследуемыми демпферами, следует обратиться к моделям «квазикороткого» или «квазидлинного» демпферов, в известной степени учитывающих специфику работы реального демпфера. Это позволит, имея необходимый запас надежности, более глубоко провести аналитическое решение поставленной задачи.

Упрощенная расчетная схема демпфера и принятая система координат представлена на рис.2.53. Здесь R - радиус шипа демпфера, φ_1 и e - полярные координаты, центра шипа O_1 , φ - угол, отсчитываемый от линии центров в области широкого рабочего зазора, соответствующий величине переменного рабочего зазора

$$h = \delta + e \cdot \cos \varphi, \quad (2.131)$$

где δ - радиальный зазор демпфера, x - дуговая координата частицы жидкости, отсчитываемая от вертикальной оси η , жестко связанной со статором; y, z - радиальная и осевая координаты, начало которых лежит на поверхности проточной камеры статора; φ_1 - угол прецессии вибратора демпфера. На рис.2.53 гофрированный демпфер показан волнистой упругой диафрагмой 2, расчет которой осуществляется по одной из методик разделов 2.1...2.3.

В данной работе объемное течение жидкости в демпфере находится как суперпозиция плоских течений. Это достигается применением метода малого параметра. Малый параметр, калибруя члены по величине порядка, дает возможность расщепить систему уравнений, а, следовательно и движения жидкости на простейшие с последующим последовательным интегрированием.

¹ Полное содержание работы опубликовано в сборнике «Проблемы и перспективы развития двигателестроения в поволжском регионе» [87].

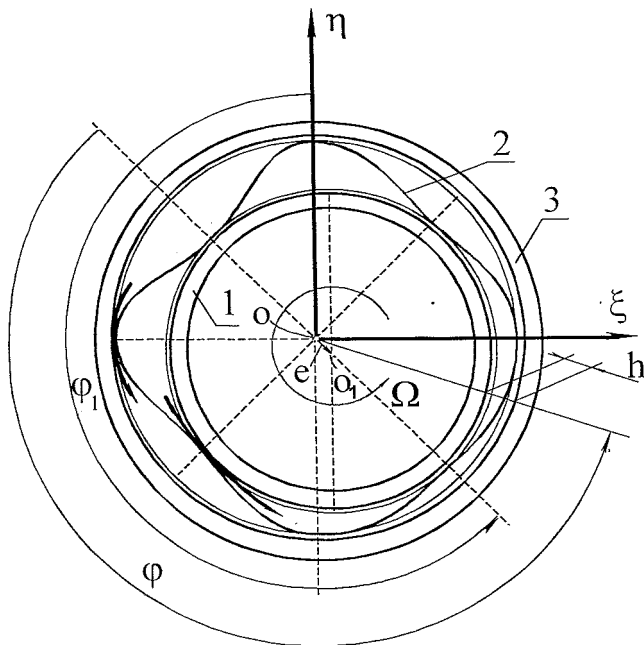


Рис.2.53. Упрощенная расчетная схема гидродинамической части комбинированного демпфера: 1 - вибратор; 2 - условно показанный многослойный пакет; 3 - статор.

С целью выделения малого параметра, введем безразмерные масштабные комплексы, поставленные в соответствие пространственно-временным координатам и полю скоростей жидкости. Структура комплексов заимствована из решения модельной задачи о сдвливании слоя вязкого вещества параллельными пластинками [116] при поступательном движении одной из них со скоростью v_0 . При этом форма гофрированной ленты аппроксимируется пластинкой параллельной стенкам рабочего зазора и разделяющей его на области, примыкающие к статору и вибратору демпфера. Для первой из названных областей справедливы соотношения

$$\begin{aligned}
 x &= R\bar{x}, y = \delta\bar{y}, z = L\bar{z}, t = T\bar{t}, u = \frac{3v_0R}{h}\bar{u}, \\
 v &= \frac{v_0}{2}\bar{v}, w = \frac{kv_0L}{h}\bar{w}, p = \frac{6\mu v_0L^2}{h^3}\bar{p}.
 \end{aligned}
 \tag{2.132}$$

Принимая $\delta = h$ и число Рейнольдса близкое к критическому $Re = \frac{R}{\delta}$, введем $Re = \frac{v_0 R \rho \delta}{h \mu}$. Тогда с учетом (2.130)

$$p = \frac{6v_0^2 \rho L^2}{h^2} \bar{p}, \quad (2.133)$$

где ρ - плотность смазки. Подставляя (2.131), (2.132) в систему уравнений Навье-Стокса и характеризуя отношение локальной инерционной силы к конвективной числом Струхала $Sh = \frac{\delta}{Tv_0}$, приходим к начально-краевой задаче,

где вклад каждого слагаемого оценивается по степени малого параметра ε

$$\begin{aligned} & \frac{\partial u_1}{\partial t} + u_1 \frac{\partial u_1}{\partial x} + v_1 \frac{\partial u_1}{\partial y} + \varepsilon w_1 \frac{\partial u_1}{\partial z} = \\ & = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p_1}{\partial x} + \nu \cdot \left(\varepsilon^3 \frac{\partial^2 u_1}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_1}{\partial y^2} + \varepsilon^2 \frac{\partial^2 u_1}{\partial z^2} \right); \\ & \varepsilon^2 \frac{\partial v_1}{\partial t} + \varepsilon^2 u_1 \frac{\partial v_1}{\partial x} + \varepsilon^2 v_1 \frac{\partial v_1}{\partial y} + \varepsilon^3 w_1 \frac{\partial v_1}{\partial z} = \\ & = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p_1}{\partial y} + \nu \cdot \left(\varepsilon^2 \frac{\partial^2 v_1}{\partial x^2} + \varepsilon \frac{\partial^2 v_1}{\partial y^2} + \varepsilon^3 \frac{\partial^2 v_1}{\partial z^2} \right); \\ & \varepsilon^2 \frac{\partial w_1}{\partial t} + \varepsilon^2 u_1 \frac{\partial w_1}{\partial x} + \varepsilon^2 v_1 \frac{\partial w_1}{\partial y} + \varepsilon^3 w_1 \frac{\partial w_1}{\partial z} = \\ & = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p_1}{\partial z} + \nu \left(\varepsilon^3 \frac{\partial^2 w_1}{\partial x^2} + \varepsilon \frac{\partial^2 w_1}{\partial y^2} + \varepsilon^2 \frac{\partial^2 w_1}{\partial z^2} \right); \\ & \frac{\partial u_1}{\partial x} + \frac{\partial u_1}{\partial y} + \frac{\partial u_1}{\partial z} = 0; \\ & u_1(x, y, z, 0) = 0; \\ & w_1(x, y, z, 0) = 0; \\ & u_1(x, 0, z, t) = v_1(x, 0, z, t) = w_1(x, 0, z, t) = 0; \\ & u_1(x, h_1, z, t) = w_1(x, h_1, z, t) = 0; \end{aligned} \quad (2.134)$$

$$v_1(x, h_1, z, t) = -\frac{\partial h_1}{\partial t} = -\frac{1}{2}(\dot{e} \cos \varphi + e \dot{\varphi}_1 \sin \varphi) \left(1 + \cos \frac{ml_k}{2\pi R} x\right);$$

$p_1(\pi R, y, z, t) = p_1(2\pi R, y, z, t) = p_n$ для гипотезы полупленки;
 $p_1(0, y, z, t) = p_1(2\pi R, y, z, t) = p_n$ - для гипотезы полной пленки.

Здесь p_n - известное давление подачи в рабочий зазор,

$$h_1 = \delta_3 + \frac{h}{2} \left(1 + \cos \frac{2\pi}{ml}\right), \quad (2.135)$$

переменная высота рабочего зазора демпфера, отсчитываемая от криволинейной оси x , $\delta_3 = \frac{nh_k l_k}{2L}$ - эквивалентная высота проточной камеры в местах контакта гофров со статором или вибратором, l_k - ширина одной камеры, h_k - высота камеры, n - количество камер по ширине демпфера, $2L$ - ширина вибратора демпфера, m - количество волн гофра, соответствующее углу x/R , l - длина камеры под одним гофром, $R = ml/2\pi$ (рис. 2.53).

Для области рабочего зазора, примыкающего к вибратору демпфера, масштабные комплексы определим с учетом граничного условия по скорости, обусловленного прецессионным движением вибратора. Обращаясь опять к модельной задаче о сдавливании жидкости двумя плоскостями, запишем граничные условия

$$u_0(x, 0, z) = 0, \quad v_0(x, 0, z) = \frac{v_0}{2}, \quad u_0(x, h, z) = u_0, \quad (2.136)$$

$$v_0(x, h, z) = -v_0, \quad p_0(0, y, z) = p_0(\pi R, y, z).$$

Здесь u_0, v_0 - скорости частиц жидкости на поверхности плоскостей. Используя (2.130), определим средние значения скоростей и давление

$$u = u_0, \quad v = v_0, \quad w = \frac{kv_0 L}{2h},$$

$$p = \frac{6v_0}{h^3} \left(\mu + \frac{\rho h v_0}{5}\right) (L-x)x + \frac{\rho u_0 v_0 x}{2h}. \quad (2.137)$$

Для выделения приоритетного слагаемого, вносящего наибольший вклад в функцию давления (2.137), введем число Рейнольдса

$$Re = \frac{u_0 \delta \rho}{\mu} \text{ и поделим правую часть функции на } \frac{\mu h L x Re}{5u_0 \delta}. \text{ Отсюда сле-}$$

дует, что величины $\frac{6\nu_0\mu Lx}{h^3}$ и $\frac{\rho u_0 v_0 x}{2h}$ одного порядка, тогда как слагаемое

$\frac{6\nu_0^2\rho Lx}{5h^2}$ имеет второй порядок малости. Поэтому и здесь характерное давление определится в виде функции, представленной в (2.131). Связывая характерные скорости и геометрические параметры демпфера соотношением $\frac{v_0}{u_0} \cdot \frac{R}{\delta} = 1$, определим характерное давление для режима $Re \approx \frac{R}{\delta}$ по формуле (2.132).

Тогда краевая задача о движении жидкости в области, примыкающей к вибратору будет включать малый параметр следующим образом

$$\begin{aligned} & \frac{\partial u_2}{\partial t} + u_2 \frac{\partial u_2}{\partial x} + v_2 \frac{\partial u_2}{\partial y} + \varepsilon w_2 \frac{\partial u_2}{\partial z} = \\ & = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p_2}{\partial x} + \nu \left(\varepsilon^3 \frac{\partial^2 u_2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_2}{\partial y^2} + \varepsilon^2 \frac{\partial^2 u_2}{\partial z^2} \right); \\ & \varepsilon^2 \frac{\partial v_2}{\partial t} + \varepsilon^2 u_2 \frac{\partial v_2}{\partial x} + \varepsilon^2 v_2 \frac{\partial v_2}{\partial y} + \varepsilon^2 w_2 \frac{\partial v_2}{\partial z} = \\ & = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p_2}{\partial y} + \nu \cdot \left(\varepsilon^3 \frac{\partial^2 v_2}{\partial x^2} + \varepsilon \frac{\partial^2 v_2}{\partial y^2} + \varepsilon^3 \frac{\partial^2 v_2}{\partial z^2} \right); \\ & \varepsilon \frac{\partial w_2}{\partial t} + \varepsilon u_2 \frac{\partial w_2}{\partial x} + \varepsilon v_2 \frac{\partial w_2}{\partial y} + \varepsilon^2 w_2 \frac{\partial w_2}{\partial z} = \\ & = -\varepsilon \frac{1}{\rho} \frac{\partial p_2}{\partial z} + \nu \cdot \left(\varepsilon^3 \frac{\partial^2 w_2}{\partial x^2} + \varepsilon \frac{\partial^2 w_2}{\partial y^2} + \varepsilon^2 \frac{\partial^2 w_2}{\partial z^2} \right); \\ & \frac{\partial u_2}{\partial x} + \frac{\partial v_2}{\partial y} + \varepsilon \frac{\partial w_2}{\partial z} = 0; \end{aligned} \tag{2.138}$$

$$u_2(x, y, z, 0) = w_2(x, y, z, 0) = 0;$$

$$u_2(x, h_1, z, t) = w_2(x, h_1, z, t) = 0;$$

$$v_2(x, h_1, z, t) = -\frac{\partial h_1}{\partial t} = -\frac{1}{2}(\dot{e} \cos \varphi + e \dot{\varphi}_1 \sin \varphi) \left(1 + \cos \frac{2\pi x}{ml_k} \right);$$

$$u_2(x, h + \delta_3, t) = -e \dot{\varphi}_1 \cos \varphi + \dot{e} \sin \varphi;$$

$$v_2(x, h + \delta_3, t) = e \dot{\varphi}_1 \sin \varphi + \dot{e} \cos \varphi.$$

Условия по давлению имеют вид (2.127). Решение задач (2.138) и (2.132) ищем в форме разложений по параметру ε :

$$\begin{aligned} u_i &= \bar{u}_i + \varepsilon \cdot \hat{u}_i, v_i = \bar{v}_i + \varepsilon \cdot \hat{v}_i, w_i \\ &= \bar{w}_i + \varepsilon \cdot \hat{w}_i, p_i = \bar{p}_i + \varepsilon \cdot \hat{p}_i; (i = 1, 2) \\ e &= e_0 + \varepsilon \cdot e_1, \dot{e} = \varepsilon \cdot \dot{e}_1, \ddot{e} = \varepsilon \cdot \ddot{e}_1. \end{aligned} \quad (2.139)$$

Примем, что $\dot{\varphi}_1$ близка к некоторой постоянной Ω и медленно изменяется во времени. Следовательно, приращение $\Delta \dot{\varphi}_1$ за один цикл колебаний мало по сравнению с величиной Ω :

$$\Delta \dot{\varphi}_1 = \ddot{\varphi}_1 T + \frac{1}{2} \ddot{\ddot{\varphi}}_1 T^2 + \dots \ll \Omega,$$

где T - период колебаний. Отсюда следует, что $\ddot{\varphi}_1 \ll \Omega^2$, $\ddot{\ddot{\varphi}}_1 \ll \Omega^3$. Поэтому будем считать величину $\ddot{\varphi}_1$ - малой первого порядка, $\ddot{\ddot{\varphi}}_1$ - малой второго порядка и т.д.

Смешанная краевая задача (2.133) в нулевом приближении ($\varepsilon=0$) запишется в виде

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{u}_1}{\partial t} + \bar{u}_1 \frac{\partial \bar{u}_1}{\partial x} + \bar{v}_1 \frac{\partial \bar{u}_1}{\partial y} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}_1}{\partial x} + \nu \frac{\partial^2 \bar{u}_1}{\partial y^2}, \\ \frac{\partial \bar{p}_1}{\partial y} &= 0, \quad \frac{\partial \bar{u}_1}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}_1}{\partial y} = 0; \end{aligned} \quad (2.140)$$

$$\bar{u}_1(x, y, 0) = 0; \quad \bar{u}_1(x, 0, t) = \bar{v}_1(x, 0, t) = 0;$$

$$\bar{u}_1(x, h_1, t) = 0; \quad \bar{v}_1(x, h_1, t) = -\frac{1}{2} e_0 \dot{\varphi}_1 \sin \varphi \left(1 + \cos \frac{ml_k x}{2\pi R} \right); \quad (2.141)$$

$$\bar{p}_1(\pi R, y, 0, t) = \bar{p}_1(2\pi R, y, 0, t) = p_n - \text{для полупленки};$$

$$\bar{p}_1(0, y, 0, t) = \bar{p}_1(2\pi R, y, 0, t) = p_n - \text{для полной пленки.}$$

Для интегрирования системы уравнений Рейнольдса (2.139) используем идею Слезкина – Тарга [87] метода усреднения членов инерции по толщине пленки. Обозначим

$$A_1(x, t) = \frac{\rho}{\mu h_1} \int_0^{h_1} \left(\frac{\partial \bar{u}_1}{\partial t} + \bar{u}_1 \frac{\partial \bar{u}_1}{\partial x} + \bar{v}_1 \frac{\partial \bar{u}_1}{\partial y} \right) + \frac{1}{\mu} \frac{\partial \bar{p}_1}{\partial x}. \quad (2.142)$$

Тогда первое уравнение (2.134), с учетом граничных условий интегрируется по y

$$\bar{u}_1(x, y, t) = \frac{1}{2} A_1(x, t) \cdot (y^2 - h_1 y). \quad (2.143)$$

Из уравнений неразрывности, используя граничное условие при $y=0$, находим

$$\bar{v}_1 = \int_0^y \frac{\partial \bar{u}_1}{\partial x} = - \left[\frac{1}{2} \frac{\partial A}{\partial x} \left(\frac{y^3}{3} - h_1 \frac{y^2}{2} \right) - \frac{y^2}{4} A_1 \frac{\partial h_1}{\partial x} \right]. \quad (2.144)$$

Подчиняя решение (2.142) граничному условию по скорости при $y=h_1$, приходим к линейному относительно A_1 неоднородному уравнению

$$-\dot{h}_1 = \frac{1}{4} \left(\frac{h_1^3}{3} \frac{\partial A_1}{\partial x} + h_1' A_1 \right),$$

$$\text{где } \dot{h}_1 = \frac{\partial h_1}{\partial t} = \frac{1}{2} e_0 \dot{\varphi}_1 \sin \varphi \left(1 + \cos \frac{x}{R} \right), \quad \text{а} \quad (2.145)$$

$$h_1' = -\frac{e_0}{2R} \cdot \left(1 + \cos \frac{x}{R} \right) \cdot \sin \varphi - \frac{1}{2R} (\delta + e_0 \cos \varphi) \cdot \sin \frac{x}{R}.$$

Рассматривая равенство (2.134) как формулу замены переменной и принимая во внимание уравнение (2.143), выразим частную производную

$$\frac{\partial A}{\partial x} = \frac{\partial A}{\partial h_1} h_1' + \frac{\partial A}{\partial \dot{h}_1} \dot{h}_1' + \frac{\partial A}{\partial h_1''} h_1'' = \frac{\partial A}{\partial h_1} h_1' + O(\varepsilon),$$

$$\text{где } \dot{h}'_1 = \frac{\partial A'_1}{\partial x} = \frac{e_0}{2R} \dot{\varphi}_1 \left[\cos \varphi \left(1 + \cos \frac{x}{R} \right) - \sin \varphi \sin \frac{x}{R} \right], \text{ а}$$

$$h''_1 = \frac{\partial \dot{h}'_1}{\partial x} = \frac{e_0}{2R} \left[\sin \varphi \sin \frac{x}{R} - \cos \varphi \left(1 + \cos \frac{x}{R} \right) \right] + \frac{1}{2R^2} \left[e_0 \sin \varphi \sin \frac{x}{R} - (\delta + e_0 \cos \varphi) \cos \frac{x}{R} \right].$$

В итоге получим

$$\frac{\partial A_1}{\partial h_1} + \frac{3A_1}{h_1} = -\frac{12\dot{h}_1}{h_1^3 h'_1}. \quad (2.146)$$

При $\frac{x}{R} = \pi$ правая часть обращается в нуль, в чем нетрудно убедиться, раскрывая неопределенность вида 0/0 (дифференцируя по $\alpha=x/R$ и определяя значение при $\alpha=\pi$).

Общее решение уравнения (2.146) имеет вид

$$A_1 = -\frac{12\dot{h}_1}{h'_1 h_1^2} + \frac{C_1}{h_1^3}. \quad (2.147)$$

С учетом (2.147) определим с точностью до ε^0 компоненты вектора скорости по формулам (2.140), (2.141)

$$\begin{aligned} \bar{u}_1 &= \frac{6\dot{h}_1}{h_1^2 h'_1} (h_1 - y)y - \frac{C_1}{2h_1^3} (h_1 - y)y = \\ &= \frac{1}{2h_1^3} \left(\frac{12h_1 \dot{h}_1}{h'_1} - C_1 \right) (h_1 - y)y. \end{aligned} \quad (2.148)$$

Перейдем в равенстве (2.142) к новой независимой переменной по формуле (2.134). Для упрощения исследования перейдем к новым независимым переменным по формулам

$$h_1 = \delta_3 + \frac{1}{2} \left(\delta - e_0 \cdot \cos\left(\frac{2\pi x}{ml_k} - \varphi_1\right) \right) \left(1 + \cos\frac{2\pi}{ml_k} \right);$$

$$y_1 = y,$$

$$\tau = t.$$

Тогда частные производные в (2.143) примут вид

$$\frac{\partial \bar{u}_1}{\partial x} = \frac{\partial \bar{u}_1}{\partial h_1} h_1'; \quad \frac{\partial \bar{u}_1}{\partial y} = \frac{\partial \bar{u}_1}{\partial y_1}; \quad \frac{\partial \bar{u}_1}{\partial t} = \frac{\partial \bar{u}_1}{\partial h_1} \dot{h}_1 + \frac{\partial \bar{u}_1}{\partial \tau}.$$

В итоге радиальная составляющая скорости примет вид

$$\bar{v}_1 = \frac{C_1 h_1'}{2h_1^4} y^3 - \frac{4\dot{h}_1}{h_1^3} y^3 + \frac{3\dot{h}_1}{h_1^2} y^2 - \frac{C_1 h_1'}{2h_1^3} y^2. \quad (2.149)$$

Из равенства (2.140) найдем градиент давления

$$\frac{\partial \bar{p}_1}{\partial x} = \frac{C_1 \mu}{h_1^3} - \frac{12\mu \dot{h}_1}{h_1^2 h_1'} - \frac{2C_1 \rho h_1'}{h_1^2} - \frac{C_1 \rho h_1'}{h_1^3}. \quad (2.150)$$

Для упрощения интегрирования (2.148), перейдем к новой независимой переменной

$$\frac{\partial \bar{p}_1}{\partial x} = \frac{\partial \bar{p}_1}{\partial h_1} h_1'.$$

Тогда искомое давление запишется в виде

$$\bar{p}_1 = \frac{12\mu \dot{h}_1}{h_1 (h_1')^2} - \frac{C_1 \mu}{2h_1^2 h_1'} + \frac{2C_1 \rho}{h_1} + \frac{C_1 \rho}{6h_1^2} + C_2. \quad (2.151)$$

Фактическое значение C_2 зависит от граничных условий по давлению, а следовательно, определится при анализе режимов половинного и полного охвата шипа пленкой.

Для определения дополнительного давления \hat{p}_1 следует построить систему дифференциальных уравнений в первом приближении. С этой целью подставим разложения (2.138) в систему (2.133) и приравняем коэффициенты при первой степени малого параметра.

$$\begin{aligned} \frac{\partial \hat{u}_1}{\partial t} + \bar{u}_1 \frac{\partial \hat{u}_1}{\partial x} + \bar{v}_1 \frac{\partial \hat{u}_1}{\partial y} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \hat{p}_1}{\partial x} + \nu \frac{\partial^2 \hat{u}_1}{\partial y^2} - \frac{\partial \bar{u}_1}{\partial x} \bar{u}_1 - \frac{\partial \bar{u}_1}{\partial y} \bar{v}_1 - \frac{\partial \bar{u}_1}{\partial z} \bar{w}_1, \\ -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \hat{p}_1}{\partial y} + \nu \frac{\partial^2 \bar{v}_1}{\partial y^2} &= 0, \quad -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \hat{p}_1}{\partial z} + \nu \frac{\partial^2 \bar{w}_1}{\partial y^2} = 0, \quad \frac{\partial \hat{u}_1}{\partial x} + \frac{\partial \hat{v}_1}{\partial y} + \frac{\partial \hat{w}_1}{\partial z} = 0. \end{aligned} \quad (2.152)$$

Интегрируя второе уравнение в системе (2.150) с нулевыми граничными условиями по давлению $\hat{p}_1(x, 0, z, t) = 0$, $\hat{p}_1(x, h_1, z, t) = 0$, определим искомые величины

$$\hat{p}_1 = \frac{6\mu h_1}{h_1^3} (y - h_1) y; \quad C_1 = \frac{12h_1 h_1'}{h_1'}. \quad (2.153)$$

Определим давление в рабочем зазоре демпфера, примыкающем к вибратору. Краевая задача в нулевом приближении будет иметь вид

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{u}_2}{\partial t} + \bar{u}_2 \frac{\partial \bar{u}_2}{\partial x} + \bar{v}_2 \frac{\partial \bar{u}_2}{\partial y} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}_2}{\partial x} + \nu \frac{\partial^2 \bar{u}_2}{\partial y^2}, \\ \frac{\partial \bar{p}_2}{\partial y} &= 0, \quad \frac{\partial \bar{u}_2}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}_2}{\partial y} = 0; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \bar{u}_2(x, y, 0) = 0; \bar{u}_2(x, h_1, t) = 0; \bar{u}_2(x, h + 2\delta_3, t) &= -e_0 \phi_1 \cos \varphi; \\ \bar{v}_2(x, h_1, t) = -\frac{1}{2} e_0 \phi_1 \sin \varphi \left(1 + \cos \frac{2\pi x}{ml_k} \right); \bar{v}_2(x, h + 2\delta_3, t) &= \\ &= e_0 \phi_1 \sin \varphi. \end{aligned} \quad (2.154)$$

Краевые условия по давлению определяются в зависимости от величины области примыкания масляной пленки к вибратору демпфера (режим пленки или полупленки).

Разыскивая решение по методу Слезкина-Тарга, находим окружную и радиальную компоненты скорости

$$\begin{aligned}
u_2 &= \frac{A_2}{2} \left[(y - h_1)^2 - (2\delta_3 + h - h_1) \right] - \frac{e_0 \phi_1 \cos \varphi}{2\delta_3 + h - h_1}, \\
v_2 &= \frac{1}{12} \frac{\partial A_2}{\partial x} \left[(6\delta_3 + 3h - h_1) h_1^2 - 6 \cdot \right. \\
&\quad \left. \left[\left\{ \left(\frac{y^2}{3} - h_1 y + h_1 \right) - (2\delta_3 + h - h_1) \left(\frac{y}{2} - h_1 \right) \right\} y \right] - \right. \\
&\quad \left. - \frac{1}{2} e_0 \phi_1 (1 + \cos \frac{x}{R}) \sin \varphi, \right.
\end{aligned} \tag{2.155}$$

удовлетворяющих граничным условиям (2.152). Функция A_2 с точностью до малого параметра примет вид

$$\frac{\partial A_2}{\partial h} \cong - \frac{3R\dot{\phi}_1}{\delta_3 \left(\frac{h}{2} - \delta_3 \right)^2}; \quad A_2 = \frac{6R\dot{\phi}_1}{\delta_3 \left(\frac{h}{2} - \delta_3 \right)}. \tag{2.156}$$

Удерживая члены порядка R/δ^2 , определим градиент давления в этой области

$$\frac{\partial \bar{p}_2}{\partial x} = - \frac{18\rho R^2 \dot{\phi}_1^2 (2\delta_3 + h - h_1) h h_1}{\delta_3^2 (h - 2\delta_3)^3}. \tag{2.157}$$

Давление \hat{p}_2 будет равно нулю.

Проецируя распределенные эпюры давлений жидкости, примыкающие к вибратору на два направления - вдоль вектора e и перпендикулярно ему, можно найти соответственно упругую и демпфирующую составляющие силы сопротивления гидродинамического демпфера, а затем и полную величину гидродинамической силы по известной формуле (2.15). Далее несложно вычислить сдвиг фаз между векторами гидродинамической силы и смещения вибратора (2.14), а по формулам (2.24) оп-

ределить гидродинамическую часть прецессионного гистерезиса в проекциях на координатные оси X и Y .

Используя настоящую методику, можно в совокупности с математическими моделями многослойного гофрированного демпфера получить две совокупности гистерезисов в проекции на оси X и Y : одна из них ($X_k(x)$ и $Y_k(y)$), - является гистерезисом опоры как системы конструкционного демпфирования и зависит только от конструктивных параметров демпфера и амплитуды его деформации; вторая часть ($X_r(x)$ и $Y_r(y)$), - является гистерезисом опоры как системы вязкого трения. Эти характеристики зависят от температуры и вязкости масла, а самое главное, - от частоты прецессии ротора турбомашин.

В демпферах комбинированного трения имеется уникальная возможность использования преимуществ как гидродинамических, так и демпферов сухого трения, причем на разных режимах возможно превалирование одних свойств перед другими в целях оптимизации вибрационного состояния двигателя.

Как уже указывалось в начале раздела, он является чисто теоретическим и поскольку пока нет в отечественном двигателестроении демпфера, соединяющего в себе гофрированный пакет с «длинным» ГДД, исследование его характеристик в широком масштабе не проводилось. Оно является предметом дальнейших работ. Вместе с тем, следует указать, что здесь есть большой и интересный фронт работ, связанный с исследованием демпферов с переменными параметрами.

2.5. Расчетное исследование характеристик гофрированных виброизоляторов, предназначенных для подвески агрегатов и ДЛА на подмоторной раме

Исследованию упругодемпфирующих характеристик (УДХ) многослойных гофрированных пакетов посвящен ряд работ [44, 159...161, 164, 87, 112, 157]. В работе [157] И.Д.Эскиным экспериментально исследована конструкция демпфера, набранного из двух гофрированных пакетов металлических лент [9] (рис. 2.54). При сборке гофрированные пакеты полностью выпрямлены хомутами. Получены зависимости рассеянной энергии, коэффициента поглощения и средней жесткости от амплитуды деформации пакета для определенных сочетаний числа гладких и гофрированных лент. К сожалению, все основные зависимости приведены в размерном виде, что не позволяет обобщить результаты на другие компоновки демпфера и условия его работы.

В работе [87] на базе широких экспериментальных и теоретических исследований предложена математическая модель нагружения многослойного гофрированного пакета лент, работающего в режиме одностороннего упругогистерезисного упора (рис. 2.55). Получены зависимости, описывающие упругогистерезисные кривые гофрированного пакета в диапазоне деформаций

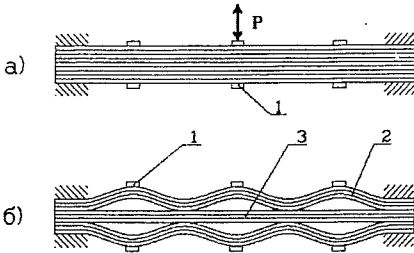


Рис.2.54. Демпфер из гофрированных и гладких лент: а) собранный демпфер; б) демпфер перед сборкой; 1 - хомуты; 2 - гофрированные ленты; 3 - гладкие ленты; P - знакопеременная нагрузка

не превышающих высоты гофра. Примечательным в работе [87] является то, что для исследования впервые были применены безразмерные координаты η и ξ (см. выраж. (8) и (11) в [111]), в которых получено единственное поле упругогистерезисных петель, являющееся безразмерной критериальной характеристикой упругодемпфирующих свойств исследуемого пакета. Выведены условия подобия многослойных гофрированных пакетов по упруго-

демпфирующим свойствам. К сожалению, в работе [87] не исследовались особенности расчета УДХ многослойных гофрированных пакетов, работающих в режиме двустороннего упора. Некоторые отрывочные сведения по свойствам многослойных гофрированных демпферов приведены в работах [159-164], но составить цельную картину характеристик по указанным работам невозможно.

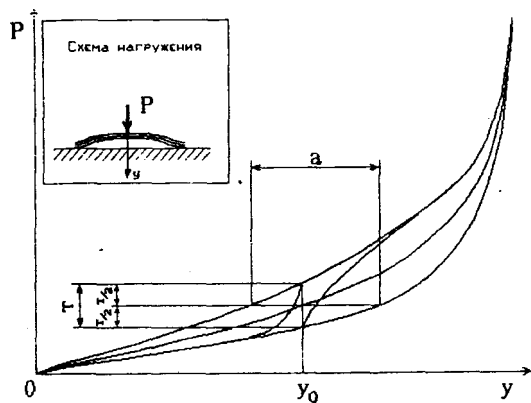


Рис.2.55. Петля гистерезиса при одноосном нагружении

Известны случаи применения двусторонних упруго-гистерезисных гофрированных пакетов, один из возможных вариантов которых приведен на рис.2.56. Такие демпферы компактны, имеют малый вес, технологичны в изготовлении и надежны в эксплуатации. Разработке методики расчета данной конструкции и всестороннему исследованию ее УДХ и посвящен настоящий раздел¹.

Рассмотрим процессы деформирования многослойного гофрированного демпфера, работающего в режиме двустороннего упора (рис.2.57). Демпфер состоит из двух одинаковых гофрированных пакетов 1 и 2, расположенных между корпусом 4 и центральным телом 3. Перед сборкой каждый из пакетов 1 и 2 имеет высоту гофра h^* , после сборки остаточная высота гофра составляет величину δ (зазор). Таким образом центральное тело 3 имеет возможность перемещаться вдоль оси y в пределах от минус δ до $+\delta$.

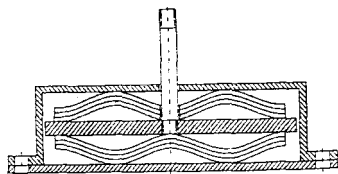


Рис.2.56. Вариант демпфера на основе гофрированных пакетов пластин

¹ Полностью работа опубликована в [111].

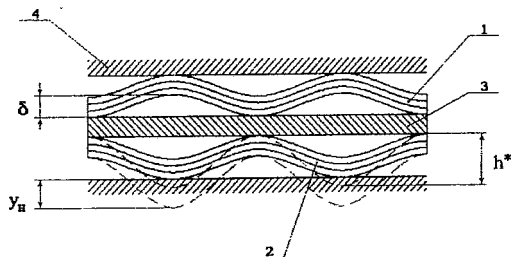


Рис.2.57. Многослойный гофрированный демпфер, работающий в режиме двустороннего упора.

Пусть каждый пакет демпфера набран из n лент, имеет m гофров, выполнен из одного материала с модулем упругости E . Толщину каждой ленты обозначим, как и в работе [87], через h , шаг - t , ширину - b . Математическая модель упругогистерезисных петель каждого из многослойных пакетов описывается формулами (2.2) - (2.11). Для более гладкой аппроксимации зависимости $\bar{R}(\xi)$ выражение (2.9) запишем в виде:

$$R(\xi) = \begin{cases} \left| \operatorname{tg} \left(\frac{\pi \xi}{2} \right) \right| \cdot [10 + 20 \cdot t h (3 - 3\xi)], & \text{если } \xi > 0 \\ 0, & \text{если } \xi \leq 0. \end{cases} \quad (2.158)$$

Это выражение, в отличие от (2.9), не имеет разрыва первой производной в точке $\xi = 0,6$ и хорошо согласуется с экспериментом [143] (рис.2.58).

Зная аналитические выражения, описывающие ветви упругогистерезисных петель каждого из многослойных пакетов, можно составить расчетную модель всего демпфера (см. рис.2.57), используя схему взаимодействия гистерезисных петель, показанную на рис.2.59. Условно примем, что процесс нагружения демпфера происходит при плоском перемещении центрального тела 3 (см. рис.2.57) в положительном направлении оси y , а процесс разгрузки - в противоположном направлении. Кроме того, отметим, что за начало координат деформирования y каждого из отдельных пакетов демпфера приняты точки их ненагруженного состояния (точки "0" на рис.2.59).

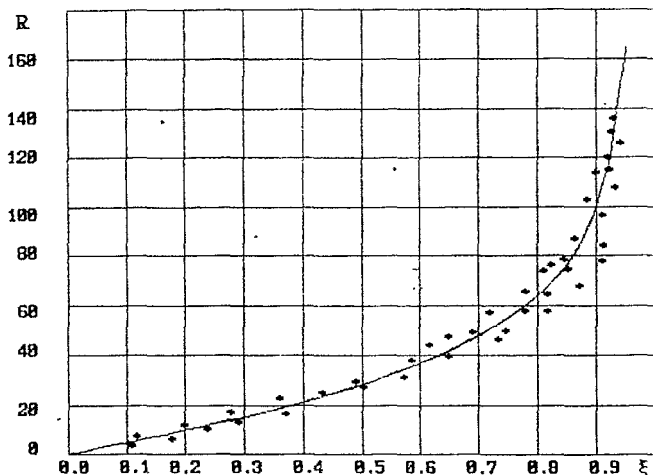


Рис.2.58. Зависимость безразмерной среднениклической силы \bar{R} от безразмерной координаты ξ .

В процессе сборки демпфера деформирование пакетов идет по ветвям 0-1 (см. рис.2.59). Точки 1 соответствуют состояниям пакетов после сборки. При нагружении демпфера нижний пакет разгружается и процесс идет по кривой 1 - 1 - 2, а верхний - нагружается (кривая 1 - 2). Точки 2 соответствуют состояниям сформированных на величину амплитуды A пакетов демпфера. При разгрузке демпфера нижний пакет нагружается (кривая 2-1 - 1 - 3), а верхний разгружается (кривая 2 - 4 - 3). Точки 3 соответствуют состояниям пакетов разгруженного демпфера.

$$P^*(y^*, A, v=1) = P(y_n + y, y_n - A, v=1) - P(y_n - y, y_n + A, v=2). \quad (2.159)$$

При направлении центрального тела в отрицательном направлении по оси y будем иметь противоположную картину нагружения:

$$P^*(y^*, A, v=2) = P(y_n + y, y_n + A, v=2) - P(y_n - y, y_n - A, v=1). \quad (2.160)$$

где P^* - сила сопротивления демпфера; P - силы сопротивления пакетов; y_n - предварительный натяг (см. рис.2.59); A - амплитуда деформации.

Поскольку оба пакета одинаковы, их силы сопротивления определяются по общим формулам (2.2)-(2.11) со своим комплектом аргументов. Объединив формулы (2.152), (2.153) и подставив в них выражение (2.2), окончательно получим:

$$P^* (y_n^*, A, \nu) = U \cdot \left\{ R(\xi_n + \xi) + (-1)^{\nu+1} \cdot 0,5nT(\xi_n + \xi) + (-1)^\nu \cdot n \cdot T(\xi_n + (-1)^\nu \cdot A) \cdot k_T \exp \left[-\frac{10 \cdot |\xi + (-1)^{\nu+1} \cdot A|}{na(\xi_n + (-1)^\nu \cdot A) \cdot k_T} \right] - R(\xi_n - \xi) + (-1)^{\nu+1} \cdot 0,5nT(\xi_n - \xi) + (-1)^\nu \cdot nT \cdot (\xi_n + (-1)^{\nu+1} \cdot A) \cdot k_T \cdot \exp \left[-\frac{10 \cdot |(-1)^\nu \cdot A - \xi|}{na(\xi_n + (-1)^{\nu+1} \cdot A) \cdot k_T} \right] \right\}, \quad (2.161)$$

где

$$U = nmh^* E J k_{mt}^{-3}; \quad (2.162)$$

$$\xi_n = \frac{y_n}{h^*}; \quad (2.163)$$

k_T - коэффициент, учитывающий предысторию нагружения каждого из пакетов при малых амплитудах.

Для пояснения механизма формирования контуров петли при малых амплитудах и возникновения коэффициента k_T обратимся к рис.2.60. Допустим, на одном этапе нагрузки произвольно взятый пакет (верхний или нижний) деформируется по кривой 1-2. В точке 2 приращение деформации меняет знак, процесс нагружения прерывается не доходя до внешней границы A петли гистерезиса и начинается процесс разгружения. В настоящей работе принята гипотеза, заключающаяся в том, что любой процесс 2-3, начинающийся из произвольной точки, лежащей внутри плоскости, ограниченный двумя предельно кривыми поля упругогистерезисных петель A и B аффинно подобен процессу 2' - 3' начинающемся на границе петли. При этом коэффициент аффинных преобразований [36] кривых 2' - 3' в 2-3 зависит от соотношения:

$$k_T = \frac{P_2}{P_1}, \quad (2.164)$$

дважды входящего в зависимость (2.163). Смысл параметров p_1 и p_2 ясен из рис.2.60.

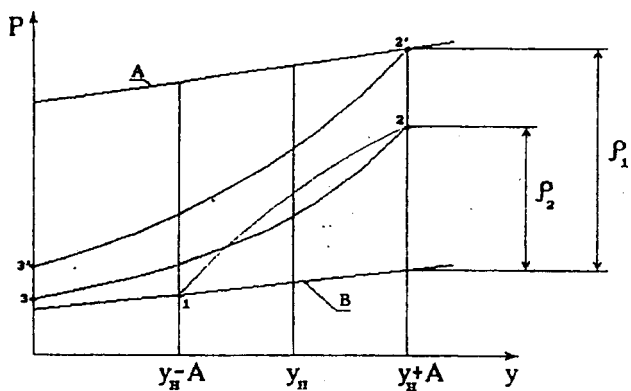


Рис.2.59. К пояснению формирования контуров петли гистерезиса при малых амплитудах.

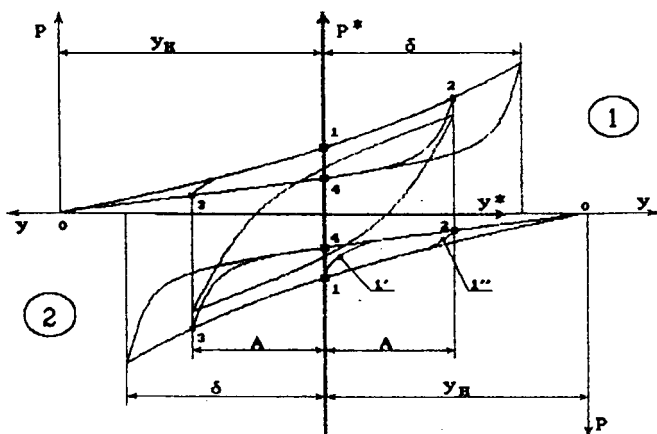


Рис.2.60. Схема взаимодействия упруго-гистерезисных петель отдельных пакетов демфера:
 1 - упругогистерезисная петля верхнего пакета демфера;
 2 - упругогистерезисная петля нижнего пакета демфера.

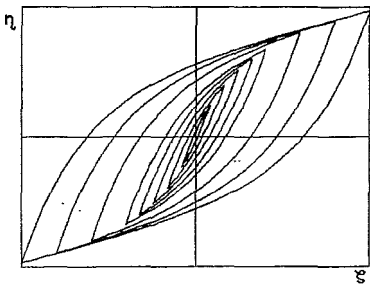


Рис.2.61. Типичное поле упруго-гистерезисных петель

Для удобства дальнейших исследований приведем зависимость (2.154) к безразмерному виду, приняв за базовые величины параметры U и δ , и построим поле петель в координатах

$$\eta = \frac{P}{U} \text{ и } \zeta = \frac{y}{\delta}.$$

Типичное поле упруго-гистерезисных петель, рассчитанное по приведенной в настоящей работе методике показано на рис.2.61.

Известно, что для систем конструкционного демпфирования с неизменяющимися на контактных поверхностях силами трения выполняется принцип Мазинга [168-171], заключающийся в том, что первичный процесс нагружения является уменьшенной в два раза копией повторного процесса.

Известно также [162], что кривая соединяющая вершины упруго-гистерезисных петель является первичным процессом нагружения. Для исследуемого гофрированного демпфера этот процесс показан на рис.2.62 (кривая 1).

На этом же рисунке показаны повторный процесс (кривая 3) и увеличенный в два раза первичный процесс (кривая 2). Не превышающее 10 процентов максимальное расхождение вышеуказанных кривых говорит об удовлетворительном качестве созданной математической модели и ее соответствии известному свойству систем конструкционного демпфирования, впервые отмеченному Мазингом в работах [168-171]. Некоторое расхождение можно объяснить тем, что исследуемый демпфер, строго говоря, является по классификации [143] системой с изменяющимися силами трения и применимость принципа Мазинга для таких систем стоит под вопросом.

На базе разработанной математической модели авторами проведено широкое расчетное исследование УДХ демпфера в виде зависимостей

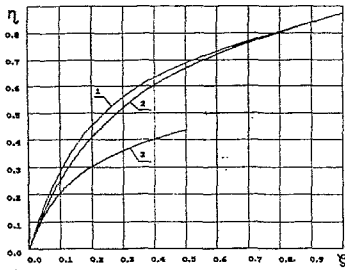


Рис.2.62. К пояснению принципа Мазинга

безразмерной средней жесткости c , коэффициента поглощения ψ , безразмерной рассеянной энергии W от безразмерных параметров - амплитуды деформации A зазора δ , числа пластин в каждом пакете n и числа волн гофров m , где

$$c = \frac{C}{U} \cdot \delta; \quad (2.165)$$

$$w = \frac{W}{U\delta}; \quad (2.166)$$

$$\psi = \frac{W}{0,5P_0A}; \quad (2.167)$$

$$\bar{A} = \frac{A}{\delta}; \quad (2.168)$$

$$\bar{\delta} = \frac{\delta}{h^*}; \quad (2.169)$$

где W - рассеянная циклическая энергия, определяемая как площадь упругогистерезисной петли, рассчитанной для заданной амплитуды:

$$W = \int_{-A}^A [P^*(y^*, A, \nu = 1) - P^*(y^*, A, \nu = 2)] dy^*, \quad (2.170)$$

C - среднециклическая жесткость:

$$C = \frac{P_0}{A}, \quad (2.171)$$

P_0 - амплитудное значение силы сопротивления демфера:

$$P_0 = P^*(y^* = A, A, \nu). \quad (2.172)$$

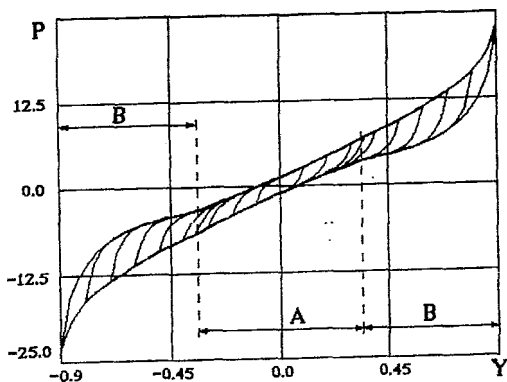


Рис.2.63. Поле упругогистерезисных петель виброизолятора, собранного с небольшим предварительным натягом.

На рис. 2.63. приведено поле упругогистерезисных петель построенное для виброизолятора, собранного с небольшим предварительным натягом пакетов ($\bar{\delta} = 0,75$). При этом в его работе могут реализоваться два режима:

1. Диапазон амплитуд деформаций таков, что каждый из пакетов работает без расстыковки с опорными поверхностями и появления зазора превышающего высоту гофра в свободном состоянии (режим А на рис.2.63).

2. При большой деформации один из двух пакетов расстыковывается с опорными поверхностями демпфера, безразмерный зазор становится больше 1,0 и данный пакет выключается из работы (режим В на рис.2.63).

Возникновение режимов В возможно при сборке демпферов с безразмерным зазором $0,5 < \delta \leq 1,0$. Наличие режимов расстыковки пакетов своеобразным образом сказывается как на форме упруго-гистерезисных петель, так и на жидкостных и демпфирующих характеристиках демпфера. Так переход из режима А в режим В сопровождается некоторым изломом упруго-гистерезисной петли и появлением существенно нелинейных участков (см.рис.2.63).

Весьма интересным является изучение зависимости $w(A, \delta, n)$. Прежде чем привести результаты наших исследований напомним основные результаты известных аналогичных систем конструкционного демпфирования. При изгибе консольной двухслойной балки, сжатой постоянной равномерно распределенной по длине сдвливающей нагрузкой, Гудманом и Клампом¹ [167] показано, что энергия, рассеиваемая за один цикл линейно зависит от амплитудного значения силы (или деформации). В то же время рассеянная энергия от сдвливающей нагрузки является параболической функцией, имеющей при определенном значении давления между слоями экстремум (см. [63], глава 3).

При изгибе балки с равномерно прижатыми к ней накладками Пановко Я.Г., Голубевым Д.И. и Страховым Г.И. [90] получена сложная зависимость рассеянной энергии от внешней нагрузки (изгибающего момента), являющаяся на начальном этапе кубической функцией амплитуды изгибающего момента и обратно пропорциональной функцией давления прижатия накладок, а на втором этапе (при полностью проскользнувших накладках) - линейной функцией амплитуды нагрузки ([63]).

Аналогичный результат получен Пановко Я.Г. при решении задачи о продольном нагружении упругой полосы, прижатой к жесткому основанию ([63], а также Г.И.Страховым [125, 126], В.П.Филекиным [134...136] для фланцевых и шовных соединений, Ю.А.Лебедевым для заклепочных соединений [79], В.И.Лебедевой [82] для двухслойной консоли, деформируемой произвольной периодической нагрузкой, С.М.Дорошко [51] для слоеных дисков.

Для исследуемого в настоящей работе виброизолятора зависимость безразмерной рассеянной энергии w от безразмерной амплитуды \bar{A} и безразмерного зазора $\bar{\delta}$, являющегося параметром, показана на рис.2.64. Из рисунка видно, что на начальном и среднем этапах деформирования демпфера зависимость $w(\bar{A})$ качественно подобна аналогичной зависимости для балки с равномерно прижатыми к

¹ Русский перевод статьи [167] приведен в [63].

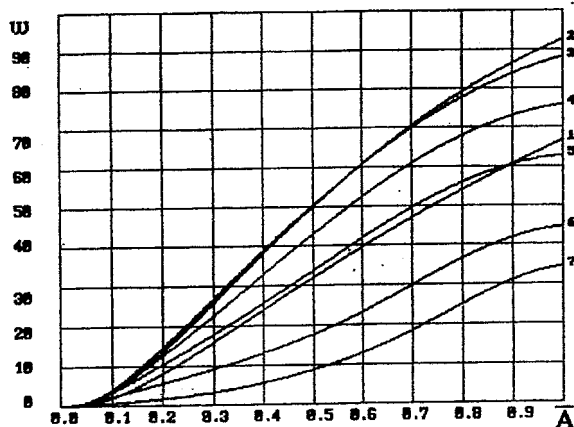


Рис.2.64. Зависимость безразмерной рассеянной энергии от безразмерной амплитуды. Значения безразмерного зазора $\bar{\delta}$: 1 - $\bar{\delta}=0,1$; 2 - $\bar{\delta}=0,2$; 3 - $\bar{\delta}=0,3$; 4 - $\bar{\delta}=0,4$; 5 - $\bar{\delta}=0,5$; 6 - $\bar{\delta}=0,6$; 7 - $\bar{\delta}=0,7$.

ней накладками [63]. При амплитудах $\bar{A} > 0,75$ кривая $w(\bar{A})$ начинает асимптотически стремиться к некоторому пределу, определяемому величиной безразмерного зазора $\bar{\delta}$ и числом пластин n в каждом из пакетов. Проведя соответствующие расчеты, можно для каждого типоразмера демпфера указать максимально возможное значение циклической рассеянной энергии, которое характеризует энергетические рассеивающие (или поглощающие) возможности устройства. Это значение будет определяться с учетом выражения (2.159) лишь тремя параметрами - U , δ и n .

На рис.2.65 приведена зависимость $w(\bar{\delta})$ при постоянных, но варьируемых параметрах безразмерной амплитуды \bar{A} . Интересным здесь является то, что в отличие от известных исследованных систем конструкционного демпфирования [63, 79, 134...136] зависимость $w(\bar{\delta})$ не

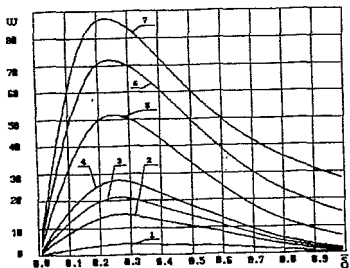


Рис.2.65. Зависимость безразмерной рассеянной энергии от безразмерной амплитуды. Значения безразмерного зазора \bar{A} : 1 - 0,1; 2 - 0,2; 3 - 0,3; 4 - 0,4;

является параболической и имеет экстремум при $\bar{\delta} \cong 0,25 + 0,28$ практически при любой амплитуде. Отсюда можно сделать важную рекомендацию для конструкторов: безразмерный зазор в пакетах целесообразно выполнять равным:

$$\bar{\delta} = 0,25 + 0,28, \quad (2.173)$$

или, что одно и то же, *предварительный натяг в пакетах желательно назначать равным 75% от высоты гофров h^* , т.е.*

$$y_{н}^{опт} = 0,75h^*. \quad (2.174)$$

Обычно диссипативные свойства систем конструкционного демпфирования оценивают коэффициентом поглощения, один из возможных вариантов определения которого представлен выражением (2.160) и который можно использовать при определении приближенной амплитудно-частотной характеристики одномассовой динамической системы ([89]);

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{p^2}\right)^2 + \left(\frac{\psi}{2\pi} \cdot \frac{\omega}{p}\right)^2}}. \quad (2.175)$$

На серии графиков, показанных на рис.2.66...2.70 приведены результаты расчетов коэффициента поглощения ψ от безразмерной амплитуды \bar{A} при постоянных, но варьируемых параметрах $\bar{\delta}$ и n .

Анализируя эту серию, можно сделать следующие выводы:

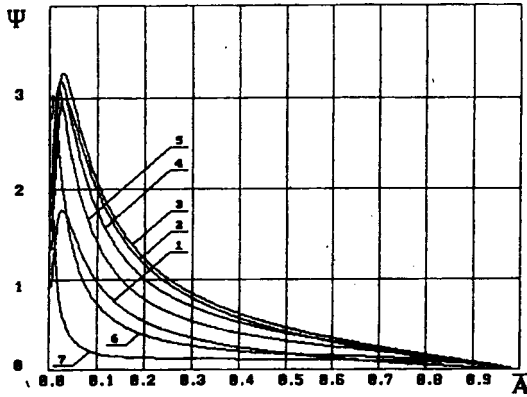


Рис.2.66. Зависимость коэффициента поглощения от безразмерной амплитуды. Значения безразмерного зазора : 1 - 0,1; 2 - 0,2; 3 - 0,3; 4 - 0,4; 5 - 0,5; 6 - 0,6; 7 - 0,7.

Число пластин в пакете $n = 10$

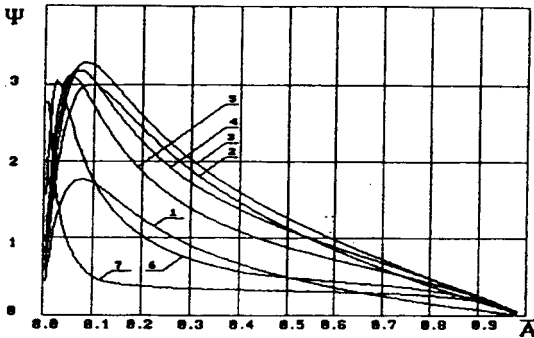


Рис.2.67. Зависимость коэффициента поглощения от безразмерной амплитуды. Значения безразмерного зазора $\bar{\delta}$: 1 - 0,1; 2 - 0,2; 3 - 0,3; 4 - 0,4; 5 - 0,5; 6 - 0,6; 7 - 0,7.

Число пластин в пакете $n = 30$

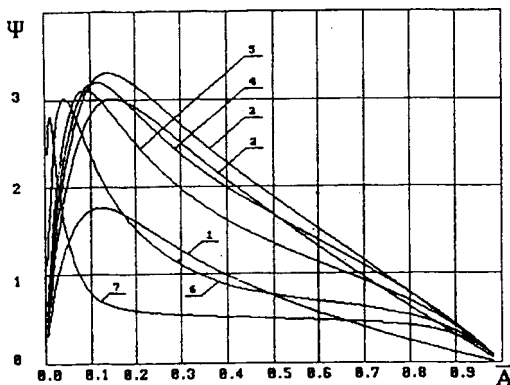


Рис.2.68. Зависимость коэффициента поглощения от безразмерной амплитуды. Значения безразмерного зазора $\bar{\delta}$: 1 - 0,1; 2 - 0,2; 3 - 0,3; 4 - 0,4; 5 - 0,5; 6 - 0,6; 7 - 0,7.

Число пластин в пакете $n = 50$

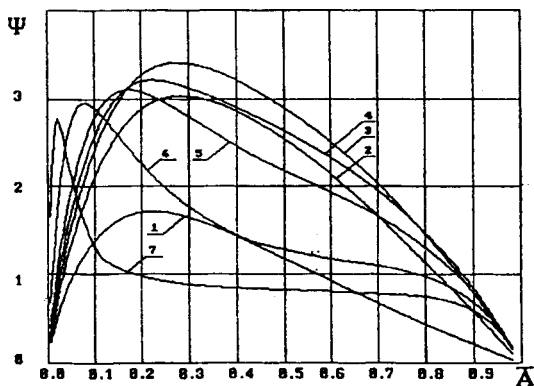


Рис.2.69. Зависимость коэффициента поглощения от безразмерной амплитуды. Значения безразмерного зазора $\bar{\delta}$: 1 - 0,1; 2 - 0,2; 3 - 0,3; 4 - 0,4; 5 - 0,5; 6 - 0,6; 7 - 0,7.

Число пластин в пакете $n = 80$

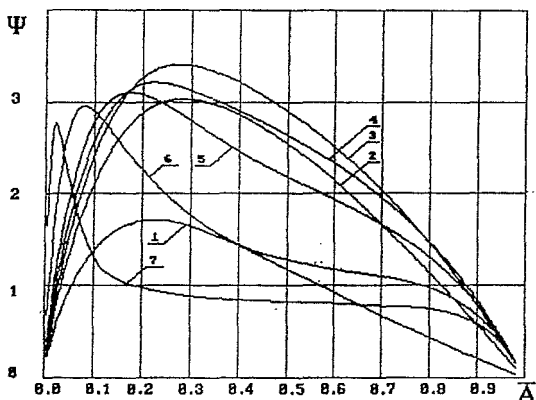


Рис.2.70. Зависимость коэффициента поглощения от безразмерной амплитуды. Значения безразмерного зазора $\bar{\delta}$: 1 - 0,1; 2 - 0,2; 3 - 0,3; 4 - 0,4; 5 - 0,5; 6 - 0,6; 7 - 0,7.
Число пластин в пакете $n=100$

1. Кривые $\psi(\bar{A})$ имеют характерный вид с левой крутой и правой пологой ветвями:

2. Максимальное значение коэффициента поглощения ψ_{\max} зависит от величины безразмерного зазора $\bar{\delta}$ и числа пластин n :

3. При увеличении числа пластин в каждом из пакетов точки ψ_{\max} в координатах $(\psi_{\max} - \bar{A})$ для любых значений безразмерного зазора $\bar{\delta}$ смещаются в сторону больших безразмерных амплитуд \bar{A} .

Геометрическое место множества точек ψ_{\max} в координатах $(\psi_{\max} - \bar{A})$ при изменении параметра $\bar{\delta}$ показано на рис.2.71. Стрелками на рис.2.71 показано направление увеличения параметра $\bar{\delta}$, который изменялся в расчетах в диапазоне от 0,1 до 0,9. При дальнейшем увеличении $\bar{\delta}$ от $\bar{\delta} = 0,9$ до $\bar{\delta} = 1,0$ кривые почти вертикально устремятся в точку $(0,0)$,

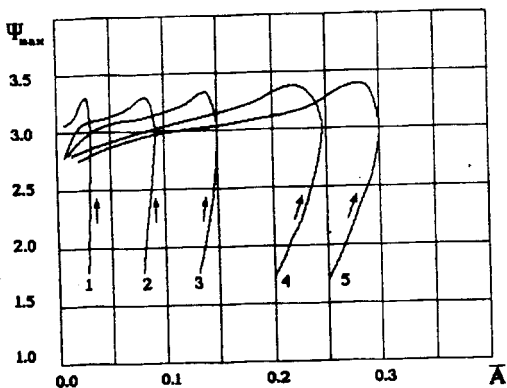


Рис.2.71. Зависимость максимального коэффициента поглощения от безразмерной амплитуды и числа пластин n . Число пластин n : 1 - 10; 2 - 30; 3 - 50; 4 - 80; 5 - 100.

поэтому они на рисунке не показаны¹.

4. Максимум коэффициент поглощения ψ достигает при $\bar{\delta} \cong 0,28$ (см. рис. 2.72) и в небольших пределах увеличивается при увеличении числа пластин n (рис.2.73). При этом безразмерная амплитуда, соответствующая экстремуму Ψ_{\max} , как уже указывалось ранее, зависит от числа пластин в каждом пакете.

Данная зависимость, которую в первом приближении можно считать линейной, показана на рис.2.74. На рис.2.72 показана зависимость $\psi(\bar{\delta})$ при постоянных значениях безразмерной амплитуды \bar{A} и числа пластин n , а на рис.2.75 аксонометрическое изображение функции $\psi(\bar{A}, \bar{\delta})$ и карта изолиний коэффициента поглощения ψ , которые дают наглядное представление о характере функции $\psi(\bar{A}, \bar{\delta})$.

В заключение остановимся на анализе жесткостных характеристик рассматриваемого виброизолятора. Безразмерная

¹ Работа [111], содержащая настоящий материал, к сожалению опубликована с большими опечатками, которые здесь устранены.

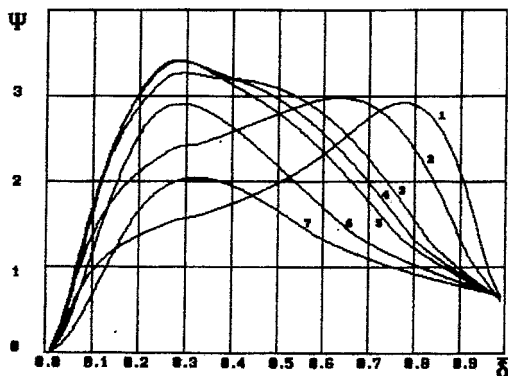


Рис.2.72. Зависимость коэффициента поглощения от безразмерного зазора $\bar{\delta}$. Значения безразмерной амплитуды \bar{A} : 1 - 0,05; 2 - 0,1; 3 - 0,2; 4 - 0,25; 5 - 0,3; 6 - 0,5; 7 - 0,7.

жесткость s , определяемая из выражения (2.158), характерным образом зависит от безразмерной амплитуды \bar{A} (рис.2.76) и безразмерного зазора $\bar{\delta}$ (рис.2.77).

Если вид кривых $s(\bar{A})$ в общем-то был известен [112, 159, 161]

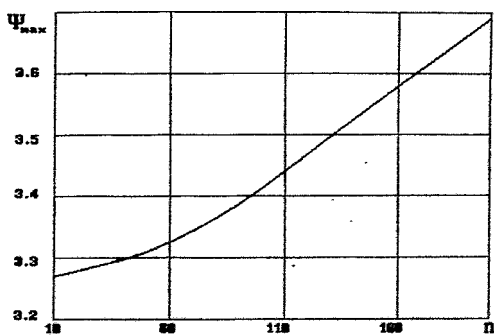


Рис.2.73. Зависимость максимального коэффициента поглощения от числа пластин n .

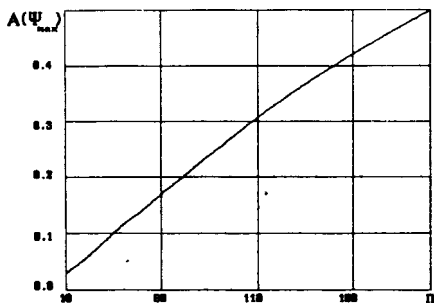


Рис.2.74. Зависимость безразмерной амплитуды, соответствующей максимальному коэффициенту поглощения от числа пластин n .

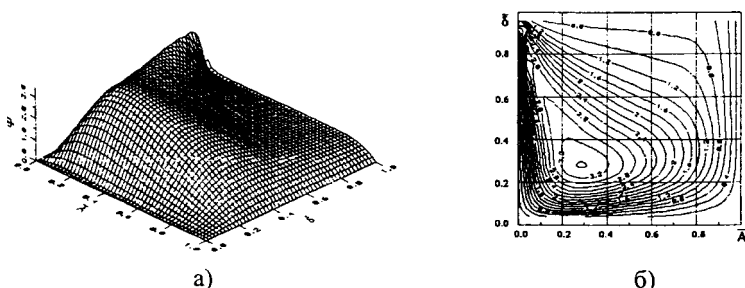


Рис.2.75. Зависимость коэффициента поглощения ψ от безразмерной амплитуды \bar{A} и зазора $\bar{\delta}$.

(наличие двух крутых ветвей слева и справа и одного минимума примерно посередине), то зависимость $\psi(\bar{\delta})$ при постоянных значениях амплитуды имеет несколько неизвестных ранее особенностей. При определенных амплитудах эта зависимость является падающей функцией типа гиперболической, а при некоторых амплитудах ($\bar{A} = 0,2 \dots 0,25$) появляются два локальных экстремума - один максимум и один минимум, с точкой перегиба между ними.

На рис.2.78 показана аксонометрическая проекция функции $\psi(\bar{A}, \bar{\delta})$, рассчитанной для $n = 100$ с картой изолиний этой функции, построенной по сетке $(\bar{A} - \bar{\delta})$. В заклю-

чение отметим, что разработанная математическая модель многослойного пластинчатого виброизолятора хорошо согласуется с теоретическими и экспериментальными исследованиями.

В заключение данного раздела отметим, что виброизоляторы подобные рассмотренному были изготовлены и применены в свое время для снижения ударных нагрузок на приборный отсек при срабатывании пиропатронов КА при разделении ступеней РН (ККБМ, г. Самара), а также для снижения высокочастотных колебаний изделия, транспортируемого по железной дороге специальным транспортером (ЦСКБ, г. Самара).

Подробнее о данных конструкциях будет рассказано в разделе 5 при описании используемых результатов для создания перспективных конструкций демпферов и виброизоляторов для ДЛА и объектов народного хозяйства.

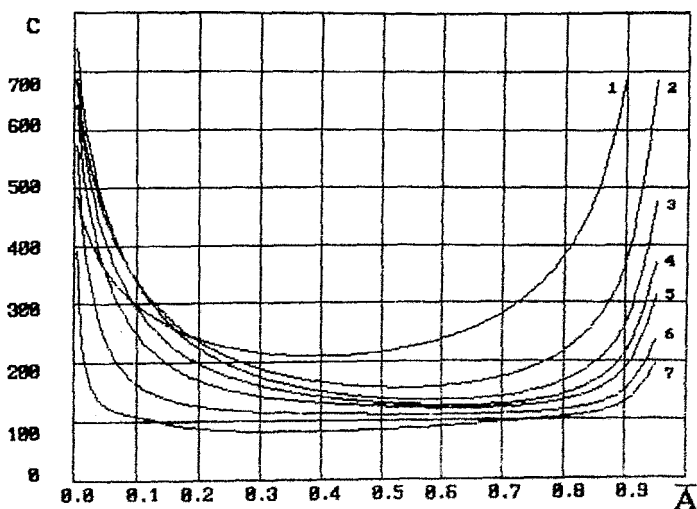


Рис.2.76. Зависимость безразмерной жесткости от безразмерной амплитуды: значения безразмерного зазора $\bar{\delta}$: 1 - 0,1; 2 - 0,2; 3 - 0,3; 4 - 0,4; 5 - 0,5; 6 - 0,7; 7 - 0,9.

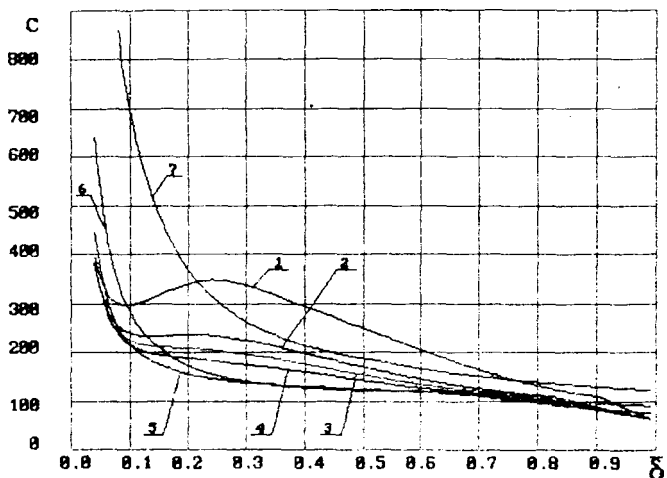


Рис.2.77. Зависимость безразмерной жесткости от безразмерного зазора : значения безразмерной амплитуды \bar{A} : 1 - 0,1; 2 - 0,2; 3 - 0,25; 4 - 0,3; 5 - 0,5; 6 - 0,7; 7 - 0,9.

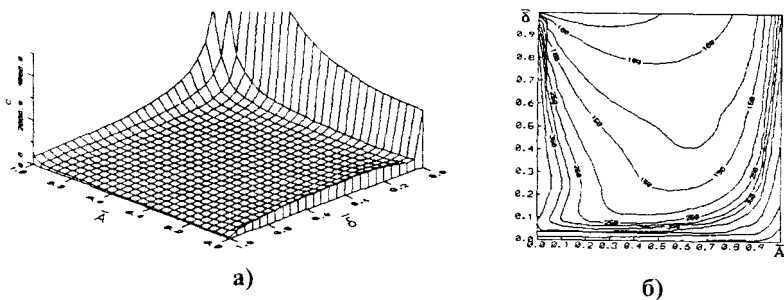


Рис.2.78. Зависимость безразмерной жесткости \bar{c} от безразмерной амплитуды \bar{A} и безразмерного зазора $\bar{\delta}$ (а) с картой изолиний (б).

2.6. Выводы

В ходе исследований создан методически обоснованный комплекс математических моделей многослойных кольцевых гофрированных демпферов и виброизоляторов для гашения колебаний деталей и узлов ДЛА и их агрегатов.

Выявленные в ходе анализа опубликованной литературы данные позволили на базе математической модели гистерезиса однопролетного пакета гофрированных лент с использованием арсенала методов теоретической механики, сопротивления материалов и средств вычислительной техники создать комплекс новых методик расчета упругодиссипативных характеристик сложных объектов ДЛА, — опор роторов с переменными геометрическими параметрами по окружности корпуса, гофрированных демпферов осевых колебаний при сложных видах их нагружения, гофрированных виброизоляторов, работающих в режиме двустороннего упругогистерезисного упора. Это позволило выявить ряд неизвестных ранее свойств.

Расчетное исследование демпферов в виде пакетов кольцевых шайб при их угловом деформировании показало, что демпферы с нечетным числом пролетов (волн) значительно изотропнее демпферов с четным числом пролетов.

Выяснено, что вследствие нелинейности характеристик демпфера, при его угловом нагружении возникает циклически изменяющаяся осевая сила сопротивления, центр приложения которой в динамически ненагруженном положении для нечетного числа пролетов смещен в сторону полуокружности с большим числом пролетов. При этом возникает дополнительный момент сопротивления, уменьшающий кривизну вала от действия сил веса. Это обстоятельство позволяет рекомендовать при проектировании опоры использовать пакеты с нечетным числом пролетов. Для радиальных гофрированных демпферов также справедливо свойство лучшей изотропности при нечетном числе волн.

При числе волн более 12 опоры имеют незначительную анизотропию свойств и их гистерезис в случае круговых орбит движения цапфы представляет собой совокупность эллипсов, развернутых друг относительно друга в соответствии с законом нелинейности опоры.

С помощью переменных параметров демпферов по окружности опоры можно обеспечивать значительную саморазгрузку от веса ротора без каких бы то ни было разгрузочных устройств. Параметр «начальная высота гофров» при этом является более предпочтительным для регулирования величины разгрузки.

Впервые введено понятие комплексной угловой жесткости многослойных гофрированных демпферов при их нагружении в режиме конусной угловой прецессии. Показано, что при угловом деформировании опоры с гофрированным пакетом рассеянная энергия составляет от 30% до 75% от случая радиального деформирования, что вселяет надежду на более широкое применение гофрированных пакетов для промежуточных опор многовальных двигателей с чисто конусной прецессией в опоре.

Впервые теоретически найдено свойство оптимальности рассеянной энергии многослойных пакетов от безразмерного зазора (натяга). Этот экстремум лежит для любых пакетов в диапазоне $\bar{\delta} = 0,25 - 0,28$ и практически не зависит от амплитуды деформации. Установлено, что при числе пластин в пакете виброизолятора больше 15-17 максимальное значение коэффициента поглощения лежит в диапазоне $\psi_{\max} = 3,2 \dots 3,4$ и от числа пластин изменяется незначительно. При этом экстремум лежит вблизи точки $(0,25; 0,25)$ на плоскости параметров $(\bar{\delta}, \bar{A})$.

Создана теория расчета гидродинамики демпфера, образованного каналами с переменным сечением в опоре с гофрированными пакетами. Это позволит более эффективно использовать преимущества комбинированных демпферов в практике двигателестроения.

Разработанные методики и проведенные на их основе расчетные исследования явились основой для создания конструкций многослойных демпферов и виброизоляторов, внедренных в практику аэрокосмической техники и объектов народного хозяйства, а также для перспективных средств виброзащиты, рекомендуемой для применения в разделе 5 настоящей работы.

3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СТАТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК МНОГОСЛОЙНЫХ ГОФРИРОВАННЫХ ДЕМПФЕРОВ И ПЕРСПЕКТИВНЫХ КОНСТРУКЦИЙ МНОГОСЛОЙНЫХ ВИБРОИЗОЛЯТОРОВ

3.1. Описание конструкций экспериментальных стендов

При выполнении экспериментальных исследований использовался

комплекс разработанного в ОНИЛ-1 СГАУ оборудования для проведения статических испытаний кольцевых многослойных пластинчатых демпферов. Многие установки, хотя они изначально были созданы большим коллективом инженеров, аспирантов и технических работников, авторам настоящей работы пришлось дорабатывать и доводить для обеспечения возможности проведения конкретных исследований.

Для проведения статических испытаний демпферов в режиме одноосного нагружения была использована разработанная в ОНИЛ-1 СГАУ установка УЛ-800-178 (УСИ), схема которой показана на рис.3.1, общий вид - на рис.3.2.

Установка состоит из закрепленного на плите 1 массивного основания 2 с шипом 3, выполненным в виде

усеченного конуса, подвижной внешней обоймы 4 и двух нагрузочных устройств 5, каждое из которых состоит из закрепленной на плите стойки и грузового винта. Испытываемый демпфер 6 размещен в кольцевом пространстве между шипом 3 и подвижной обоймой 4, при этом для проведения испытаний демпферов различных типоразмеров на шип и в обойму устанавливаются сменные промежуточные кольца 7 и 8. На рис. 3.3 показан один из демпферов, установленный в коаксиальное пространство между

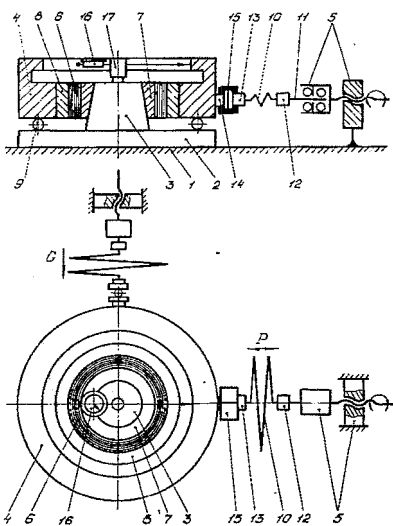


Рис. 3. 1. Схема установки для статических испытаний кольцевых демпферов при одноосном нагружении

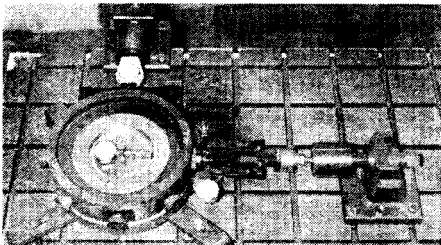


Рис. 3. 2. Общий вид установки для статических испытаний кольцевых демпферов

двумя сменными кольцами 7 и 8. Для уменьшения внутреннего трения в установке при перемещении обоймы 4 между последней и опорной плоскостью основания 2 уложены тела качения 9.

Наличие двух нагрузочных устройств позволяет воздействовать на исследуемый демпфер одновременно циклически изменяющейся P и постоянной G - силами, имитирующими соответственно неуравновешенную силу от дисбаланса ротора и силу веса последнего. Передача усилия от нагрузочного устройства на обойму с демпфером осуществляется через динамометр 10 системы Н.Г. Токаря, который крепится к штоку 11 грузового винта нагрузочного устройства и обойме 4 соответственно с помощью переходников 12, 13, 14 и разъемной муфты 15. Для исключения передачи на динамометр крутящего момента от грузового винта, шток 11 установлен внутри последнего на

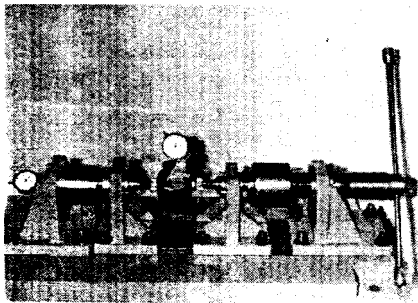


Рис. 3. 4. Установка для статических испытаний пакетов гофрированных шайб, используемых для виброзащиты роторов ТНА РД.

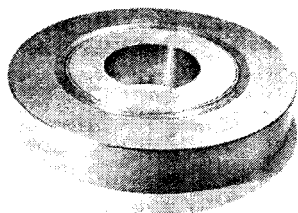


Рис. 3.3. Один из испытываемых демпферов, установленный между двумя сменными кольцами.

радиально-упорных подшипниках качения. При соответствующем расположении нагрузочных устройств друг относительно друга, оси действия циклической и постоянной сил могут совпадать или пересекаться под углами 45° , 90° и 135° . Отсчет величины сил осуществляется по индикаторам динамометров 10, отсчет величины деформации демпфера под действием этих сил - по индикатору перемещения

16 типа "ИЧ", закрепленному в специальном кронштейне 17.

Для осевого исследования пакетов гофрированных шайб была создана установка, показанная на рис. 3.4. Отличительной особенностью этого стенда является то, что на нем можно испытывать

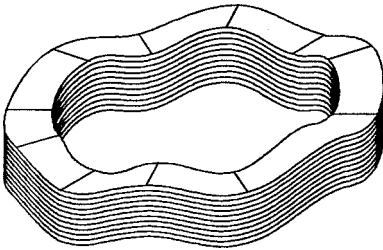


Рис. 3.5. Внешний вид пакета гофрированных шайб с радиальным гофрированием

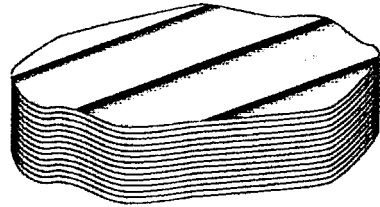


Рис. 3.6 Пакет гофрированных шайб круглой в плане формы с одноосным гофрированием.

гофрированные пакеты шайб разного диаметра с одноосным (рис.3.5) и радиальным гофрированием.

Установка, показанная на рис. 3.4 использовалась и для испытаний гофрированных пакетов прямоугольной формы в плане. В этом случае цилиндрическая оправка заменялась на оправку соответствующую



Рис. 3. 7. Фотография экспериментального стенда для испытаний демпферов при одновременном действии постоянной и вращающейся нагрузок (прецессионное нагружение).

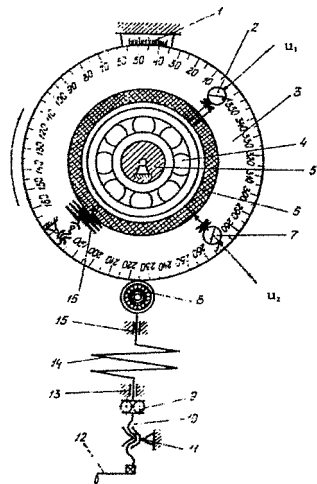


Рис. 3.8. Схема стенда для испытаний демпферов, нагруженных постоянной и вращающейся нагрузками.

шей формы.

Испытание демпферов¹ при прецессионном нагружении осуществлялось на стенде, созданном Ю.К. Пономаревым и В.А. Антиповым [16, 18]. Внешний вид стенда показан на рис. 3.7, а его схема - на рис. 3.8.

Демпфер 6 устанавливается в пространство между подвижной обоймой 3 и подшипником 4, который посажен на неподвижную цапфу 5, закрепленную на фундаменте. На подвижной обойме нанесена шкала для регистрации ее текущего углового положения. На наружной поверхности подвижной обоймы 3 под углом 90 друг к другу установлены два индикатора 2, 7, измеряющие вектор деформации демпфера ρ . Вращающаяся нагрузка моделируется с помощью динамометра 14 и передается на вращающуюся обойму через штангу с шарикоподшипником 8. Для регистрации углового положения демпфера 6 в процессе эксперимента имеется угловая шкала с лимбом 1.

Принцип действия установки состоит в следующем. После установки демпфера 6 в кольцевой зазор между подвижной обоймой 3 и кольцом, насаженным на подшипник 4, производится (если это необходимо) нагружение его постоянной силой Q и вращающейся силой P . При этом для простоты дальнейших расчетов один из индикаторов может быть расположен на одной оси с нулевой отметкой на угловой шкале 1. После этого с некоторым шагом по углу производится поворот подвижной обоймы и фиксируются показания обеих индикаторов. Эти показания совместно с показаниями динамометров и угловым положением демпфера относительно первоначального положения (рис.3.9) используются для определения всех необходимых упругодиссипативных характеристик опоры по методике, изложенной в следующем разделе.

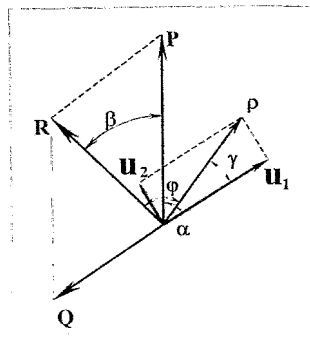


Рис. 3.9. Векторная диаграмма сил и перемещений вибратора демпфера

¹ Результаты исследований были доложены на XXVI международном научно-техническом совещании по динамике и прочности двигателей в июне 1996 года [106].

3.2. Методика проведения и обработки эксперимента при статических испытаниях демпферов ДЛА

Статические испытания демпферов в режиме одноосного нагружения проводились по методике, в основе которой лежит снятие упруго-гистерезисных полей пѐтель при воздействии на него циклической силы P с различными амплитудными значениями и постоянной силы G , имитирующей вес ротора турбомашин. В качестве объектов исследования использовались демпферы предназначенные для установку в заднюю опору турбины изделия ФМ конструкции Н.Д. Кузнецова: один многослойный демпфер был в виде пакета гладких кольцевых лент, два опытных образца в виде пакетов гофрированных лент с постоянными параметрами гофров по окружности, и один пакет гофрированных лент с переменными по окружности параметрами гофров (см. табл. 3.1).

Таблица 3.1

Геометрические параметры испытываемых демпферов

Обозначение демпфера (чертежный номер)	Профиль лент пакета демпфера	Число лент в пакете n	Число гофров m	Толщина пакета H , мм	Ширина пакета b , мм	Начальный выгиб гофров h^* , мм	Фактический рабочий зазор в демпфере δ , мм
24.402.915 (штатный) 7Я.02.04.151 (опытный):	гладкие	19	-	9,45	33	-	0,55
комп. № 1	гофрир.	12	18	4,88	28	1,5	0,5009
комп. № 2	гофрир.	12	18	4,88	28	1,5	0,6065
комп. № 3	гофрир.	13	18	5,20	28	$1,5(h_0^* = 3,1)$	0,5065

После проведения цикла статических испытаний гофрированных демпферов на одноосное нагружение, одна из компоновок была доработана для того, чтобы иметь возможность испытать демпфер с переменными параметрами. В связи с технологическими трудностями, доработке подвергся лишь один гофр пакета, расположенный напротив шпоночного паза (рис.3.10).

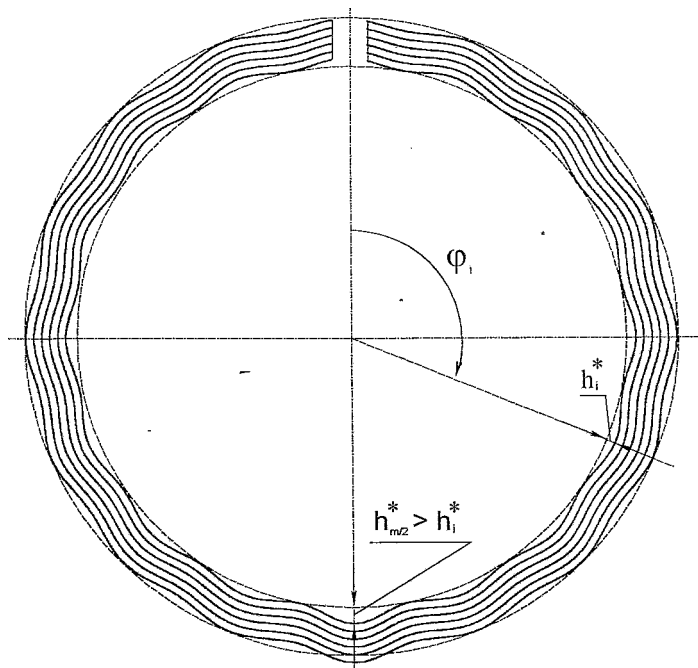


Рис.3.10. Внешний вид доработанного демпфера: гофр, расположенный напротив шпоночного паза имел большую высоту, чем все остальные

Процесс изготовления такого демпфера осуществлялся в ОНИЛ-1 СГАУ на приспособлении, показанном на рис. 3.11. Оно представляло собой пуансон 2 ступенчатой круглой формы и матрицу 3. Каждая из гофрированных лент пакета 1 заневоливалась путем обжатия на пуансоне и матрице определенного радиуса, подбираемого экспериментально. Высота девятого (среднего из восемнадцати) гофра, полученная в результате заневоливания указанным способом, составила величину 3,1 мм (комп. № 3 в табл.3.1).

Циклическое силовое воздействие на испытываемый демпфер, установленный между жестким шипом 3 и внешней подвижной обоймой 4, осуществлялось с помощью нагрузочного устройства 5 (см.рис.3.1). Сначала снимался «внешний» цикл с амплитудой нагрузки $P_0 = 1500$ кгс, что соответствует максимальной расчетной нагрузке

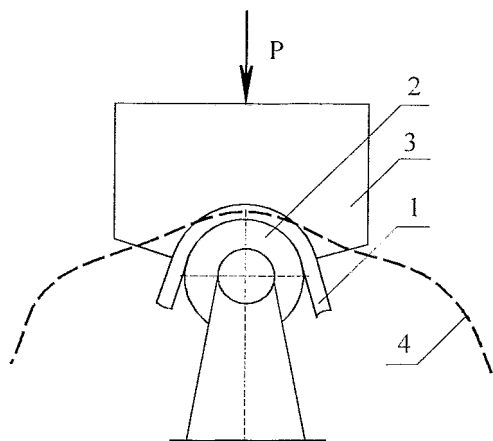


Рис.3.11. Схема приспособления для заневоливания гофров: 1 - лента; 2 - пуансон; 3 - матрица; 4 - упругая линия ленты до заневоливания.

и индикатора динамометра производилась с переменным шагом, обеспечивающим необходимую точность снятия цикла во всех диапазонах деформации демпфера.

Перед снятием первого «зачетного» упруго-гистерезисного цикла исследуемый демпфер подвергался статической тренировке, целью которой является стабилизация внутренних зазоров и ликвидация монтажных и остаточных гистерезисных (от предыдущих нагружений) деформаций внутри пакета лент. Статическая тренировка составляла пять - десять циклов нагружения с максимальной амплитудой циклической силы, равной 1500 кгс.

После завершения каждого цикла нагружения по записанным в специальный протокол показаниям динамометра и индикатора перемещения в некотором масштабе строились петли гистерезиса в координатах «сила P (кгс) - перемещение Y (мм)», которые затем обрабатывались в следующей последовательности.

1. Численным интегрированием на ЭВМ определялись площа-

циклов с амплитудами нагрузки соответственно $P_0 = 1200, 1000, 800, 600, 500, 400, 300, 200$ кгс. Нагрузка прикладывалась под углом 45° к стыку лент пакета в плоскости, симметричной относительно маслосборных выфрезеровок на внутреннем кольце демпфера. Нагружение демпферов постоянной силой при проведении настоящих испытаний не производилось.

Замер циклической силы производился динамометром системы Н.Г. Токаря с пределом измерения 3000 кгс. Замер деформации демпфера под действием этой силы осуществлялся индикатором ИЧ-10 с ценой деления 0,01 мм. Регистрация показаний индикатора переме-

ди петель гистерезиса (рассеянная энергия) для каждой амплитуды нагрузки P_0 (в кгс/мм).

2. Для каждой амплитуды нагрузки P_0 подсчитывалось значение среднециклической жесткости демпфера C_{cp} (кгс/мм) по формуле

$$C_{cp} = \frac{2m_0}{A_1 \pm A_2}, \quad (3.1)$$

где $2P_0$ - двойная амплитуда нагрузки, кгс; A_1 и A_2 - амплитуды перемещения в крайних точках упруго-гистерезисного цикла (мм) соответственно справа и слева от оси нагрузки. Знак (-) в формуле (3.1) берется в том случае, если петля гистерезиса целиком расположена по одну сторону от оси нагрузки, при этом считается $|A_1| > |A_2|$.

3. Для каждой амплитуды нагрузки определялась величина коэффициента рассеивания энергии ψ по формуле:

$$\psi = \frac{\Delta W}{0,25 P_0 (A_1 \pm A_2)} = \frac{8 \Delta W}{C_{cp} (A_1 \pm A_2)^2}. \quad (3.2)$$

Правило постановки знака (-) в формуле (3.2) такое же, как и для формулы (3.1).

4. По результатам обработки упруго-гистерезисных петлей строились графики зависимостей $\Delta W = \Delta W(P_0)$, $C_{cp} = C_{cp}(P_0)$ и $\psi = \psi(P_0)$ характеризующие упруго-диссипативные свойства испытываемых демпферов.

Испытания гофрированных шайб на одноосное нагружение (рис. 3.5, 3.6) проводились также по вышеописанной методике.

Экспериментальное исследование многослойных гофрированных демпферов при прецессионном нагружении вибратором осуществлялось следующим образом [146]. Пусть в некоторый момент испытаний подвижная обойма 3 установки (рис.3.8) повернулась на угол α . При этом диаграмма сил и перемещений вибратора имеет вид, показанный на рис.3.9, где P - сила процессинга, u_1 и u_2 - перемещения вибратора демпфера, измеренные индикаторами 2 и 7. Тогда

$$\rho = \sqrt{u_1^2 + u_2^2}. \quad (3.3)$$

$$\gamma = \arctg\left(\frac{u_2}{u_1}\right). \quad (3.4)$$

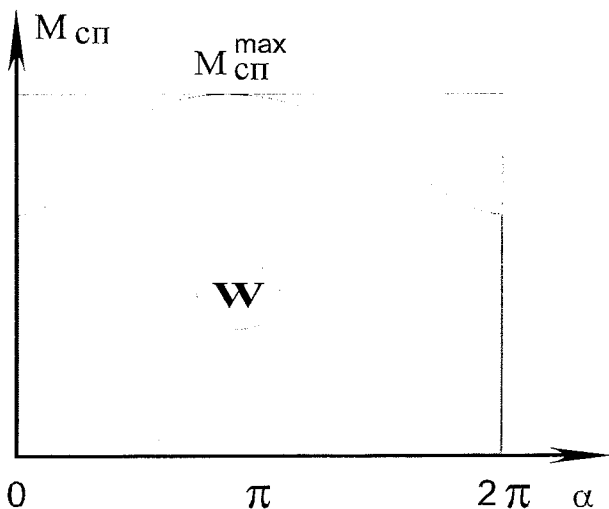


Рис.3.12. График зависимости момента сопротивления прецессии от углового положения вектора P

Для простоты расчетов постоянную составляющую Q полной силы удобнее расположить вдоль оси u_1 . Тогда модуль полной силы R можно определить по формуле

$$R = \sqrt{P^2 + Q^2 - 2 \cdot P \cdot Q \cdot \cos \alpha}, \quad (3.5)$$

а угол между осями действия сил R и P в виде

$$\beta = \arcsin\left(\frac{Q \cdot \sin \alpha}{R}\right). \quad (3.6)$$

Сдвиг фаз φ между векторами полной силы R и полной деформации ρ можно определить из выражения

$$\varphi = \beta + \alpha - \gamma. \quad (3.7)$$

Если демпфер анизотропен, то

$$\rho = \rho(\alpha); \quad \gamma = \gamma(\alpha); \quad \beta = \beta(\alpha) \quad (3.8)$$

и жесткость демпфера будет комплексной величиной, определяемой в виде

$$C = (R \cdot \cos \varphi) / \rho + \bar{i} \cdot (R \cdot \sin \varphi) / \rho = \operatorname{Re}(C) + \bar{i} \cdot \operatorname{Im}(C). \quad (3.9)$$

Энергия, рассеиваемая демпфером за цикл деформирования при обкатке, найдется как работа момента сопротивления прецессии (рис.3.12)

$$M(\alpha) = R \cdot \rho \cdot \sin \varphi \quad (3.10)$$

за полный оборот силы P , т.е

$$W = \int_{\alpha} R \cdot \rho(\alpha) \cdot d\alpha. \quad (3.11)$$

Спроектировав все силы на два взаимноперпендикулярных направления $x = u_2$ и $y = u_1$, несложно найти компоненты прецессионного гистерезиса $X(x)$ и $Y(y)$, которые, как будет показано ниже, отличаются от соответствующих гистерезисов одноосного нагружения:

$$X = R \sin(\varphi + \gamma); \quad x = u_2; \quad (3.12)$$

$$Y = R \cos(\varphi + \gamma); \quad y = u_1. \quad (3.13)$$

Сумма площадей петель гистерезиса $X(x)$ и $Y(y)$ численно равна энергии, найденной по формуле (3.11):

$$W = \int_a^b \{X_1(x) - X_2(x)\} dx + \int_c^d \{Y_1(y) - Y_2(y)\} dy. \quad (3.14)$$

Здесь X_1 и Y_1 нагрузочные, X_2 и Y_2 - разгрузочные ветви петель гистерезиса, а $(a-b)$ и $(c-d)$ - диапазоны перемещений вибратора вдоль осей x и y .

Для проведения сравнительного анализа диссипативных ха-

характеристик опытных и штатного демпферов для каждого значения амплитуды нагрузки P_0 были рассчитаны значения отношений

$$\bar{\Psi} = \Psi_{\text{гофр}} / \Psi_{\text{гладк.}} \quad (3.15)$$

и

$$\bar{W} = W_{\text{гофр}} / W_{\text{гладк.}} \quad (3.16)$$

и строились зависимости $\bar{\Psi} = \bar{\Psi}(P_0)$ и $\bar{W} = \bar{W}(P_0)$ представленные в разделе 3.3.

При статических испытаниях демпфера в режиме прецессионного нагружения использовался демпфер, устанавливаемый в опоры ТНА маршевого двигателя РН РД-110 с доработкой 4-го (центрального) гофра (рис.3.13). Параметры компоновок, сделанные на его основе приведены в табл. 3.2. Материалом для изготовления служила лента из ст. Х18Н9Т.

Таблица 3.2.

Геометрические и физические параметры экспериментального демпфера.

$D_{\text{кор}}$ мм	n	m	h, мм	b, мм	h^* , мм	δ , мм	E , кН/мм ²
102	22	8	0,4	36	$1 \pm 0,2$ $h^*_4 = 2,1;$	0,25	196

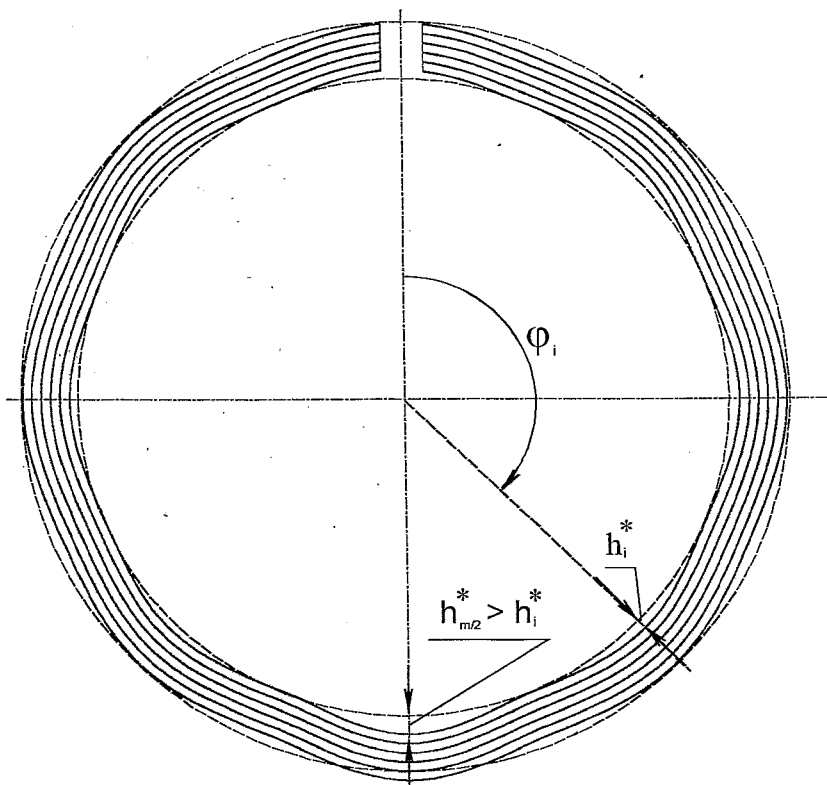


Рис.3.13. Схема многослойного демпфера, используемого в экспериментальных исследованиях на стенде рис. 3.7, 3.8.

3.3. Результаты экспериментального исследования характеристик гофрированных демпферов и виброизоляторов и их сравнение с теоретическими

3.3.1. Сравнительные испытания демпферов с гладкими и гофрированными лентами при одноосном нагружении

Для проведения испытаний был взят штатный демпфер задней опоры турбины с пакетом гладких лент (черт. номер 24.402.915), изготовленный предприятием-заказчиком по серийной технологии и предназначенный для постановки в опору серийного изделия. Геометрические параметры демпфера приведены в табл.2.1. На рис 3.14 показано поле упругогистерезисных петлей этого демпфера. Проведенные статические испытания демпфера показали следующее.

Среднециклическая жесткость демпфера в диапазоне амплитуд прикладываемой циклической нагрузки P_0 [200, 1500] кгс почти линейно возрастает от 1000 до 3500 кгс/мм (см.рис.3.15), что обусловлено выбором внутренних зазоров и увеличением сил трения в пакете лент демпфера по мере увеличения прикладываемой нагрузки. Анизотропия жесткостных свойств демпфера и связанная с ней некоторая асимметрия упругогистерезисных циклов по перемещению (см.рис.3.14) объясняется начальной неконцентричностью пакета лент и несимметричным приложением испытательной нагрузки относительно шпоночного паза (стыка лент) в пакете.

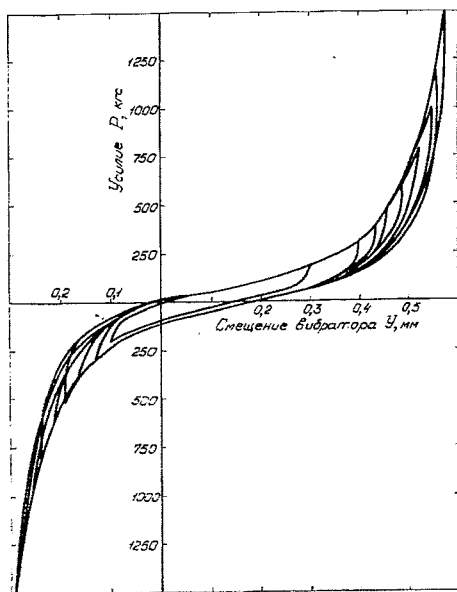


Рис.3.14. Поле упругогистерезисных петлей демпфера задней опоры изделия МВ с пакетом гладких лент

Под действием штатной испытательной нагрузки в 1500 кгс среднециклическая жесткость демпфера составила 3500 кгс/мм, что не выходит на пределы поля допуска на этот параметр (3300..6000 кгс/мм), заданные техническими требованиями чер-

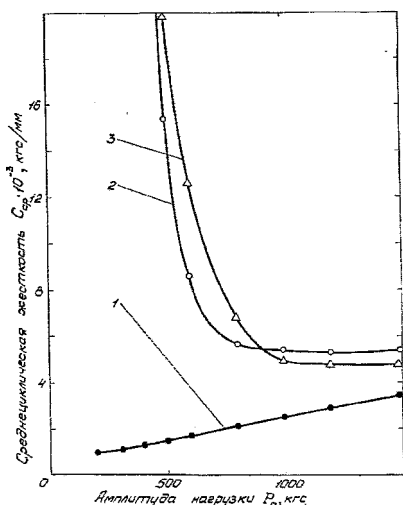


Рис. 3. 15. Зависимость среднecиклической жесткости демпфера от амплитуды действующей на демпфер нагрузки: 1—штатный демпфер; 2—гофрированный демпфер №1; 3 — гофрированный демпфер №2.

ние зазоры в пакете демпфера почти полностью выбираются, ленты в пакете плотно прижимаются друг к другу, проскальзывание их относительно друг друга, сопровождающееся трением и рассеиванием энергии колебаний, не происходит, и демпфер начинает работать как жесткое кольцо.

Коэффициент рассеивания энергии во всем диапазоне амплитуд нагрузки [200; 1500] кгс постоянно падает от 1.88 до 0,37 (рис.3.17). Падение коэффициента рассеивания обусловлено более быстрым возрастанием среднecиклической жесткости демпфера по сравнению с величиной рассеиваемой энергии (см. выражение (3.2). Начиная с $P_0 = 500$ кгс, коэффициент рассеивания имеет величину $\psi < 1$, что говорит о неудовлетворительных демпфирующих свойствах устройства при действии больших нагрузок и больших амплитудах смещения вибратора демпфера.

На рис. 3.15...3.17 показаны характеристики демпферов с гофрированными пакетами лент, выполненные в тех же габаритных размерах, что и штатный демпфер с гладкими лентами (см. табл. 2.1).

тежа В то же время в диапазоне амплитуд нагрузки [200, 400] кгс жесткость демпфера весьма мала (1000...1300 кгс/мм), а средняя деформация демпфера составит соответственно 0,2...0,31 мм. Это дает основание полагать, что под действием силы собственного веса ротора турбины, составляющей примерно 450 кгс [183-185], демпфер будет «проседать» на такую же величину, работая в зоне значительной нелинейности упруго-гистерезисного цикла (см. рис. 3.14), где его демпфирующие характеристики понижены.

Величина циклической рассеиваемой энергии в диапазоне амплитуд нагрузки [200, 1500] кгс возрастает, однако начиная с $P_0 \approx 900...1000$ кгс рост ее практически прекращается (см.рис.3.16). Это объясняется тем, что в данном диапазоне амплитуд нагрузки внутренние

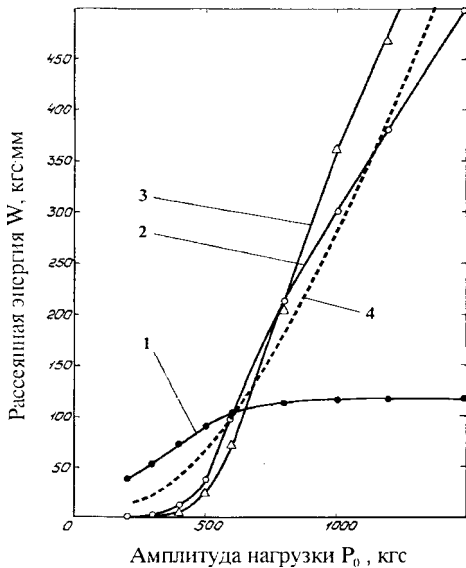


Рис. 3. 16. Зависимость рассеянной энергии от амплитуды действующей нагрузки: 1 – штатный демпфер; 2 – гофрированный демпфер №1; 3 – гофрированный демпфер №2, 4 – расчет.

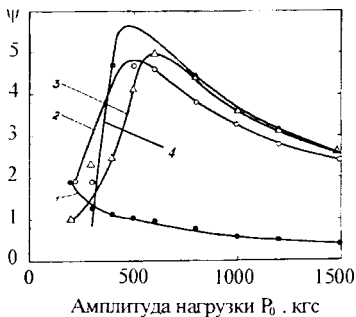


Рис. 3.17. Зависимость коэффициента рассеяния от амплитуды действующей на демпфер нагрузки: 1 – штатный демпфер; 2 – гофрированный демпфер №1; 3 – гофрированный демпфер №2, 4 – расчет.

Параметры гофров у них являются одинаковыми по всей окружности. Поля петель гофрированных демпферов №1 и 2 показаны на рис. 3.18 и 3.19.

Детали демпферов партии были изготовлены предприятием-заказчиком с помощью разработанного и изготовленного совместно с ОНИЛ-1 СГАУ комплекта технологической оснастки, включающего приспособления для штамповки и термофиксации гофрированных лент (черт. номер 7Я.02.04.180) (рис.3.20), шлифовки торцев пакета лент (черт. номер 7Я.02.04.135) и фрезеровки паза в пакете лент (черт. номер 7Я.02.04.190). Сборка всех четырех демпферов партии осуществлялась в ОНИЛ-1 СГАУ непосредственно перед проведением испытаний. Специально для этой цели было разработано и изготовлено несколько комплектов приспособления, общий вид которого показан на рис.3.21.

Проведенные статические испытания демпферов с пакетами гофрированных лент, результаты которых представлены в табл.3.1 и на рис. 3.15.3.19, показали сле-

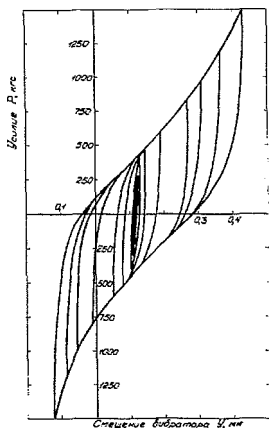


Рис. 3.18. Экспериментальное поле упругогистерезисных петель гофрированного демпфера №1.

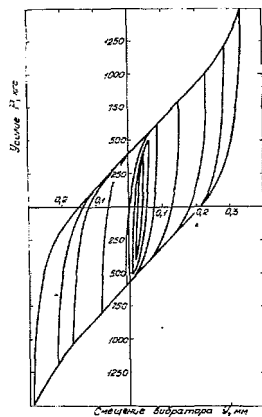


Рис. 3.19. Экспериментальное поле упругогистерезисных петель гофрированного демпфера №2.

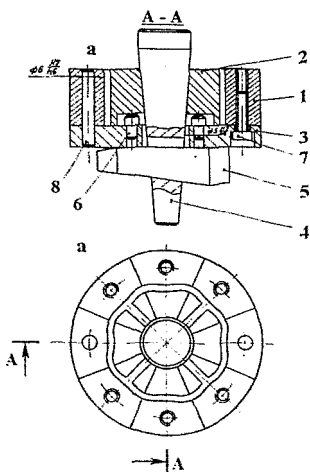


Рис.3.20. Приспособление для термофиксирования лент гофрированного демпфера

дующее.

Среднециклическая жесткость демпферов в диапазоне амплитуд нагрузки P_0 [300; 1500] кгс уменьшается от 60000 до 4800...5400 кгс/мм, причем в диапазоне [300, 900] кгс большую жесткость имеет демпфер с компоновкой пакета № 2, в диапазоне [900, 1500] кгс несколько жестче демпфер № 1. Большая жесткость демпферов при малых амплитудах смещения вибратора и $P_0 = 500$ кгс значительно

повышает их несущую способность и существенно снижает влияние статической силы веса ротора па упругофрикционные характеристики демпферов. Жесткости демпферов при штатной испытательной нагрузке в 1500 кгс не выходят за пределы диапазона, заданного ТУ. Поля упругогистерезисных петель обоих демпферов имеют некоторую асимметрию по перемещению, обусловленную теми же причинами, что и для штатного демпфера. Нелинейность нагрузочных характеристик обоих демпферов весьма незначительна даже в зоне больших амплитуд нагрузок (см. рис. 2.6, 2.7), что объясняется практическим постоянством жесткости в этом диапазоне амплитуд нагрузки (см. рис. 3.15).

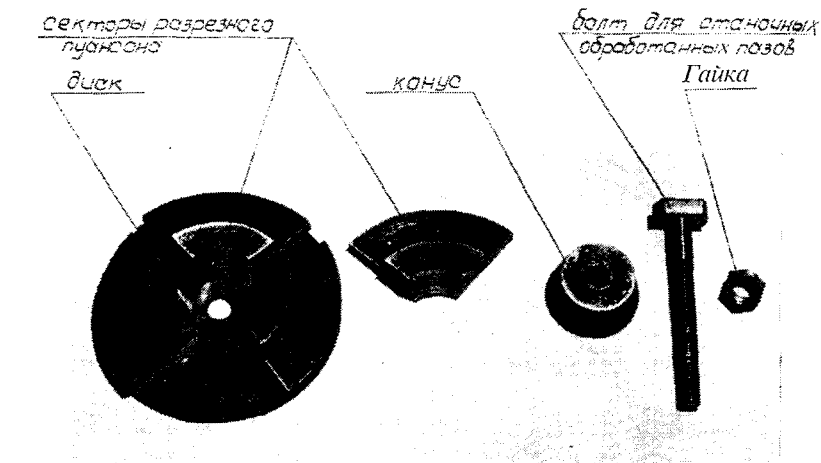


Рис. 3. 21. Внешний вид приспособления для сборки гофрированных демпферов

Величина рассеиваемой в демпфере энергии в диапазоне амплитуд нагрузок [200, 1500] кгс непрерывно возрастает, при этом начиная с $P_0 = 800$ кгс демпфер № 2 более эффективен (см. рис.3.16).

Зависимость $\psi = \psi(P_0)$ у обоих испытанных демпферов имеет четко выраженный максимум, который у демпфера № 2 сдвинут в сторону больших амплитуд нагрузки (см.рис.3.17). Максимальное значение коэффициента рассеивания энергии составило у демпфера № 1 – 4,8 при $P_0 = 500$ кгс, у демпфера № 2 соответственно 4,95 при $P_0 = 600$ кгс, а начиная с $P_0 \approx 550$ кгс весь график $\psi = \psi(P_0)$ для демпфера № 2 проходит несколько выше чем у демпфера № 1.

Сравнительный анализ жесткостных свойств испытанных демпферов, характеризующихся зависимостью $C_{ср} = C_{ср}(P_0)$, показывает, что во всем диапазоне амплитуд нагрузок P_0 [200, 1500] кгс жесткость демпферов с пакетами гофрированных лент выше чем у штатного (см.рис.3.15). При этом большая жесткость гофрированных демпферов в диапазоне малых амплитуд циклической нагрузки [200; 500] кгс делает их малочувствительными к действию силы веса ротора турбины, в то время, как у штатного демпфера, ввиду малой жесткости в этом диапазоне нагрузок, сила веса ротора будет значительно деформировать пакет лент (до 0,3 мм) и существенно ухудшать демпфирующие свойства устройства. При действии штатной испытательной нагрузки в 1500 кгс жесткости всех трех демпферов лежат в диапазоне, заданном ТУ, хотя жесткость гофрированных демпферов на 37...54 %

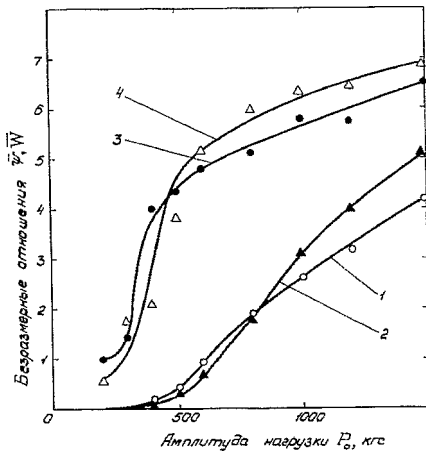


Рис. 3.22. Графики отношений $\bar{\psi}(P_0)$ и $\bar{W}(P_0)$, подсчитанные по выражениям (3.15), (3.16): 1— \bar{W} для гофрированного демпфера №1; 2— то же для демпфера №2; 3— $\bar{\psi}$ для гофрированного демпфера №1; 4 — то же для демпфера №2.

выше, чем у штатного. В диапазоне больших амплитуд циклической нагрузки P_0 [800, 1500] кгс жесткости гофрированных демпферов, в отличие от штатного, почти постоянны (см.рис.3.15). Поэтому в указанном диапазоне нагрузок оба опытных демпфера имеют малую, по сравнению со штатным, степень нелинейности упруго-гистерезисной

петли (см. рис.3.14, 3.18, 3.19) и более высокие диссипативные свойства.

Анализ зависимостей циклической энергии, рассеиваемой в демпфере. $W = W(P_0)$, показал, что в интервале амплитуд нагрузки P_0 [200, 650] кгс штатный демпфер имеет большую ее величину (см. рис.3.17), чем гофрированные. Это объясняется значительной жесткостью и малыми деформациями последних в указанном интервале нагрузок. При $P_0 > 650$ кгс демпферы с пакетами гофрированных лент эффективнее штатного (энергия, рассеиваемая в них за цикл нагружения в 2...6 раз превышает аналогичные показатели штатного демпфера).

Сравнительный анализ зависимостей $\psi = \psi(P_0)$ показывает,

пакетами гофрированных лент более эффективно рассеивают энергию колебаний, чем штатное устройство (см. рис.3.18). По мере увеличения амплитуды действующей нагрузки величина коэффициента рассеивания энергии ψ гофрированных демпферов в 1,5... 7 раз превосходит аналогичные показатели штатного демпфера.

Для наглядности сравнения диссипативных характеристик опытных и штатного демпферов для каждого значения амплитуды нагрузки P_0 были рассчитаны значения отношений $\bar{\psi} = \bar{\psi}(P_0)$ и $\bar{W} = \bar{W}(P_0)$ представленные на рис.3.22.

Теперь рассмотрим результаты экспериментального исследования демпфера №3 (табл. 3.1). Напомним, что у этого демпфера один из гофров выполнен приблизительно в два раза большей высоты в ненагруженном состоянии. Эксперимент проводился следующим образом. Ось нагружения была совмещена с осью симметрии демпфера. Путем предварительных циклических нагружений центр показаний индикатора перемещений вибратора (см. поз. 16 на рис. 3.1) был установлен в геометрический центр опоры. После этого осуществлялось циклическое нагружение демпфера с увеличивающейся от цикла к циклу амплитудой. Результат этого эксперимента показан на рис. 2.23. На рис. 2.24 показано расчетное поле петель демпфера с параметрами, соответствующими экспериментальному. Из рисунков видно, что демпфер № 3 обладает свойством саморазгрузки от веса ротора. Так,

если вдоль оси демпфера приложить постоянную нагрузку, равную $P_G \approx 320$ кгс, то центр поля сместится вниз на указанную величину и демпфер будет обладать кососимметричной нагрузочной характеристикой. Таким образом, доказана возможность разгрузки от веса ротора за счет изменения геометрии гофрированного пакета. Математическая модель (см. разд.2.1.2) способствует грамотному решению этой проблемы.

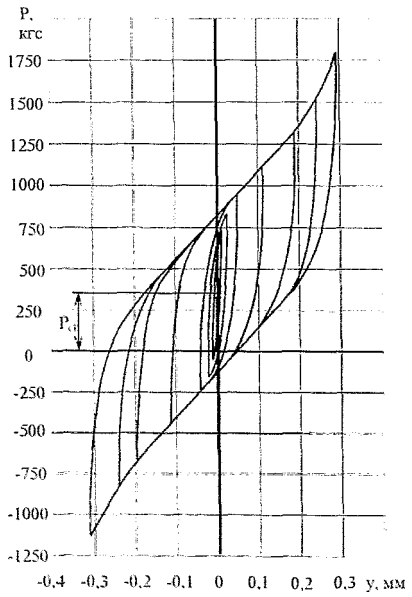


Рис. 3. 23. Экспериментальное поле упругогистерезисных петель демпфера с переменными параметрами (демпфер №3)

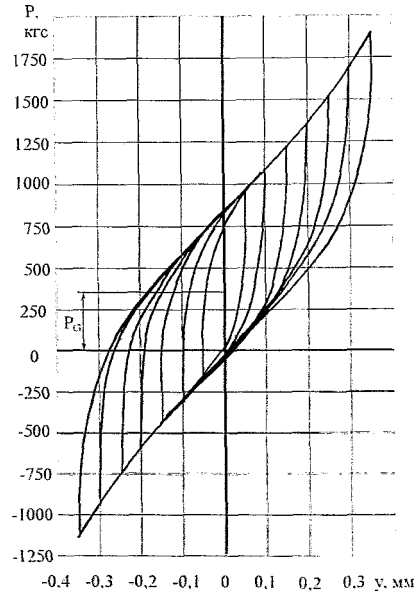


Рис. 3.24. Экспериментальное поле упругогистерезисных петель демпфера с переменными параметрами (демпфер № 3)

3.3.2. Экспериментальные исследования многослойных гофрированных демпферов при прецессионном нагружении

Как было указано в разделе 3.1, эксперимент проводился на установке, показанной на рис. 3.7. В результате его обработки, которая осуществлялась на ЭВМ в системе "Excel 7", для испытываемых демпферов можно было получить следующее:

- упругогистерезисные петли в проекциях на координатные оси x и y (т.н. X -гистерезис - $X=F_1(x)$ и Y - гистерезис - $Y=F_2(y)$) в кН - мм;
- жесткость демпфера на комплексной плоскости C^* в кН/мм;
- длину годографа комплексной жесткости L_c в кН/мм

$$L_c = \sum_{j=1}^{m_1} \sqrt{\left[\left(\operatorname{Re}(C^*)_{j+1} \right) - \left(\operatorname{Re}(C^*)_j \right) \right]^2 + \left[\left(\operatorname{Im}(C^*)_{j+1} \right) - \left(\operatorname{Im}(C^*)_j \right) \right]^2}; \quad (3.17)$$

- координаты центра тяжести годографа комплексной жесткости (X_c, Y_c), характеризующие среднюю величину комплексной жесткости демпфера за цикл нагружения при круговой орбите центра вибратора с радиусом A :

$$C_{cp} = \sqrt{X_c^2 + Y_c^2}; \quad (3.18)$$

- сдвиг фаз между векторами A и $P - \beta$ в градусах;
- момент сопротивления прецессии $M_{сп}$ в кНмм;
- годограф полной силы сопротивления P в кН.

На рис. 3.25 показано сравнение экспериментальных и расчетно-теоретических гистерезисных кривых, полученных для траектории движения вибратора с радиусом $A=0,1$ мм для демпфера опор ТНА РН РД-110, доработанного в соответствии с рис. 3.13. Его точные геометри-

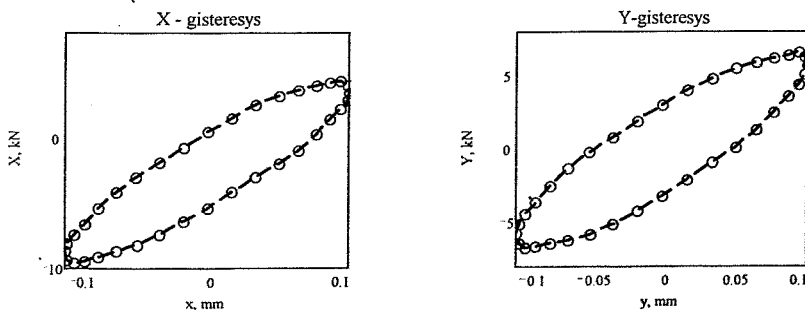


Рис. 3.25. Сравнение экспериментальных и расчетно-теоретических гистерезисных кривых для модифицированного демпфера опор ТНА РН РД-110: $A = 0,1$ мм; $\circ - \circ -$ эксперимент; $—$ - расчет.

ческие параметры приведены в таблице 3.2. Из рисунка 3.25 видно, что по нагрузочным характеристикам математическая модель весьма хорошо отражает физику процессов, происходящих в демпфере при его прецессионном нагружении. Видно также, что форма петель гистерезиса в проекциях на оси является практически эллипсной, что дает возможность с большой точностью заменять сопротивление в опоре с гофрированным демпфером на его гидродинамический аналог [143]. На X-гистерезисе видно также, что вследствие неодинаковости начальных высот гофров h^* , петля смещена на величину ≈ 3 кН. Это дает возможность компенсировать соответствующую статическую нагрузку при полной коаксиальности вала и корпуса после сборки турбомашины. Понятно, что величина начальных высот гофров избранных пролетов демпфера должна быть полностью согласована с величиной веса ротора или статической нагрузкой, возникающей вследствие специфики работы ТНА.

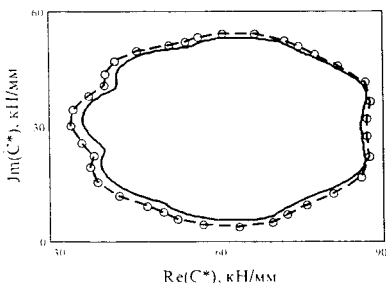


Рис. 3.26 Годограф комплексной жесткости модифицированного демпфера опор ТНА РН РД-110: $A=0,1$ мм; $\circ-\circ-$ - эксперимент; $—$ - расчет.

ду волн гофров, однако, иногда это выражено не явно.

Авторами при анализе форм годографов комплексной жесткости высказана гипотеза о том, что форма графика $Jm(C^*)=f\{Re(C^*)\}$ тесно связана (качественно и количественно) с разбросом геометрических параметров гофров по окружности опоры с гофрированным демпфером. Это обстоятельство можно использовать в практике серийного производства демпферов для уменьшения разброса их упругодиссипативных характеристик, а также для экспериментального косвенного определения качества (точности изготовления) демпферов в условиях серийного производства. В качестве точных параметров указанной оценки качества изготовления можно взять длину кривой (L_c) графика $Jm(C^*)=f\{Re(C^*)\}$

На рис. 3.26 показан годограф комплексной жесткости демпфера в расчете и эксперименте. Совпадение достаточно хорошее как в качественном, так и в количественном отношении. Отметим, что форма годографа комплексной жесткости C^* имеет вид замкнутой кривой с наличием возвратных петель. При некоторых значениях радиуса траектории A эти петли вырождаются в волнистость, при больших значениях A они ярко выражены (это будет проиллюстрировано на примере других демпферов). Как правило, число возвратных петель на графике $Jm(C^*)=f\{Re(C^*)\}$ соответствует числу

и центр ее тяжести (X_c , Y_c) в зависимости от разброса, например, высот гофров h^* , радиуса траектории A .

На рис. 3.27 показано изменение сдвига фаз $\beta=f(\alpha)$ в декартовой системе координат, а на рис. 3.28 - то же в полярной системе координат. Отметим, что разрез под шпонку находится против отметки "0" на последнем графике. Совпадение с расчетом удовлетворительное.

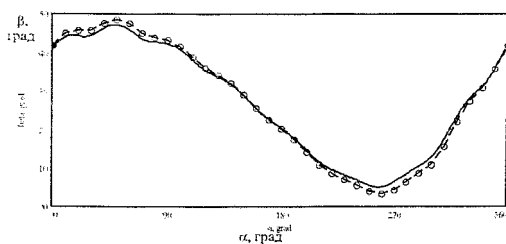


Рис. 3.27. Изменение сдвига фаз $\beta=f(\alpha)$ в декартовой системе координат модифицированного демпфера опор ТНА РН РД-110: $A=0,1$ мм; —○—○— эксперимент; — - расчет.

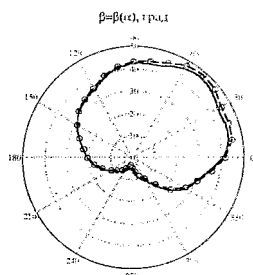


Рис. 3.28. Изменение сдвига фаз $\beta=f(\alpha)$ в полярной системе координат модифицированного демпфера опор ТНА РН РД-110: $A=0,1$ мм; —○—○— эксперимент; — - расчет.

На рисунках 3.29, 3.30 в полярных координатах показаны зависимости момента сопротивления прецессии $M_{сп} = f(\alpha)$ и годограф силы сопротивления демпфера $P=f(\alpha)$.

Шпоночный паз находится также против отметки "0". Из последнего графика видно, что "центр тяжести" годографа $P=f(\alpha)$ из-за неодинаковости высот гофров смещен вдоль оси "0 - 180°" и повернут против часовой стрелки на некоторый угол.

Поскольку проведение эксперимента является очень дорогостоящей процедурой, далее мы приведем расчетное исследование по разбросу характеристик демпферов, связанных с разбросом геометрии гофров. Там, где это возможно, проведем сравнение с экспериментом, который удалось провести в условиях ограниченных ресурсов на научные исследования.

В русле сказанного были проведены серии расчетных исследований характеристик серийного многослойного демпфера опор ТНА РН РД-110 с параметрами, приведенными в табл. 3.2 (без доработок), но со следующими параметрами высот гофров:

1) все высоты гофров приняты равными $h^* = \text{const} = 1,2$ мм (по верхнему пределу);

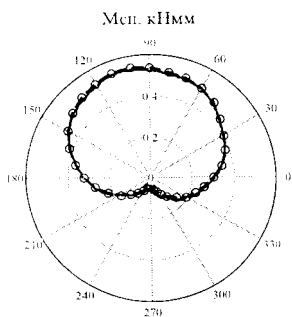


Рис. 3.29. Зависимости момента сопротивления прецессии $M_{сп} = f(\alpha)$ модифицированного демпфера опор ТНА РН РД-110: $A=0,1$ мм; $\circ-\circ-$ - эксперимент; $-$ - расчет.

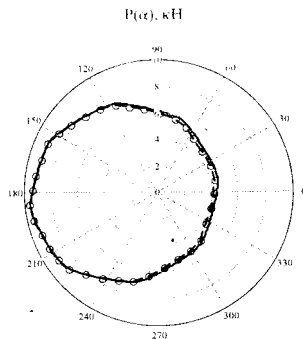


Рис. 3.30. Зависимости силы сопротивления прецессии $P = f(\alpha)$ модифицированного демпфера опор ТНА РН РД-110: $A=0,1$ мм; $\circ-\circ-$ - эксперимент; $-$ - расчет.

- 2) все высоты гофров приняты равными $h^* = \text{const} = 1,1$ мм (по среднему уровню);
- 3) все высоты гофров приняты равными $h^* = \text{const} = 1,0$ мм (по нижнему уровню);
- 4) все высоты гофров приняты случайными в пределах $h^* = 1,1 \pm 0,05$ мм;
- 5) все высоты гофров приняты случайными в пределах $h^* = 1,1 \pm 0,075$ мм;
- 6) все высоты гофров приняты случайными в пределах $h^* = 1,1 \pm 0,10$ мм;

Для сравнения с экспериментом на графиках, приведенных ниже, дан расчет демпфера №1 в табл. 3.2 с его фактическими параметрами гофров, приведенными в табл. 3.4.

Таблица 3.4.

h_1^* , мм	h_2^* , мм	h_3^* , мм	h_4^* , мм	h_5^* , мм	h_6^* , мм	h_7^* , мм	h_8^* , мм
1.000	1.089	1.117	1.070	1.165	1.035	1.142	1.061

На рис. 3.31 показано сравнение экспериментальных и расчетно-теоретических гистерезисных кривых, полученных для серийного демпфе-

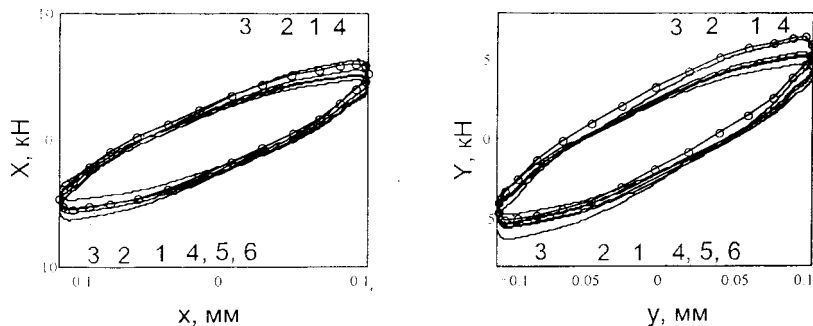


Рис. 3.31. Сравнение экспериментальных и расчетно-теоретических гистерезисных кривых, полученных для для серийного демпфера опор ТНА РН РД-110: —○— эксперимент, 1 - $h^* = 1,2$ мм; 2 - $h^* = 1,1$ мм; 3 - $h^* = 1,0$ мм; 4 - $h^* = 1,1 \pm 0,05$ мм; 5 - $h^* = 1,1 \pm 0,075$ мм; 6 - $h^* = 1,1 \pm 0,1$ мм.

ра опор ТНА РН РД-110 при траектории движения вибратора с радиусом $A=0,1$ мм и параметрах гофров, приведенных выше в пп. 1...6. Из рисунка видно, что при постоянных высотах гофров, но с их увеличением, петли разворачиваются в сторону увеличения среднециклической жесткости; несколько увеличивается и их площадь (рассеянная энергия). Это не противоречит логике - увеличиваются натяги гофров. Форма гистерезиса остается эллипсной. Экспериментальные петли гистерезиса удовлетворительно согласуются с расчетно-теоретическими, полученными для реальных параметров демпфера и лежат между полями, подсчитанными для крайних границ разброса (пп. 1 и 3).

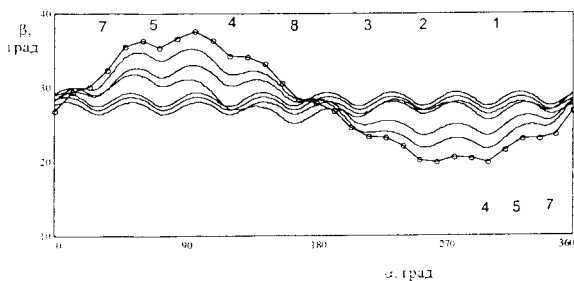


Рис. 3.32. Распределение сдвигов фаз $\beta=f(\alpha)$ для демпфера опор ТНА РН РД-110: 1 - $h^* = 1,2$ мм; 2 - $h^* = 1,1$ мм; 3 - $h^* = 1,0$ мм; 4 - $h^* = 1,1 \pm 0,05$ мм; 5 - $h^* = 1,1 \pm 0,075$ мм; 6 - $h^* = 1,1 \pm 0,1$ мм, 7 - расчет; 8 - —○— эксперимент.

Сдвиги фаз $\beta=f(\alpha)$ для демпферов с постоянными значениями высот гофров расположены эквидистантно друг другу (рис. 3.32), при случайных распределениях высот гофров средняя линия кривой

искривляется, а амплитудные значения остаются приблизительно теми же, что и при постоянных значениях высот гофров. Фактор случайности распределения высот гофров является качественно важным и полностью определяет диапазоны изменения β : чем больше разброс h^* , - тем больше диапазон изменения $\beta=f(\alpha)$. Этот параметр, по - видимому, весьма сильно влияет на демпфирующие характеристики демпфера.

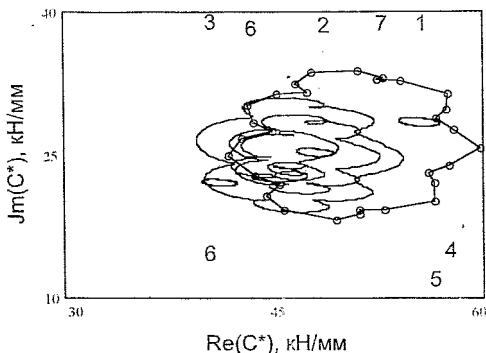


Рис. 3.33. Сводный график изменения комплексной жесткости демпфера опор ТНА РН РД-110 для различных законов распределения высот гофров по окружности: 1 - $h^* = 1,2$ мм; 2 - $h^* = 1,1$ мм; 3 - $h^* = 1,0$ мм; 4 - $h^* = 1,1 \pm 0,05$ мм; 5 - $h^* = 1,1 \pm 0,075$ мм; 6 - $h^* = 1,1 \pm 0,1$ мм, -o-o- - эксперимент.

На рис. 3.33 показан сводный график изменения комплексной жесткости демпфера, полученный экспериментально и теоретически при допущениях, приведенных в пп. 1...6. При точном изготовлении демпфера без разброса годограф комплексной жесткости имеет небольшую петлю малой протяженности и при увеличении высот гофров с 1 мм до 1,2 мм смещается в сторону увеличения и $Re(C^*)$ и $Jm(C^*)$. При сохранении среднего уровня высот гофров $h^*=1,1$ мм и увеличении их разброса площадь, занимаемая годографом комплексной жесткости и его длина L_c существенно изменяется.

На рис. 3.34, 3.35 показаны сводные графики изменения момента сопротивления прецессии $M_{сп}(\alpha)$ и силы сопротивления демпфера $P(\alpha)$. Нетрудно видеть, что величина разброса высот гофров существенно влияет на смещение указанных характеристик относительно центра и деформацию годографов этих кривых. Экспериментальные кривые $Jm(C^*)=f\{Re(C^*)\}$, $\beta=f(\alpha)$, $M_{сп}=f(\alpha)$, $P=f(\alpha)$ хорошо согласуются с расчетно-теоретическими характеристиками и для этого демпфера (расхождение не более 15 %).

На рис. 3.36 представлены результаты сравнения расчета с экспериментом для опытного экземпляра демпфера задней опоры турбины изделия ФМ конструкции Н.Д. Кузнецова (черт. 7Я.02.04.153) (см. комп. № 3 в табл. 3.1). Демпфер имеет диаметр по посадке в корпус 190 мм и

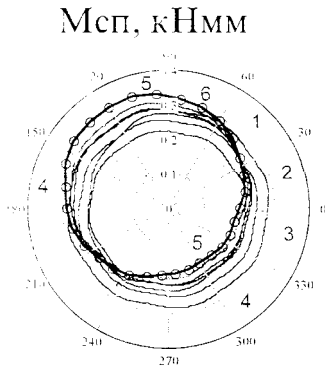


Рис. 3.34. Сводный график изменения момента сопротивления прецессии $M_{сп}(\alpha)$ демпфера опор ТНА РН РД-110 для различных законов распределения высот гофров по окружности: 1 - $h^* = 1,2$ мм; 2 - $h^* = 1,1$ мм; 3 - $h^* = 1,0$ мм; 4 - $h^* = 1,1 \pm 0,05$ мм; 5 - $h^* = 1,1 \pm 0,075$ мм; 6 - $h^* = 1,1 \pm 0,1$ мм, —o—o— эксперимент.

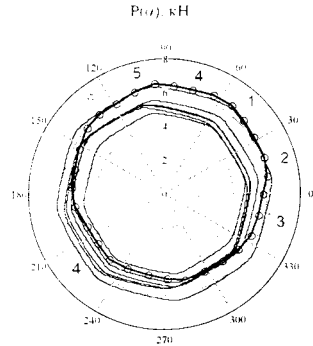


Рис. 3.35. Сводный график изменения силы сопротивления демпфера $P(\alpha)$ ТНА РН РД-110 для различных законов распределения высот гофров по окружности: 1 - $h^* = 1,2$ мм; 2 - $h^* = 1,1$ мм; 3 - $h^* = 1,0$ мм; 4 - $h^* = 1,1 \pm 0,05$ мм; 5 - $h^* = 1,1 \pm 0,075$ мм; 6 - $h^* = 1,1 \pm 0,1$ мм, —o—o— эксперимент.

его число пролетов равно 18. При высоте двух пролетов (восьмого и девятого) $h^* = 3,1$ мм демпфер позволяет разгрузить статическую нагрузку от веса ротора $G = 11,08$ кН.

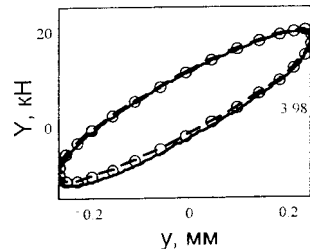
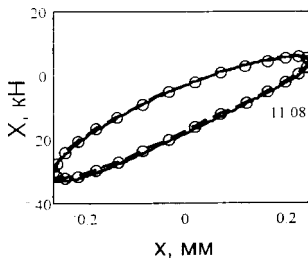


Рис. 3.36. Результаты сравнения расчета с экспериментом для опытного экземпляра демпфера задней опоры турбины изделия ФМ конструкции Н.Д. Кузнецова: —o—o— эксперимент; — — — расчет.

На рис. 3.37 показан годограф комплексной жесткости того же демпфера. Совпадение удовлетворительное и не превышает 7%. Еще меньшее расхождение расчета с экспериментом имеют графики сдвига

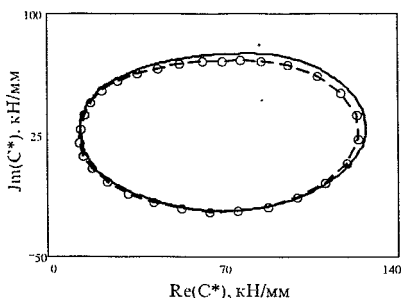


Рис. 3.37. Годограф комплексной жесткости демпфера задней опоры турбины изделия ФМ конструкции Н.Д. Кузнецова: —○— — эксперимент; — — расчет.

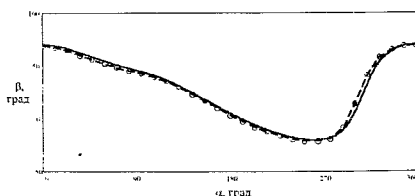


Рис. 3.38. Результаты сравнения расчета с экспериментом сдвига фаз $\beta = \beta(\alpha)$ для опытного экземпляра демпфера задней опоры турбины изделия ФМ конструкции Н.Д. Кузнецова: —○— — эксперимент; — — расчет.

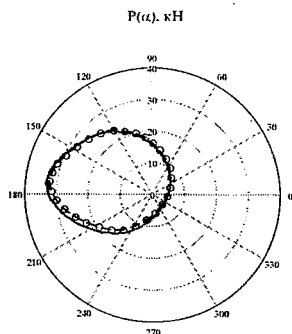


Рис. 3.39. Результаты сравнения расчета с экспериментом годографа силы сопротивления опытного экземпляра демпфера задней опоры турбины изделия ФМ конструкции Н.Д. Кузнецова: —○— — эксперимент; — — расчет.

фаз $\beta=\beta(\alpha)$ (рис.3.38) и силы сопротивления демпфера P от угла α (рис. 3.39). На последнем графике отчетливо виден эффект разгрузки демпфером статической силы от веса ротора, которая определяется как “центр тяжести” кривой годографа $P(\alpha)$.

На рис. 3.40 приведены поля упругогистерезисных петель, полученные расчетным и экспериментальным путем для пакета круглых шайб с одноосным гофрированием (см.рис.3.6) при осевом нагружении. Шайбы использовались ККБМ (г. Самара) в качестве противоударного устройства в системе разделения ступеней одной из ракет-носителей. Как видно из рисунка, эмпирическая расчетная формула дает удовлетворительные результаты и отражает качественные закономерности, протекающие при деформировании гофрированного пакета.

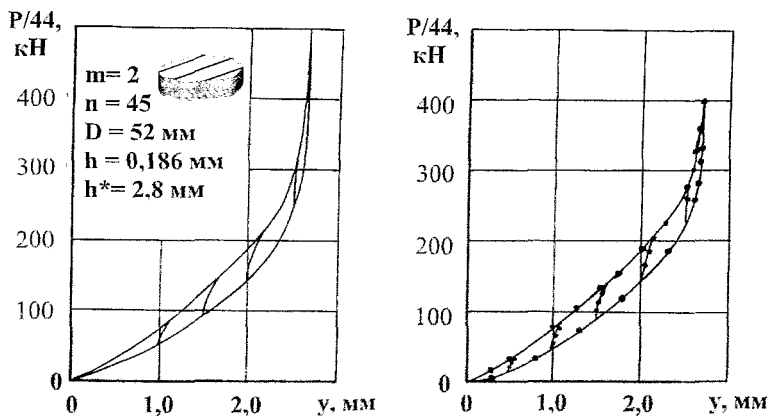


Рис. 3.40. Поля упругогистерезисных петель круглых многослойных пакетов, полученные расчетным (а) и экспериментальным (б) путем

3.4. Выводы

Экспериментальные исследования статических упругофрикционных характеристик многослойных гофрированных демпферов двигателей летательных аппаратов совместно с расчетно-теоретическим исследованием позволил найти ряд их новых свойств и сформулировать рекомендации по их применению, эксплуатации и расчету характеристик:

1. Разработанная авторами уточненная методика расчета статических упругофрикционных характеристик кольцевых многослойных демпферов, включающая учет влияния шпоночного паза, переменность геометрических параметров гофров по окружности, а также явление “предварительного смещения” А.В. Верховского при расчете сил трения в контакте гофров с вибратором, хорошо качественно и количественно согласуется с экспериментом и позволяет точно прогнозировать свойства опор на стадии проектирования и в условиях серийного производства.

2. Многослойные демпферы с условно постоянными геометрическими параметрами гофров по окружности опор целесообразно рассчитывать по теории демпферов с переменными параметрами гофров вследствие их неизбежного разброса в процессе неидеальной технологии изготовления.

3. Фактор казалось бы незначительного случайного отклонения геометрии гофров в пределах полей допусков вносит в картину распределения упругофрикционных характеристик демпферов существенно большие качественные и количественные отклонения от их нормы, чем те же отклонения геометрии при их постоянстве по окружности.

что во всем диапазоне амплитуд нагрузки, P_0 [200; 1500] кгс *демпферы с*

4. За счет незначительного увеличения начальных высот гофров демпфера с противоположной по отношению к шпоночному пазу стороны можно обеспечить саморазгрузку ротора ДЛА от веса без применения дорогостоящих разгрузочных устройств, неизбежной доработки опор и усложнения конструкции.

5. Разрез под шпоночный паз в опоре ДЛА целесообразно располагать не на строго вертикальной оси, а под некоторым, определенным в соответствии с теоретическим расчетом углом, отсчитываемым от вертикальной оси опоры.

6. При проектировании опоры с многослойным гофрированным демпфером с переменными геометрическими параметрами можно сочетать применение переменных высот с переменными угловыми шагами гофров. Это может оказаться целесообразным с точки зрения равнопрочности конструкции демпфера.

7. Уровень диссипативных характеристик многослойных опор с гладкими лентами значительно ниже, чем у опор с гофрированными лентами. К тому же нет методик расчета опор с гладкими лентами. Это позволяет рекомендовать конструкторам применять в опорах роторов ДЛА преимущественно многослойные гофрированные демпферы, так как с их помощью можно обеспечить все те же свойства, что и у демпферов с гладкими лентами и, кроме того, иметь ряд перечисленных в пп. 1...6 преимуществ.

8. Параметр длины годографа комплексной жесткости (L_c), впервые введенный авторами в практику расчетов демпферов, позволяет качественно, а в случае набора статистики и количественно, определять

степень разброса геометрии гофров по окружности не прибегая к сложным прямым измерениям.

9. Введенный в практику расчетов параметр средней комплексной жесткости $C_{ср}$, определенный как “центр тяжести” годографа комплексной жесткости можно рекомендовать для использования при сравнении вариантов демпферов и контроле стабильности жесткости опор в производстве ДЛА.

10. Рекомендовать работникам ОКБ при проектировании опор роторов ДЛА использование созданных авторами и имеющихся в СГАУ программ расчета характеристик на языке “Mathcad 6.0 Plus”.

11. Расчет параметров многослойных пакетов гофрированных шайб, использующихся при гашении осевых колебаний роторов ТНА хорошо согласуется с экспериментом, что позволяет рекомендовать соответствующую методику к применению на предприятиях аэрокосмической отрасли и в машиностроении.

12. Стенды, используемые для определения характеристик кольцевых демпферов при прецессионном нагружении их вибратором, более целесообразно использовать в производстве ДЛА, т.к. с их помощью можно получить более качественную информацию об эксплуатируемых опорах по сравнению со стендом одноосного нагружения. Авторами доработан комплект датчиковой аппаратуры, дающий возможность автоматизировать процесс обработки результатов эксперимента с использованием ПЭВМ.

4. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИКИ РОТОРА НА ОПОРЕ С МНОГОСЛОЙНЫМ ГОФРИРОВАННЫМ ДЕМПФЕРОМ

Растущая напряженность динамического состояния современного ДЛА приводит к тому, что возможности средств пассивной виброзащиты двигателя иногда оказываются неэффективными. Возникает необходимость введения в схему роторной системы узлов с управляемыми в процессе работы упруго-демпфирующими характеристиками, позволяющими поддерживать оптимальные соотношения инерционных, упругих и диссипативных параметров системы при переходе с одного режима работы на другой. В связи с этим по заказу СНПО «Авиадвигатели НК» (г. Самара) в ОНИЛ-15 СГАУ была разработана управляемая упругодемпферная опора (УУДО) с многослойным гофрированным демпфером. Выполнено проектирование, расчет и изготовление данной опоры, теоретически подобраны и экспериментально подтверждены необходимые жесткостные характеристики. Кроме того, теоретически обоснована правомерность использования гипотезы Н.Н. Давиденкова [55] при динамических расчетах частот и форм колебаний ротора на (УУДО) с многослойным гофрированным демпфером. Динамические испытания проводились совместно сотрудниками СГАУ и СНПО «Авиадвигатели НК» [154]. В них принял участие к.т.н. С.Н. Мелентьев [85].

4.1. Изготовление УУДО и определение ее статической характеристики

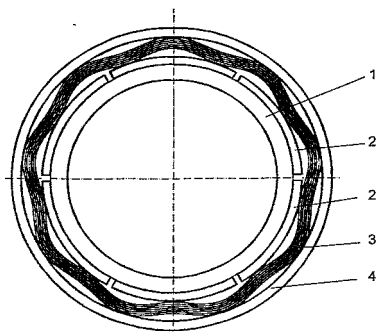


Рис. 4.1. Управляемая упруго-демпферная опора с пластинчатым демпфером; 1 - неразрезное кольцо; 2 - конусные сегменты; 3 - демпфер; 4- корпус.

Идея создания (УУДО) с пластинчатым гофрированным демпфером [85] состоит в том, что в качестве управляемого параметра выбран радиальный зазор δ . Широкое исследование влияния этого параметра на упруго-демпфирующие характеристики выполнено в [98], благодаря чему и родилась идея управляемой опоры.

Общий вид исследуемой УУДО с пластинчатым демпфером приведен на рис.4.1. Внутреннее кольцо демпфера представляло собой ансамбль из неразрезного кольца 1 с наружным конусом, и кольца 2 с внутренним конусом, разрезанного на сегменты.

При перемещении неразрезного кольца вдоль оси сегменты 2 разрезного кольца увеличивают или уменьшают радиальный зазор δ_0 . Исследуемая УУДО имеет два фиксированных по δ_0 положения: положению 1 соответствует $\delta_0 = 2.1$ мм, а положению 2 - $\delta_0 = 1.1$ мм. Переключение опоры из одного положения в другое производилось путем осевого перемещения вала и жестко связанного с ним через подшипник 1 стакана 2 под действием осевого усилия (рис.4.2). На наружной поверхности стакана 2 и на внутренней поверхности кольцевых секторов 3 выполнены по две пары опорных поясков и по паре конических направляющих, так что, при осевом смещении стакана 2 вправо по схеме на $\Delta L=3$ мм, на конических направляющих возникает радиальная составляющая силы, разжимающая кольцевые сектора 3. Опорные пояски обеспечивают фиксацию δ_0 в положениях 1 и 2.

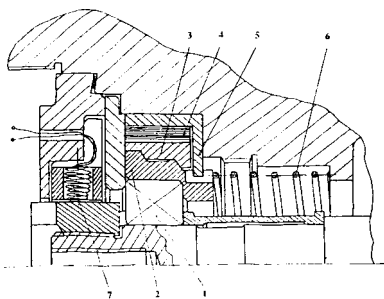


Рис.4.2. Общий вид узла с исследуемой упругодемпферной опорой с демпфером многослойного типа: 1-подшипник; 2 - втулка; 3 - втулка, разрезанная на сегменты; 4 - демпфер; 5 -корпус демпфера; 6 - пружина; 7 - датчики перемещений.

Кольцевые сегменты демпфера 3 и втулка 5 (см. рис. 4.2) изготовлены из ст. 45, термообработаны до HRC 47.5 и имеют чистоту рабочих поверхностей не ниже 6 класса. Материалом для изготовления гофрированного пакета служила лента по ГОСТ 2416-65 третьей группы прочности из пружинной стали 65Г; чистота поверхности пластин не ниже 8 класса.

Изготовление гофрированных лент проводилось на специальной установке, разработанной Г.А.Новиковым в СГАУ (рис.4.3). Она состоит из корпуса 1, закрепленного на фундаментной плите двумя болтами. В корпусе установлены на осях две эвольвентные шестерни 2 и 3 со скругленными кромками при вершинах зубьев. Вращение шестерен производится рукояткой 4, жестко закрепленной на нижней шестерне. Для подачи и направления ленты при ее движении между зубьями шестерен установка снабжена направляющей планкой 5, выставленной перпендикулярно осям шестерен. Получение гофров с различной геометрией профиля осуществляется за счет применения различных комплектов шестерен, а также за счет изменения их межцентрового расстояния.

Для исключения пластических деформаций гофров во время экс-

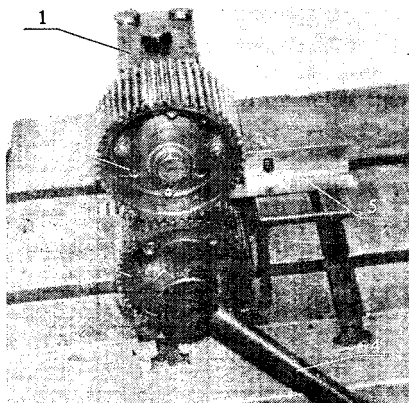


Рис. 4.3. Установка для изготовления гофрированных лент демпфера

цевых сегментов устанавливается на короткий жесткий шип массивного основания 2, закрепленного болтами и прихватами на плите. По наружному диаметру втулки демпфера ставится внешняя обойма 3, которая имеет на наружной поверхности специальные бобышки 4, служащие для передачи на нее усилия с динамометра 5. Нагружение динамометра производится грузовым винтом 6, закрепленным в неподвижной стойке 7 на плите. Измерение смещения внешней обоймы 3 относительно основания 2 осуществляется сменными индикаторами 8

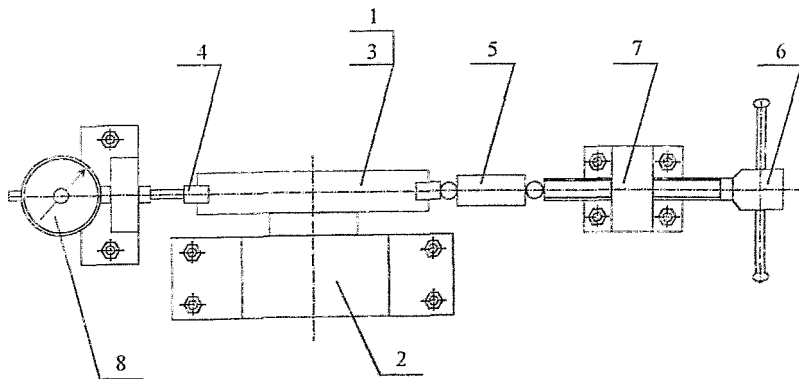


Рис. 4.4. Установка для проведения статических испытаний кольцевых демпферов при одноосном нагружении

перимента скомплектованные пакеты подвергались опрессовке на гидравлическом прессе до их полного выпрямления. Как показали опыты, оставшаяся после этой операции форма упругой линии гофра не изменялась при последующих экспериментах, т.к. деформация пакета никогда не превышает стрелу прогиба гофра.

Собранная упругодемпферная опора экспериментально исследовалась на предмет получения ее статической характеристики в координатах «сила-перемещение». Для этого использовалась установка для проведения статических испытаний кольцевых демпферов, показанная на рис.4.4. Испытываемый

узел 1 по внутреннему диаметру коль-

часового типа с ценой деления 0,01 или 0,001 мм. После статической тренировки производилось циклическое деформирование демпфера с регистрацией показаний индикаторов перемещения и нагрузки.

Полученные таким образом характеристики демпфера показаны

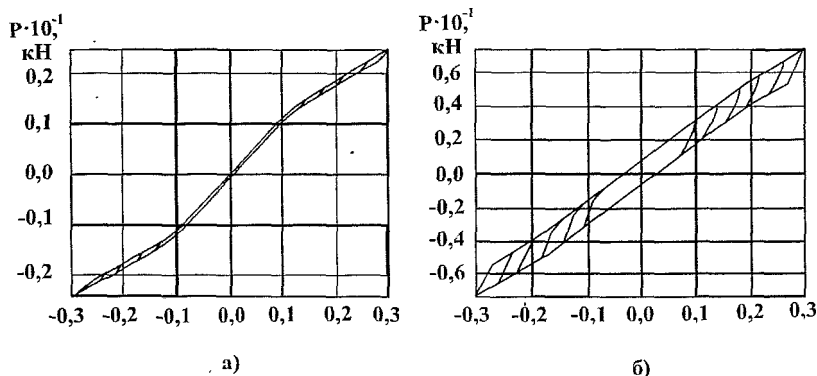


Рис. 4.5. Нагрузочная характеристика пластинчатого демпфера разработанной упругодемпферной опоры ротора узла турбины ГТД НК-88: а) первое положение ($\delta_0 = 2,1$ мм); б) второе положение ($\delta_0 = 1,1$ мм)

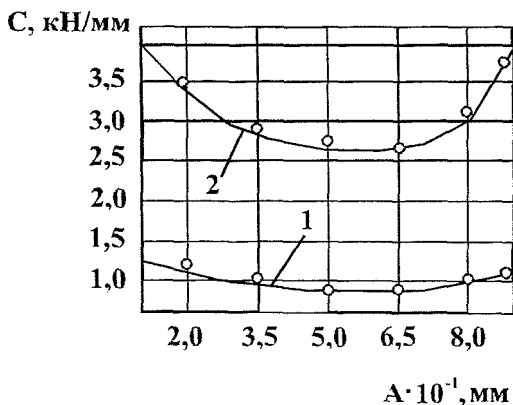


Рис. 4.6. Основная зависимость $C = f(A)$, по которой производилось управление характеристиками исследуемой упругодемпферной опоры: - при одноосном нагружении; \circ - при прецессионном нагружении.

на рис.4.5, а, б, где гистерезисная петля на рис. 4.5, а соответствует первому состоянию демпфера (с меньшей жесткостью), а петля на рис. 4.5, б - второму состоянию (с большей жесткостью). Результаты эксперимента хорошо согласуются с расчетными данными, выполненными, как для одноосного, так и для прецессионного нагружения. В последнем случае петли гистерезиса имеют вид эллипсов (см. разд. 2.1.1), что позволило при расчетном исследовании динамики ротора воспользоваться гипотезой Давиденкова Н.Н. для описания реакции сопротивления

ния опоры [85]. На рис. 4.6 приведена основная зависимость $C = f(A)$, по которой производилось управление процессом колебаний. Кривые (рис.4.6) построены для диапазона $A=0.1...0.9$ мм для того, чтобы можно было определить положение C_{\min} . В диапазоне $A = 0.1...0.3$ мм при увеличении A жесткость падает.

Для определения осевого усилия, необходимого для переключения управляемой упругодемпферной опоры из первого положения во второе проводился еще один вспомогательный эксперимент. Втулка демпфера 5 (см. рис.4.4) неподвижно закреплялась на плите, а к стакану 2 через динамометр прикладывалось осевое усилие. При этом фиксировался момент, когда происходило переключение демпфера из первого положения во второе. Это усилие оказалось равным $P_{\text{пер}} = 1250$ Н. Расчетное усилие возвратной пружины 6 (рис.4.2) составляет 70 Н. Тогда усилие, необходимое для переключения демпфера на установке с коэффициентом запаса $k = 1,1$ составит

$$P_{\text{упр}} = (P_{\text{пер}} + P_{\text{пруж}}) \cdot 1,1 = 1450 \text{ Н.}$$

4.2. Описание экспериментального стенда для динамических испытаний

Динамический эксперимент проводился на стенде, в качестве которого был использован узел ротора турбины ТНА подачи топлива в камеру сгорания ГТД НК-88. На изделии он используется для привода насоса компонентов топлива агрегата и должен устойчиво работать на частотах вращения 2500 1/с и 5000 1/с. Как показали расчеты [158], данный ротор на штатных подшипниках имеет собственную частоту вращения в этом диапазоне, т.е. ротор - «закритический». Перед проведением эксперимента предполагалось, что введение управляемого демпфирования позволит:

- 1) снизить амплитуду прецессии при переходе через «критику»;
- 2) снизить амплитуду вибрации на рабочей частоте путем управляемой частотной отстройки.

Экспериментальные исследования проводились сотрудниками СГАУ и СНПО «Авиадвигатели НК» совместно с использованием автоматизированных средств обработки экспериментальных данных на базе вычислительного комплекса СМ 1420 и программных комплексов на ПЭВМ IBM PC/AT[117].

Стенд (см. рис. 4.7), состоит из экспериментальной установки 1 (88Н.001.000) и систем обеспечения: системы смазки подшипников 2, пневматической системы 3 и измерительной системы 4. Он позволяет замерять величину амплитуды прецессии ротора установки (в двух радиальных и двух перпендикулярных осевых плоскостях) и уровень вибрации ее корпуса при изменении частоты вращения (АЧХ) либо введении управляющего воздействия.

Экспериментальная установка 1 предназначена для раскрутки ротора узла турбины ТНА и создания осевого усилия на валу. Она вклю-

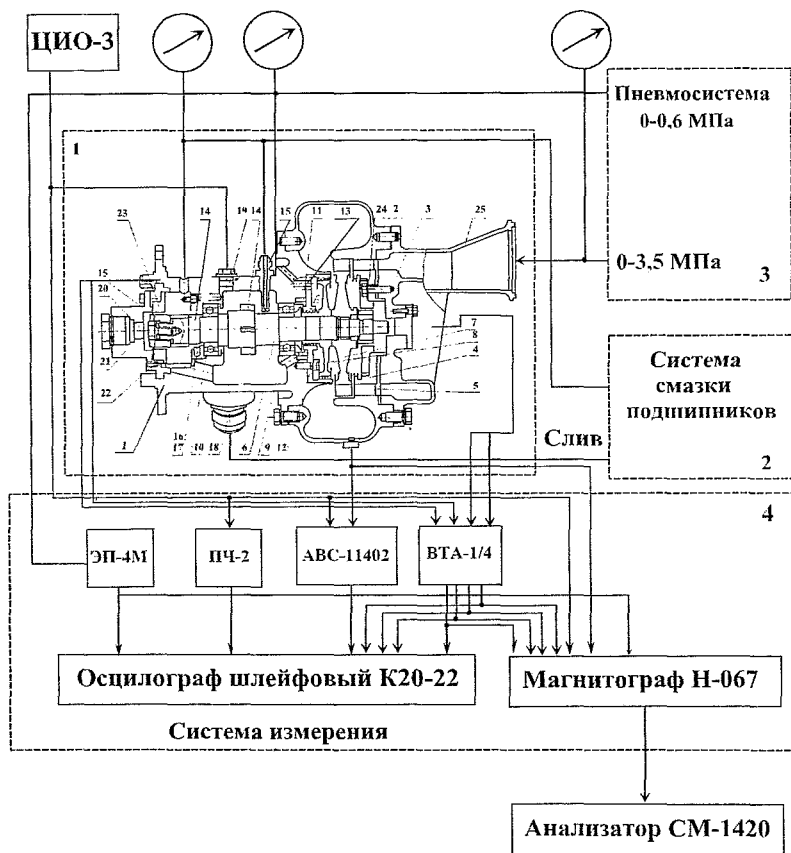


Рис.4.7. Принципиальная схема экспериментального стенда для обработки опоры с управляемой жесткостью

часть в себя корпус 1, к которому крепятся выхлопной корпус 2 и входной корпус 3, снабженный сопловым аппаратом 4 и шайбой 5, с помощью которой перекрывают определенное количество сопел аппарата 4, обеспечивая заданную парциальность. В корпусе 1 установлена крышка 12, графитизированные поверхности которой образуют с зубьями поршня 8 лабиринтные уплотнения, ограничивающие полость «А», сообщающуюся с пневмосистемой стенда через отверстие 13 и через аналогичное отверстие с манометром для замера давления в этой полости.

Осевое усилие на валу 6 определяется давлением в полости «А» и площадью поршня, ограниченной верхним и нижним лабиринтными уплотнениями. Давление здесь можно изменять по любому закону регулирования, обеспечивая пропорциональное ему изменение осевого усилия.

Роторная система установки состоит из двухопорного вала 6, с посаженными на него рабочим колесом 7 и поршнем 8. В случае управления радиальной жесткостью подшипника в качестве опор использованы одинаковые штатные подшипники 75-205P2, жестко установленные в корпусе без демпфера (поз. 9 и 10), причем подшипник 10 не ограничен в осевом направлении, а подшипник 9 упирается правым торцом через распорную втулку 11 в корпус 1. В случае эксперимента с управляемым пластинчатым демпфером подшипник 9 остается без изменения, распорная втулка 11 и подшипник 10 снимаются, а узел левой опоры ротора состоит из радиального подшипника 6005 № IKL ↓ (рис.4.2), установленного в стакане 2, шести кольцевых сегментов 3, пластинчатого демпфера 4, втулки 5, возвратной пружины 6 и датчика вибрации 7.

На валу 6 (рис.4.2) выполнены выступы 14, которые при вращении вала проходят около датчиков замера частоты вращения ДЧВ-2500 (на рис. 4.1 не показаны), возбуждая в них сигналы. Один датчик ДЧВ-2500 соединен с указателем частоты вращения ротора ЦИО-3 с цифровой индикацией для визуального наблюдения, а другой может быть соединен через анализатор АВС-11402 с каналом шлейфового осциллографа К20-22 или с каналом магнитографа Н-067.

Смазка подшипников маслом производится через одиночные форсунки 15, 16 и 17 (последняя на рисунке не показана). Слив масла из масляной полости корпуса 1 принудительный и осуществлен через штуцер 18, сообщающийся с помпой откачки масловоздушной смеси 890ПС. Суфлирование масляной полости осуществляется через каналы 19 и 20, которые на рис.4.2. показаны заглушенными. На стенде заглушки демонтируются, а к каналам 19 и 20 подстыковываются дренажные трубопроводы, сообщающие маслополюсть со стендовым маслобаком, снабженным штуцером суфлирования в атмосферу. В крышке 21, в которой выполнен канал 20, имеется отверстие 22, через которое пропущены выводы датчиков виброперемещений, установленных в текстолитовой втулке 23 и соединенных через усилитель преобразователь ВТА-1/4 с каналами шлейфового осциллографа К20-22 или с каналами магнитографа Н-067. Аналогичные датчики виброперемещений установлены во втулке 24 и также соединены с соответствующими каналами аппаратуры стенда.

Входной патрубок 25 корпуса 3 соединен с пневмосистемой стенда через редуктор ИЛ-611-150-20, а форсунки 15, 16 и 17 с нагнетающей маслопомпой стенда 1007К через фильтрующие устройства типа 442. Откачиваемое из штуцера 18 масло проходит через маслорадиатор с водяным охлаждением. Давление воздуха на входе в турбину и в полости

«А» поддерживается на заданном уровне с помощью стеновых воздушных редукторов, ручки управления которых вынесены на панель пульта управления.

Во время работы с помощью управляемых редукторов обеспечивают необходимые величины давления в полостях «А» корпуса 1 и входного корпуса 3. Воздух из соплового аппарата 4 поступает на рабочее колесо 7 активного типа, приводя во вращение ротор установки. В связи с тем, что рабочее колесо 7 выполнено активным, давление воздуха в полостях вокруг него равно давлению на выходе (близко к атмосферному). Давление на входе в масляные форсунки создается включением в работу маслососа, настройка редукционного клапана которого обеспечивает заданную величину давления масла. Откачка масла из маслополости обеспечивается при включении стеновой маслопомпы, а при наличии суфлирования в маслополости поддерживается давление, близкое к атмосферному. Во время эксперимента производится замер температуры масла на входе в форсунки и на сливе в штуцере 18 с помощью хромель-копелевых термопар типа Т-49.

4.3. Тарировка преобразователей и измерительной аппаратуры

Перед каждой серией экспериментов проводилась тарировка следующих узлов.

Датчик частоты вращения ротора ДЧВ-2500.

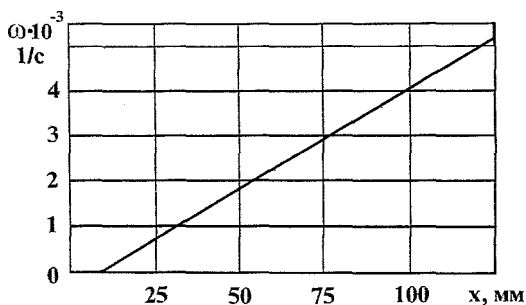


Рис. 4.8. Тарировочный график частоты вращения ротора для датчика ДЧВ-2500 с аппаратурой АВС-11402.

Для этого ротор разгонялся до частот вращения, которые задавались по указателю частоты вращения ЦИО-3, с равным интервалом 5 рад/с во всем рабочем диапазоне измерения датчика. Электрический сигнал с датчиков усиливался аппаратурой АВС-11402 и регистрировался шлейфовым осциллографом К20-22 в виде прямой линии. Расстояние между ней и нулевой линией, пропорциональное частоте вращения, пере-

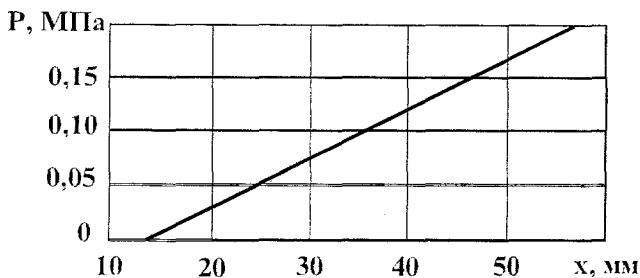


Рис. 4.9. Тарировочный график давления в полости «А» для датчика ДМИ-0,6 с аппаратурой ЭП-4М.

носилось измерителем на тарировочный график (рис.4.8.), по которому определялся тарировочный коэффициент $K_1 = 40$ (рад/с)/мм.

Датчик давления ДМИ-0.6.

Для этого по манометру (см. рис. 4.7) задавалось давление в нагруженной полости «А» через равные интервалы 0,05 кПа во всем диапазоне измерения датчика. Электрический сигнал с датчиков усиливался аппаратурой ЭП-4М и регистрировался шлейфовым осциллографом К20-22 в виде прямой линии. Расстояние между ней и нулевой линией, пропорциональное частоте вращения, переносилось измерителем на тарировочный график (рис.4.9.), по которому определялся тарировочный коэффициент $K_2 = 1$ кПа/мм.

Виброперемещение.

Для этого на специальной установке задавался радиальный зазор между датчиком и ротором через равные интервалы 10 мкм во всем диапазоне измерения датчика. Электрический сигнал с датчиков усиливался аппаратурой ВТА 1/4 и регистрировался шлейфовым осциллографом

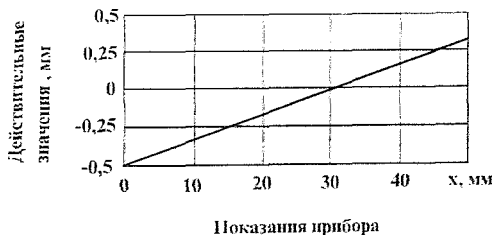


Рис. 4.10. Тарировочная зависимость виброперемещения ротора для токового датчика с аппаратурой ВТА 1/4.

К20-22 в виде прямой линии. Расстояние между ней и нулевой линией, пропорциональное частоте вращения, переносилось измерителем на тарифовочный график (рис.4.10.), по которому определялся тарифовочный коэффициент $K_3 = 17,5$ мкм/мм.

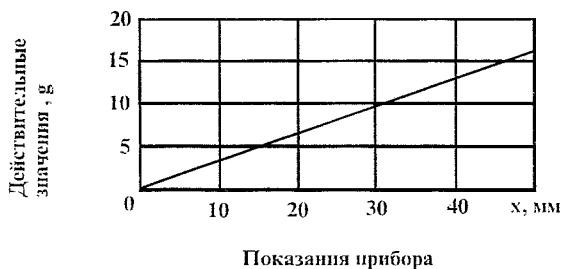


Рис. 4.11. Тарифовочная зависимость виброускорения корпуса установки для датчика АВС-017-04 с аппаратурой АВС-11402.

Виброускорение.

Датчики виброускорения АВС-017-04 периодически поверяются контрольно измерительной службой предприятия СНПО «Авиадвигатели НК» совместно с аппаратурой АВС-11402. Поэтому для тарифовки аппаратурой АВС-11402 генерировался калибровочный сигнал, соответствующий виброускорению 19,4 г на частоте 2 КГц и регистрировался шлейфовым осциллографом К20-22 в виде прямой линии. Расстояние между ней и нулевой линией, пропорциональное частоте вращения, переносилось измерителем на тарифовочный график (рис. 4.11), по которому определялся тарифовочный коэффициент $K_4=0,3$ г/мм.

4.4. Оценка погрешности экспериментов

Анализ условий проведения экспериментов показал, что на величину измеряемых параметров могут оказывать влияние внешние факторы, основные из которых: люфты в стыках и соединениях деталей; колебания давления в воздушной и смазочной системах; вибрационный фон; изменение температуры окружающей среды и влажности воздуха. Для

исключения их влияния был принят ряд мер. Так, радиальные и осевые люфты измерялись и перед началом эксперимента выбирались предварительным нагружением. Температура, давление в воздушной и маслосистемах и вибрационный фон в испытательном боксе постоянно контролировались службами предприятия. Все это дало возможность предполагать, что имеют место только случайные ошибки, которые независимы между собой и подчиняются закону нормального распределения.

Измерение динамических параметров производилось с использованием тарифовочных характеристик, полученных в статике. Тарифовка осуществлялась в комплекте с усилительной и записывающей аппаратурой непосредственно на стенде.

Рассмотрим пример деления погрешности измерения амплитуды вибрации вала $A_B = A_{\text{осц}} k_j$, где $A_{\text{осц}}$ - значение, снимаемое с осциллограммы; k_j - тарифовочный коэффициент.

Относительная погрешность определения тарифовочного коэффициента складывается из погрешностей эталонного прибора (σ_s), датчика (σ_d), усилителя аппаратуры (σ_u), регистрирующего прибора (σ_p) и погрешности обработки графика (σ_o) и ее средняя квадратичная величина определяется по формуле

$$\sigma_k = \sqrt{s_s^2 + s_d^2 + s_u^2 + s_p^2 + s_o^2}, \quad (4.1)$$

При тарировке с помощью индикатора часового типа с ценой деления 0,001 мм можно принять $\sigma_s = 0,5 \%$. Суммарная погрешность вихретокового датчика и усилителя ВТА-1/4 составляет 10 %. Погрешность регистрирующего прибора (шлейфовый осциллограф К20- 22) $\sigma_p = 8 \%$. Погрешность снятия отсчета любой точки с осциллограммы не превышает 5 %. Подставляя значения составляющих погрешности в формулу (4.1) получим среднюю квадратичную погрешность тарировочного коэффициента канала измерения перемещения

$$\sigma_b = \sqrt{0,5^2 + 10^2 + 8^2 + 5^2} = 13,83\%. \quad (4.2)$$

Погрешность измерения A_v в процессе исследований складывается из погрешностей датчика, аппаратуры, регистрирующего прибора и обработки графиков. Подставив соответствующие величины в выражение (4.1), найдем

$$\sigma_A = \sqrt{10^2 + 8^2 + 3^2 + 5^2} = 14,07\%. \quad (4.3)$$

Окончательная средняя квадратичная погрешность определения амплитуды вибрации вала получится

$$\sigma_\Sigma = \sqrt{(\sigma_b)^2 + (\sigma_A)^2} = \sqrt{13,83^2 + 14,07^2} = 19,7\%. \quad (4.4)$$

По проведенным оценкам относительная погрешность остальных измерений не превышала 20 %.

Предельные погрешности используемых при замерах приборов сведены в таблицу 4.1.

Таблица 4.1

Относительная погрешность приборов

Тип и класс прибора	Диапазон измеряемых величин	Предельные относительные погрешности измерения %
1	2	3
Измерение температуры		
Ртутный термометр с ценой деления 0,1°C, кл.0,1	20...70 С	0,07...0,25
Термопара хромель-копелевая, Т-49, +1	25...60 С	1,7...4
Измерение давления		
Манометр образцовый кл. 0,6 0...0,1 кг/см ² с ценой деления 0,003	20...60 КПа	0,15...0,5
Манометр образцовый кл. 1,0 0...1,0 кг/см ² с ценой деления 0,005	30...100 КПа	0,26...0,8
Манометр образцовый кл. 1,0 0...25,0 кг/см ² с ценой деления 0,02	100...2500 КПа	0,04...1,0
Датчик давления ДМИ 0,6	20...60 КПа	1,3...9
Усилитель ЭИ-4М		10
Измерение перемещения		
Индикатор часовой с ценой деления 0,001 мм	0,002...0,06 мм	8...25
Вихретоковый датчик с усилителем ВТА-1/4	0,005...0,1 мм	10
Измерение ускорения		
Датчик АВС-017-04 с усилителем и фильтром роторной гармоник АВС-11402	11...25 g	10
Измерение частоты		
Датчик ДЧВ-2500 с усилителем ЦНО-3	1...6000 Гц	10
Измерение силы		
Динамометр 3 разряда типа ДЭС-0,1 с ценой деления 1,5 Н	50...1000 Н	10,075...1,5
Измерение геометрических размеров		
Штангенциркуль с ценой деления 0,05 мм	2...200 мм	10,0125...1,251
Микрометр с ценой деления 10,001 мм	10...30 мм	10,002...0,0051
Магнитограф Н-067		8
Шлейфовый осциллограф К20-22		8
Система обработки информации на базе ЭВМ СМ-1420		10

4.5. Экспериментальное исследование управляемой упругодемпферной опоры с многослойным гофрированным демпфером

Цель работы.

Исследование влияния управления жесткостью пластинчатого демпфера радиальной опоры ротора на вибрационные характеристики ротора и корпуса установки 80Н.738.00/020 (турбины ТНА).

Порядок проведения эксперимента.

1. Проверить работу воздушных и масляных магистралей на стоянке.
2. Подать давление $p = 0.1$ МПа в полость осевой нагрузки. Медленно увеличивая давление до $p = 0.4$ МПа одновременно наблюдать за осевым положением вала (со стороны крышки с датчиками вибрации). При некотором давлении $P_{пер}$ вал должен сместиться в осевом направлении внутрь установки на $\Delta L = 3$ мм. Записать полученное давление $P_{пер}$. Прекратить дальнейшее увеличение давления.
3. Стравить давление из полости осевой нагрузки до нуля и убедиться, что вал вернулся в первоначальное положение.
4. При нулевом давлении в полости «А» (осевой нагрузки) запустить установку и медленно вывести ее на частоту вращения 3000 1/с. Прекратить подачу воздуха к турбине и осуществить свободный выбег ротора. (Запись на осциллограф непрерывная).
5. Подать давление в полость «А» $P_{упр} = 1,1 \cdot P_{пер}$. Повторить работу п.4.
6. По осциллограмме определить частоту вращения $\omega_{упр}$ на которой будет производиться подача и сброс давления $P_{упр}$.
7. Подать давление $P_{упр}$ в полость «А». Запустить установку и довести частоту вращения до $\omega_{упр}$. Выдержать ротор на этой частоте 10 с, одновременно стравливая давление из полости «А» до нуля. Продолжить разгон ротора до частоты вращения 3000 1/с. (Запись на осциллограф непрерывная).

8. На частоте 3000 1/с прекратить подачу воздуха к турбине и начать свободный выбег ротора, следя за показаниями датчика оборотов. При достижении $\omega = \omega_{\text{упр}}$ резко подать давление $P_{\text{упр}}$ в полость «А» и выдерживать его до полной остановки ротора (допускается кратковременный заброс давления до 50% свыше $P_{\text{упр}}$). (Запись на осциллограф непрерывная).

9. Работу пп.4 - 8 повторить три раза.

10. При записи на осциллограф одновременно фиксируются сигналы: виброперемещение ротора (два вихретоковых датчика через аппаратуру ВТА-1/4); виброускорение корпуса установки (датчик АВС-017-04 с выделением роторной гармоника следящим фильтром АВС-11402); частота вращения ротора (датчик ДЧВ-2500); давление в полости «А» (датчик ДМИ 0,6).

4.6. Анализ экспериментальных данных

Анализ экспериментальных данных проводился с использованием ПЭВМ IBM PC/AT и позволил сделать следующие выводы.

1) Расчеты двух первых собственных частот вращения ротора на штатных шарикоподшипниках, выполненные с помощью ППП ДИНАР-У, дали значения $\omega_1 = 2800$ 1/с и $\omega_2 = 5500$ 1/с при жесткости левой и правой опор равной $C_n = 1,6 \cdot 10$ Н/м и $C_n = 4,5 \cdot 10$ Н/м соответственно. Результаты расчетов хорошо согласуются с экспериментальными данными ($\Delta < 10$ %).

2) Собственные частоты парциальной системы «жесткий вал на упругих опорах», рассчитанные для первого положения управляемого пластинчатого демпфера, имеют значения $\omega_{11} = 1630$ 1/с и $\omega_{21} = 3180$ 1/с. Средняя жесткость демпфера в диапазоне амплитуд вибрации 0,2 - 0,5 мм взята с графика (рис.4.6, кривая 1). Собственные частоты роторной системы, рассчитанные по известной формуле Донкерлея [142], соответственно равны

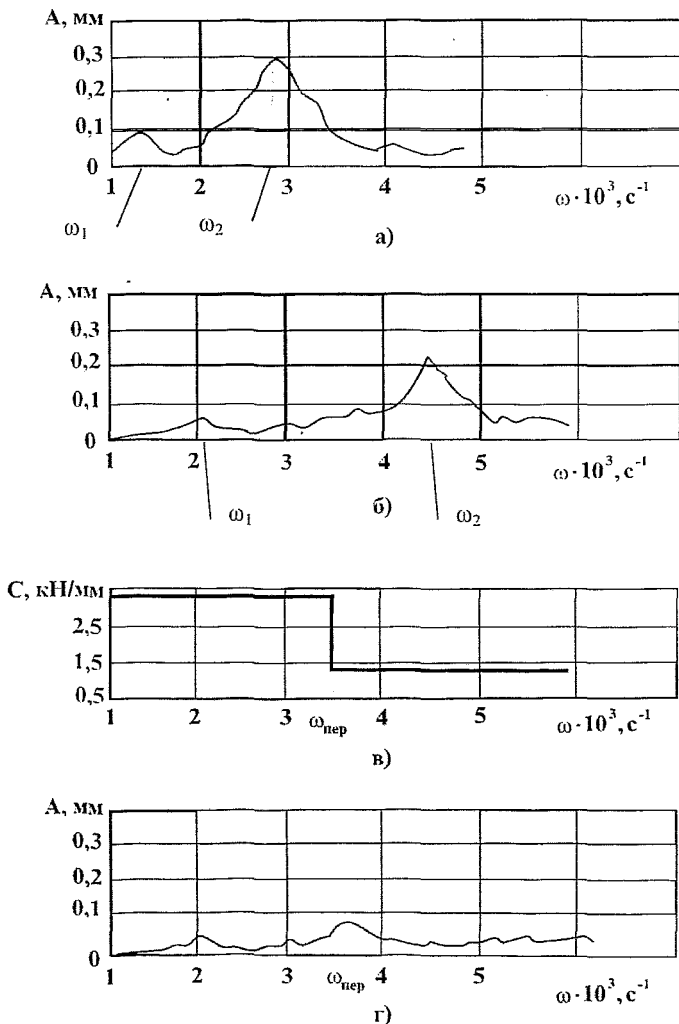


Рис. 4.11. Экспериментальные АЧХ ротора ТНА ГТД НК-88 с управляемой упругодемпферной опорой гофрированного типа: а) $\delta_0 = 2,1$ мм; б) $\delta_0 = 1,1$ мм; в) закон управления жесткости на частоте; г) АЧХ ротора с управляемой опорой по частоте.

$$\omega_{1КРi} = \sqrt{\frac{\omega_{1i}^2 \cdot \omega_1^2}{\omega_{1i}^2 \cdot \omega_1^2}} = 1410 \frac{1}{c};$$

$$\omega_{2КРi} = \sqrt{\frac{\omega_{2i}^2 \cdot \omega_2^2}{\omega_{2i}^2 \cdot \omega_2^2}} = 2760 \frac{1}{c}.$$

На рис.4.12, а приведена экспериментальная АЧХ ротора для данного случая. На ней хорошо прослеживаются два пика амплитуды при $\omega = 1300$ 1/с и $\omega = 2700$ 1/с, что согласуется с расчетом ($\Delta = 8\%$).

3) Аналогичные п.2 расчеты, выполненные для второго положения демпфера, дали значения $\omega_{1кр\ 11} = 1993$ 1/с; $\omega_{2кр\ 11} = 3901$ 1/с.

На экспериментальной АЧХ ротора, соответствующей этому случаю (рис.4.12,б), также видны два пика амплитуды при $\omega = 2100$ 1/с и $\omega = 4500$ 1/с. Погрешность расчета первой собственной частоты составляет 5 %, а второй- 12%.

4) Консольное расположение турбины в компоновке РС ТНА (см. рис.4.7) дает большое значение экваториального момента ротора. Поэтому амплитуда вибрации при конической форме колебаний (второй резонанс) значительно больше, чем при цилиндрической форме (первый резонанс) (рис.4.12,а,б).

5) АЧХ ротора при управлении жесткостью УУДО в процессе работы по закону (рис.4.12,в) приведена на рис.4.12,г. Переключение жесткости производилось на частоте $\omega_{пер} = 3500$ 1/с. В результате управления удалось в диапазоне $0 < \omega < \omega_{раб} = 5500$ 1/с снизить максимальную амплитуду вибрации ротора с 0,3 мм (рис.4.12, а) до 0,1 мм (рис.4.12, г), т.е. в 3 раза.

6) Релейный закон управления жесткостью опоры (рис.4.12,в), примененный в данном случае, дал существенное снижение уровня вибрации РС. Это дает основание рекомендовать использование многослой-

ных гофрированных демпферов в качестве системы управления вибрационным состоянием турбомашин.

4.7. Выводы

Экспериментальное исследование динамики ротора на управляемой опоре с многослойным гофрированным демпфером позволяет утверждать, что:

1. многослойные гофрированные демпферы можно рекомендовать в качестве основы для создания систем управления вибрационным состоянием турбомашин;

2. введение управления вибрационным состоянием в роторных системах за счет применения многослойных гофрированных демпферов является перспективным направлением развития систем конструкционного демпфирования, обеспечивающее снижение амплитуды вибрации в несколько раз;

3. использование среднециклической жесткости демпфера и эллипсной формы гистерезиса для расчета парциальных частот роторной системы дает хорошее совпадение с экспериментальными данными; это существенно облегчает проектирование и позволяет отдельно рассчитывать характеристики вала и опор;

4. применение радиального поджатия гофров для переключения характеристик опоры с одного режима работы на другой является простым и эффективным средством управления вибросостоянием роторов.

5. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ТЕОРЕТИКО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ДЛЯ СОЗДАНИЯ ПЕРСПЕКТИВНЫХ КОНСТРУКЦИЙ ДЕМПФЕРОВ ДЛЯ ДЛА И ОБЪЕКТОВ НАРОДНОГО ХОЗЯЙСТВА

Проведенные теоретические и экспериментальные исследования послужили основой для создания высокоэффективных средств виброзащиты в авиационной и ракетно-космической технике (АиРКТ), а также в различных объектах народного хозяйства. Рассмотрим наиболее интересные конструктивные решения.

5.1. Создание демпферных опор на базе гофрированных пакетов в специализированном транспортёре космической техники

В настоящее время одним из способов доставки крупногабаритных изделий космической техники в эксплуатирующие организации является перевозка их железнодорожным транспортом. В процессе доставки уровень динамического нагружения изделия может быть достаточно высоким. В большинстве случаев транспортировочные нагрузки снижают надежность изделия. В связи с этим с этой задачей снижения нагрузок при транспортировании изделий космической техники весьма актуальна и решается благодаря созданию специальных виброзащитных контейнеров. Один из таких контейнеров (рис.5.1) был разработан сотрудниками ЦСКБ (г. Самара) совместно с СГАУ [150].

Этот контейнер позволяет транспортировать изделия космической техники массой до 10 000 кг. В нем для гашения ударов и вибраций применены низкочастотные виброизоляторы с переключаемой жесткостью конструкции академика, д.т.н. В.И.Крайнова и к.т.н. Ю.В. Шатилова [65]. Схематично конструкция контейнера показана на рис. 5.2. Защищаемое изделие 1 устанавливается в ложементы 2 и 3, закрепленные на подвижной раме 4. Рама 4 удерживается в вертикальном направлении четырьмя виброизоляторами 5, а в продольном (по ходу вагона-транспортёра) через тросы 6 со шкивами 7 четырьмя виброизоляторами 8. Виброизоляция в боковом направлении не предусмотрена и рама удерживается в боковом направлении направляющим механизмом типа ножниц. Таким образом, система обеспечивает защиту от вертикальных, горизонтальных (по ходу поезда) и крутильных воздействий со стороны транспортёра. В спроектированной виброзащитной системе удалось добиться эффективного гашения всех видов резонансных колебаний, однако при испытаниях в некоторых случаях возникал высокочастотный гул с частотой $f \approx 50 \text{ Гц}$.

Одним из путей устранения этих нежелательных вибраций был признан путь повышения демпфирующих свойств системы «рама изделие». Для этого по приведенным в разделах 2.1 и 2.5 настоящей рабо-

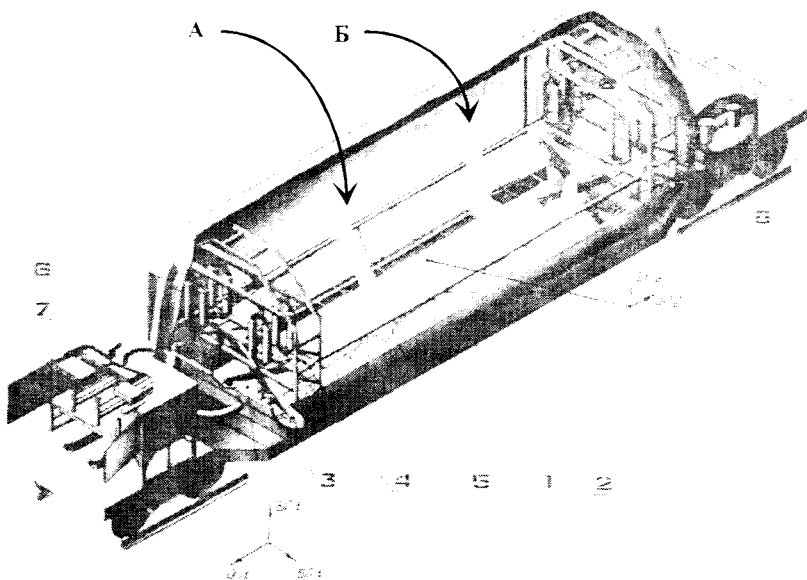


Рис. 5. 1. Внешний вид транспортера для перевозки изделий космической техники: 1 - корпус транспортера; 2 - контейнер; 3 - горизонтальные амортизаторы; 4 - вертикальные амортизаторы; 5 - подвижная рама с ложементом; 6 - блок управления амортизаторами; 7 - блоки питания; 8 - бачки селикагелевые; А,Б - места расположения дополнительных многослойных гофрированных виброизоляторов; ВП, ОП, БП - датчики перемещений (вертикального, осевого, бокового) в основании контейнера (индекс "1") и в ложементе в районе рым-болтов (индекс "2").

ты методикам и соответствующим программам расчета были спроектированы специальные демпферы на основе многослойных пакетов гофрированных лент.

В узлы крепления изделия (рис.5.3) в переднем ложементе между шипом 1 и откидной крышкой 4 устанавливались многослойные кольцевые демпферы, состоящие, в силу специфики сборки, из двух пакетов 2 и 3. Нижняя часть демпфера 3 имела меньший угловой шаг гофров, чем верхняя 2. За счет этого обеспечивалась возможность восприятия статической нагрузки $P_{ст}=2500$ кгс, приходящейся на опору. Демпферная опора была спроектирована таким образом, что при затяжке демпферов 2, 3 болтом 5 (при установленном в опоры изделии), радиальный зазор был коаксиальным и составлял величину $\delta=0.3$ мм. При динамических воздействиях на изделие в процессе транспортировки демпфер обеспечивал вос-

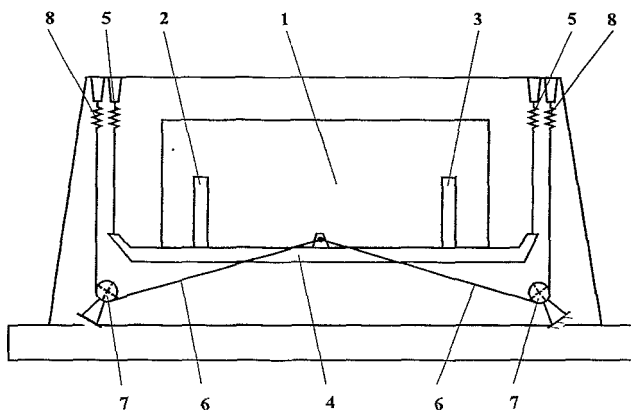


Рис. 5.2. Схема контейнера с системой виброзащиты:
1 - транспортируемое изделие; 2, 3 - ложементы; 4 - подвижная рама; 5 - вертикальные амортизаторы с переключаемой жесткостью; 6 - троса для соединения подвижной рамы с горизонтальными амортизаторами; 7 - шкивы; 8 - горизонтальные амортизаторы с переключаемой жесткостью.

приятие 3-х кратного увеличения нагрузки по отношению к номинальной. Расчет характеристик демпферной опоры осуществлялся по программам для демпферов с переменными параметрами гофров по окружности опоры.

На заднем ложементе изделие крепилось в узлах, представляющих собой шарнирно-подвижные опоры для компенсации температурных удлинений и несовершенств изготовления (рис.5.4). Здесь фланец каждого опорного узла упруго закреплялся на корпусе ложемента с помощью четырех пакетов гофрированных лент 3 с овальными отверстиями для прохода болтов 5 и двух пар фигурных прихватов 1 и 2. Оптимальный натяг в пакетах, определенный также с помощью разработанных в разделе 2.5 методик, обеспечивался с помощью шести болтов 6 с гайками 7. Для страховки от выполюзания гофрированных лент 3 в процессе вибраций фигурные прихваты стягивались дополнительно болтами 5 с гайками 7. Высоты пакетов в собранном состоянии X и Y (см. рис. 5.4) обеспечивались технологически за счет размеров прихватов и посадочных размеров H_1 и H_2 . Параметры гофрированных лент показаны на рис. 5.5, фотография пакета - на рис. 5.6.

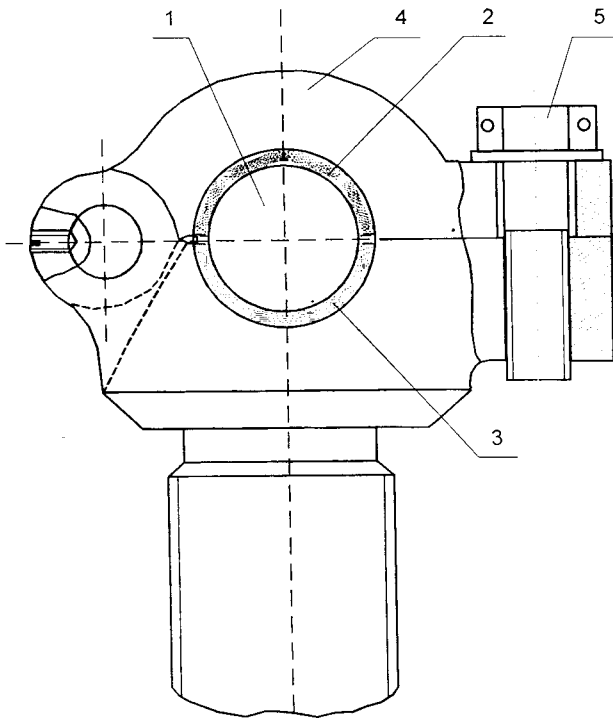


Рис. 5. 3. Узел крепления изделия к переднему ложементу: 1 - цапфа изделия; 2 - верхняя половина демпфера; 3 - нижняя половина демпфера; 4 - откидная крышка; 5 - крепежный болт.

ния в процессе его транспортировки по железной дороге. На рис. 5.8 показаны результаты полевых испытаний транспортера с изделием, полученные при соударении вагона-бойка массой 70 т, движущегося со скоростью 9 км/ч, с неподвижным транспортером [65]. Этот рисунок показывает высокую эффективность виброзащиты.

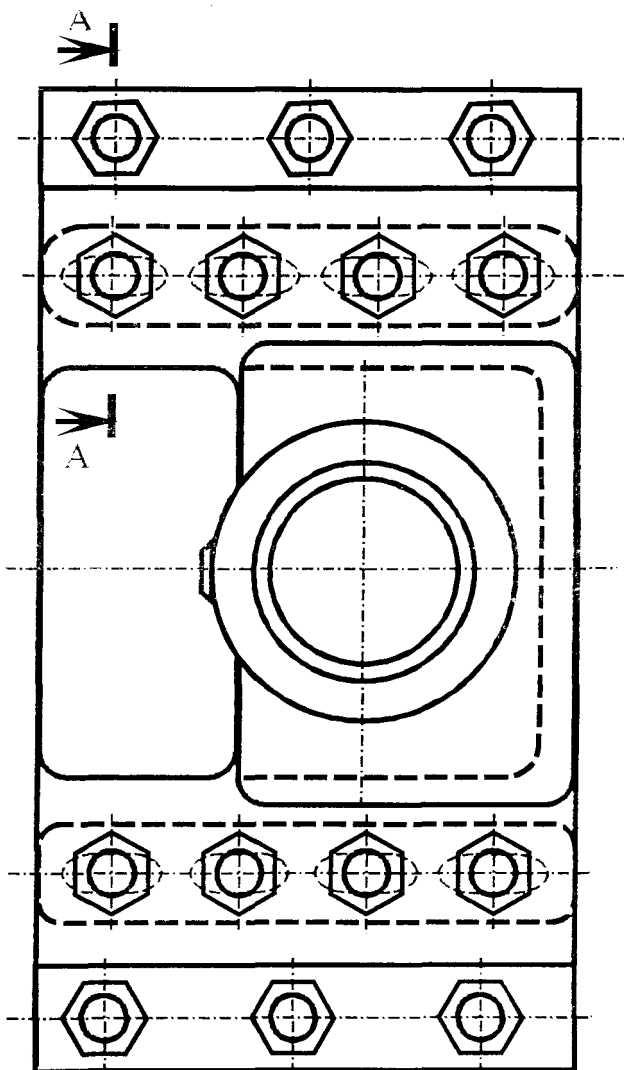


Рис. 5.4. Опора крепления изделия к заднему ложменту (вид сверху)

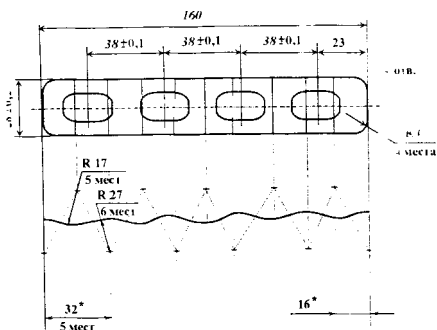


Рис. 5.5. Параметры гофрированных лент, используемых в конструкции, показанной на рис. 5.5

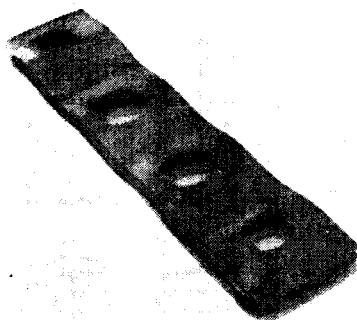


Рис. 5.6. Фотография многослойных пакетов, используемых для виброзащиты в специальном транспортёре для перевозки космической техники

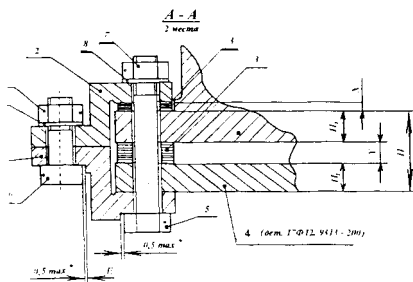


Рис. 5.7. Разрез по А-А на рис. 5.4: 1,2 - фигурные скобки; 3 - многослойные гофрированные пакеты с разным числом слоев; 4 - деталь ложеамента; 5...8 - крепежные детали

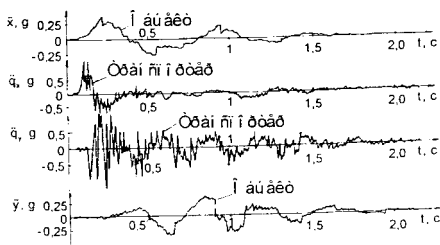


Рис. 5.8. Осциллограммы колебаний изделия и транспортёра при соударении последнего с вагоном-бойком массой 70 т ($V=9$ км/ч): \ddot{x}, \ddot{q}_x - продольные (горизонтальные) ускорения, \ddot{y}, \ddot{q}_y - вертикальные ускорения.

5.2. Создание демпфера для виброзащиты мельницы для размола какао-бобов на шоколадной фабрике «Россия»

На Самарской шоколадной фабрике "Россия" была проведена работа по созданию системы виброзащиты мельницы для размола какао-бобов IPC-1000 итальянской фирмы "Mantanello" [147]. Мельница была установлена на четвертом этаже фабрики и вследствие интенсивного шума и вибраций создавала большие проблемы социально-экологического порядка. Указанные проблемы были успешно решены после установки мельницы на восьми специально созданных опорах пространственного демпфирования, схема одного из которых показана на рис.5.9. Конструкция включает в себя вибрирующее основание 1 и неподвижную опору 2. Между которыми в промежуточных направляющих были установлены три пакета упругих гофрированных элементов. Один из них (элемент 9) - выполнен из набора гофрированных кольцевых пластин и предназначен для снижения уровня вибрации в радиальном направлении. Он имел 36 лент толщиной 0,4 мм каждая и 10 волн гофров по окружности с начальной высотой $h^*=1,5$ мм. С помощью конусного кольца 15 и системы разрезных секторов 7 и 8 подбирался оптимальный натяг в демпфирующем пакете, определенный теоретически по разработанным автором программам. Отличительной особенностью конструкции является то, что оптимальный натяг в радиальном пакете можно было подстраивать в процессе работы объекта по наименьшей амплитуде колебаний. Радиальный гофрированный пакет 9 изготавливался с помощью приспособления для термофиксирования, аналогичного показанному на рис. 3.20.

Пакеты гофрированных шайб 11, 12, - предназначенные для восприятия осевых нагрузок, изготавливались в приспособлении, показанном на рис. 5.10. Вырубленные из стальной ленты шайбы 1 закладывались в пространство между пуансоном 2 и матрицей 3, имеющих выступы 4, сдвинутые друг относительно друга на пол-шага. Приспособление стягивается болтом 5 с гайкой 6 до упора, а затем нагревается в соответствии с технологией термообработки для термофиксации формы (нагрев до 850°, остывание вместе с печью, далее обработка холодом). Указанные пакеты имели 6 полных волн гофров. Ленты имели ту же толщину 0,4 мм и начальную высоту гофров 5 мм. Материал всех пакетов - ст. 15Н9Ю.

Вырубка стальных шайб из заготовок осуществлялась в приспособлении, показанном на рис. 5. 11. Штамп 1 кольцевой формы с острыми кромками, выполненными под углом 70...80°, устанавливался на жестком основании 2. Сверху на штамп 1 закладывается заготовка 3. Матрица, состоящая из жесткого корпуса 4 и полиуретанового массива 5, опускается сверху на заготовку 3 и при достижении определенного усилия Р происходит вырубание детали. Точность вырубленной детали определяется размерами штампа 1.

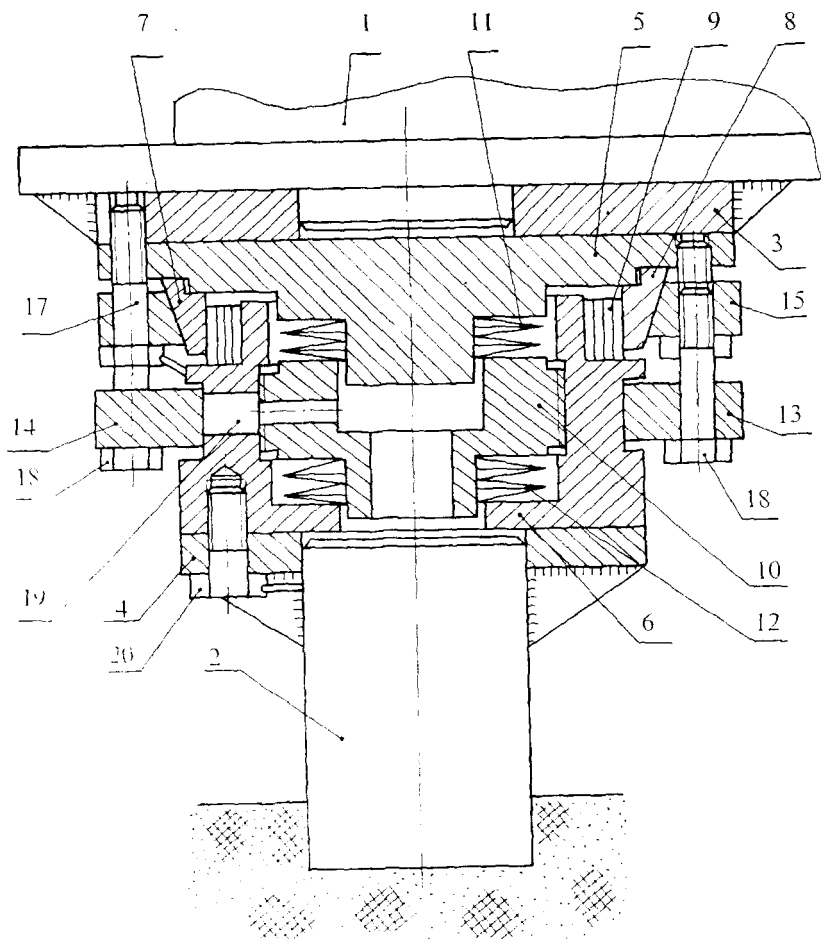


Рис. 5. 9. Упругодемпферная подвеска основания мельницы для размла какао-бобов РС-1000: 1 - корпус мельницы; 2 - основание; 11, 12 - наборы кольцевых гофрированных шайб (или тарельчатых пружин); 5, 10 - промежуточные направляющие; 9 - радиальный пакет кольцевых гофрированных дисков; 7, 8 - набор конических секторов; 3, 4 - промежуточные основания; 15 - зажимная конусная обойма; 13, 14 - технологические полукольца; 17, 18, 20 - крепежные элементы; 19 - технологическое отверстие (паз).

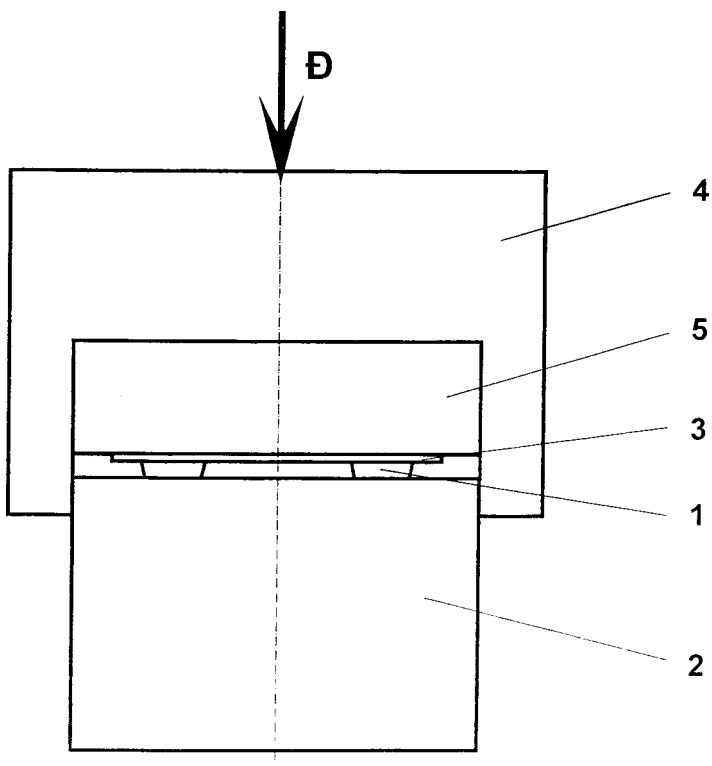


Рис. 5. 10. Схема вырубания кольцевых шайб из заготовки с помощью полнуретана.

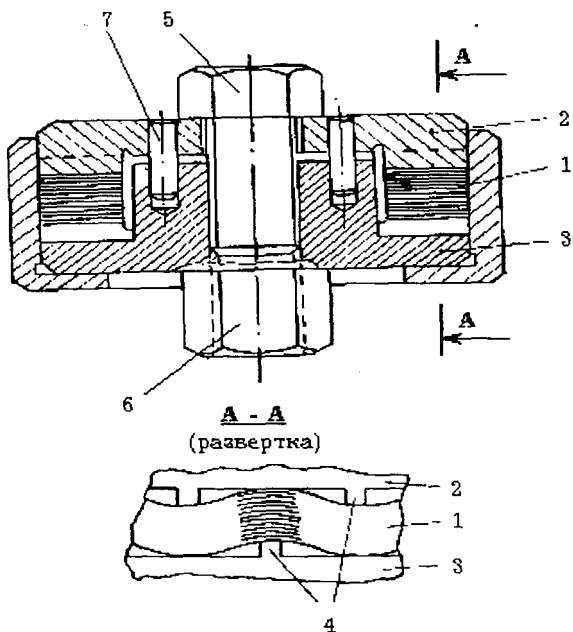


Рис. 5. 11. Схема приспособления для формирования гофров в пакете шайб и их термофиксирования: 1 - пакет шайб; 2 - пуансон; 3 - матрица; 4 - выступы на пуансоне и матрице; 5 - болт; 6 - гайка; 7 - направляющие штифты.

5.3. Создание узла опоры ротора полировального станка типа Ш-15 СМПО «Завод им. Фрунзе»

Для машиностроительных предприятий весьма актуальной является борьба с вибрацией вследствие ее вредного влияния на человека. В рамках программ конверсии автор участвовал в коллективной работе по снижению вибрации на корпусе полировального станка типа 6846 - 0026 на предприятии СМПО им. М.В.Фрунзе (г.Самара)¹. Произведенный замер уровня вибрации на корпусе этого станка (см. табл.5.1) показал, что практически во всем диапазоне частот наблюдается превышение замеренного уровня вибрации над нормативным. Источники вибрации - неуравновешенность абразивного или полировального круга и несовершенство подвеса электродвигателя. Наибольший уровень виброскорости соответствует октавным полосам частот, в которых находится частота вращения шпинделя электродвигателя (47 - 50Гц) и частота вращения ротора (67 и 125Гц).

Таблица 5.1.

Уровни виброскорости, замеренные до и после установки демпферов в станок Ш-15

Наименование	Среднегеометрические частоты, Гц						
	16	31, 6	63	125	250	500	1000
Исходные уровни виброскорости, дБ	117	116	112	121	121	109	111
Нормативные уровни, дБ	109	109	109	109	109	109	109
Полученные уровни, дБ	106	109	98	88	86	82	80

Расчет динамики ротора станка Ш-15, проведенный по модели одномассового ротора с демпфером, петля гистерезиса которого имеет вид эллипса [85] дал оптимальные значения радиальной жесткости опор $C_{опт} = 1,35 \cdot 10^5$ Н/м и коэффициент рассеяния энергии $d_{опт} = 7,3 \cdot 10^4$ Нс/м ($\psi = 3,5$). Под эти значения по методике раздела 2 был спроектирован пластинчатый демпфер, профиль гофров лент которого показан на рис.5.12. Пакет лент для левой опоры состоял из 10 шт, а для правой опоры - из 20 шт. Материал лент - сталь X15H9Ю с термообработкой до твердости HRC=78..81. Для термофиксации пакетов гофрированных лент и их установки в изделие были спроектированы и изготовлены приспособления

¹ В работе участвовали: Ю.К.Пономарев, В.Г.Луканенко, С.Н.Мелентьев, Ю.Н. Проничев. Руководил программой д.т.н., профессор Д.Е.Чегодаев.

1501-000, 1502-001 и 1502-002. Конструкция узла опоры с пластинчатым демпфером показана на рис.5.13.

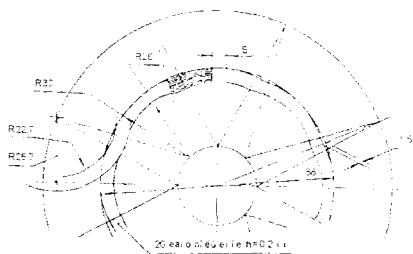


Рис. 5. 12. Профиль гофров лент демфера опоры шпинделя полировального станка Ш-15

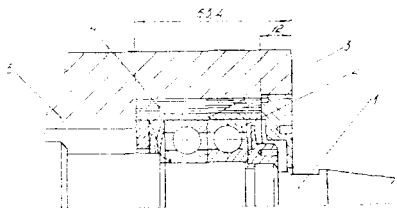


Рис. 5. 13. Конструкция узла опоры шпинделя полировального станка Ш-15: 1-вал ротора; 2-два шарикоподшипника; 3-втулка демфера; 4-пластинчатый демфер; 5-корпус.

В результате этих мероприятий удалось снизить уровень вибрации полировального станка Ш-15 до допустимых значений (см. рис. 5.14).

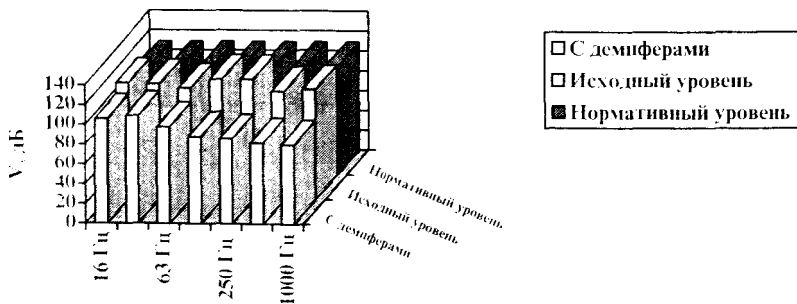


Рис. 5. 14. Распределение уровней вибрации на руках операторов по частотам до и после мероприятий по установке демпферов в опоры станка Ш-15. На заднем плане показан нормативный уровень вибраций.

5.4. Разработка многослойных демпферов для подвагонных тележек электровоза ЧС-2.

По просьбе руководства депо Куйбышевской железной дороги в 1996 году совместно с сотрудниками Самарского института инженеров транспорта была проведена работа по освидетельствованию узла подвески коромысла 5 электровоза ЧС-2 (рис. 5.15). Вследствие больших ударных нагрузок втулка 16, расположенная между коромыслом 5 и пальцем 14 очень быстро изнашивалась, что приводило к частым ремонтам вышеуказанного узла, простоям локомотивов и неизбежным финансовым потерям. Применение различных видов термообработки, марок материалов, напыления поверхностей контакта не привели к положительному результату и не решили проблему. В ходе освидетельствования узла было принято нестандартное решение перейти от жесткой конструкции втулки 16 к упруго-податливой с применением многослойных гофрированных пакетов. Идея состояла в том, что в данном случае необходимо распределить ударные нагрузки во времени за счет введения податливости опоры. Вместо втулки 16 в пространство между пальцем 14 и коромыслом 5 были установлены по два специально спроектированных для этого случая

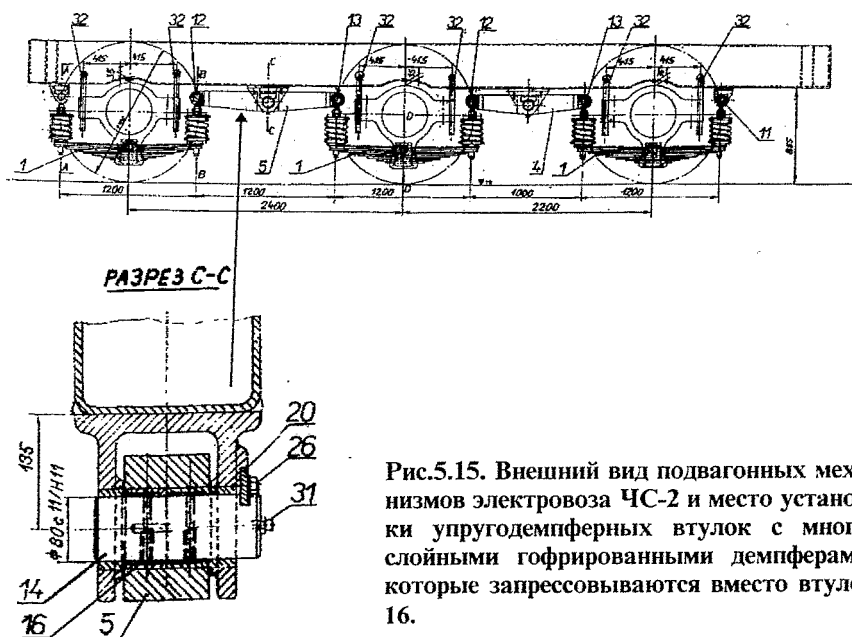


Рис.5.15. Внешний вид подвагонных механизмов электровоза ЧС-2 и место установки упругодемпферных втулок с многослойными гофрированными демпферами, которые запрессовываются вместо втулок 16.

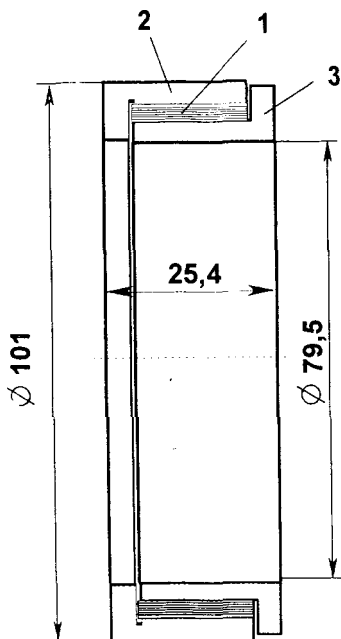


Рис. 5.16. Внешний вид демпфера, спроектированного для опор подвагонных механизмов электровоза ЧС-2: 1 - гофрированный демпфер; 2, 3 - корпусные детали.

многослойных гофрированных демпфера, внешний вид которых показан на рис. 5.16. Гофрированный пакет 1 (рис. 5.16) состоял из 6 лент с 9 пролетами по окружности. Начальная высота гофров была равна 1,8 мм. Ширина пакета - 20,6 мм, радиальный зазор $\delta = 0,35$ мм. Пакеты изготавливались на установке, показанной на рис. 4.3. Внешний вид многослойного пакета показан на рис. 5.17. Стыки всех лент были равномерно развернуты по окружности демпфера. Расчет характеристик осуществлялся по методикам раздела 2 с учетом перекоса вала. Кольца демпфера 2 и 3 термообработывались до HRC 45...60.

В настоящее время электровоз с опытными упругодемфирующими втулками проходит испытания на Куйбышевской железной дороге. Срок службы упругих колец уже превысил реальные сроки службы жестких колец, эксплуатирующихся на других локомотивах. Это позволяет надеяться на внедрение разработки в дальнейшем. Есть мнение при положительном результате испытаний организовать участок по изготовлению упругих колец в депо Куйбышевской железной дороги и распространить опыт на другие дороги РФ.

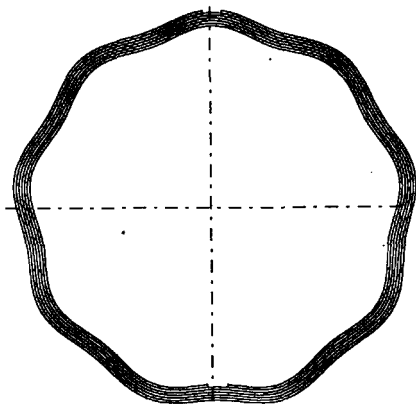


Рис. 5.17. Форма профиля гофрированного пакета лент, установленных в опоры подвагонных механизмов электровоза ЧС-2. Стыки лент равномерно развернуты по окружности пакета.

5.5. Разработка многослойного демпфера для промежуточной опоры авиационного ГТД НК-8

В ходе совместных работ с СКБМ на АО «Завод им. М.В.Фрунзе» была проведена работа по созданию более эффективного демпфера для промежуточной опоры одного из серий трехвального двигателя НК-8. Расчеты форм колебаний, проведенные для данного двигателя группой сотрудников МАИ под руководством профессора Хромина Д.В. [142], показали, что промежуточная опора находится в зоне, где амплитуда радиальных колебаний мала, а вал совершает значительные угловые прецессионные движения. Благодаря этому иногда происходило соприкосновение внутреннего вала с наружным, вращающихся с разными угловыми скоростями. Дефект этот имел весьма неприятные последствия.

Поскольку ожидать хорошего демпфирования от опоры с гофрированным демпфером в данном случае не имело смысла, было принято решение попытаться дополнить существующий уровень диссипации энергии в демпфере за счет гидродинамической части. Было решено организовать проток масла в гофрированном демпфере по окружности опоры в местах контакта гофрированного пакета 3 с корпусом 1, а также по окружности внутреннего контакта пакета 3 с набором гладких лент 4 или с внутренним кольцом демпфера 2 (рис.5.18).

В ходе эскизного проектирования было проработано несколько вариантов организации канавок по окружности демпфера. На рис. 5.18, б показан вариант с фасонными (по дуге окружности) канавками, выполненными как на внутренней поверхности корпуса 1, так и на наружной поверхности пакета гладких лент 4. Наружная лента данного пакета может быть выполнена несколько толще остальных.

Канавки «б» (см. рис.5.18) могут быть выполнены и на наружной поверхности кольца 2. При этом пакет гладких лент, естественно, необходимо удалить (рис. 5.19). Такие канавки наиболее просты в производстве. Возможно также изготовление канавок в виде небольших лунок, которые можно изготовить шлифовальными камнями, либо фрезеровкой (рис.5.20). Места касания вершин гофров показаны на рис. 5.20 пунктиром.

Недостатком показанных на рис. 5.19 и 5.20 канавок является увеличение контактных давлений гофров на кольцо, что может в некоторых случаях привести к местной фреттинг-коррозии [68, 72, 77, 153] и последующим поломкам гофрированного пакета. Для исключения этого возможен вариант организации каналов между впадинами гофров через специальные отверстия, выполненные в теле внутреннего кольца демпфера, как показано на рис. 5.21. В данном случае гофрированный пакет опирается на внутреннее кольцо по ширине.

Для исключения проворачивания пакета лент 2 его фиксация осуществлена с помощью специального выступа 1 (рис.5.22), который входит в фрезерованное окно в крышке опоры (на рисунках 5.18 и др. не показано). Аналогичный выступ имеется и на внутреннем кольце демпфера 2 (рис.5.18). Изготовление выступа 1 выполняется на первой стадии производства в специальном приспособлении, в котором установленные с равномерным сдвигом по углу ленты зажимаются с помощью разжимных кулачков, фрезеруется выступ и термофиксируется форма пакета.

Материалы с эскизным проектом демпфера и необходимыми расчетами его прогнозируемых характеристик переданы СКБМ ПО «завод им. М.В.Фрунзе» для встраивания в конструкцию двигателя. К сожалению, из-за финансовых трудностей СКБМ, опора с предложенным демпфером пока не изготовлена. Планируется изготовление демпфера при оживлении производства и получении госзаказа на поставку двигателей в эксплуатирующие их подразделения гражданской и военной авиации.

Следует отметить, что конструкция комбинированного демпфера, объединяющего в своем составе многослойный гофрированный демпфер сухого трения и так называемый «длинный» гидродинамический демпфер в настоящее время может стать тем элементом, который позволит отече-

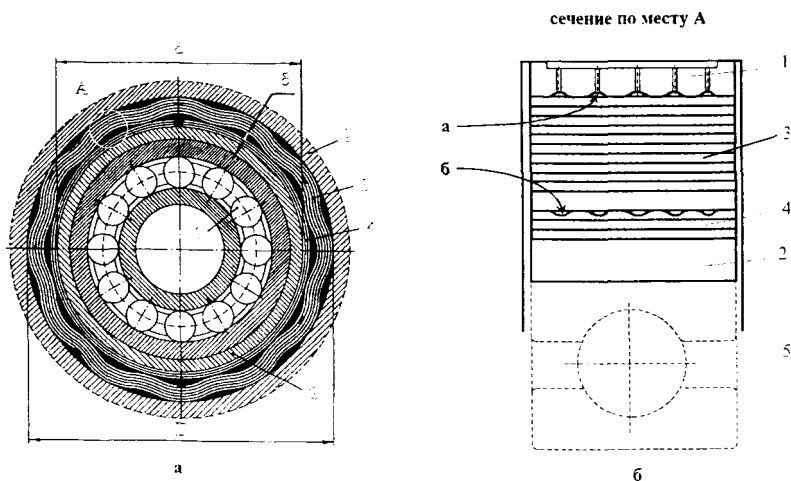


Рис. 5.18. Схема перспективной конструкции комбинированного демпфера, спроектированного для промежуточной опоры авиационного ГТД НК-8: 1 – корпус опоры; 2 – внутреннее кольцо демпфера; 3 – набор гофрированных лент с разведенными по окружности стыками лент; 4 – пакет гладких лент; 5 – подшипник; а,б – канавки для протока масла по окружности опоры (один из вариантов).

ственным двигателестроительным фирмам выйти на мировой рынок с конкурентоспособной (по уровню шума и вибрации) продукцией. К тому же гофрированный демпфер можно с использованием разработок автора по разгрузке от веса сделать с переменными по окружности параметрами, что еще более улучшит гидродинамическое демпфирование и расширит температурный диапазон применения демпферов в области низких тем-

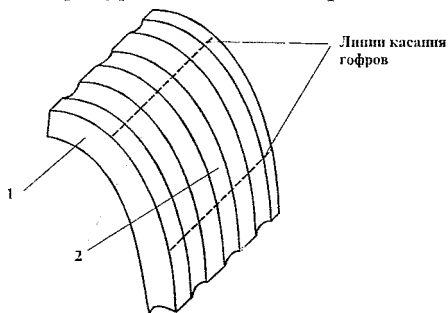


Рис. 5. 19. Вариант организации кольцевых канавок для протока масла на наружной поверхности кольца демпфера: 1 – кольцо; 2 – канавки.

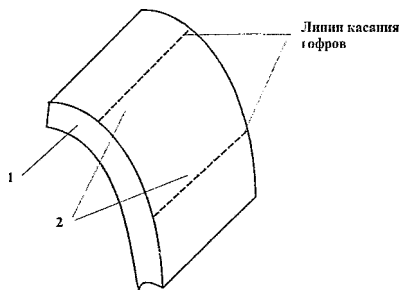


Рис. 5.20. Фрагмент внутреннего кольца демпфера с местными канавками для протока масла: 1 – кольцо; 2 – канавки.

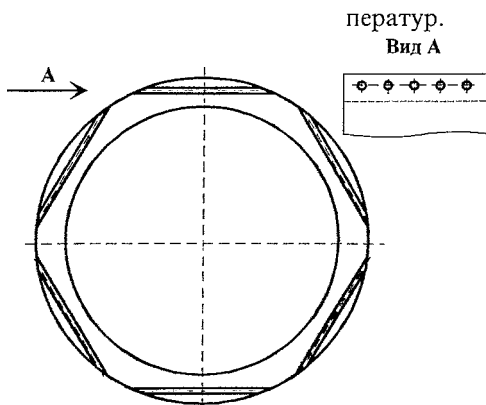


Рис. 5. 21. Вариант организации канавок для протока масла внутри кольца демпфера с помощью сквозных отверстий.

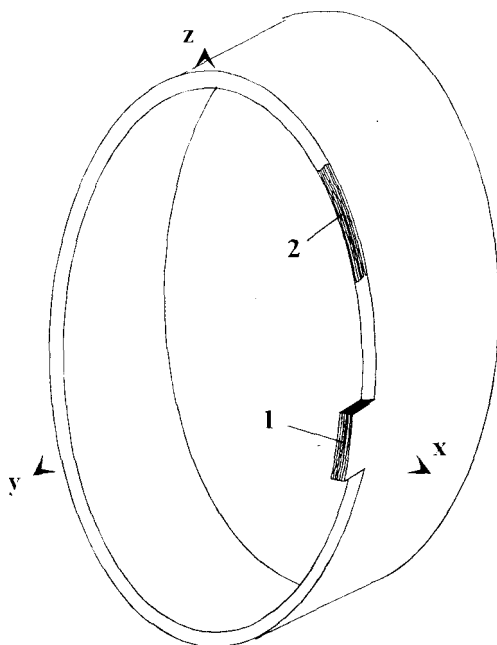


Рис. 5. 22. Схема многослойного пакета с фиксирующим от проворота выступом для перспективной конструкции промежуточной опоры ГТД НК-8 с улучшенными демпфирующими свойствами: 1 – выступ; 2 – многослойный гофрированный пакет (гофры условно не показаны).

5.6. Разработка многослойных виброизоляторов для защиты АИРКТ и объектов народного хозяйства

Проблема борьбы с вибрациями остро стоит и в ракетно-космической технике [165]. Так при доводке одного из изделий в СКБАС (г. Самара) при разделении ступеней РН возникали опасные перегрузки в головной ступени, вносящие помехи в систему управления. За помощью в решении этой проблемы СКБАС обратилось в СГАУ, где было разработано демпфирующее устройство в виде пакета гофрированных шайб 1, заключенных в корпус 3,4 (рис.5.23). Передача усилия на пакет 1 осуществлялось через фигурную шайбу 2. Применение устройства позволило снизить виброперегрузки в 2,5 раза и обеспечить нормальную работу систем управления КА. На рис.5.24 приведена фотография пакетов, устанавливаемых в описываемое противоударное устройство.

Технология изготовления пакетов была следующей. Стальная

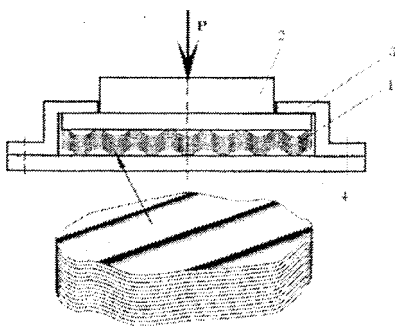


Рис. 5.23. Противоударное демпфирующее устройство с пакетом гофрированных шайб.

получалась непрерывная гофрированная лента (рис.5.25), которая затем разрезалась на участки квадратной формы в плане. Из этих заготовок комплектовался пакет, который на второй стадии изготовления обрабатывался в специальном приспособлении к токарному станку (рис.5.26) до круглой формы в плане. Приспособление имеет две оправки 1 и 2 с фигурными торцами. Между ними зажимают скомплектованный пакет и шлифуют камнем 3, вал которого вращается в направлении, противоположном вращению заготовки с оправками 1 и 2. После обработки пакет опрессовывают до полного выпрямления, определяют остаточную высоту гофра h^* , и устанавливают в корпус виброизолятора с предварительно подсчитанным по методике разд. 2.5 оптимальным значением натяга.

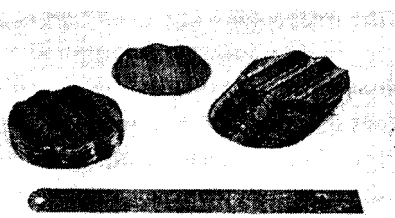


Рис. 5.24. Фотографии пакетов, устанавливаемых в противоударное устройство.

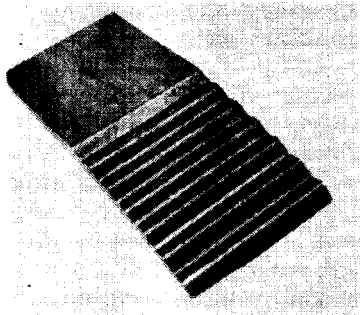


Рис. 5.25. Гофрированная лента.

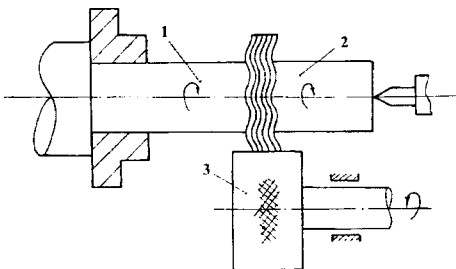


Рис. 5.26. Схема приспособления для обработки гофрированных шайб до круглой формы в плане: 1, 2 – оправки; 3 – шлифовальный круг.

С помощью описанной технологии были созданы ряды виброизоляторов, пакеты которых работают по схемам как одностороннего (рис.5.27), так и двустороннего (рис.5.28) упругогистерезисных упоров. Для обеспечения большого хода виброизолятора, его упругогистерезисный элемент может состоять из нескольких последовательно работающих гофрированных пакетов (рис.5.29). Виброизоляторы с большой статической нагрузкой можно изготавливать и прямоугольной формы в плане (рис.5.30).

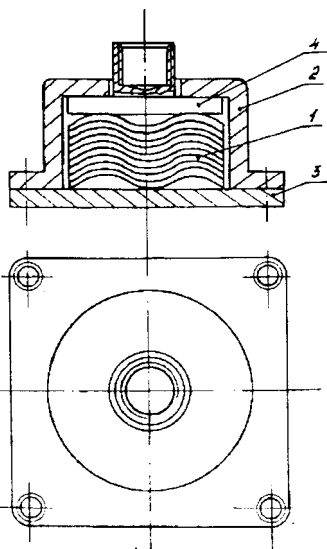


Рис. 5.27. Конструкция виброизолятора, работающего по схеме одностороннего упора.

Они могут успешно применяться для подвески двигателей летательных аппаратов на подmotorной раме, а также для виброзащиты агрегатов, приборов и различного оборудования в машиностроении, автомобильном и железнодорожном транспорте. Процесс их производства прост и его можно максимально автоматизировать за счет применения штамповки.

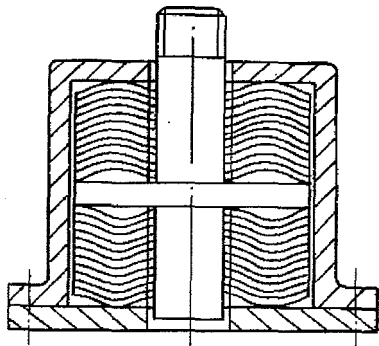


Рис. 5.28. Конструкция виброизолятора, работающего по схеме двустороннего упора.

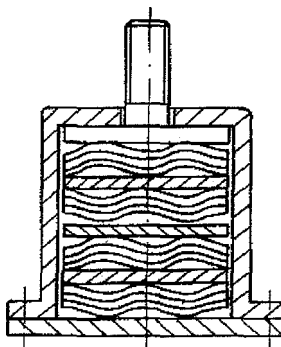


Рис. 5.29. Конструкция виброизолятора большого хода, работающего по схеме одностороннего упора.

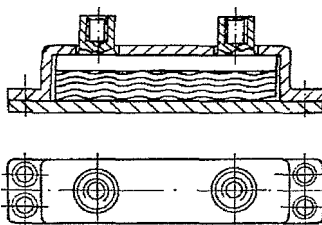


Рис. 5.30. Конструкция гофрированного виброизолятора на большую номинальную нагрузку.

5.7. Выводы

На базе проведенных теоретических и экспериментальных исследований созданы высокоэффективные средства виброзащиты, внедренные в авиационной и ракетно-космической технике, а также в различных объектах народного хозяйства:

- для защиты космических объектов от транспортных вибраций и ударов, спроектированы, изготовлены и апробированы специальные демпферы на основе многослойных пакетов гофрированных лент, установленные в опорах специализированного железнодорожного транспорта РКТ. Испытания показали их высокую эффективность и подтвердили правильность разработанных расчетных методик;

- многослойные гофрированные пакеты кольцевой и круглой форм успешно применены для гашения ударов и вибраций в системе разделения ступеней РН, для гашения осевых колебаний ТНА ракетных двигателей, а также для снижения шума и вибраций машин в пищевой промышленности, железнодорожном транспорте, на машиностроительных предприятиях. Так, благодаря внедрению демпферов в опоры полировальных станков снижены вибрации в некоторых диапазонах частот на 18...20 дБ, на корпусе турбины двигателя НК-88 вибрации в рабочем диапазоне снижены в 3 раза, существенно увеличен ресурс узлов подвагонного оборудования электровоза на Куйбышевской железной дороге;

- разработан и передан в производство ряд новых конструкций демпферов и виброизоляторов с улучшенными упругодиссипативными свойствами. Их внедрение поможет существенно увеличить ресурс техники, улучшить экологическую обстановку в местах ее эксплуатации, повысить комфорт на транспорте;

- отработанная на базе научных исследований технология производства многослойных гофрированных демпферов и виброизоляторов поможет сократить затраты на производстве и ускорить доводку сложной АиРКТ.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В соответствии с координационными планами НИР и ОКР по ряду государственных научно-технических программ («Научеёмкие технологии», «Интеллектуальная собственность высшей школы», «Конверсия и высокие технологии», «Международные проекты» и др. авторами выполнен методологически обоснованный комплекс научно-исследовательских работ, в результате которого созданы и внедрены новые методы и средства виброзащиты конструкций АиРКТ на базе многослойных гофрированных пакетов стальных лент и шайб. Предлагаемые методы позволяют решать проблемы виброизоляции и демпфирования колебаний элементов и узлов конструкций.

Созданные методики расчета характеристик демпферов и виброизоляторов базируются на сочетании фундаментальных теоретических и экспериментальных исследований в совокупности с принципами конструирования, технологией изготовления и обеспечения высоких эксплуатационных характеристик изделий в течение жизненного цикла.

Для проведения экспериментальных исследований использована разработанная в СГАУ уникальная экспериментальная база из натуральных и модельных испытательных стендов и измерительных комплексов.

Комплекс разработанных методик нашел широкое внедрение при разработке, серийном производстве и эксплуатации АиРКТ, конверсии ряда оборонных отраслей и в учебном процессе при подготовке и переподготовке инженерных и научных кадров, в том числе высшей квалифи-

кации. Достоверность методик подтверждается результатами экспериментальных исследований и положительным опытом доводки и эксплуатации газотурбинных двигателей семейства НК (НК-8, НК-88, НК-144 и др.), систем виброзащиты элементов ЖРД "ЭНЕРГИЯ-БУРАН", космических аппаратов и комплексов, на транспорте и в пищевой промышленности.

Базируясь на созданной рядом самарских ученых (А.М. Сойфером, Д.Е. Чегодаевым, Ю.К. Пономаревым, И.Д. Эскиным, В.Н. Бузицким и др.) методологии исследований систем конструкционного демпфирования, их классификации и найденных общих свойствах разработаны теоретические основы моделирования УДХ таких сложных СКД с регулярной структурой, как многослойные гофрированные пакеты. Это позволило существенно углубить процесс познания их свойств, создать интегрированные методы расчета пластинчатых виброизоляторов и демпферов с учетом всех известных на сегодняшний день нюансов и оправдавшихся гипотез, большинства видов нагружения и случайных законов формирования допусков на размеры. Все это обеспечивает широту их применения и достоверность получаемых УДХ.

Выбранный подход позволил создать на базе многослойных гофрированных пакетов гамму устройств с конструкционным демпфированием для различных условий эксплуатации АиРКТ, отличающихся от известных высокой надежностью, стабильностью и оптимальностью режимов работы.

В порядке обобщения всесторонних теоретических и экспериментальных исследований многослойных гофрированных демпферов и виброизоляторов сформулированы основные принципы их проектирования, освещены проблемы технологии производства и создан ряд конструкций на уровне изобретений. Это является вкладом в современные научные направления по теории и практике конструкционного демпфирования.

Практическая реализация научных разработок характеризуется рядом созданных авторами высокоэффективных средств виброзащиты, эксплуатирующейся в АиРКТ, машиностроении, на транспорте (см. разд.5). Разработанные средства виброзащиты способствуют повышению экологичности изделий и внедрению ресурсосберегающих технологий.

По результатам работы можно сделать следующие выводы:

1. Введение в конструкцию многослойного кольцевого демпфера фактора переменности параметров по окружности позволяет обеспечить саморазгрузку опоры от веса ротора турбомшины и существенно улучшить ее демпфирующие свойства.

2. С помощью созданных в работе методик можно рассчитать реальные характеристики:

- ◆ кольцевых демпферов при цилиндрическом прецессировании ротора, при прецессировании его с перекосом;

- ◆ гофрированных пакетов шайб при осевом циклическом нагружении, при прецессирующем перекосе торца вала и при комбинации вышеуказанных видов нагружения;

◆ гидродинамики тонкого слоя масла в кольцевых гофрированных демпферах при организации протоков из камеры в камеру по предлагаемой схеме;

◆ исследовать влияние разброса геометрических параметров демпферов по окружности опоры на ее упругодемпфирующие свойства; оптимизировать этот разброс.

3. Многослойные гофрированные демпферы можно использовать в качестве средства управления вибрационным состоянием турбомашин для управляемых упругодемпферных опор. Использование такого демпфера в опоре ГТД НК-88 позволило снизить в рабочем диапазоне частот амплитуду виброперемещений в 3 раза.

4. Демпферы с нечетным числом волн (пролетов) являются более изотропными по сравнению с демпферами с четным числом.

5. В режиме конусной угловой прецессии многослойные пакеты рассеивают значительное количество энергии (до 75% от цилиндрической формы), что позволяет рекомендовать их применение в т.н. «узлах» коланных.

6. Впервые найдено свойство оптимальности рассеянной энергии многослойных пакетов от безразмерного натяга. Этот экстремум лежит в диапазоне $\bar{\delta} = 0,25 \dots 0,28$ и практически не зависит от амплитуды деформации.

7. Установлено, что при числе пластин в виброизоляторе большим $n=15 \dots 17$ максимальное значение коэффициента поглощения лежит в диапазоне $\psi=3,2 \dots 3,4$ и от числа пластин меняется незначительно. При этом экстремум лежит вблизи точки $(0,25; 0,25)$ на плоскости безразмерных параметров $(\bar{\delta}, \bar{A})$.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Антипов В.А., Пономарев Ю.К. Метод исследования упруго-фрикционных свойств анизотропных демпферов сухого трения // Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов.-Куйбышев: КуАИ, 1978.-С. 22-26.
2. Антипов В.А., Пономарев Ю.К. Расчетные исследования анизотропии упруго-фрикционных характеристик многослойных кольцевых гофрированных демпферов опор роторов турбомашин // Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов.-Куйбышев; КуАИ; 1983.-С.12-19.
3. А.с. 155022 СССР, МКл F16F 7/00. Демпфирующее устройство/В.А. Антипов, Ю.К. Пономарев, Ю.Н. Лапшов, А.Ю. Березкин//ДСП.
4. А.с. 194482 СССР МПК F16f 20. Амортизирующее устройство / А.В. Смирнов // БИ. -1967 -№ 8.
5. А.с. 165932 СССР МКИ F16f 7/14. Демпфирующее устройство / В.А. Антипов, Ю.К. Пономарев, Ю.Н. Лапшов, А.Ю. Березкин // ДСП, 1980 г.
6. А.с. 165932 СССР, МКл F16F 7/00. Демпфирующее устройство/В.А.Антипов, А.Ю. Березкин, Ю.К. Пономарев, Ю.Н. Лапшов, //ДСП.
7. А.с. 196487 СССР , МКИ F16F 7/00. Демпфер /И.Д. Эскин и В.И. Иващенко // ДСП.
8. А.с. 199458 СССР. Устройство для определения циклической энергии рассеяния в демпферах. /Иванов В.П., Шайморданов Л.Г./ - БИ, 1967, № 15.
9. А.с. 204844 СССР МПК F16f 16/10. Демпфер / А.М. Соيفер, И.Д. Эскин, В.А. Безводин // БИ. -1967 -№ 22.
10. А.с. 274547 СССР МПК F16f 16/10. Металлический амортизатор / В.И. Сусликов, В. А.Морякин // БИ. -1971 -№ 21.
11. А.с. 225621 СССР МПК F16f 16/10. Металлический амортизатор / А.М. Соифер, В.Б. Маринин, В.В. Грязев, А.Ю. Березкин // БИ. - 1961 -№ 27.
12. А.с. 200343 СССР МПК F16f 16/10. Металлический термостойкий упруго-фрикционный демпфер / Е.М. Семенов, П.Ф. Андреев, Н.С. Кондрашов // БИ. -1967. -№ 16.
13. А.с. 383923 СССР, МКл F16f 7/00. Пластинчатый демпфер/ И.Д. Эскин, Ю.К. Пономарев, Ю.И. Ефремов// БИ.-1973.- № 24.

14. 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.

15. А.с. 589483 СССР, МКл² F16F 15/06. Способ регулирования демпфирующих свойств многослойных элементов / И.Д. Эскин, Ю.К. Пономарев // БИ.-1978.-№ 3.

16. А.с. 665151 СССР, МКл² F16F 9/00. Устройство для исследования упруго-фрикционных характеристик кольцевых демпферов сухого трения / Ю.К. Пономарев, В.А. Антипов // БИ.-1979.-№ 20.

17. А.с. 669128 СССР, МКл² F16F 7/00. Металлический термостойкий упруго-фрикционный демпфер / Ю.К. Пономарев, В.А. Антипов // БИ.- 1974.- № 38.

18. А.с. 690350 СССР, МКИ² G01N 3/56. Способ определения упруго-фрикционных характеристик кольцевых демпферов сухого трения/Ю.К. Пономарев, В.А. Антипов //БИ.-1979.-№ 37.

19. А.с. 693069 СССР МКИ² F16f 7/00. Металлический термостойкий упругофрикционный демпфер / В.А. Антипов, Ю.К. Пономарев, И.Д. Эскин // БИ. -1979 -№ 18.

20. А.с. 723252 СССР, МКл² F16F 7/00. Демпфер / И.Д. Эскин, Ю.К. Пономарев, В.А. Антипов и др. // БИ.-1980.-№ 11.

21. А.с. 7383923 СССР, МКл² F16F 7/14. Пластинчатый демпфер / И.Д. Эскин, Ю.К. Пономарев, Ю.И. Ефремов // БИ.-1973.- № 24.

22. А.с. 778399 СССР, МКл³ F16F 7/00. Демпфирующее устройство/ Ю.К. Пономарев, В.А. Антипов и др. // ДСП.

23. А.с. 796545 СССР, МКл² F16F 7/00. Демпфирующее устройство / В.А. Антипов, Ю.К. Пономарев, Ю.Н. Лапшов и др. // БИ.-1981.-№ 2.

24. А.с. 1203251 СССР, МКИ F16F 7/00. Демпфирующее устройство/ И.Д.Эскин, Иващенко В.И. // БИ. - 1981. - № 18.

25. 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.

26. А.с. 1395866 СССР МКИ⁴ F16f 7/00. Пластинчатый демпфер / А.И. Олейник, и А.В. Духарт // БИ. -1980 -№ 18.

27. А.с. 1668734 СССР , МКИ⁵ F16F 7/00. Демпфер /И.Д. Эскин, А.В. Сидоренко и Ю.Н. Пронищев // - БИ, 1989, № 29.

28. 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.

29. 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.
30. 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.
31. 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.
32. Белоусов А.И., Фролов В.А. Методы повышения вибрационной прочности лопаток турбомашин // Куйбышев: КуАИ, 1983.-71с.
33. Белоусов А.И., Эскин И.Д., Иващенко В.И. Исследование упругофрикционных характеристик кольцевых ленточных демпферов // Куйбышев: КуАИ, 1986.- 27с.
34. Бидерман В.Л., Расчет листовых рессор (в кн. Расчеты на прочность в машиностроении", т.1, под общей редакцией С.Д.Пономарева, Машгиз, 1957).
35. Василенко Н.В. Влияние формы петли гистерезиса на характеристики колебательного движения. Сб. "Вопросы рассеяния энергии при колебаниях упругих систем", Киев, 1962.
36. Веников В.А., Веников Г.В. Теория подобия и моделирования. М., "Высшая школа", 1984.-439 с.
37. Верховский А.В. Явление предварительного смещения при трогании несмазанных поверхностей с места. Журнал прикладной физики, №3, 1926.
38. Вибрации в технике. Справочник в 6 томах. М., Машиностроение, 1978.
39. Вибропоглощающие характеристики кольцевых амортизаторов / Т.Г.Татишвили, В.С.Сванидзе, А.Л.Гогавя, А.И.Белоусов и др. // Рассеяние энергии при колебаниях механических систем; Матер.Х111 Респ. научной конф.-Киев;Наук.думка,1985.-С.292-295.
40. Вильнер П.Д., Иванов В.П., Маринин В.Б. Пластинчатый демпфер критических скоростей. "Техника воздушного флота", № 4, 1962, с. 77 - 79.
41. 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.

42. Вильнер П.Д., Осипов Н.Я. Опыт вибрационной доводки ГТД. В сб. "Вибр. прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. Куйбышев: КуАИ, 1969, вып. 36 с. 157 - 177.

43. Вильнер П.Д., Осипов Н.Я. Демпфер для гашения вибрации лопаток. В сб. "Рассеивание энергии при колебаниях упругих систем". Изд. "Наукова думка", Киев, 1968.

44. Волк И.М., Новиков Г.А. Поперечный изгиб трехслойной консоли с гофрированной прокладкой при циклическом нагружении. Труды КуАИ, вып. 36, 1969.

45. 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.

46. 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.

47. Даринский Б.М., Мешков С.И. Влияние формы петли гистерезиса на стационарный режим колебаний. Инженерный журнал "Механика твердого тела", № 5, М., 1967.

48. Демпфер 7Я.02.04.151. Программа и методика испытаний 7Я.24-83ПМ. - Куйбышев, 1983, - Предприятие п/я Р-6977, Самара, - 19 с., 6 рис., (ДСП).

49. Ден-Гартог Дж. П. Механические колебания. - М.: Государственное издательство физико-математической литературы, 1960. 580с.

50. Добрынин С.А. и др. Методы автоматизированного исследования вибрации машин: Справочник.- М.: Машиностроение, 1987.-224 с. 277.

51. Дорошко С.М. Демпфирование в слойных пластинах и дисках. Автореферат диссертации на соиск. уч. ст. канд. техн. наук, РКИИ-ГА, 1968.

52. 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.

53. Иващенко В.И., Эскин И.Д. Методика расчета разгрузочного устройства для демпферов опор роторов. - В сб. Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. Куйбышев: КуАИ, 1985, с. 39 - 45.

54. Изделие МВ. Расчет параметров гидравлического демпфера для задней опоры: Технический отчет № 14-79МВ. - Предприятие п/я Р-6977, Самара, 1979, (ДСП).

55. Калинин Н.Г. Конструкционное демпфирование в могостойной балке переменного сечения. В сб. "Вопросы динамики и прочности", вып.8, изд. АН Лат. ССР, 1962.

56. Калинин Н.Г., Лебедев Ю.А. Конструкционное демпфирование в тонкостенной балке. Изв. АН Латв. ССР, 1959.

57. Калиткин Н.Н. Численные методы. - М.: Наука, 1978. - 512 с.

58. Капица П.Л. Патенты демпферов: нем. патент 705437; англ. патент 615464 А; канад. патент 448647; фр. патент 928909; бельг. патент 465846; шв. патент 133125.

59. Капица П.Л. Устойчивость и переход через критические числа оборотов быстворачивающихся роторов при наличии трения. ЖТФ, 1939, т.9, вып. 2, стр. 1-37.

60. Карпачев Н.Ф. Исследование листового торсиона. В сб. Расчеты на прочность элементов конструкций. Тр. Челябинского политехнического института, вып. 2, Машгиз, 1957.

61. Кирпичев М.В. Теория подобия. Изд. АН СССР, М., 1958.

62. Климов В.Г. Вынужденные колебания системы с симметричной полигональной петлей гистерезиса. Изв. ВУЗ, Радиофизика, т. 10, № 7, 1967.

63. Конструкционное демпфирование в неподвижных соединениях /Под ред. Н.Г.Калинина - Рига: Изд-во АН Латв. ССР, 1960 - 220 с.

64. Кондрашов Н.С. Упруго-фрикционные характеристики демпферов с гофрированными лентами. - В сб. Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. Куйбышев: КуАИ, 1972, вып. 51 с. 45 - 62.

65. Крайнов В.И., Шатилов Ю.В. Контейнер с управляемой системой виброизоляции. В сб. «Материалы 2-го Российско-Китайского симпозиума по космической науке и технике». Самара, Изд-во СГАУ, 1990.- с. 89.

66. Кузнецов Н.Д. Авиационный двигатель НК-86 // Новые технологические процессы и надежность ГТД.- 1981.- №6.- С.9-20.

67. Кузнецов Н.Д. К вопросу об оптимальном конструировании ГТД // Проблемы прочности.-1973.- № 11 - С.5-12.
68. Кузнецов Н.Д. Надежность газотурбинных двигателей // Машиноведение.- 1978.- № 2.- С.13-20.
69. Кузнецов Н.Д. Некоторые проблемы современного газотурбостроения // Некоторые вопросы проектирования и доводки авиационных газотурбинных двигателей.- Куйбышев: КуАИ, 1970.- вып. 5. С.5-16.
70. Кузнецов Н.Д. Обеспечение надежности двигателей для гражданской авиации // Основные вопросы теории и практики надежности.- М.: Сов. радио, 1975.- С. 27-42.
71. Кузнецов Н.Д. Обеспечение надежности современных авиадвигателей // Проблемы надежности и ресурса в машиностроении.-М.; Наука,1986.-С. 51-68.
72. Кузнецов Н.Д. О главном в проблеме надежности // Надежность и контроль качества.-1970.- № 6.-С. 3-12.
73. Кузнецов Н.Д. Особенности проектирования современных сложных авиационных машин // Тр. 5-й Всес. конф. по микроэнергетике.- Куйбышев: КуАИ, 1975.- С. 3-15.
74. Кузнецов Н.Д. Принципы обеспечения надежности авиадвигателей // Кибернетические системы управления подвижными объектами.- 1982.- С.3-8.
75. Кузнецов Н.Д. Прогнозирование прочности ГТД большого ресурса // Проблемы прочности.- 1976.- № 5.- С. 12-20.
76. Кузнецов Н.Д. Рецензия на книгу И.А.Биргера, Р.Р.Мавлютова «Сопrotивление материалов» // Вестник машиностроения.1987.- № 11.- С. 79-80.
77. Кузнецов Н.Д., Игнатов Г.А. Доводка двигателя НК-86 // Новые технологические процессы и надежность ГТД.- 1981.- №6.С.20-38.
78. Кузнецов Н.Д., Цейтлин В.И. Эквивалентные испытания газотурбинных двигателей.-М.;Машиностроение,1976.-216 с.
79. Лебедев Ю.А. Конструкционное демпфирование в заклепочных соединениях. Изв. АН Латв. ССР, 1959.
80. Лебедев Ю.А. Конструкционное демпфирование в рабочих срединениях. Известия АН Латв. ССР, II, 1961.
81. Лебедев Ю.А. Опытное определение рассеивания энергии и клепаной балке с накладками. Известия АН Латв. ССР, I, 1961.
82. 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.

83. Мальтеев М.А. Виброзащита трубопроводов на этапах проектирования и доводки двигателей летательных аппаратов. Дисс. на соиск. уч. степ. кандидата техн. наук. - Куйбышев, 1989. - ДСП.

84. 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.

85. Мелентьев С.Н. Проектирование упругодемпферных роторов ДЛА с управляемым вибросостоянием. Дисс. на соиск. уч. степ. канд. техн. наук. Самара, 1991, 211 с.

86. Митрофанов Б.П., Максак В.И. Анизотропия упругого предварительного смещения. Вестник АН БССР, сер. физ.-мат. наук, № 1, 1968.

87. 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/ Доклады междунар. Науч.-техн. конференции 17-18 сентября 1997 г. - Самара: СГАУ, 1997. - Том 2. - с. 256-267.

88. Панин Е.А. Исследование и разработка металлических упругодемпфирующих опор трубопроводов авиационных гидравлических систем. Диссертация на соискание ученой степени канд. техн. наук, КуАИ, Куйбышев, 1960.

89. Пановко Я.Г. Внутреннее трение при колебаниях упругих систем. М.: Физматгиз, 1960. 196 с.

90. Пановко Я.Г., Голубев Д.И., Страхов Г.И. Элементарные вопросы конструкционного гистерезиса. Вопросы динамики и прочности, вып. 5, АН Латв. ССР, Рига, 1958.

91. Патент 1619808 РФ, МКИ⁵ F16F 7/00. Упругодемпферная опора ротора/Ю.К.Пономарев // ДСП, приор. от 09.03.89 по заявке № 4660123, действие патента с 20.01.93 г.

92. Патент 1649164 РФ, МКИ⁵ F16F 7/00. Упругодемпфирующий пружинный элемент/ Ю.К.Пономарев//БИ.-1991.-№ 25.

93. Патент 1746080 РФ, МКИ⁵ F16C 27/02. Упругодемпфирующая опора скольжения / Ю.К.Пономарев, С.В.Цих, О.Л.Кайдалов//БИ.-1992.-№ 25.

94. Патент 2002982 РФ, МКИ⁵ F16C 17/34. Упругодиссипативная опора / Мулюкин О.П., Цих С.В., Пономарев Ю.К., Чегодаев Д.Е., Захаров О.Ю.//БИ.-1993.- № 41-42.

95. Поздняк Э.Л. Исследование колебаний валов. Сб. "Проблемы прочности в машиностроении", 1, Изд-во АН СССР. 1958.

96. Поздняк Э.Л. Нелинейные колебания роторов на подшипниках скольжения. Сб. "Динамика гибких роторов", Изд-во "Наука", М., 1972.- С. 3-26.

97. 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.

98. Пономарев Ю.К. Разработка и исследование многослойных демпферов двигателей летательных аппаратов. Дисс. на соискание канд. техн наук. Куйбышев, 1976, 232 с.

99. 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.

100. 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.

101. Пономарев Ю.К., Осоргин А.Е. Расчетное исследование упруго-демпфирующих 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.

102. 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.

103. 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.

104. 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.

105. 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.

106. Пономарев Ю.К., Проничев Ю.Н. Экспериментальное исследование многослойных демпферов авиационных газотурбинных двигателей. В сб. "Динамика и прочность двигателей". Материалы XXVI международного научно-технического совещания по динамике и прочности двигателей, посвященного 85-летию со дня рождения Генерального конструктора академика Н.Д. Кузнецова. 24 - 26 июня 1996 г. Самара: изд-во СГАУ, 1996, с. 120 -121.

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

108. Пономарев Ю.К., Цих С.В., Даниленко С.В. Экспериментальное исследование характеристик упруго-диссипативных опор криогенных турбоагрегатов. В сб. "Прочность материалов и конструкций при низких температурах". Материалы 3-й Всесоюзной конференции, (г.Винница, 17-19 сентября 1991 г.).-Киев, 1991.- 106 с.

109. 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.

110. Программа ОП-118-82 МВ. - Предприятие п/я Р-6977, Самара, 1982. - 2 с., (ДСП).

111. Проничев Ю.Н., Пономарев Ю.К., Чегодаев Д.Е. Конструкция и расчет демпфера для подвески двигателей летательных аппаратов. В сб. «Проблемы и перспективы развития двигателестроения в Поволжском регионе/ Доклады междунар. Науч.-техн. конференции 17-18 сентября 1997 г. - Самара: СГАУ, 1997. - Том 2. - с. 290-307.

112. Проничев Ю.Н., Пономарев Ю.К., Чегодаев Д.Е. Особенности расчета характеристик демпферов ТНА РД в виде пакетов гофрированных шайб при их угловом деформировании. В сб. «Проблемы и перспективы развития двигателестроения в Поволжском регионе/

Доклады междунар. Науч.-техн. конференции 17-18 сентября 1997 г. - Самара: СГАУ, 1997. - Том 2. - с. 280-290.

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

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

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

116. Слезкин Н.А. Динамика вязкой несжимаемой жидкости. М.: Гостехиздат, 1955.

117. Сергеев С.И. Демпфирование механических колебаний. М.: Гос. изд-во физ.-мат. лит-ры, 1959, 408 с.

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

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

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

121. 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.

122. Сорокин Е.С. Динамический расчет несущих конструкций. Госстройиздат. 1958.

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

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

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

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

127. Страхов Г.И. Свободные колебания системы с положительной гистерезисной характеристикой. Сб. "Вопросы динамики и прочности", Вып. IX, Изд. АН Латв. ССР, Рига, 1962.

128. Страхов Г.И. Простейшие задачи конструкционного демпфирования. Диссертация на соискание ученой степени кандидата тех. наук. Институт машиноведения АН Латв. ССР, 1958.

129. Страхов Г.И. Характеристики демпфирования в двухлистовой рессоре. Известия АН Латв. ССР, 10, 1958.

130. Страхов Г.И. Приближенное решение задачи о колебаниях системы с конструкционным гистерезисом при случайных возмущениях. Труды РИИГА, вып. 138, № 4, Рига, 1969.

131. Страхов Г.И., Логинов В.К. Вынужденные колебания систем с конструкционным демпфированием. Сб. «Нагрузки, колебания механических систем и методы их измерения». Труды РИИГА, вып. 83, Рига, 1966.

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

133. Филекин В.П. Конструктивный гистерезис во фланцевых и шовных соединениях. ИзВУЗ, "Авиационная техника", № 4, 1960.

134. 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.

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

136. 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.

137. Филиппов А.П. Обзор достижений в теории колебаний стержней. Прикладна механіка. т. 2, 1956.

138. Филиппов А.П. Вынужденные поперечные колебания стержней при учете затухания. Изв. АН СССР, № 4, 1935.

139. 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.

140. Фролов К.В., Фурман Ф.А. Прикладная теория виброзащитных систем.- М.: Машиностроение, 1980.- 277 с.
141. Хвингия М.В., Цулая Г.Г., Гогилашвили В.Н., Татишвили Т.Г. Конструкционное демпфирование в узлах вибрационных машин. Изд. Грузинского политехнического института, Тбилиси, 1973,138 с.
142. Хронин Д.В. Колебания в двигателях летательных аппаратов. - М.: Машиностроение. - 1980. - 296 с.
143. Чегодаев Д.Е., Пономарев Ю.К. Демпфирование. Самара: Изд-во СГАУ, 1997, 134 с.
144. Чегодаев Д.Е. Оптимальное соотношение упругодемпферных элементов опор роторов // Известия вузов. Авиационная техника, 1985. - №3. - С.74-78.
145. 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.
146. 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.
147. Чегодаев Д.Е., Пономарев Ю.К., Цих С.В., Даниленко С.В. Разработка конструкций подстраиваемых и саморегулируемых элементов и узлов виброзащиты. Материалы Всесоюзной конференции по вибрационной технике. Изд. АН Грузии, Тбилиси, 1991, с. 60.
148. 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.
149. Чегодаев Д.Е., Пономарев Ю.К., Проничев Ю.Н. Методика расчета гофрированного демпфера с переменными параметрами для роторов ГТД большой массы. В сб. "Динамика и прочность двигателей". Материалы XXVI международного научно-технического совещания по динамике и прочности двигателей, посвященного 85-летию со дня рождения Генерального конструктора академика Н.Д. Кузнецова. 24 - 26 июня 1996, г. Самара: изд-во СГАУ, 1996, с. 150 -151.
150. Чегодаев Д.Е., Шатилов Ю.В. Управляемая виброизоляция. Самара: Изд-во СГАУ, 1995, 144 с.

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

152. Шафрановский И.И. Симметрия в природе. - Л., Недра, 1985.

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

154. Экспериментальное исследование возможностей управления вибросостоянием роторной системы узла турбины ТНА с помощью осевого поджатия шарикоподшипниковых опор. Техн. отчет / Совместн. КуАИ и КНПО "Труд": Инв. N 001.10723. - Куйбышев, 1990. - 42с.

155. 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.

156. Эскин И.Д. Конструкция демпферов и контактных уплотнений опор роторов авиационных ГТД. Куйбышев: изд-во КуАИ, 1984, 47 с.

157. Эскин И.Д. Экспериментальное исследование демпферов выполненных в виде многослойных пакетов, с сухим трением на контактных поверхностях. В сб. "Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов". Труды КуАИ, вып. XXXVI, стр. 30 - 51, 1969 г.

158. Эскин И.Д., Проничев Ю.К. Демпфер комбинированного трения. Положит. решение по заявке № 4936590/28 от 28.05.92 г.

159. 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.

160. Эскин И.Д., Пономарев Ю.К. Классификация систем конструкционного демпфирования и определение свойств, присущих отдельным классам этих систем // Вопросы виброизоляции оборудования и приборов; Докл. межобл. семинара.-Ульяновск; Б.и.,1974.-С. 88-96.

161. 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.

162. Эскин И.Д., Пономарев Ю.К. Определение обобщенных упругофрикционных характеристик демпферов и амортизаторов с конструкционным демпфированием //Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. - Куйбышев: изд-во КуАИ. 1975. - С. 35-43.

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

164. 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.

165. Chegodaev D.Ye., Mulukin O.P., Ponomaryov Yu.K., Shatilov Yu.V.. 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, Northwestern Polytechnical University Press, 1994.

166. Earleys S.W.E., Theoretical estimation of the frictional energy dissipation in a simple lap joint, J. Mach: Enging Sci, 1966, № 2.

167. Goodman S.E., Klamp J.H., Analysis of slip damping with reference to turbine-blade vibration, J, appl. mech., 1956.

168. Masing G. Wissenschaftliche Veröffentlichungen aus dem Siemens-Konzern. 3 Band, Erstes Heft, 1923.

169. Masing G. Wissenschaftliche Veröffentlichungen aus dem Siemens-Konzern. 3 Band, Erstes Heft, 1924.

170. Masing G. Wissenschaftliche Veröffentlichungen aus dem Siemens-Konzern. 5 Band, Erstes Heft, 1926.

171. Masing G., Mauksch W. Wissenschaftliche Veröffentlichungen aus dem Siemens-Konzern. 5 Band, Erstes Heft, 1926.

172. Peters J., Vancherck P. Theory and practice of fluid dampers in machine tools. Adv. Mach. Tool Des. and Res., 1969. Oxford et al., 1970.

173. Pian T.H.H., Hallowel F.C., Structural Damping in a Simple Built Up Beam, Proceeding of First U.S. National Congress of Applied Mechanics, pp. 97 - 102, 1951.

174. Pian T.H.H., Hallowel F.C., Structural Damping in a Simple Built Up Beam, ASME, 1952.

175. Pian T.H.H. Structural damping in a simple built-up beam with reveded joints in bending, J, appl. mech., 1957.

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

177. Ponomaryov Yu.K., Chegodaev D.E., Tsich S.V. Elastic-damping units development and their wearing diagnostics // In Technologie Colifornien institute, st Florida, 1990, pp.6.

178. Pronichev Ju. N. Design of corrugated damper with self-unloading of jet engine turbo-pump unit rotor weight // The fourth Ukraine-Russian sino simposium on austronautical science and technologue. - Kiev, September, 16 - 21, 1996, p. 48 - 50.

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

СОДЕРЖАНИЕ

	Стр.
ВВЕДЕНИЕ.....	5
1. АНАЛИЗ МЕТОДОВ И СРЕДСТВ ВИБРОЗАЩИТЫ РОТОНОВ ДЛА.....	7
1.1. Существующие и перспективные типы упругодемпферных опор роторов ДЛА	7
1.2. Анализ методов исследования характеристик и расчета опор роторов с конструкционным и гидродинамическим демпфированием	43
1.3. Сравнительный анализ демпфирующих свойств существующих гофрированных демпферов, как систем конструкционного и гидродинамического демпфирования	55
1.4. Постановка задачи исследования.....	59
2. РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ И ИССЛЕДОВАНИЕ ДЕМПФЕРОВ ДЛА С КОНСТРУКЦИОННЫМ И ГИДРОДИНАМИЧЕСКИМ ДЕМПФИРОВАНИЕМ.....	62
2.1. Математическая модель многослойного гофрированного демпфера с переменными геометрическими параметрами	62
2.1.1. Случай круговых движений вибратора.....	62
2.1.2. Математическая модель расчета характеристик демпфера с переменными параметрами при одноосном деформировании.....	67
2.1.3. Методика расчета УФХ демпфера с переменным шагом гофров при одноосном деформировании.....	70

2.1.4. Расчетное исследование УФХ демпферов с переменной геометрией гофров при одноосном циклическом деформировании.....	72
2.1.5. Расчетное исследование УФХ демпферов с переменной геометрией гофров при круговой прецессии.....	77
2.2. Математическая модель нагружения многослойного гофрированного демпфера при его работе с перекосом вала ротора.....	81
2.2.1 Циклический перекоп в одной плоскости.....	81
2.2.2. Случай нагружения демпфера при конусной прецессии.....	91
2.3. Математическая модель и расчетное исследование характеристик пакетов гофрированных шайб при их нагружении торцем перекошенного вала ротора турбомашин.....	96
2.4. Математическая модель гидродинамики тонкого слоя жидкости, движущегося в многослойном гофрированном демпфере по каналам с переменным сечением.....	104
2.5. Расчетное исследование характеристик многослойных гофрированных виброизоляторов, предназначенных для подвески агрегатов и ДЛА на подmotorной раме.....	117
2.6. Выводы.....	137
3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СТАТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК МНОГОСЛОЙНЫХ ГОФРИРОВАННЫХ ДЕМПФЕРОВ И ПЕРСПЕКТИВНЫХ КОНСТРУКЦИЙ МНОГОСЛОЙНЫХ ВИБРОИЗОЛЯТОРОВ.....	139

3.1. Описание конструкций экспериментальных стендов.....	139
3.2. Методика проведения и обработки эксперимента при статических испытаниях демпферов ДЛА.....	143
3.3. Результаты экспериментального исследования характеристик гофрированных демпферов и виброизоляторов и их сравнение с теоретическими.....	151
3.3.1. Сравнительные испытания демпферов с гладкими и гофрированными лентами при одноосном нагружении.....	151
3.3.2. Экспериментальные исследования многослойных гофрированных демпферов при прецессионном нагружении.....	159
3.4. Выводы.....	168
4. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИКИ РОТОРА НА ОПОРЕ С МНОГОСЛОЙНЫМ ГОФРИРОВАННЫМ ДЕМПФЕРОМ.....	171
4.1. Изготовление УУДО и определение ее статической характеристики.....	171
4.2. Описание экспериментального стенда для динамических испытаний.....	175
4.3. Тарировка преобразователей и измерительной аппаратуры.....	178
4.4. Оценка погрешности экспериментов.....	180
4.5. Экспериментальное исследование управляемой упругодемпферной опоры с многослойным гофрированным демпфером.....	184
4.6. Анализ экспериментальных данных.....	185

4.7. Выводы.....	186
5. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ТЕОРЕТИКО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ДЛЯ СОЗДАНИЯ ПЕРСПЕКТИВНЫХ КОНСТРУКЦИЙ ДЕМПФЕРОВ ДЛЯ ДЛА И ОБЪЕКТОВ НАРОДНОГО ХОЗЯЙСТВА.....	189
5.1. Создание демпферных опор на базе гофрированных пакетов в специализированном транспортёре космической техники.....	189
5.2. Создание демпфера для виброзащиты мельницы для размола какао-бобов на шоколадной фабрике «Россия».....	195
5.3. Создание узла опоры ротора полировального станка типа Ц-15 СМПО «Завод им. Фрунзе».....	199
5.4. Разработка многослойных демпферов для подвагонных тележек электровоза ЧС-2.....	201
5.5. Разработка многослойного демпфера для промежуточной опоры авиационного ГТД НК-8.....	203
5.6. Разработка многослойных виброизоляторов для защиты АИРКТ и объектов народного хозяйства.....	207
5.7. Выводы.....	209
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	211
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	215
СОДЕРЖАНИЕ.....	229

**ПОНОМАРЕВ ЮРИЙ КОНСТАНТИНОВИЧ
ПРОНИЧЕВ ЮРИЙ НИКОЛАЕВИЧ
ЧЕГОДАЕВ ДМИТРИЙ ЕВГЕНЬЕВИЧ
ВЕРШИГОРОВ ВЯЧЕСЛАВ МИХАЙЛОВИЧ
КИРИЛИН АЛЕКСАНДР НИКОЛАЕВИЧ**

**МНОГОСЛОЙНЫЕ ДЕМПФЕРЫ
ДВИГАТЕЛЕЙ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ**

Сдано в набор 20.08.98. Подписано в печать 20.06.98. Формат 60x84/16.
Бум. офс. Печать офс. Печ. лист. 14,5. Тираж 2000 экз. Заказ № 1597.

Оригинал-макет подготовлен в ОНИЛ-15 СГАУ.

Дизайн, верстка, рисунки: Д.Ю. Пономарев.

443086 г. Самара, Московское шоссе, 34.
Самарский государственный аэрокосмический университет.

Отпечатано в типографии Завода «Прогресс»