

ВИБРОИЗОЛИРУЮЩИЕ ПЕРЕСТРАИВАЕМЫЕ МЕХАНИЗМЫ: ОСНОВЫ РАСЧЕТА И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ

Ковтунов А.В., Мулюкин О.П., Паровай Ф.В., Антипов В.А.

Самарский институт инженеров железнодорожного транспорта,
Самарский государственный аэрокосмический университет, г. Самара

В целях выработки подхода к решению проблемы создания виброизолирующих перестраиваемых механизмов (ВПМ) проанализируем важнейшие характеристики виброизолирующих устройств, обуславливающие их несущую способность и упругодемпфирующие свойства. Как известно, собственная круговая частота (в рад/с) одноосного безынерционного виброизолятора может быть определена исходя из жесткости виброизолятора c :

$$\omega_o = 2\pi f_o = \sqrt{\frac{c}{m}}, \quad (1)$$

где f_o - частота собственных колебаний системы, Гц;

m - масса изолируемого объекта, кг.

Если известна величина осадки объекта, установленного на виброизоляторах, то справедливо

$$\omega_o = \sqrt{\frac{q \cdot \sin \alpha}{x_{ct}}}, \quad (2)$$

где x_{ct} - осадка объекта, м;

α - угол наклона оси виброизолятора к горизонту, град.

Между амплитудой виброскорости v (м/с) и вынуждающей силой F (Н) существует соотношение:

$$v = \frac{F}{\sqrt{\mu + (m\omega - c/\omega)^2}}, \quad (3)$$

где μ - коэффициент сопротивления системы, Н·с/м; m — масса системы, кг; ω - угловая частота вынужденной силы, рад/с; c - коэффициент жесткости системы, Н/м.

Знаменатель выражения (3), называемый полным механическим импедансом колебательной системы, характеризует сопротивление, которое оказывает система вынуждающей переменной силе.

Одним из показателей эффективности виброзащиты является коэффициент μ_d передачи динамической нагрузки от объекта к основанию:

$$\mu_d = \frac{1}{(f/f_0)^2 - 1}, \quad (4)$$

где f - частота вынужденных колебаний, Гц; f_0 - частота собственных колебаний системы виброзащиты, Гц. Если $f \leq f_0$, то $\mu_d = 1$ и применение виброизоляторов не оказывает влияния на состояние системы. Если $f = f_0$ или их значения близки, то $\mu_d \rightarrow \infty$ и возникает явление резонанса, при котором амплитуда колебаний резко возрастает. При $f \gg f_0$ передача вибрации на основание снижается, а эффективность виброизоляции возрастает.

Эффективность виброизоляции находится в следующей зависимости от соотношения частот f/f_0 :

f/f_0	2	2,5	3	4	5
эффективность виброизоляции, %	75	81	87	93	96

На практике значения соотношения частот колебаний f/f_0 принимают в диапазоне от 2 до 5. Виброизоляция начинает снижать уровни вибрации при соотношении частот $f/f_0 = \sqrt{2}$, т.е. при условии, что $f \geq 1,4 f_0$.

Между частотой собственных колебаний f_0 и осадкой виброизоляторов $x_{ст}$ под действием массы установленного на них оборудования существуют соотношения [1]:

$$f_0 = \frac{5\sqrt{10}}{x_{ст}}, \text{ Гц, или } x_{ст} = \frac{250}{f_0^2}, \text{ мм.} \quad (5)$$

В работе [2] показано, что уменьшение амплитуды колебаний системы в области резонанса возможно и при изменении действительных параметров по определенному (в том числе и случайному) закону. Установлено, в частности, что для колеблющейся системы с массой m , к которой по закону повторяющейся последовательности импульсов со случайными длительностью и частотой следования присоединяется дополнительная масса m_p , наиболее эффективное уменьшение амплитуды резонансных колебаний будет при $\mu = m_p/m \geq 0,25$.

Для объектов с круговым вращательным движением главного вала возмущающая сила может быть найдена методом перестановки пробного груза [3]. На строительной конструкции, несущей машину, амплитуда колебаний

$$A = K \cdot R, \quad (6)$$

где K - коэффициент пропорциональности;

R центробежная сила ротора машины, обусловленная его неуравновешенностью.

На практике для определения коэффициента K измеряют амплитуду колебаний B выбранного участка поддерживающей конструкции (при работе машины с пробным грузом, расположенным в некоторой точке ее ротора) и амплитуду колебаний C этого же участка (при работе машины с пробным грузом, закрепленным в диаметрально противоположной точке ротора с тем же расстоянием от оси вращения). Тогда коэффициент K вычисляется по формуле

$$K = \frac{1}{Q} \sqrt{\frac{B^2 - 2A^2 + C^2}{2}}, \quad (7)$$

где Q - центробежная сила, развиваемая пробным грузом.

$$\text{Как известно, } Q = m r \Omega^2, \quad (8)$$

где m - масса пробного груза; r - расстояние от оси вращения до центра массы пробного груза; Ω - угловая частота вращения ротора машины.

Для определения центробежных сил, развиваемых машинами, может быть использован метод жестких силоизмерителей [3], когда машина закрепляется на металлической раме или железобетонной плите и устанавливается на силоизмерители как на опоры.

При вычислении динамических нагрузок, передающихся через упругие опоры на несущие поверхности, также требуется знать положения центра масс и моментов инерции машин. Теоретическое определение этих величин [4] не всегда может обеспечить достаточную точность и требует экспериментального подтверждения [5].

Из анализа зависимостей (1) (8) следует, что регулирование упруго-демпфирующих свойств виброизолятора в эксплуатации возможно за счет целенаправленного варьирования как его собственной частоты (массы, жесткости), так и параметров, определяющих уровень диссипации механической энергии в тепловую (варьирование силами сухого и вязкого трения; перераспределение и затраты энергии на изменение геометрической формы упругих элементов и на преобразование возвратно-поступательного движения в другие виды движения, например во вращательное; управление магнитоэлектрическими и прочими электромеханическими эффектами, например, в пьезокерамических преобразователях - приводах вибродвигателей [6] и др.).

Представленные положения должны базироваться на общеизвестных методах снижения вибрационных и ударных нагрузок в машинах и механизмах, из которых практическую значимость имеют следующие [1]:

- отстройка от режима резонанса путем изменения массы или жесткости системы;

воздействие на источник возбуждения путем снижения возбуждающих сил;

вибродемпфирование - увеличение механических импедансов конструктивных элементов путем увеличения диссипативных сил;

динамическое гашение колебаний - присоединение к защищаемому от вибрации объект; системы, реакции которой уменьшают размах колебаний объекта в опорных точках системы;

конструктивное изменение элементов машин или фундаментальных сооружений.

Выбор приемлемых конструкторских решений следует проводить с учетом основополагающих требований к виброизолирующим механизмам (системам) и при общепринятом теоретическом обеспечении следующих основных характеристик проектируемого виброизолятора [2, 7-9]:

-идеальная виброизоляция возможна только при соблюдении условия $H > 2A$, где H - допустимое относительное перемещение вибрирующего и защищаемого объектов; A - амплитуда колебаний вибрирующего объекта;

-для идеальной виброизоляции приемлем любой закон движения вибрирующего объекта, знание которого необязательно;

-силы взаимодействия вибрирующего и защищаемого объектов должны быть поставлены в зависимость не от поведения вибрирующего объекта, а от сил, передаваемых защищаемым объектом вибрирующему;

-для осуществления самого процесса идеальной виброизоляции подвода энергии и ее поглощения не требуется;

-идеальный виброизолирующий механизм или система не имеет частот собственных колебаний, а значит, и резонансного режима;

-силовые характеристики виброизолирующего механизма или системы, обеспечивающие идеальную от вибрации, должны представлять собой бесконечное множество отрезков прямых, равных по длине $2A$, параллельных оси абсцисс и расположенных своими серединами на отрезке прямой, наклонной к оси абсцисс под углом, не превышающим 90° ;

-переход идеального виброизолирующего механизма или системы в течение одного цикла колебания вибрирующего объекта с одного горизонтального объекта длиной $2A$ на другой, например лежащий выше или ниже, должен совершаться по силовой характеристике, укладывающейся в параллелограмме, углы которого определены концами упомянутых двух отрезков длиной $2A$.

Практическая невозпроизводимость идеальной виброизолирующей системы и ограниченные возможности совершенствования упруго-демпфирующих элементов традиционных конструкций виброизоляторов предопределили возрастание интереса специалистов к проблеме разработки

ВПМ, реализующих лучшие свойства различных по принципу действия виброизоляторов. Ниже предпринята попытка обобщить последние разработки Самарского государственного аэрокосмического университета (СГАУ) в решении указанной проблемы с детальным описанием наиболее характерных элементов перенастраиваемых виброзащитных устройств и их упругодемпфирующих звеньев.

Виброизолирующие механизмы опор вращающихся валов быстроходных машин

В 80-е годы разработана конструкция демпфирующего устройства [10] на базе пакета кольцевых гофрированных пластин, связанных через промежуточный элемент с вибрирующим объектом. В целях обеспечения в процессе сборки возможности оперативной коррекции упругих и демпфирующих свойств пластин виброизолятора промежуточный элемент выполнен в виде втулки с фланцами, в которых установлены резьбовые элементы - вытеснители, введенные в полость под пластинами, заполненную пластичным материалом. При помощи этих вытеснителей (они вворачиваются или выворачиваются из полости с пластичным материалом) обеспечивается желательный натяг в наборе гофрированных пластин, гарантирующий получение упругих и демпфирующих свойств в диапазоне наибольшей эффективности гашения вибрации.

Позднее, в 90-е годы, на базе описанной конструкции была предпринята попытка создания виброизолирующих устройств, обеспечивающих автоматическое регулирование натяга в наборе гофрированных пластин в зависимости от частоты вращения ротора в эксплуатации (рис. 1). Конструкция устройства включает в себя рычажно-шарнирный механизм, на больших плечах 2 которого размещены сосредоточенные массы 13. При вращении ротора 1 под действием центробежных сил массы 13 перемещают малые плечи 12, которые в свою очередь, нагружают диск-нагнетатель 11. От последнего усилие передается через толкатель 3 размещенному в замкнутом объеме промежуточного звена 6, 9 пластическому материалу 5, что приводит к изменению упругодемпфирующих свойств пакета гофрированных пластин 8.

При наличии в роторной системе напорной магистрали со смазкой (охлаждающей жидкостью или газом) представленная на рис. 1 конструкция легко трансформируется путем введения клапанно-седельной подпружиненной пары в конструкцию, показанную на рис. 2. Принцип действия такой конструкции основан на изменении зазора в сопряжении опора 3 - корпус 1 и упругодемпфирующих свойств опоры вращающегося

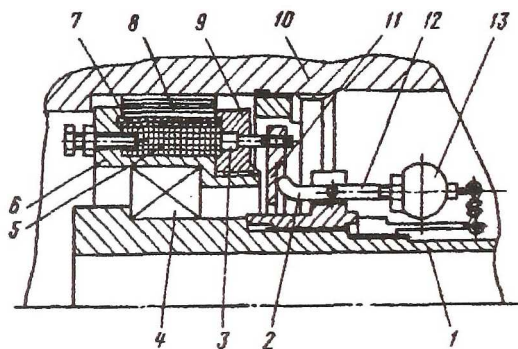


Рис. 1. Упругодемпферная опора: 1 - ротор; 2, 12-плечи рычажного механизма; 3 - толкатель; 4 - подшипник; 5 - пластический материал; 6, 9 - элементы промежуточного звена; 7 - разрезная втулка; 8 - пакет гофрированных пластин; 10 - корпус; 11 - диск-нагнетатель; 13 - сосредоточенная масса

ротора 4 путем регулирования расхода (давления) рабочей среды, подводимой к опоре через клапанно-седельную пару 6, 7. Указанное регулирование осуществляется путем изменения площади проходного сечения клапанно-седельной пары 6, 7 при помощи подпружиненного толкателя 13, введенного в контакт с рычажно-шарнирным механизмом 11, линейное перемещение плеч 10, 12 которого определяется частотой вращения ротора 4.

В настоящее время прорабатываются конструкции "плавающих" опор роторов, жесткость которых в поперечном сечении целенаправленно изменяется в зависимости от осевого усилия, приложенного к ротору. Одна из таких конструктивных проработок представлена на рис. 3. «Плавающая» опора состоит из двух дисков ~ подвижного 6 и неподвижного 5, между которыми размещен пакет гофрированных тонкостенных втулок 4.

Диск 5 сцентрирован в корпусе 3, а диск 6 - на промежуточном элементе 7, связанном через шлицевое соединение с ротором 9. Исходное осевое положение диска 5 относительно диска 6, а следовательно, и исходная площадь контактирования упругодемпфирующих втулок в наборе 4 определяются усилием пружины 10. При приложении к инструменту 1 осевого усилия, превышающего усилие пружины 10, взаимное положение дисков 6 и 5 меняется, что сопровождается изменением упругодемпфирующих свойств пакета 4.

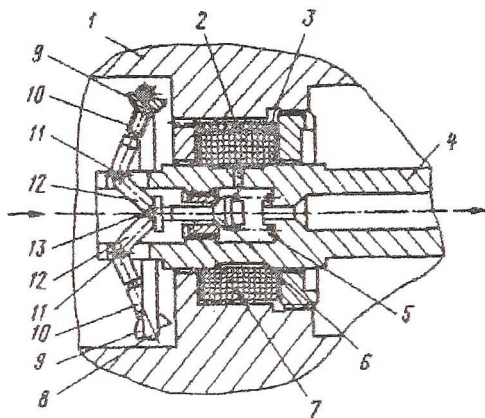


Рис. 2. Опора ротора с подводом смазки: 1 - корпус; 2 - металлорезиновая прокладка; 3 - полимерное покрытие; 4 - ротор; 5 - пружина; 6 - клапан (золотник); 7 - седло; 8 - браслетная пружина; 9 - сосредоточенная масса; 10, 12 - плечи рычага; 11 - шарнир; 13 - толкатель

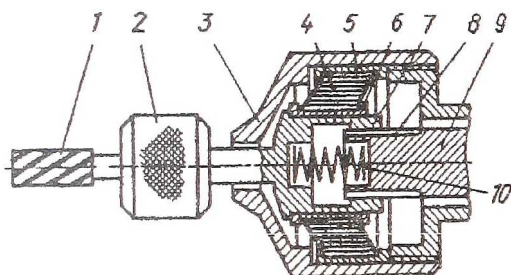


Рис. 3. «Плавающая» опора ротора виброинструмента: 1 - режущий инструмент; 2 - шпindelь; 3 - корпус; 4 - упругодемпфирующий спиральный элемент; 5, 6 - неподвижный и подвижный диски; 7 - промежуточный элемент; 8 - шлицевое соединение; 9 - ротор; 10 - задатчик осевой нагрузки

Анализ немногочисленных работ [1-12] позволяет спрогнозировать следующие тенденции дальнейшего развития механизмов подобного класса:

-совершенствование и модернизация конструкций упругодемпфирующих опор и механизмов регулирования их параметров на базе разработки высокоточных центробежных, винтовых, рычажно-кулисных, дифференциально-золотниковых и электромагнитных адаптирующихся устройств, в том числе с профилированной поверхностью контактируемых звеньев, биметаллических корректирующих переключателей с «памятью» и систем преобразования

осевого перемещения деталей виброизолятора в иные формы движения, например, во вращательное;

-создание конструкций с целенаправленным изменением параметров прокачиваемой через упругодемпфирующие элементы рабочей среды в зависимости от условий эксплуатации, в том числе электромеханических на базе магнитных жидкостей, термо-, теплоэлектрических и импульсных пульса торов;

-оснащение упругодемпфирующих устройств механизмами управления физико-механическими свойствами материалов в зоне контакта элементов составных звеньев виброизоляторов, в том числе за счет подвода дополнительной энергии (электромагнитные излучатели, вибродвигатели, вакуумно-нагнетательные механизмы и пр.).

Виброизолирующие механизмы горизонтально спозиционированных объектов

Эта группа характеризуется значительным многообразием конструкций. Для ограничения числа рассматриваемых конструкций систематизируем их по назначению с выделением основополагающих технических решений.

Устройства пространственного демпфирования позиционирующих опор большегрузного объекта. На рис. 4 представлена конструкция упругодемпферной подвески основания, внедренной в мельнице по размолу какао-бобов РС-1000 (фирма "Mantarella", Италия) в целях снижения структурного шума и вибрационных нагрузок, воспринимаемых фундаментом производственного участка Самарской шоколадной фабрики "Россия". Конструкция включает в себя вибрирующее основание 1 и неподвижную опору 13, между которыми в промежуточных направляющих 3, 10, 12, 19 установлены два пакета. Один из них (элемент 4) выполнен из набора гофрированных кольцевых пластин и предназначен для снижения уровня вибрации в радиальном направлении. Другой - в виде двух пакетов тарельчатых пружин 2, 11- предназначен для восприятия осевых нагрузок. Особенность конструкции - в наличии двух технологических полуколец 8, 17, при помощи которых можно при разгруженном (поддомкраченном) основании 1 демонтировать или установить между опорой и основанием упругодемпфирующее устройство (элементы 12, 10, 2, 11, 3, 4, 5, 19). В рабочем состоянии мельницы РС-1000 полукольца 8, 17 и болты 9, 36 не устанавливаются. В направляющей 10 предусмотрено технологическое гнездо 15 под ключ для разворота детали 10 по резьбе при позиционировании опор основания 1.

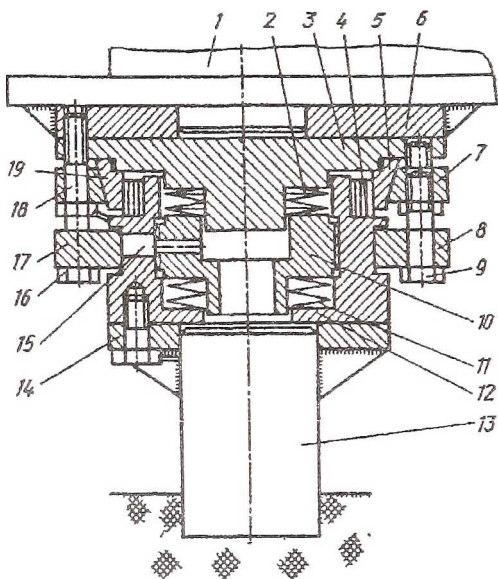


Рис. 4. Упругодемпферная подвеска основания мельницы для размола какао-бобов РС-1000: 1 -основание; 2, 11 - набор тарельчатых пружин (пакет шайб Бельвиля); 3, 10, 12 промежуточные направляющие; 4 радиальный пакет гофрированных кольцевых пластин; 5, 19 - набор конических секторов; 6, 14 - промежуточные основания; 7 - зажимная конусная обойма; 8, 17 технологические полукольца; 9, 16, 18 - крепежные элементы; 13-опора; 15 - технологическое отверстие (паз)

На рис. 5 представлена конструкция пространственного виброизолятора с позиционированием опорных стержней относительно крепящих поверхностей объекта и фундамента. Конструкция на рис. 5,а имеет корпус 1 с крепежным фланцем 2 и опорным стержнем 3. Внутри корпуса 1 размещены пакеты упругих втулок 6, 7, введенные в контакт с нажимными конусами 4, 5. «Изоуминка» конструкции наличие штифта 10, исключающего взаимное проворачивание конусов 4 и 5, и выполненные два резьбовых соединения: «опорный стержень 3 - конус 4» с правой резьбой и «опорный стержень 3 конус 5» с левой резьбой. Данная особенность конструкции обеспечивает при вращении головки 9 равномерное нагружение или разгружение пакетов 6, 7.

В конструкции на рис. 5,б также выполнена пара резьбовых соединений, одно из которых «гайка 8 корпус 1» с правой резьбой, а другое «гайка 9 корпус 1» - с левой резьбой. Этим достигается автономное регулирование каждого из пакетов 6 или 7 в отдельности.

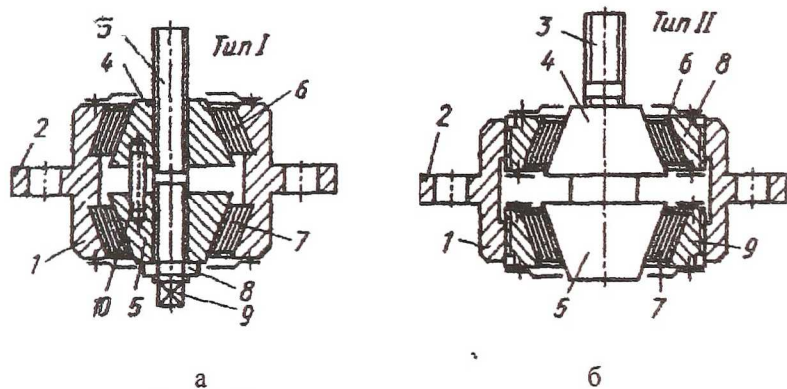


Рис. 5. Подстраиваемый виброизолятор

Устройства с элементами регулировки упругодемпфирующих свойств виброизолятора. На рис. 6 представлено аксонометрическое изображение виброизолятора, основное достоинство которого - конструктивная простота и достаточные для практических нужд пределы регулирования упругодемпфирующих характеристик. Конструкция включает в себя подвижное основание 1 П-образной формы и неподвижное основание в виде звеньев 3,4, соединенных винтами 5. В основании 1 размещен вал 6 с центральным осевым пазом 2, причем для фиксации требуемого углового положения вала 6 устройство снабжено стопорным винтом 7. Между подвижным и неподвижным основаниями размещен пакет упругодемпфирующих элементов в виде коаксиально расположенных одна в другой многослойных втулок 8, изготовленных из единой ленты. Один из концов 9 пакета жестко (обычно при помощи точечной сварки) соединен с основанием 1, а другой (на рисунке не показан) жестко закреплен в пазу 2 вала 6. При вращении вала 6 обеспечивается последовательное изменение числа слоев ленты в каждой из вписанных одна в другую упругих втулок пакета 8, чем и достигается изменение его упругодемпфирующих свойств в заданных пределах. Устройство обладает возможностью работы на нескольких режимах. При малых колебаниях нагружается втулка большего диаметра, затем при росте нагрузок и амплитуд колебаний в работу вступает втулка меньшего диаметра и т.д.

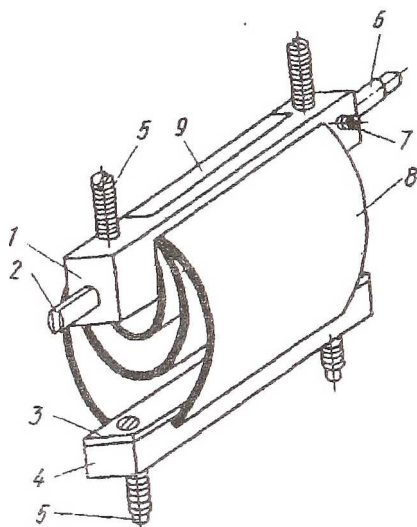


Рис. 6. Многорежимный виброизолятор переменной жесткости

Дальнейшее развитие рассмотренная конструкция получила в техническом решении, показанном на рис. 7. В данной конструкции принцип регулирования упругодемпфирующих свойств элемента 7 в виде восьмерки из гофрированной ленты заключается в закручивании (раскручивании) жестко закрепленных концов ленты 6 и 8 в разрезных валиках 5, 4 при помощи подстроенных резьбовых элементов 3. Для радиальной устойчивости оснований 1 и 2 они сошнурованы тросом 9.

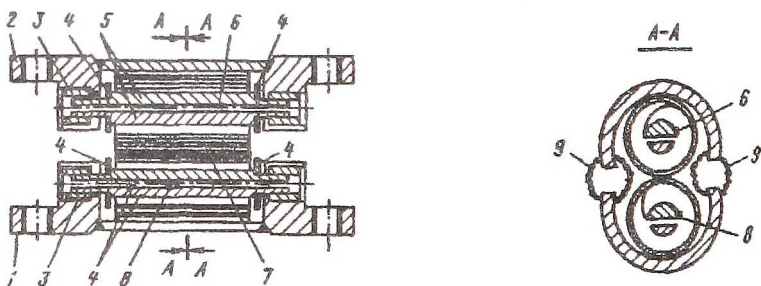


Рис. 7. Большегрузный виброизолятор с 8-образным упругодемпфирующим элементом: 1, 2 - основание; 3 - гайка; 4, 5 - разрезной вал; 6, 8 закрепленные концы (окончания) упругодемпфирующего элемента 7; 9 - трос

Устройство обладает высокой несущей способностью, хорошими упругодемпфирующими свойствами, несложно в настройке и предназначено для виброзащиты большегрузных объектов.

Результаты представленных исследований позволяют:

- систематизировать основные подходы в разработке перенастраиваемых (в том числе автоматически) виброизолирующих устройств;
- на примере приведенных конструкций подстраиваемых виброизоляторов оценить особенности их работы, технико-экономические показатели и возможные области применения в народном хозяйстве;
- спрогнозировать перспективные направления исследований при разработке виброизолирующих систем и их элементов в зависимости от требований к их несущей способности, упругодемпфирующим свойствам и качеству регулирования.

Список литературы

1. Сулейманов М.М., Вечхайзер Л.И. Шум и вибрация в нефтяной промышленности. – М.: Недра, 1990. – 160с.
2. Фролов К.В. Уменьшение амплитуды колебаний резонансных систем путем управляемого изменения параметров. Машиноведение, №3, 1965, с. 38-42.
3. Рекомендации по экспериментальному определению динамических характеристик машин предприятиями машиностроительной промышленности. – М.: ЦИНИС Госстроя СССР, 1972.-48 с.
4. Ивович В.А., Онищенко В.Я. Защита от вибрации в машиностроении. – М.: Машиностроение, 1990. – 272 с.
5. ГОСТ 26043-83. ССБТ. Вибрация. Динамические характеристики стационарных машин. Основные положения.
6. Бансявичюс Р.Ю., Рагульскис К.М. Вибродвигатели. - Вильнюс: Москлас, 1981. - 232 с.
7. Зуев А. К. Пути совершенствования конструкций перестраиваемых виброизолирующих механизмов//Снижение вибрации на речных судах: Сб. науч. тр. - Новосибирск; Новосибирский ин-т инженеров водного транспорта, 1988, с. 4-18.
8. Вибрации в технике. Справочник в 6 т./ Ред. совет: В.Н. Челомей (пред.), Т. 6. Защита от вибрации и ударов/Под ред. К.В. Фролова. – М.: Машиностроение, 1981. - 456 с.
9. Зуев А.К. Проблемы виброизоляции судовых силовых установок//Тр. НИИВТ, Новосибирск. 1982, вып. 162.
10. А. с. 796545 (СССР). МКИ³ F16F 7/00. Демпфирующее устройство/ В.А. Антипов, Ю.К. Пономарев. Оpubл. 15.01.81; Заявл. 25.05.78.
11. Чегодаев Д.Е., Мулюкин О.П. Гидропнеумотопливные агрегаты и их надежность. - Куйбышев: Кн. изд-во, 1980. - 104 с.
12. Ильинский В.С. Защита аппаратов от динамических воздействий. – М.: Энергия, 1970. - 320 с.