

М404164

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

Московское ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции и
ордена Трудового Красного Знамени высшее техническое училище
имени Н.Э.Баумана

На правах рукописи

ПАЛОЧКИН Сергей Владимирович

ИССЛЕДОВАНИЕ И РАСЧЕТ ДЕМПФИРОВАНИЯ КОЛЕБАНИЙ
В КОНТАКТАХ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Специальность 05.02.02.
Машиноведение и детали машин

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т
диссертации на соискание ученой степени кандидата
технических наук

г. Москва - 1963

Работа выполнена на кафедре "Детали машин" Московского ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции и ордена Трудового Красного Знамени высшего технического училища имени Н.Э.Баумана.

Научный руководитель - Заслуженный деятель науки и техники,
доктор технических наук, профессор
РЕШЕТОВ Д.Н.

Официальные оппоненты - доктор технических наук
ГЛУХАРЕВ К.К.

кандидат технических наук, доцент
ПОЛУНГЯН А.А.

Ведущее предприятие - ЭНИМС г. Москва

Защита диссертации состоится "28" марта 1983 г.
на заседании специализированного Совета К 053.15.II. в Мос-
ковском ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции и орде-
на Трудового Красного Знамени высшем техническом училище им.
Н.Э.Баумана по адресу: г. Москва, 2-я Бауманская ул., дом 5.

Ваши
ные печ

х, заверен-
у.

С
Н.Э.Бау

МВТУ им.

Ав

1983 г.

Уч
кандид

К.ПОПОВ

М 404164



1407167

Палочкин С.В. Исследование

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

ть темы. В соответствии с "Основными направлениями экономического и социального развития СССР на 1981-1985 годы и на период до 1990 года", принятыми XXVI съездом КПСС, опережающее развитие должны получить отрасли промышленности, определяющие научно-технический прогресс. К таким отраслям относятся машиностроение и металлообработка.

Современное машиностроение с повышением требований к производительности и экономичности создаваемых машин, а также к точности и качеству обрабатываемых изделий характеризуется увеличением мощности и быстроходности машин при одновременном уменьшении их веса. С увеличением быстроходности и мощности повышается динамическая нагруженность машин и деталей и возрастает влияние колебательных явлений на их работу. Поэтому все большую роль играют такие критерии работоспособности оборудования как прочность, жесткость и виброустойчивость.

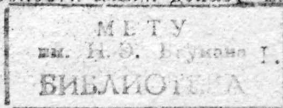
Всякая механическая колебательная система характеризуется массами ее составных частей, жесткостью упругих элементов и сопротивлениями, обусловленными внутренним и внешним трением деталей. При этом массы определяются легко, вопросы жесткости достаточно хорошо изучены, а проблема демпфирования колебаний остается наименее исследованной.

Знание демпфирования колебаний в деталях и узлах необходимо для оценки виброустойчивости и динамической прочности машин, а также для принятия конструктивных решений по их повышению.

Известно, что в балансе рассеяния энергии колебаний в узлах машин доминирует рассеивание в контактах деталей, связанное в основном с внешним трением и перетеканием смазки на сопряженных поверхностях и многократно превышающее рассеивание энергии колебаний на внутреннее трение в материале деталей. В связи с этим проблема демпфирования колебаний в контактах деталей машин, или проблема конструкционного демпфирования, имеет первостепенное значение.

В последние годы проведен ряд исследований по данной проблеме как в Советском Союзе, так и за рубежом. Однако, до сих пор отсутствуют достаточно полные данные по демпфированию колебаний для ряда соединений деталей машин, механических передач и т.п.

Все это с учетом важного значения явления конструкционного демпфирования колебаний для работоспособности машин делает акту-



791705W

альной задачу дальнейшего теоретического и экспериментального исследования вопросов рассеивания энергии колебаний в контактах деталей и узлов машин для определения количественных характеристик его изменения в зависимости от конструкции узла, параметров колебаний и т.п.

Цель работы. Получение на базе проведения экспериментальных и теоретических исследований некоторого комплекса данных по демпфирующей способности различных типовых для общего машиностроения деталей и узлов машин.

Научная новизна работы. Проведены недостававшие для расчета демпфирования колебаний в машинах исследования рассеивания энергии колебаний в стыках деталей при тангенциальных колебаниях и рассеивания энергии колебаний в сварных соединениях. Установлены значения коэффициентов поглощения, а также коэффициентов, характеризующих касательную контактную податливость плоских стыков в неисследованном ранее диапазоне нормальных давлений.

Разработаны расчетные зависимости для количественного определения рассеяния энергии колебаний в подвижных сопряжениях зубчатых и втулочно-роликовых цепных передач, в гидродинамических подшипниках, в ряде компенсирующих муфт, а также в тарельчатых пружинах и листовых рессорах.

Практическая ценность работы. Комплекс полученных экспериментальных и теоретических данных по рассеиванию энергии колебаний в рассмотренных сопряжениях (контактах) деталей и узлов машин (плоские стыки, сварные и резьбовые соединения, зубчатые и цепные передачи, гидродинамические подшипники, компенсирующие муфты, тарельчатые пружины и листовые рессоры) дополняют результаты ранее проведенных исследований до возможности оценивать демпфирующую способность машины в целом. Знание диссипативных свойств машинной конструкции необходимо при проведении динамических расчетов изделий машиностроительной промышленности различного класса и назначения: от прецизионных металлорежущих станков до подъемно-транспортного оборудования.

Реализация работы в промышленности. Полученные в данной работе экспериментальные значения коэффициентов поглощения для стыков, сварных и резьбовых соединений, коэффициенты касательной контактной податливости плоских стыков и разработанные расчетные зависимости для определения рассеяния энергии колебаний приняты к использованию в расчетах Экспериментальным научно-исследовательским институтом металлорежущих станков (ЭНИМС) г. Москва.

Апробация работы. Диссертационная работа обсуждена и одобрена на заседании кафедры "Детали машин" МВТУ им. Н.Э.Баумана.

Публикация. По материалам диссертации опубликовано 8 научных работ.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, трех глав, выводов и приложения, содержит 198 страниц, из них 108 страниц основного текста, 82 страницы вспомогательного материала (таблицы, графики, фотографии и т.п.) и 8 страниц приложения. Список литературы включает 120 наименований работ советских и зарубежных исследователей.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обосновывается актуальность темы и цель работы.

1. ЛИТЕРАТУРНЫЙ ОБЗОР И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

В первой главе диссертационной работы проведен детальный анализ опубликованных к настоящему времени исследований по конструкционному демпфированию колебаний в деталях и узлах машин.

Рассмотрены:

1. Исследования демпфирования вследствие местных проскальзываний (Я.Г.Пановко, Г.И.Страхов, Н.Г.Калинин, В.И.Лебедева, Ю.А.Лебедев, М.В.Хвингия, В.И.Гогилашвили - СССР; Гудман, Кламп, Халловелл, Бянь - США и др.).
2. Исследования демпфирования вследствие нормальных и касательных контактных деформаций (с учетом местных проскальзываний при исчерпании упругих касательных контактных деформаций) (Д.Н.Решетов, З.М.Левина, И.И.Вульфсон, С.С.Кедров, В.И.Максак, В.Н.Кирсанова - СССР; Тзутзуми, Ито - Япония; Клеппиг - ГДР и др.).

Дана общая характеристика исследований, приведены исходные допущения и методика теоретических исследований, описаны основные методы экспериментального изучения вопроса.

Сведения об основных результатах выполненных теоретических и экспериментальных работ даны применительно к соединениям деталей машин каждого исследованного типа, к сопряжениям в механических передачах, к подшипникам, муфтам и т.п. Приведены полученные расчетные зависимости для определения рассеяния энергии колебаний за цикл и экспериментальные значения коэффициентов поглощения.

Кратко описаны работы, посвященные изучению демпфирования колебаний в деталях и узлах машин отдельных групп: металлорежущих станках и их приводах, в подъемно-транспортном оборудовании и в

специальных механизмах — демпферах колебаний.

Обобщение и анализ результатов выполненных исследований по демпфированию колебаний в контактах деталей машин показывают:

1. Большинство известных теоретических исследований относится к неподвижным соединениям деталей машин. Практически отсутствуют расчетные методы прямого определения количественных характеристик демпфирования для целого ряда подвижных сопряжений, например, даже для сопряжений в зубчатых и цепных передачах и т.п.
2. Рассматриваемый вид демпфирования колебаний зависит от целого ряда факторов, часть которых (например, точность сборки, степень приработки и т.п.) не поддается аналитическому учету. Вследствие этого первостепенное значение приобретают экспериментальные данные рассеивания энергии колебаний. Кроме того необходимо дальнейшее экспериментальное изучение демпфирования в таких соединениях, как сварные и резьбовые, в связи с трудностью применения расчетных методов.
3. Опытами ЭНИМСа установлено, что в балансе рассеяния энергии колебаний в узлах машин доминирует рассеивание в стыках. Однако, если демпфирование при нормальных контактных деформациях изучено достаточно полно, то по демпфированию при тангенциальных контактных смещениях исследования почти отсутствуют. Между тем, знание экспериментальных данных рассеивания энергии колебаний на касательных контактных деформациях необходимо для расчетов демпфирования колебаний.

В связи с этим были поставлены следующие задачи исследования:

1. Экспериментальное изучение демпфирования колебаний в неподвижных контактах (соединениях) деталей машин:

- а) при тангенциальных колебаниях в плоских стыках;
- б) в сварных соединениях, а также в резьбовых соединениях со стопорными элементами.

Цель — определение количественных характеристик демпфирования и влияния на них различных конструктивных параметров и параметров колебательных процессов.

2. Расчетное исследование демпфирования колебаний в подвижных сопряжениях деталей машин:

- а) в зацеплении зубчатых передач;
- б) в тарнирах втулочно-роликовых цепей;
- в) в гидродинамических подшипниках;
- г) в упруго-компенсирующих муфтах;

д) в тарельчатых пружинах и листовых рессорах.

Цель - разработка расчетных формул для определения количественных характеристик рассеивания энергии колебаний и проведения на их базе анализа влияния различных факторов.

2. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАССЕИВАНИЯ ЭНЕРГИИ КОЛЕБАНИЙ В СОПРЯЖЕНИЯХ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

2.1. посвящен исследованию демпфирования в плоских стыках при тангенциальных колебаниях в зоне упругих касательных контактных деформаций.

Для проведения экспериментов был сконструирован и изготовлен специальный испытательный стенд, конструкция которого обеспечила минимальную утечку энергии на сопутствующие колебательные процессы самого стенда и фундамента. Колебательная система стенда одномассовая с упругим элементом в виде поверхностных слоев стыков. Исследованы плоские стыки, образованные набором кольцевых дисков-образцов из стали (ст.45), чугуна (СЧ 18-36) и бронзы (Бр.АЖ9-4), обработанных чистовым точением ($R_z = 5+10 \text{ мкм}$), грубым шлифованием ($R_z = 4+6 \text{ мкм}$), шлифованием с притиркой ($R_z = 1+2 \text{ мкм}$) и шабрением (глубина впадин $8+10 \text{ мкм}$).

За количественную оценку рассеивания энергии колебаний был взят коэффициент поглощения ψ , который определялся при статических экспериментах по методу "статической петли гистерезиса", а при динамических - по методу "затухающих колебаний".

Одновременное проведение как динамических, так и статических испытаний повысило надежность полученных результатов. Кроме того статические эксперименты позволили определить характеризующие касательную контактную податливость исследованных стыков коэффициенты k_z .

Для решения задачи регистрации исследуемых угловых колебаний системы стенда с весьма малыми амплитудами, измеряемыми единицами угловых секунд (что соответствует максимальным контактным касательным смещениям в единичном стыке около 10 мкм) была разработана специальная контрольно-измерительная система, включающая лазер (типа ЛГ-78), каскад направляющих зеркал, оптический мультипликатор, высокочувствительный фотодатчик (фотодиод ФДЭЭ IIIA, имеющий встроенную линзу), а также усилитель, шлейфовый и электронно-лучевой осциллографы.

Обобщение и анализ полученных экспериментальных данных по рассеиванию энергии в плоских стыках при тангенциальных колеба-

ниях, а также по их касательной контактной податливости показали: I. Плоские стыки активно рассеивают энергию тангенциальных колебаний. Значения коэффициентов поглощения для исследованных стыков в зависимости от нормального давления в контакте, наличия и количества смазки между сопряженными поверхностями и величины их шероховатостей лежат в диапазоне $0,1 + 0,25$ (рис. 1, 2).

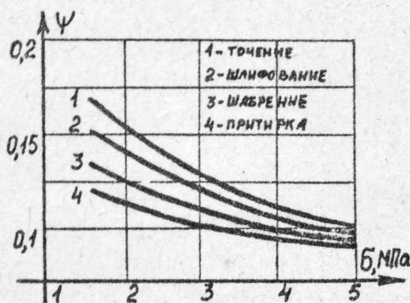


Рис. 1

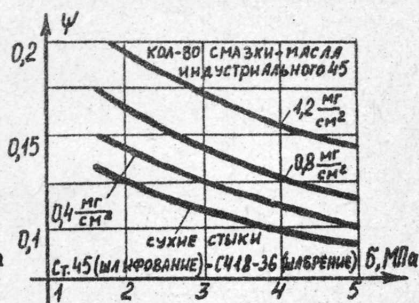


Рис. 2

2. Рассеивание энергии колебаний и касательная контактная податливость стыков увеличиваются с ростом величины шероховатостей поверхностей контакта и уменьшением нормального давления в стыке. Коэффициенты поглощения увеличиваются также и с ростом количества смазки в стыке, в то время как ее наличие не влияет на величину коэффициентов касательной контактной податливости.

3. Полученные в условиях проведения экспериментов для неисследованного ранее диапазона нормальных давлений $1 + 5$ МПа значения коэффициентов k_{τ} изменялись в пределах $7 + 11$ мкм/МПа (рис. 3).

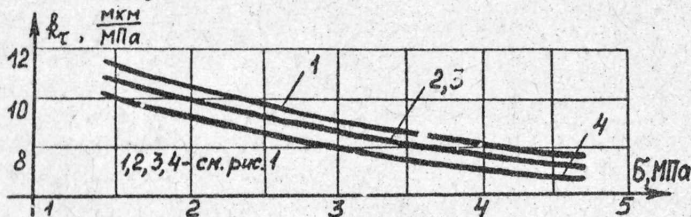


Рис. 3

4. В условиях проведения испытаний не обнаружено заметного влияния исследованных материалов и размера площади контакта (номинальной), а также амплитуд и частот колебаний на величину коэффициентов поглощения плоских стыков.

В 2.2. изложено исследование рассеивания энергии колебаний в сварных соединениях внахлестку.

На базе стенда для исследования плоских стыков был сконструирован и изготовлен специальный испытательный стенд. Погрешности от рассеивания энергии колебаний в основание и сопрягаемые детали в нем сводятся к минимуму вследствие определения демпфирования в сварных соединениях как разности демпфирования в образцах со сваркой и без нее (в образцах-эталопах). Колебательная система стенда представляет собой одномассовую с упругим элементом в виде исследуемых ступенчатых балок-образцов со сваркой.

Коэффициенты поглощения определялись по методу "затухающих колебаний".

Для регистрации исследуемых колебаний была использована промышленная виброизмерительная аппаратура ВИБ-6ТН с датчиком ускорений (типа ДУ-5).

Обобщение и анализ полученных экспериментальных данных по рассеиванию энергии колебаний в сварных соединениях показали: I. Сварные соединения внахлестку интенсивно (по сравнению с однородными деталями) рассеивают энергию колебаний. Значения коэффициентов поглощения для исследованных сварных соединений в зависимости от их параметров лежат в диапазоне $0,04 \pm 0,07$ (рис. 4).

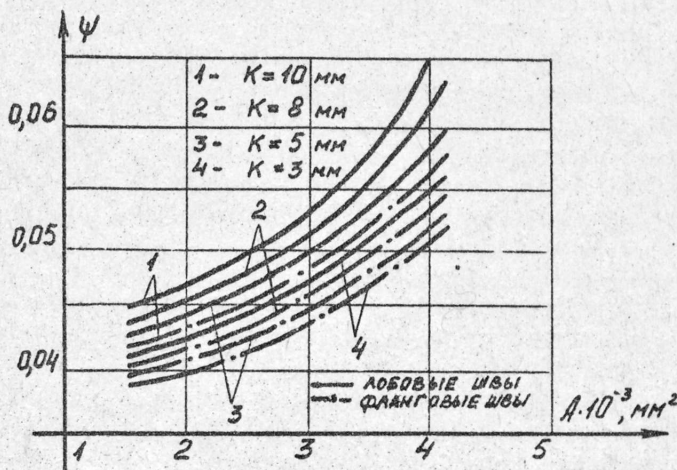


Рис. 4

2. Коэффициенты поглощения в соединениях с комбинированными сварными швами не отличаются от коэффициентов поглощения эталонов и составляют в среднем $0,03$. Коэффициенты поглощения в соединениях с только лобовыми или фланговыми швами значительно выше

(рис. 4), причем, для первых они в среднем на 10+15 % больше, чем для вторых.

3. Рассеивание энергии колебаний возрастает с увеличением площади контакта (A) стыка соединяемых деталей и величины катета сварного шва (K) по толщине соединения.

4. Потери энергии колебаний в соединениях со сварными швами нормальной (треугольной) и выпуклой формы в среднем на 10 + 13 % выше, чем в соединениях с вогнутой формой сварных швов.

5. Коэффициенты поглощения практически не зависят от толщины свариваемых деталей и способа сварки, а также от амплитуды и частоты колебаний.

В 2.3. приведены результаты экспериментального исследования демпфирования колебаний в резьбовом соединении со стопорными элементами.

Для проведения испытаний были использованы стенд и контрольно-измерительная система, описанные в 2.2.

Исследования проводились на специально изготовленном экспериментальном образце с резьбовым соединением типа "болт-гайка", который имел форму, аналогичную опытным образцам со сварными соединениями. Резьбовое соединение было выполнено со следующими параметрами:

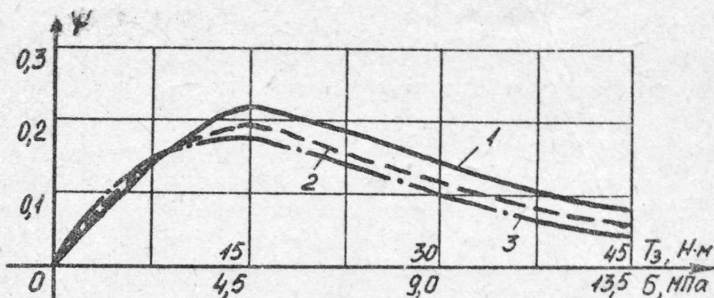
- число болтов - 6 ;
- болты М10х40.66.02.9 ГОСТ 7798-70 ;
- гайки М10.56.02.9 ГОСТ 5915-70 ;
- номинальная площадь контакта стыка деталей - 40 см² ;
- толщина соединенных деталей (материал - ст.3) - 1 см.

Влияние различных видов стопорных элементов на демпфирующую способность резьбового соединения изучено в применении к широко распространенным стопорным шайбам трех видов:

- а) шайба 10.01.02.9 ГОСТ 13463-77 (с отгибной лапкой) ;
- б) шайба 10.65Г.02.9 ГОСТ 10462-63 (с внутренними зубьями) ;
- в) шайба 10.65Г.02.9 ГОСТ 6402-70 (пружинная).

Обобщение и анализ полученных экспериментальных данных по рассеиванию энергии колебаний в резьбовом соединении типа "болт-гайка" со стопорными элементами показали:

1. Резьбовое соединение как со стопорными элементами, так и без них активно рассеивает энергию колебаний. Полученные в условиях проведения экспериментов значения коэффициентов поглощения лежат в зависимости от нормальных давлений в стыке соединения в диапазоне 0,08 + 0,22 (рис. 5).



1 - без шайб и с шайбой "а"; 2 - с шайбой "б"; 3 - с шайбой "в".

Рис. 5

2. Графическая зависимость коэффициента поглощения от нормального давления в стыке σ имеет характерную для составных балок форму. Для каждого конкретного соединения существует некоторое оптимальное значение $\sigma = \sigma_{opt}$ (или момента затяжки $T_z = T_{z, opt}$), при котором коэффициент поглощения достигает своего максимального значения ψ_{max} , с дальнейшим увеличением σ величина ψ уменьшается. Для исследованных соединений $\psi_{max} = 0,17 + 0,22$ при $\sigma_{opt} \approx 4,5$ МПа ($T_{z, opt} \approx 15$ Нм).

3. Полученные зависимости относительного рассеяния энергии колебаний в исследованных резьбовых соединениях качественно согласуются с данными испытаний сварных соединений внахлестку (2.2.). При этом значения коэффициентов поглощения в зоне оптимальных давлений в стыке резьбового соединения в 2+3 раза выше, чем для сварных соединений внахлестку.

4. Введение в резьбовое соединение стопорных шайб не изменяет характер зависимости $\psi = \psi(\sigma)$ (рис. 5). При этом в зоне малых нормальных давлений в стыке соединения ($0 < \sigma \leq 0,8 \sigma_{opt}$) исследованные стопорные шайбы почти не влияют на величину ψ . В зоне больших давлений ($0,8 \sigma_{opt} < \sigma \leq 3 \sigma_{opt}$) применение шайб с отгибной лапкой не вызывает изменения демпфирующей способности резьбового соединения, использование пружинных шайб и шайб с внутренними зубьями ведет к уменьшению коэффициента поглощения в среднем на 15+25 %, что объясняется уменьшением подвижности резьбовых элементов соединения вдоль оси болтов.

3. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАССЕИВАНИЯ ЭНЕРГИИ КОЛЕБАНИЙ В СОПРЯЖЕНИЯХ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Приведенные расчетные исследования демпфирования колебаний

в подвижных сопряжениях (контактах) зубчатых и цепных передач, компенсирующих муфт, тарельчатых пружин и листовых рессор характеризуются методикой, которая основана на общности основных сходных допущений, заключающихся в следующем:

1. При определении рассеивания энергии колебаний вследствие внешнего трения при местных проскальзываниях в сопряжениях контактирующие поверхности считаются абсолютно жесткими; их фрикционные свойства характеризуются законом трения Кулона-Амонтона; коэффициент трения скольжения принимается постоянным для рассматриваемых установившихся режимов работы.

2. При определении рассеивания энергии колебаний на контактных деформациях сопряженных поверхностей принято, что нормальные δ и касательные δ_τ контактные смещения поверхностных слоев пропорциональны, соответственно, нормальному σ и касательному τ напряжениям в стыке

$$\delta = k\sigma ; \quad \delta_\tau = k_\tau \tau ,$$

где k и k_τ — коэффициенты нормальной и касательной контактной податливости.

За количественную оценку рассеивания энергии колебаний в исследованных сопряжениях принята рассеянная энергия колебаний за цикл (W — при проскальзываниях и W_k — при контактных деформациях), или, где это представилось возможным, ее безразмерный аналог — коэффициент поглощения (ψ).

Для удобства использования полученных формул в инженерных расчетах демпфирования колебаний входящие в них безразмерные параметры ψ представлены в виде графических зависимостей от параметров конструкций и колебаний (рис. 6, 7, 8, 9). Все графики получены расчетным путем на ЭВМ "ЕС-1022". Программы расчетов составлены на алгоритмическом языке "Фортран-IV" и приведены в приложении к диссертации.

В 3.1. проведен теоретический анализ процесса демпфирования колебаний в зацеплении колес зубчатых передач. Дана расчетная модель. Рассмотрены различные случаи соотношения скоростей скольжения и колебаний в зубчатых передачах.

Выявлено, что интенсивное рассеивание энергии колебаний в зубчатом зацеплении происходит лишь при скоростях колебаний, значительно превышающих скорость скольжения в передаче. При этом максимально возможная величина W определяется выражением

$$W = 4ffFa ,$$

где F — нормальная сила, действующая на зубья колес в зацеплении; f — коэффициент трения скольжения в зацеплении; a — ам-

плитуда гармонических колебаний в зацеплении.

Если наибольшая скорость колебаний за цикл меньше скорости скольжения, то демпфирование в зацеплении обусловлено лишь разностью коэффициентов, а следовательно и сил, трения на прямых и обратных участках колебательного движения. Рассеяние энергии колебаний за цикл в этом случае примерно на один-два порядка ниже.

В общем случае колебаний, который характеризуется тем, что скорость скольжения в передаче линейно зависит от времени и соизмерима со скоростью колебаний в зацеплении, расчетная формула для определения величины W за первый цикл имеет следующий вид

$$W = 2fFa(\zeta_1 + \zeta_2),$$

где ζ_1 и ζ_2 - определяются из графиков (рис. 6а, б) при известном значении параметра K , равного

$$K = d_2 \omega_2^2 (i+1) / (2a\Omega^2);$$

d_2 и ω_2 - диаметр и угловая скорость вращения зубчатого колеса; i - передаточное отношение; Ω - круговая частота колебаний.

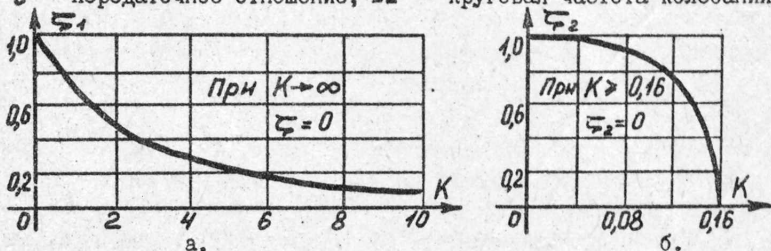


Рис. 6

Анализ результатов проведенного исследования показал, что рассеивание энергии колебаний в зубчатом зацеплении увеличивается с ростом передаваемого им крутящего момента, коэффициента трения скольжения в зацеплении, амплитуды и частоты колебаний, а также с уменьшением диаметра зубчатого колеса, угловой скорости его вращения и передаточного отношения зубчатой передачи.

В 3.2. рассмотрено рассеивание энергии колебаний в шарнирах втулочно-роликовых цепей при продольных и поперечных колебаниях ветвей цепной передачи.

Получены следующие формулы для определения величин W , W_K и ψ для рассмотренных расчетных случаев:

I. При продольных колебаниях ветвей цепной передачи

$$W_K = c_1 d B (z+1)^{-1} R^2 y^2; \quad \psi = 2 c_1 k_0,$$

где $c_1 = 0,625 \left(\frac{10F}{dB} \right)^{-0.2}$ - коэффициент пропорциональности;

d и B - диаметр валика и длина втулки шарнира; $(z+1)$ - число шарниров в ветви; $z = a/\rho$; a - длина пролета ветви; ρ - шаг цепи; R - радиус колеблющейся звездочки; γ - амплитуда ее угловых колебаний, вызывающих продольные колебания ветви цепи; $k_0 = 0,8 + 1,0$ мкм/МПа - коэффициент нормальной контактной податливости для втулочно-роликовых цепей, отнесенный к единице площади проекции опорной поверхности и одному шарниру.

2. При поперечных колебаниях ветвей цепной передачи с большими массами звездочек и присоединенных к ним деталей

$$W = 8\pi f F d \bar{y}_0; \quad \psi = 7 \frac{f F k_0}{z \rho^2 B \bar{y}_0^3},$$

где F - сила натяжения ветви цепи; f - коэффициент трения скольжения в шарнирах; $\bar{y}_0 = y_0/a$; y_0 - амплитуда колебаний ветви в середине пролета.

$$W_k = z d B (7 H c_1 \rho^2 \bar{y}_0^4 + 24,35 c_2 d^2 \Sigma \bar{y}_0^2);$$

$$\psi = 2 c_1 k_0 [1 + 3,42 c_2 d^2 \Sigma / (c_1 \rho^2 \bar{y}_0^2)];$$

$c_2 = 0,1$ МПа/мкм - коэффициент пропорциональности;

Z	30	40	50	60	70	80
$\Sigma \cdot 10^3$	7,3	5,3	4,2	3,5	3,0	2,6

3. При поперечных колебаниях ветвей цепной передачи с малыми массами звездочек и присоединенных к ним деталей

$$W = 32 f F d \zeta; \quad W_k = 16 c_2 d^3 B (0,5 + z^{-1}) \zeta^2,$$

где параметр ζ определяется из графиков (рис. 7) при известных значениях величин $\bar{R} = R/a$ и γ .

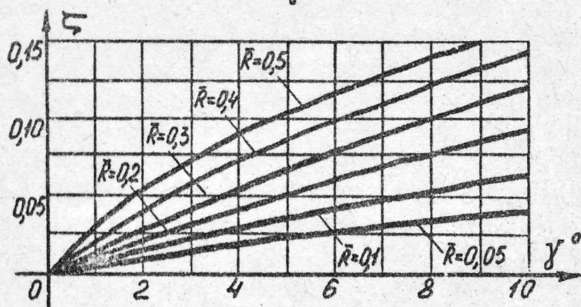


Рис. 7

Анализ результатов проведенного исследования показал, что при продольных и поперечных колебаниях втулочно-роликовых цепей рассеивание энергии колебаний увеличивается с ростом натяжения ветвей передачи, площади опорной поверхности шарниров и амплитуд колебаний и уменьшается с увеличением длины пролета ветви.

3.3. посвящен исследованию демпфирования колебаний в гидродинамических подшипниках, связанного с вязким трением между слоями потока его жидкой смазки.

Приняты обычные при расчетах указанных подшипников допущения, из которых отметим, что не учитывалось торцевое истечение смазки и демпфирование в ненагруженной зоне подшипника.

В результате проведенного исследования записана система дифференциальных уравнений для общего случая колебаний вала в подшипнике, решение которой при известных параметрах нагружения позволяет определить величину W .

Путем численного интегрирования на ЭВМ названная система уравнений решена для распространенного случая нагружения горизонтального вала подшипника радиальной постоянной по направлению знакопеременной силой. Получена следующая расчетная формула для определения рассеяния энергии колебаний за цикл

$$W = 3\mu\alpha^2\ell\omega\psi^{-1}\xi,$$

где μ - среднеинтегральное значение вязкости смазки; α и ℓ - диаметр вала и длина подшипника; ψ - относительный зазор в подшипнике; ω - постоянная угловая скорость вращения вала; параметр ξ определяется из графиков (рис. 8) при известных значениях параметров $K_1 = F_a/F_0$; $K_2 = \Omega/\omega$ и начального эксцентриситета вала в подшипнике x_0 ; F_0 и F_a - постоянная и переменная (амплитудная) составляющая радиальной нагрузки; Ω - круговая частота воздействия на вал переменной составляющей нагрузки.

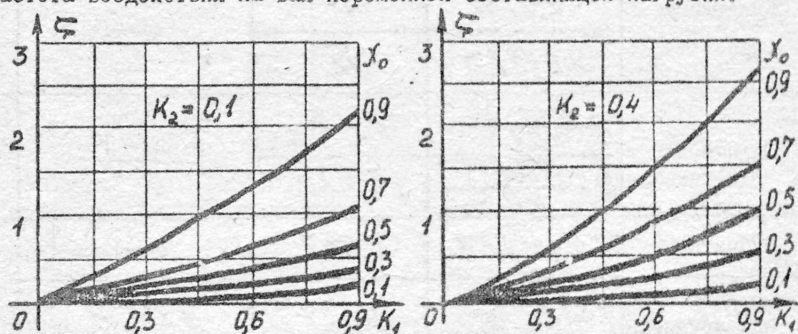


Рис. 8

Анализ результатов проведенного исследования показал, что демпфирование колебаний в гидродинамических подшипниках увеличивается с ростом амплитуды переменной составляющей нагрузки и частоты ее воздействия, а также с увеличением начального эксцентри-

ситета вала в подшипнике и угловой скорости его вращения.

В 3.4. приведены результаты исследования рассеивания энергии колебаний в контактах деталей компенсирующих муфт.

Рассмотрено демпфирование при поперечных, угловых и крутильных колебаниях в кулачково-дисковых, шарнирных, зубчатых муфтах и муфтах со змеевидной пружиной. Методика расчета рассеивания энергии колебаний за цикл дана на примере кулачково-дисковой муфты (Ольдгема), порядок расчета для остальных муфт представлен в виде расчетных таблиц.

Из принятых допущений отметим, что частота вращения полумуфт предполагалась существенно меньшей частоты колебаний.

Полученные в результате проведенного исследования окончательные расчетные формулы для определения величины W сведены в следующую таблицу, подробная расшифровка которой приведена в тексте самой диссертации. Там же дана таблица формул для определения величины W_k - рассеивания энергии колебаний за цикл в условиях упругих контактных деформаций без проскальзываний.

Вид муфты	Вид колебаний		
	поперечные	угловые	крутильные
	$\frac{W}{4\delta T\delta}$	$\frac{W}{4\delta T\alpha}$	$\frac{W}{4\delta T\varphi}$
Кулачково-дисковые	$2,5/D$	1	—
	$2,5\sqrt{2}/D$	$\sqrt{2}$	
Шарнирные	$2 \frac{r \cos \chi}{R\ell}$	r/R	$\frac{r \sin \chi}{R}$
	$2 \frac{r\sqrt{1+\cos^2 \chi}}{R\ell}$	$r\sqrt{2}/R$	
Зубчатые	$1,27 \cos \gamma / \ell$	0,637	—
Со змеевидной пружиной	$0,32 \frac{H}{a_d D_{cp}}$	0,637	$2 \sin \varphi_0$

Обобщение и анализ результатов исследования показали:

I. Рассеивание энергии колебаний во всех рассмотренных муфтах увеличивается с ростом передаваемого ими крутящего момента T , амплитуд колебаний δ , α , φ всех видов и геометрической площади контакта в сопряжениях муфт.

2. При наличии соединительного вала между двумя шарнирными или зубчатыми муфтами увеличение угла его наклона γ вызывает рост рассеивания энергии колебаний.
3. Увеличение числа зубьев полумуфт зубчатых муфт и муфт со змеевидной пружиной ведет к росту рассеивания энергии колебаний.
4. Рассмотренные компенсирующие муфты могут служить дополнительными механическими демпферами колебаний валов приводов.

В 3.5. проведен расчетный анализ рассеивания энергии колебаний в пакетах тарельчатых пружин и в листовых рессорах.

Получены следующие зависимости для определения коэффициентов поглощения:

а) в пакетах тарельчатых пружин

$$\psi = \frac{f\delta}{D-d} \left[\zeta_1 + \frac{n-1}{n} (\zeta_2 + 1) \right],$$

где D и d – диаметры внешней и внутренней кромок тарелок пакета; n – число тарелок в пакете; f – коэффициент трения скольжения; параметры ζ_1 и ζ_2 определяются из графиков (рис. 9) при известных значениях $\bar{H} = H/\delta$; $\bar{\lambda}_0 = \lambda_0/\delta$ и $\bar{\lambda}_a = \lambda_a/\delta$; δ – толщина тарелки; H – высота ее начального внутреннего усеченного конуса; λ_0 – средняя за цикл колебаний осадка пакета пружин; λ_a – амплитуда колебаний.

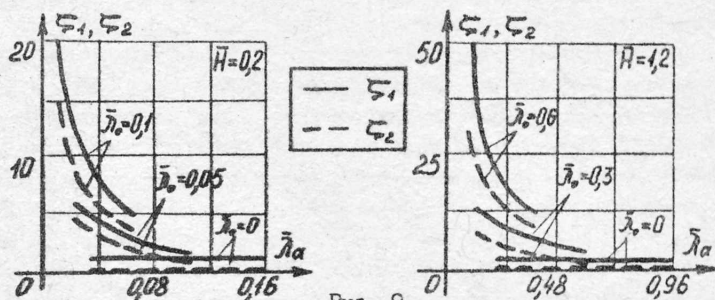


Рис. 9

б) в листовых рессорах

$$\psi = 8f \left[a \left(\frac{S_0}{S_a} + 0.5 \right) + \frac{b}{c S_a} \right],$$

где a и b – коэффициенты, зависящие от конструктивных параметров рессорного пакета и усилия начальной затяжки рессоры;

c – коэффициент жесткости рессоры; S_0 – средний за цикл колебаний прогиб рессоры; S_a – амплитуда колебаний.

Расчетный анализ показал:

I. Коэффициент поглощения в пакетах тарельчатых пружин увеличи-

вается с ростом толщины тарелки и относительной высоты ее начального внутреннего усеченного конуса, а также средней за цикл колебаний осадки пакета и числа тарелок в нем, и уменьшается с ростом амплитуды колебаний.

2. Коэффициент поглощения в листовых рессорах возрастает с увеличением количества и толщины листов рессоры, усилия ее затяжки и среднего за цикл колебаний прогиба и уменьшается с ростом коэффициента жесткости рессоры и амплитуды колебаний.

В заключении отметим, что результаты расчета рассеивания энергии колебаний в исследованных подвижных сопряжениях деталей машин по разработанным зависимостям находятся в соответствии с экспериментальными данными в других исследованиях.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ

1. Рассеивание энергии колебаний в узлах машин происходит в основном на нормальных и касательных контактных деформациях и относительных местных проскальзываниях сопрягаемых поверхностей.

2. В диссертации экспериментально исследованы недостававшие для расчетов демпфирования колебаний в машинах характеристики рассеивания энергии колебаний при тангенциальных контактных деформациях деталей и в сварных соединениях, а также в некоторых резьбовых соединениях.

3. Коэффициент поглощения в стыках при тангенциальных колебаниях зависит от нормального давления в стыке, наличия и количества смазки между контактирующими поверхностями и величины шероховатостей последних. Полученные в условиях проведения экспериментов значения ψ изменялись в зависимости от указанных факторов в пределах $0,1 + 0,25$.

4. Касательная контактная податливость исследованных стыков существенно зависит от нормального давления в стыке и величины шероховатостей контактирующих поверхностей. Для исследованного диапазона давлений $1 + 5$ МПа значения коэффициентов касательной контактной податливости лежат в интервале $7 + 11$ мкм/МПа.

5. Коэффициенты поглощения в сварных соединениях внахлестку зависят от вида, формы и размеров сварных швов и площади контакта в стыке соединения и лежат по результатам испытаний в диапазоне $0,04 + 0,07$.

6. Коэффициенты поглощения в резьбовом соединении зависят от нормального давления в стыке соединения, а также наличия и вида стопорного элемента, и составляют для исследованных соединений

при оптимальных нормальных давлениях $0,17 + 0,22$.

7. Разработаны расчетные зависимости для количественного определения рассеивания энергии колебаний в зубчатых и цепных передачах, в гидродинамических подшипниках, компенсирующих муфтах, а также в тарельчатых пружинах и листовых рессорах. Полученные формулы достаточно просты и удобны для их использования в инженерных расчетах.

8. Полученные экспериментальные и теоретические данные по рассеиванию энергии колебаний в различных типовых сопряжениях деталей машин в комплексе с результатами ранее выполненных исследований позволяют производить оценку демпфирующей способности машины в целом, знание которой необходимо при проведении динамических расчетов.

9. Результаты настоящей работы предназначены для использования в динамических расчетах и сравнительном динамическом анализе конструкций широкого круга машин.

Материалы диссертации опубликованы в следующих работах:

1. Решетов Д.Н., Палочкин С.В. Демпфирование энергии колебаний в гидродинамических подшипниках. - ИВУЗ. Машиностроение, 1981, № 2, с. 19-24.
2. Палочкин С.В. Демпфирование колебаний в тарельчатых пружинах. М., 1981 - 10 с. - Рукопись представлена МВТУ им. Н.Э.Баумана. Деп. в ЦНИИТЭИТЯЖМАШ 13 авг. 1981, № 786.
3. Палочкин С.В. Демпфирование колебаний в листовых рессорах. М., 1981 - 8 с. - Рукопись представлена МВТУ им. Н.Э.Баумана. Деп. в ЦНИИТЭИТЯЖМАШ 13 авг. 1981, № 787.
4. Решетов Д.Н., Палочкин С.В. Демпфирование колебаний во втулочно-роликовых цепях. М., 1981 - 14 с. - Рукопись представлена МВТУ им. Н.Э.Баумана. Деп. в ЦНИИТЭИТЯЖМАШ 13 авг. 1981, № 788.
5. Решетов Д.Н., Палочкин С.В. Демпфирование колебаний в компенсирующих муфтах. - ИВУЗ. Машиностроение, 1981, № 12, с. 13-18.
6. Палочкин С.В., Генкин Д.А., Решетов Д.Н. Демпфирование в стыках при тангенциальных колебаниях. - ИВУЗ. Машиностроение, 1983, № 3 /в печати/.
7. Генкин Д.А., Палочкин С.В. Оптический датчик угловых колебаний. - ИВУЗ. Машиностроение, 1983, № 4 /в печати/.
8. Палочкин С.В. Демпфирование колебаний в сварных соединениях. - ИВУЗ. Машиностроение, 1983, № 4 /в печати/.

Л-99235 от 3/2-83 г. Объем I п.л. Зак. 191 Тираж 100

Типография МВТУ им. Н.Э.Баумана

М В Т У
им. Н. Э. Баумана
БИБЛИОТЕКА

7
19170461