Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Институт горного дела, геологии и геотехнологий

Кафедра «Горные машины и комплексы»

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой
_____ А.В. Гилев
«____» _____ 2016 г.

ДИПЛОМНАЯ РАБОТА

150402.65 «Горные машины и оборудование»

Проектирование и изготовление стенда для динамического гашения вибрации машин
тема

Руководитель 16.06.16 доцент, канд. техн. наук В.А. Карепов
подпись, дата

Выпускник 23.05.16 И.А. Данилов
подпись, дата

Консультанты:

Экономическая часть 25.05.16г. А.Д. Бурменко
подпись, дата

Безопасность жизнедеятельности 7.06.16 Н.М. Капличенко
подпись, дата

Нормоконтролер 16.06.16. В.А. Карепов
подпись, дата

Красноярск 2016

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ 5
1. ОБЗОР ОСНОВНЫХСПОСОБОВ И СРЕДСТВ ГАШЕНИЯ ВИБРАЦИИ 6
1.1. Актуальность работы 6
1.2. Общие положения 7
1.3. Виброизоляция 8
1.4. Отстройка от резонанса и демпфирование 10
1.5.Динамические гасители вибрации (общие сведения) 16
1.6. Некоторые конструкции ДГВ 19
1.7. Настройка ДГВ 23
1.8. Динамические свойства объекта с ДВГ 24
2. СТЕРЖНЕВОЙ ДИНАМИЧЕСКИЙ ГАСИТЕЛЬ ВИБРАЦИИ (описание установки). 30
2.1. Описание лабораторной установки и методика исследований 30
2.2. Методика исследований 31
3 МОДЕЛИРОВАНИЕ ДЕФЕКТОВ И ВЫЯВЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ЗАВИСИМОСТЕЙ ДГВ. 33
3.1. Исследование на экспериментальной установке (Расчёт ДГВ) 33
3.2. Расчёт зависимости массы ДГВ от диаметра стержня 34
3.3. Расчёт зависимости массы ДГВ от частоты вращения двигателя 36
3.4. Расчёт зависимости активной длины стержня от массы ДГВ 37
3.5. Расчёт зависимости активной длины стержня ДГВ от его диаметра 41
4 ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ. СЕТЕВАЯ МОДЕЛЬ ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ. 43
4.1 Смета затрат на создание установки 50
4.2 Расходы на электроэнергию 52
5 БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ. 53
ЗАКЛЮЧЕНИЕ 58
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ 58
ПРИЛОЖЕНИЕ А 60

ВВЕДЕНИЕ

При движении механической системы, под действием внешних сил в ней возникают механические колебания или вибрации. Эти вибрации оказывают влияние на функционирование механизма и часто ухудшают его эксплуатационные характеристики.

В настоящее время проблема вибрации в машинах и механизмах широко распространена, для контроля за вибрацией на предприятия и создаются специальные диагностические группы, которые контролируют работу оборудования и предотвращают преждевременный выход оборудования из строя. Часто в связи с невозможность вывода оборудования в ремонт, приходится прибегать к различным методам её устранения, например таким как динамический гаситель вибрации.

Динамический гаситель вибрации (ДГВ) представляет собой упруго массовую систему, присоединяемую к защищенному объекту. Между объектом и динамическим гасителем возникают силовые воздействия инерционной природы, меняющие настройку объекта по отношению к преобладающей частоте возбуждения либо иным образом компенсирующие действующие динамическое возбуждение. Существуют различные виды ДГВ, такие как: пружинный одномассовый, стержневой, балочный и т.д.

Важнейшим свойством ДГВ является то, что гашение вибрации происходит на единственной частоте и в близи неё, в связи с чем их применение в основном ограничивается роторными машинами, в составе которых имеются синхронные генераторы, либо электродвигатели переменного тока.

1 ОБЗОР ОСНОВНЫМ СПОСОБОВ И СРЕДСТВ ГАШЕНИЯ ВИБРАЦИИ

1.1. Актуальность и цель работы

При движении механической системы под действием внешних сил в ней возникают механические колебания или вибрации. Эти вибрации оказывают влияние на функционирование механизма и часто ухудшают его эксплуатационные характеристики: снижают точность, уменьшают КПД и долговечность машины, увеличивают нагрев деталей, снижают их прочность, оказывают вредное воздействие на человека-оператора.

Динамический гаситель вибрации (ДГВ) представляет собой упруго массовую систему, присоединяемую к защищенному объекту. Между объектом и динамическим гасителем возникают силовые воздействия инерционной природы, меняющие настройку объекта по отношению к преобладающей частоте возбуждения либо иным образом компенсирующие действующие динамическое возбуждение. Существуют различные виды ДГВ, такие как: пружинный одномассовый, стержневой, балочный и т.д.

Важнейшим свойством ДГВ является то, что гашение вибрации происходит на единственной частоте и в близи неё, в связи с чем их применение в основном ограничивается роторными машинами, в составе которых имеются синхронные генераторы, либо электродвигатели переменного тока.

Целью данной дипломной рабаты является исследование метода гашения вибрации при помощи стержневого динамического гасителя вибрации. Данный метод гашения вибрации в производстве может продлить работу оборудования до запланированного ремонта и предотвратить аварии на оборудовании, которые могут остановить рабочий процесс, и нанести экономический и материальный ущерб.

Для достижения поставленной цели необходимо выполнить следующие задачи:

- Создание установки, для имитирования дисбаланса в двигателе и создания вибрации.

- Имитирование дисбаланса в двигателе.

- Анализ полученных результатов.

1.2.Общие положения

Задача снижения интенсивности вибрации машин является основной частью общей задачи защиты объектов от вибрации и ударов, которая представляет важнейшую область вибрационной техники.

Снижение интенсивности вибрации машин и других связанных с ними объектов может быть достигнуто следующими способами:

-уменьшением механических воздействий со стороны источника вибрации на объект, называемое снижением виброактивности источника; источником в роторных машинах преимущественно является ротор;

- установкой между источником и объектом дополнительной механической системы, называемой виброизолятором (амортизатором), соответственно способ называется виброизоляцией;

- изменением конструкции объекта, при котором действующие динамические силы будут вызывать менее интенсивные колебания машины, такой способ называется внутренней виброзащитой; внутренняя виброзащита осуществляется применением дополнительных связей и изменением жесткости существующих, присоединением дополнительных масс, установкой демпферов (специальных устройств, поглощающих энергию колебаний в основном за счет трения) и др.; изменения конструкции направлены на отстройку объекта от резонансов и демпфирования колебаний в области частот механических воздействий, имеющих существенную интенсивность;

присоединением к объекту дополнительной механической системы, изменяющей характер его вибрации; присоединяемая система называется динамическим гасителем вибрации (ДГВ).

Демпферы, виброизоляторы, динамические гасители вибрации и другие устройства, способствующие снижению вибрации, в совокупности называются виброзащитными устройствами. Виброзащитные устройства, использующие энергию колебаний источника и силы инерции, называют пассивными, в отличие от них активные виброзащитные устройства имеют автономный источник энергии. Наиболее распространены пассивные виброзащитные устройства.

1.3. Виброизоляция

Действие виброизоляции сводится к ослаблению связи между источником и объектом, при этом уменьшаются динамические воздействия, передаваемые объекту. Установка виброизоляторов связана с целым рядом дополнительных проблем: повышенные относительные статические перемещения источника и объекта, большие амплитуды виброперемещений при ударах и низкочастотных воздействиях. Поэтому применение виброизоляции как метода виброзащиты во многих случаях связано с нахождением компромисса, при котором могут быть удовлетворены противоречивые требования к состоянию источника и объекта.

Обычно виброизоляция предусматривается конструкцией объекта и при виброналадке эксплуатируемого оборудования используется относительно редко, в связи с чем ограничимся кратким описанием этого способа виброзащиты.

Чаще виброизоляция используется при установке защищаемых объектов (например, электронных приборов) на вибрирующее основание (например, в транспортных средствах).

В роторных машинах виброизоляция обычно применяется для защиты основания (фундамента). При этом виброизоляция в большинстве случаев осуществляется путем установки виброизоляторов между корпусом машины и основанием.

Промышленностью серийно выпускается около десятка типов виброизоляторов. По используемым материалам они могут быть резинометаллическими, пружинными, цельнометаллическими. Для демпфирования используется сухое трение либо воздушное дросселирование, может использоваться внутреннее демпфирование материала, при этом для металлических виброизоляторов демпфирование практически отсутствует. Номинальная весовая нагрузка на один виброизолятор варьирует от долей кг до сотен кг.

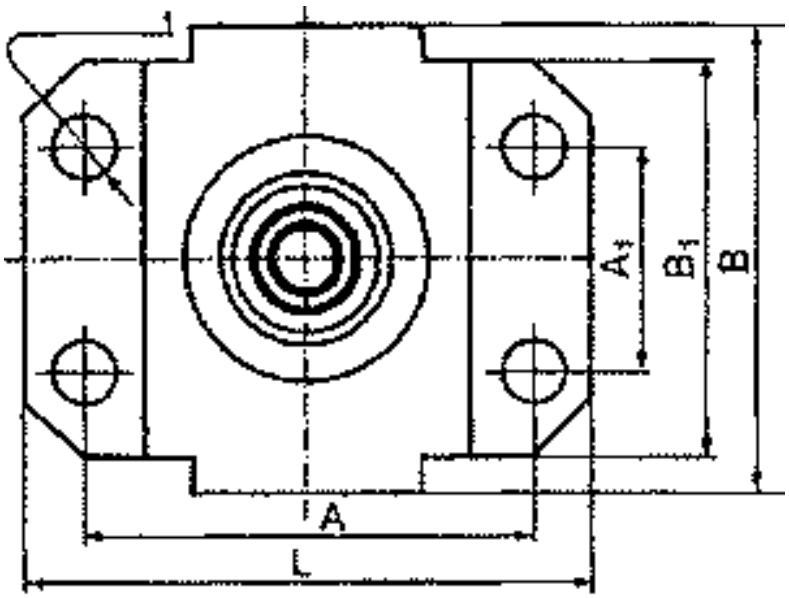


Рисунок 1.1 – Резинометалический виброизолятор

На рис. 1.1 представлен один из типов (АКСС) серийно выпускаемых резинометаллических виброизоляторов. Основным элементом является фасонный резиновый массив, спрессованный с металлической втулкой и корпусом. Лапы машины крепятся к втулке, а корпус устанавливается на защищаемое основание.

Типичная амплитудно - частотная характеристика (АЧХ) виброизолятора представлена на рисунке 1.2.

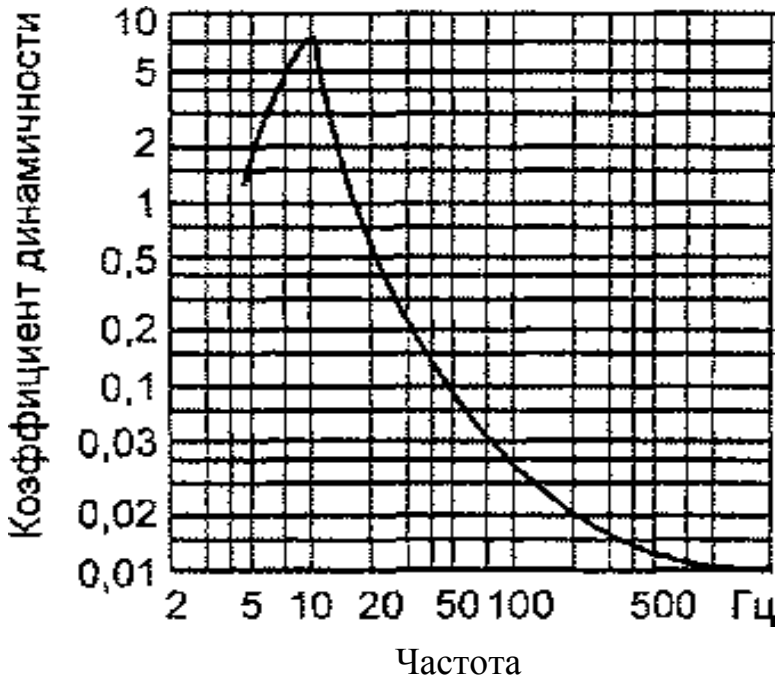


Рисунок 1.2 - Амплитудно-частотная характеристика виброизолятора

Как видно из АЧХ, виброизолятор эффективно работает в области высоких частот, при этом динамическое воздействие снижается в десятки раз. В то же время на резонансной частоте, которая определяется жесткостью виброизолятора и массой машины, динамическое воздействие усиливается.

Рисунок 1.2. Возможная АЧХ вибронзолятора при номинальных весовых нагрузкахсущественные возмущающие силы либо были исключены, либо не представляли опасности.

Виброизоляция роторной машины обычно не ограничивается установкой виброизоляторов под лапы: бывает необходимо установить податливые элементы на все подведенные к машине коммуникации, прежде всего на жесткие трубопроводы.

1.4. Отстройка от резонанса и демпфирование

Отстройка от резонанса и демпфирование, как было сказано, являются средствами внутренней виброзащиты машины. Цель отстройки от резонанса состоит в увеличении коэффициента запаса от резонанса, который определяется

отношением частоты вибрации к собственной частоте колебаний объекта. Целью демпфирования является снижение интенсивности вибрации преимущественно на резонансной частоте и вблизи нее.

Уже на стадии проектирования расчетом системы "машина-фундамент-основание" должны быть обеспечены такие собственные частоты, чтобы ни одна из них не попадала в диапазон рабочих частот, во всяком случае частот, при которых машина работает длительное время. Например, для энергетических турбоагрегатов с номинальной частотой вращения 3000 об/мин эти частоты не должны быть вблизи 50 и 100 Гц.

К сожалению, расчеты из-за их недостаточной точности не могут обеспечить это условие, и "очень часто на эксплуатируемых машинах можно наблюдать резонансные явления. В этих случаях отстройка от резонанса и демпфирование резонансных колебаний производится либо на стадии доводки головного образца машины, либо в процессе виброналадки машины, уже находящейся в эксплуатации.

Наличие резонанса обнаруживается при снятии частотной характеристики вибрации, а отстройка от резонанса производится путем изменения жесткости опорной системы либо путем установки дополнительной массы на резонирующий объект. Увеличение жесткости приводит к повышению собственной частоты объекта и смещению резонанса в область более высоких частот. Снижение жесткости, как и увеличение массы, смещает резонанс в область более низких частот. Демпфирование колебаний снижает интенсивность вибрации при резонансе. Ниже речь пойдет о некоторых конструктивных решениях и технологических мероприятиях при отстройке объекта от резонанса и демпфировании.

Прежде всего остановимся на основных принципах конструктивных изменений, связанных с отстройкой от резонанса.

Повышение резонансной частоты более целесообразно, если резонанс несколько выше преобладающей частоты возмущений и наоборот. Однако если

изменение резонансной частоты при этом достаточно велико, то оно всегда эффективно.

Ужесточение опорных конструкций осуществляется путем установки связей, работающих на растяжение-сжатие, либо специальных конструкций, повышающих изгибную или крутильную жесткость. Решение о конструкции дополнительных связей принимается на основе рассмотрения формы колебаний объекта при резонансных колебаниях.

Для каждой формы характерно определенное распределение амплитуд колебаний и изгибающих (или крутящих) моментов. Связи целесообразно устанавливать между точками, имеющими наибольшие относительные перемещения, увеличение изгибной жесткости целесообразно в местах наибольших изгибающих моментов, а увеличение крутильной жесткости - в местах наибольших крутящих моментов. Для иллюстрации рассмотрим сечение резонирующего фундамента в плоскости ригеля и колонн, при этом установленный на ригеле подшипник совершает интенсивные колебания в вертикальном направлении.

Связи, работающие на растяжение, эффективны между точками С и Д имеющими наибольшие относительные перемещения, и малоэффективны между точками *А* и F, *В* и *Е*.

Устанавливаемые связи и ужесточающие элементы имеют массу, в связи с чем эффект от повышения жесткости частично или полностью обесценивается за счет такого увеличения массы, это должно учитываться при установке связей: они должны располагаться преимущественно в местах наименьших абсолютных виброперемещений либо иметь возможно меньшую массу. Рассмотрим, например, фундаментный узел, имеющий конструкцию, представленную на рис. 1.3 а, при этом собственная форма резонансных колебаний отличается от рассмотренной выше и связана с интенсивными колебаниями подшипника в поперечном направлении (рис. 1.4, а). Ужесточение ригеля, хотя и несколько повышает жесткость фундаментного узла, однако связанное с ним увеличение массы делает такое мероприятие неэффективным

либо малоэффективным в зависимости от конкретных параметров, в этом случае может дать хороший эффект увеличение жесткости колонн, преимущественно в нижней части (рисунок 1.4).

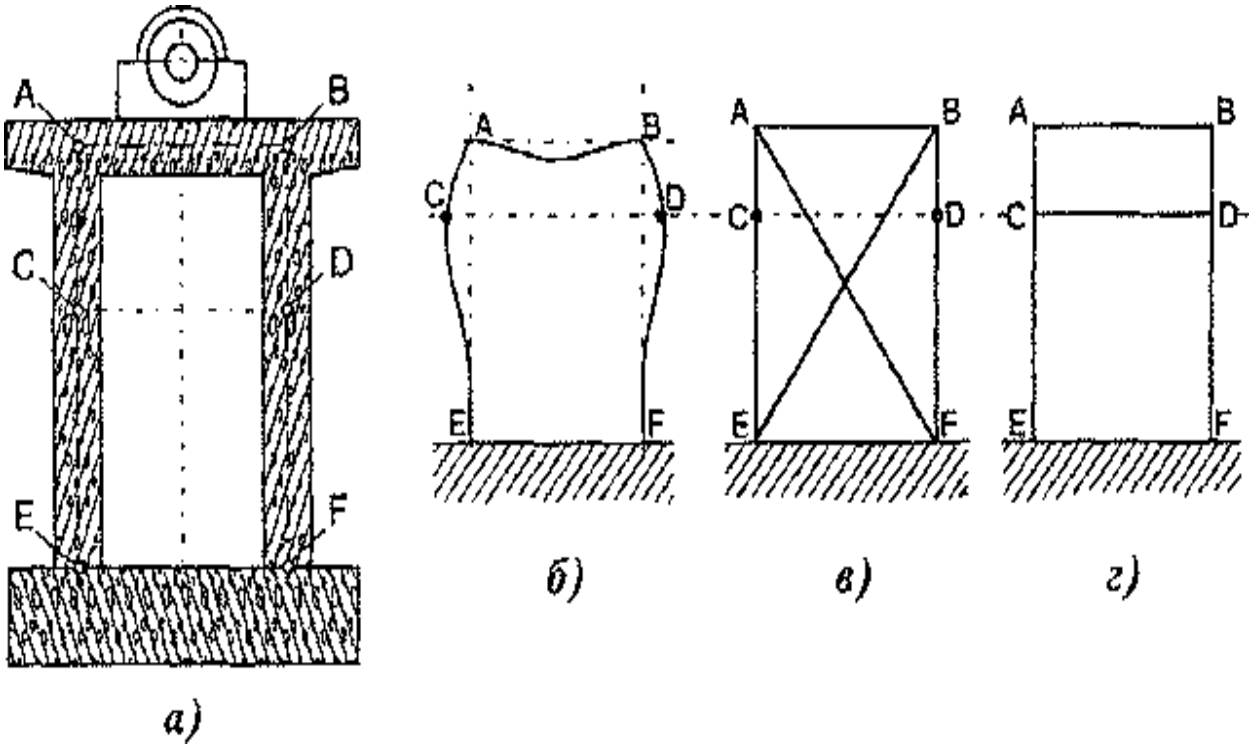


Рисунок 1.3 - Установка связей на резонирующем фундаменте:

а - конструкция узла фундамента; б - форма колебаний фундамента;

в - установка связей малоэффективна; *г* - установка связей эффективна

Для роторных машин с гибкими роторами характерна еще одна особенность: если гибкий ротор на жестких опорах имеет резонансную частоту, близкую к номинальной, то мероприятия по изменению жесткости и массы опорной системы могут оказаться малоэффективными, поскольку определяющими являются упругомассовые характеристики ротора, а не опор.

Следует иметь также в виду еще одно обстоятельство, связанное с повышением жесткости опорной системы. Это изменение жесткости приводит к снижению интенсивности вибрации даже в том случае, когда запас от резонанса не меняется, вследствие уменьшения прогибов от действия динамических нагрузок. Однако динамические реакции опор и действующие

динамические напряжения в опорных конструкциях могут при этом не уменьшиться. Таким образом, достигается чисто косметический эффект, целесообразность которого весьма сомнительна. Следовательно, при увеличении жесткости опор необходимо достичь увеличения запаса от резонанса.

Присоединяемые массы следует устанавливать вблизи мест наибольших амплитуд колебаний с резонансной частотой и так, чтобы не вызвать существенного повышения жесткости объекта. Если эти массы устанавливаются на наружных поверхностях, следует позаботиться о том, чтобы не внести существенного ухудшения эстетического облика (архитектуры) машины. В связи с тем, что конструкции устанавливаемых масс, как правило, не испытывают больших динамических напряжений, целесообразно их изготавливать из дешевых материалов, например из бетона или из чугуна. Наиболее типичная конструкция массы из бетонных плит, устанавливаемых на крышке подшипника, представлена на рисунке 1.4.

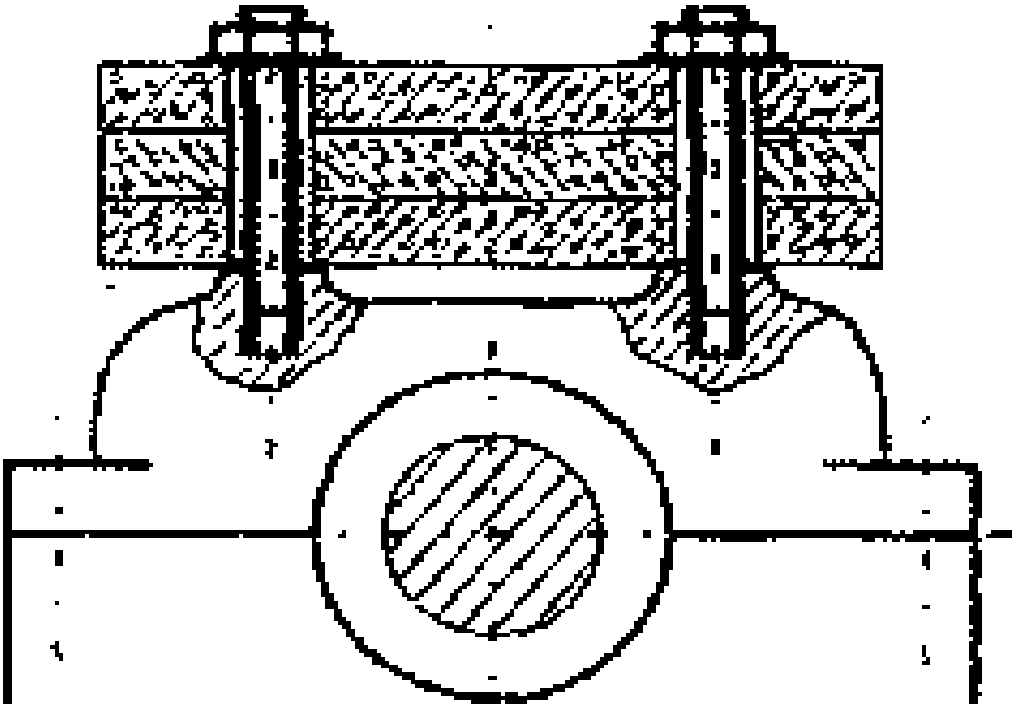


Рисунок 1.4 - Установка дополнительной массы из бетонных плит

Рассмотрим демпферные устройства, или поглотители вибрации. Демпферное устройство обычно представляют собой либо сейсмическую массу, колебания которой относительно объекта демпфируются за счет трения (сухого или вязкого), либо емкость с насыпным содержимым, внутри которого энергия колебаний рассеивается при взаимном перемещении элементов этого содержимого. Демпферы с сейсмической массной чаще используются для поглощения крутильных колебаний роторов.

На крупных турбоагрегатах в качестве демпферов используются емкости с дробью (рисунок 1.5). При этом достигается одновременно эффект увеличения массы и снижается частота резонанса.

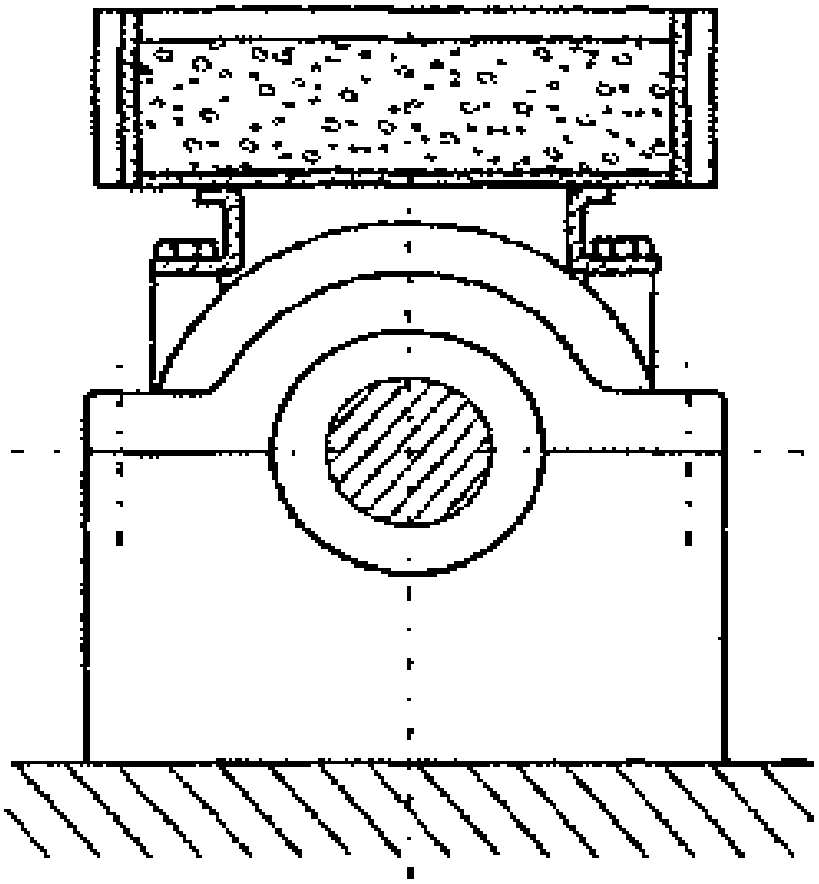


Рисунок 1.5 - Демпфер с дробью на корпусе массы для отстройки от резонанса подшипника.

1.5.**Динамические гасители вибрации**(общие сведения)

Динамический гаситель вибрации (ДГВ) представляет собой упругомассовую систему, присоединяемую к защищаемому объекту. Между объектом и динамическим гасителем возникают силовые взаимодействия инерционной природы, меняющие настройку объекта по отношению к преобладающей частоте возбуждения либо иным образом компенсирующие действующее динамическое возбуждение. Более точно такие устройства называются инерционными динамическими гасителями.

При существующем разнообразии инерционных ДГВ, отличающихся по принципу действия, наибольший интерес для задачи вибрационной наладки роторных машин вследствие простоты и надежности представляет пружинный одномассовый ДГВ. Ниже рассматриваются именно такие ДГВ.

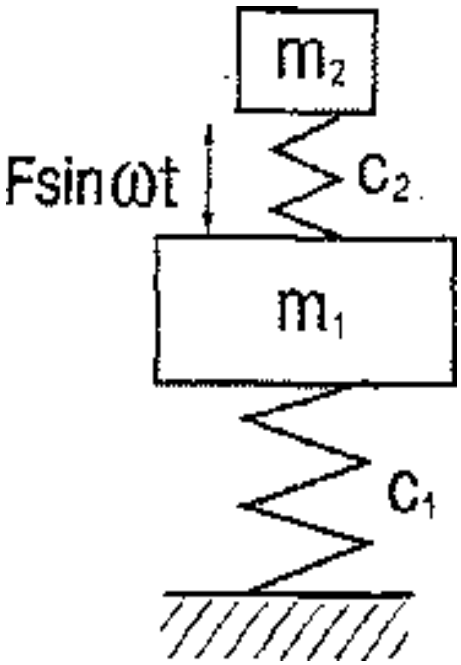


Рисунок1.6 - Схема объекта с ДГВ

На рисунке 1.6 представлена схема, которая моделирует объект с установленным на нем ДГВ: эквивалентная масса объекта ~ m_1; эквивалентная жесткость объекта - c_1; масса ДГВ - m_2, жесткость ДГВ - c_2, Характерные амплитудно-частотные характеристики объекта с установленным на нем ДГВ представлены на рисунке 1.7.

При некоторой частоте амплитуда колебаний массы (объекта) равна нулю. Для рассматриваемой схемы при частоте возбуждения со состояние неподвижности массы m_sвозникает при соотношении

$$\frac{m_2}{c_2} = \omega_2 (1.1)$$

Динамический прогиб y_2 (амплитуда колебаний) массы m_2 при этом зависит от возмущающей силы $F\sin\omega t$, действующей на массу m_1и определяется простой формулой:

$$y_2 = \frac{F}{c_2} (1.2)$$

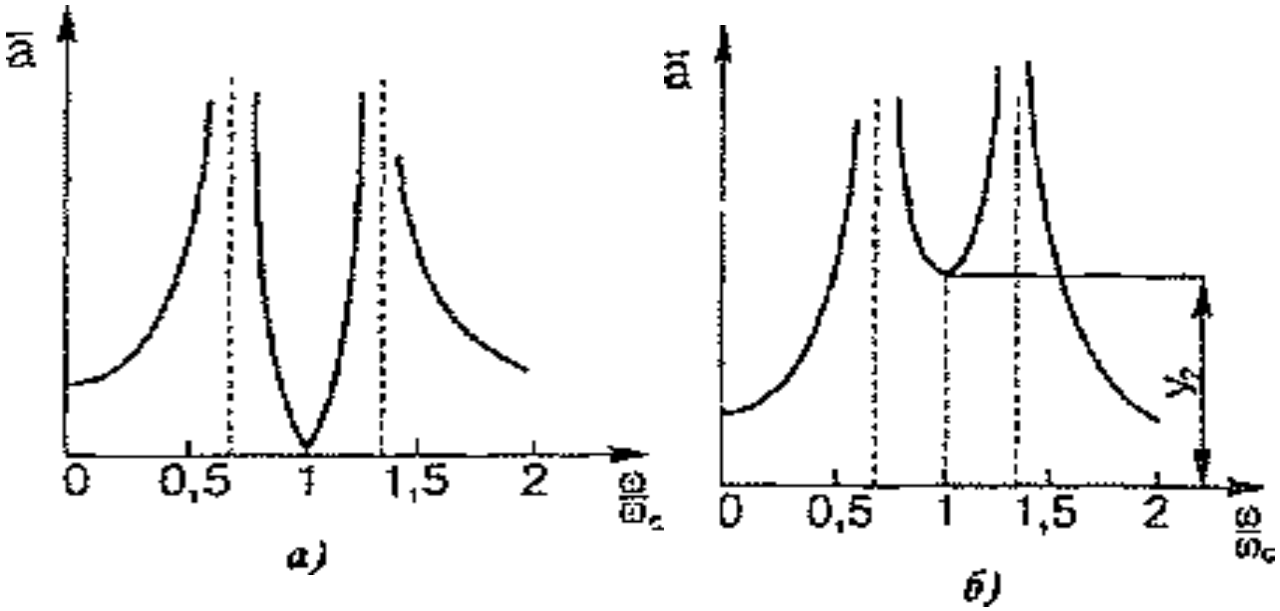


Рисунок 1.7. Амплитудно-частотная характеристика объекта (а) и гасителя (б)

y_2 - амплитуда колебаний гасителя при неподвижном объекте

Непосредственно из (1.2) следует важное свойство ДГВ: он может быть использован для определения действующей на объект динамической нагрузки F, поскольку жесткость его обычно известна, а амплитуда колебаний может быть измерена:

$F = y_2 c_2$(1.3)

Из (1.1) и (1.2) следует:

- собственная частота ДГВ, закрепленного на жестком основании, должна быть равна частоте возмущений объекта;
- динамический прогиб ДГВ в режиме полного гашения вибрации объекта равен статической деформации ДГВ под действием силы F;
- если рассматриваемый динамический прогиб ДГВ создает в его упругом элементе напряжения, превосходящие предел усталостной прочности, то такой ДГВ в процессе работы разрушится и процесс гашения вибрации прекратится.

Из сказанного ясно, что колебания массы ДГВ компенсируют действующую на объект силу. Компенсирующая способность ДГВ тем выше, чем больше его прочность. Поскольку размеры ДГВ регламентированы конструктивными параметрами объекта, эстетическими требованиями и условием (6.4), наиболее напряженная деталь ДГВ - упругий элемент - должна выполняться из материала, обладающего достаточной усталостной прочностью.

Важнейшим свойством рассматриваемых ДГВ является то, что гашение вибрации достигается на единственной частоте и вблизи нее, в связи с чем их применение в основном ограничивается роторными машинами, в составе которых имеются синхронные генераторы либо электродвигатели переменного тока.

Для машин, работающих с переменной частотой вращения, применяются ДГВ с трением. Их основное назначение - погасить вибрацию вблизи резонансной частоты. ДГВ с трением нами не рассматриваются, а для

рассматриваемых ДГВ трение является вредным: остаточная вибрация при оптимальной настройке ДГВ пропорциональна трению.

1.6. Некоторые конструкции ДВГ

Простейшей конструкцией ДГВ является стержень, жестко закрепленный на объекте, на конце которого установлена масса (так называемый стержневой ДГВ) (рисунке1.8).

Масса совершает колебания в поперечном относительно оси стержня направлении, в этом же направлении происходит гашение колебаний защищаемого объекта.

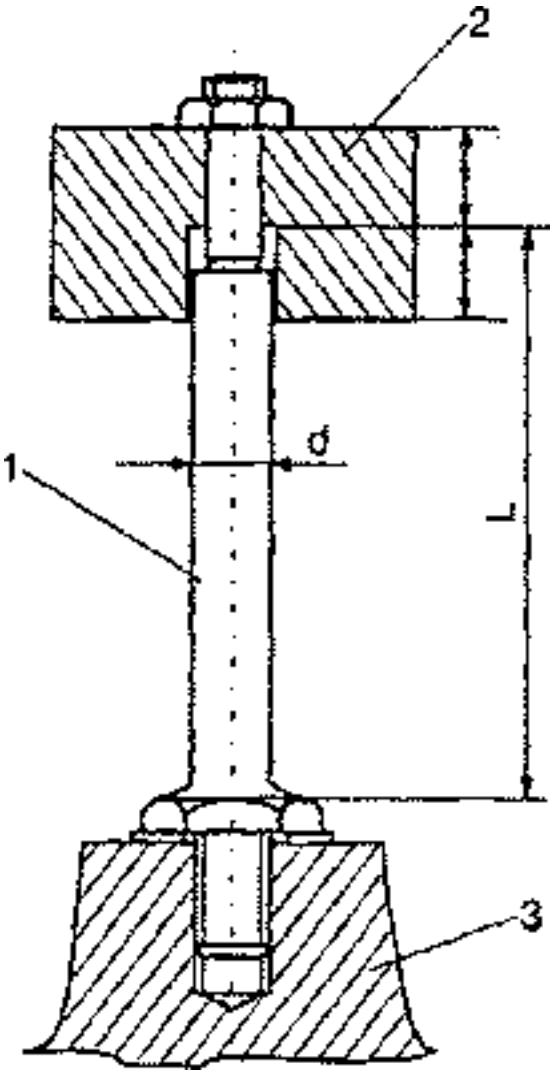


Рисунок 1.8 - Стержневой ДВГ : 1 - стержень, 2 - масса, 3 - защищаемый объект

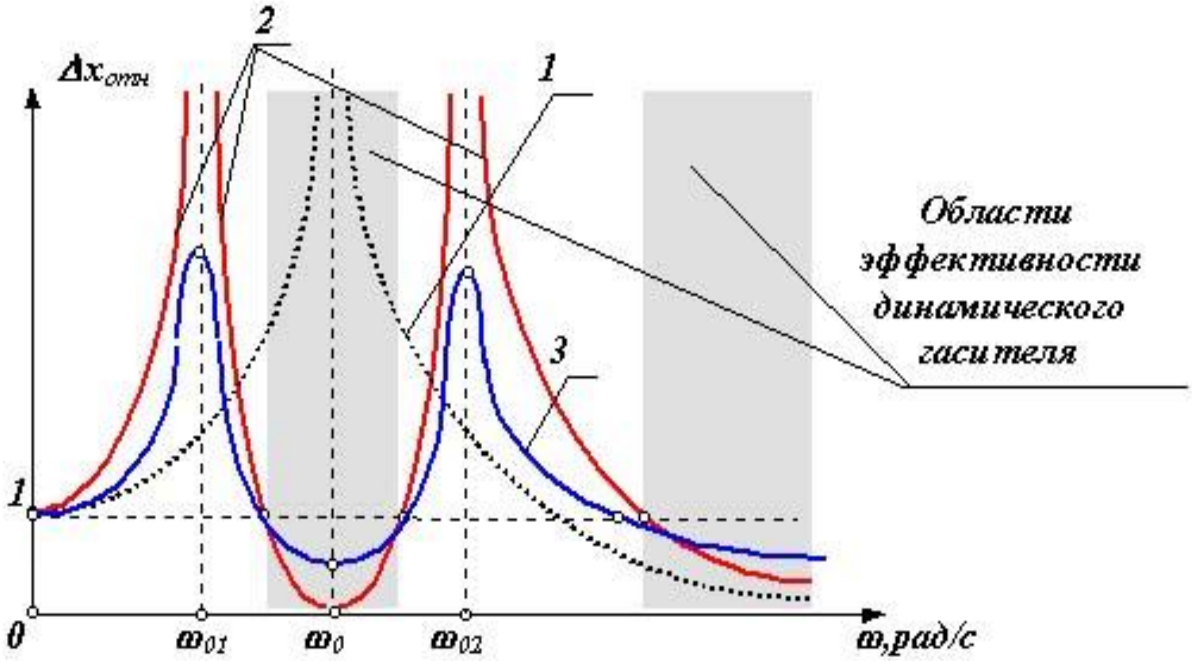


Рисунок 1.9. Амплитудно - частотная характеристика без ДГВ и с ДГВ.

На рисунке 1.9 приведены амплитудно-частотные характеристики этой системы без динамического гасителя и с динамическим гасителем. Как видно из этих характеристик, при установке динамического гасителя амплитуда на частоте настройки резко снижается, однако в системе вместо одной собственной частоты возникает две. Поэтому динамические гасители эффективны только в узком диапазоне частот вблизи частоты настройки гасителя. Изображенные на рисунке кривые 1 и 2 относятся к динамическому гасителю без демпфирования. При наличии в системе демпферов форма кривой изменяется (кривая 3): амплитуды в зонах гашения увеличиваются, а зонах резонанса - уменьшаются.

Расчет ДГВ состоит в определении его конструктивных размеров и масс, максимальной компенсирующей силы и предельно допустимой амплитуды при заданных допустимых напряжениях. Упрощенная расчетная схема представляет собой невесомую консольную балку с точечной массой на конце. Для этой расчетной схемы с учетом конструктивных соображений получены приводимые формулы.

Диаметр стержня d из соображений прочности принимаем равным номинальному диаметру резьбы в отверстии, используемом для установки ДГВ. Для массы груза выбираем значение, примерно соответствующее эмпирической формуле:

$$m = 2\left(\frac{d}{k}\right)^2 \quad (1.4)$$

где K – коэффициент частоты, K = f/50, при этом f – частота колебаний, Гц.

Активная длина стального стержня L, определяется по формуле:

$$L = 14{,}3\sqrt[3]{\frac{d^2}{k^3 m}}, \quad (1.5)$$

Максимально восстанавливающая сила ДГВ находится:

$$F = \frac{0{,}1\, d^3\, [\sigma_{-1}]}{L}, \quad (1.6)$$

где $[\sigma_{-1}]$– допустимое значение при знакопеременном цикле.

Максимально допустимый размах виброперемещения массы S, см;

$$S = \frac{4\, [\sigma_{-1}] L^2}{3\, E d}, \quad (1.7)$$

где E – модуль упругости при растяжении.

стержневые ДГВ обладают весьма скромными возможностями в смысле компенсации силовых возмущений. Даже при увеличении сечения стержня и использования высокопрочных материалов компенсирующая способность стержневого ДГВ для реальных конструкций ограничивается сотнями кг. В связи с этим стержневые ДГВ применяются на небольших объектах, например на подшипниках возбудителей и корпусах подвозбудителей турбоагрегатов, на

узлах механизмов вспомогательного оборудования. Установка стержневых ДГВ на крупные объекты обычно приводит к их быстрому усталостному разрушению.

Гораздо более мощными являются балочные ДГВ специальной конструкции - рисунок 1.10.

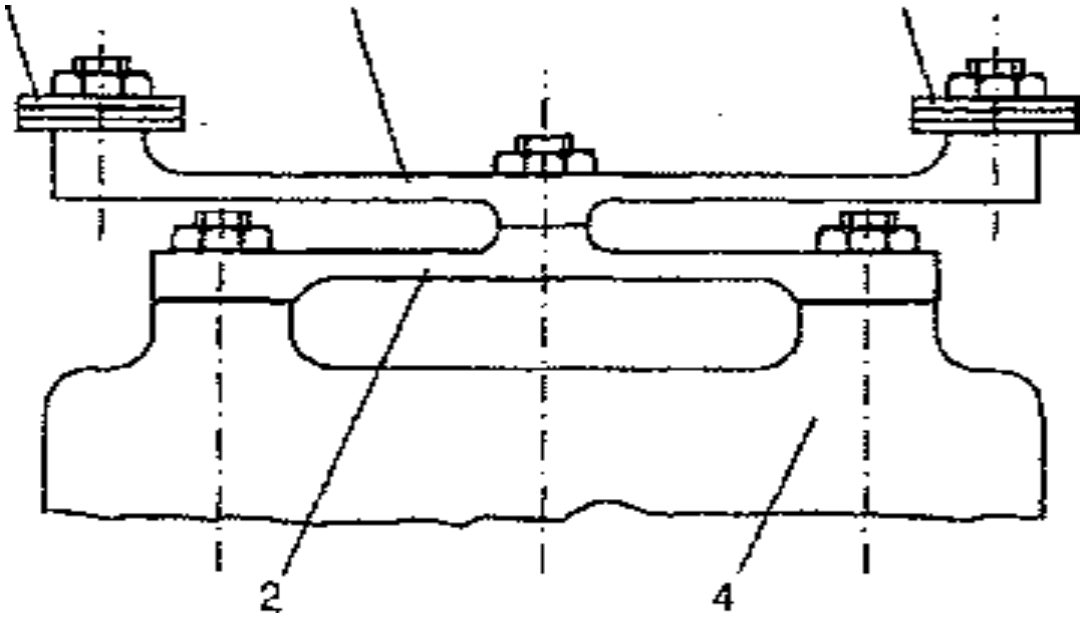


Рисунок 1.10 - Балочный ДВГ: 1 - наружная балка, 2 - внутренняя балка, 3 - регулируемые массы, 4 - защищаемый объект.

Примерные габариты такого ДГВ для крупного турбоагрегата в мм (длина, ширина, высота) составляют 1000x200x200, общая масса около 200 кг. Для специальных случаев эти параметры могут существенно отличаться. Расчеты ДГВ производятся по специальной программе, которая учитывает, в частности, распределенные параметры масс и жесткостей сечений, упруго-массовые свойства конструкции мест крепления на объекте и условия закрепления ДГВ.

Компенсирующая сила для рассматриваемых ДГВ измеряется тоннами и при необходимости может быть доведена до 10 тс при соблюдении эстетических требований (отсутствие элементов ДГВ, существенно выходящих

за габариты соседних узлов машины). Этого, как правило, достаточно для всех случаев, когда применение ДГВ выполнено корректно (см. ниже).

Опыт применения ДГВ показал, что при уровне динамических напряжений около 1000 кг/см^2 для стали 45 они, как правило, работают длительно без повреждений и изменений настройки. Однако при недостаточном контроле за качеством используемого материала (нарушения структуры, неправильная термообработка) могут возникать усталостные разрушения ДГВ. Как уже говорилось выше, усталостные разрушения ДГВ возникают прежде всего при недостаточной компенсирующей силе из-за чрезмерных динамических напряжений.

1.7. Настройка ДГВ

Расчеты ДГВ не обеспечивают точного совпадения их собственной частоты с частотой возбуждения, поэтому при установке ДГВ производится их настройка непосредственно на вибрирующем объекте.

Для стержневых ДГВ настройка производится за счет перемещения массы вдоль стержня по резьбе, а для балочного ДГВ - за счет изменения присоединяемых масс.

В процессе настройки ДГВ добиваются минимальной амплитуды вибрации объекта. Для настройки следует изменять регулируемую величину достаточно мелкими шагами в диапазоне от минимального до максимального значений, например для масс - от нуля до максимума. Каждый шаг при изменении регулируемой величины должен сопровождаться тщательной затяжкой всех резьбовых соединений, включая контргайки, нарушение этого требования является наиболее распространенной причиной неудач при настройке. Уменьшить количество шагов (что важно для балочного ДГВ) позволяет контроль не только амплитуд, но и фаз вибрации объекта и ДГВ: при переходе через оптимальную точку фаза относительной вибрации ДГВ и

объекта меняется на 180°, при этом если присоединяемые массы малы, объект и ДГВ вибрируют синфазно, а если велики - противофазно.

После настройки необходимо оценить амплитуду колебаний масс ДГВ. Если эта амплитуда превышает предельно допустимую, то необходимо принять меры по снижениюдинамических нагрузок (например, балансировкой ротора) либо по повышению компенсирующей силы ДГВ путем изменения его конструктивных параметров.

1.8. Динамические свойства объекта с ДГВ

Воздействие установленного ДГВ на объект меняет его динамические свойства, при этом помимо снижения вибрации происходят изменения действующих динамических нагрузок на опорные элементы объекта, обычно в сторону их снижения. В особых случаях эти динамические нагрузки могут возрасти, что приведет к снижению надежности машины, в таких случаях применение ДГВ является некорректным. В зависимости от соотношения масс объекта и ДГВ меняется диапазон частот возбуждения, внутри которого достигается необходимое снижение вибрации объекта.

При рассмотрении динамических свойств объекта с ДГВ нас будут интересовать вопросы изменения динамических опорных реакций, а также достаточность диапазона частот, внутри которого достигается необходимое снижение вибрации.

Для исследования динамики рассматриваемой системы использована простейшая математическая модель: гибкий одномассовый ротор, опирающийся на упруго-массивный корпус, к которому присоединен ДГВ. Все массы движутся поступательно в одном направлении, демпфирование не учитывается.

Несмотря на большие упрощения реальной системы, рассматриваемая математическая модель позволяет определить интересующие нас закономерности динамики объекта с ДГВ.

Расчеты на рассматриваемой математической модели производились для широкого диапазона частот возбуждения и соотношений масс и жесткостей ее элементов. В связи с тем, что материалы расчетов в данной книге не могут быть представлены вполне, выделим лишь те из них, которые представляют наибольший практический интерес.

Отметим, прежде всего, что рассматриваемая расчетная схема без ДГВ имеет две массы и две жесткости - корпуса и ротора - и соответственно две степени свободы, каждой из которых соответствует своя собственная частота и форма колебаний. Для более низкой частоты массы корпуса и ротора колеблются синфазно, для более высокой ~ противофазно. Парадокс состоит в том, что для более низкой собственной частоты системы ротор-корпус установка ДГВ повышает собственную частоту системы, а для более высокой - снижает. В связи с этим качественно по-разному система откликается на присоединение ДГВ в зависимости от того, вблизи какой из двух упомянутых собственных частот находится частота компенсируемого возбуждения.

Оценки показывают, что в системах с реальным соотношением масс и жесткостей ротора и корпуса ротор и корпус колеблются синфазно по крайней мере в области частот до двойной оборотной. В связи с тем, что нас в принципе интересует очень узкая область частот вблизи частоты возбуждения, можно рассматривать лишь одну собственную частоту и одну степень свободы. Это соображение распространяется не только на расчетную схему, но и на реальную многомассовую систему. Например, реальный гибкий ротор турбогенератора в области частот до двойной оборотной может иметь до трех собственных частот, из которых рассматривается только та, которая наиболее близка к частоте возбуждения.

Для понимания корректности применения ДГВ достаточно рассмотреть два основных варианта соотношений упруго-массивных свойств ротора и корпуса: 1) тяжелый гибкий ротор на легких относительно жестких опорах с определенной податливостью; 2) относительно легкий и жесткий ротор на массивных податливых опорах. На рисунке 1.10 представлена зависимость

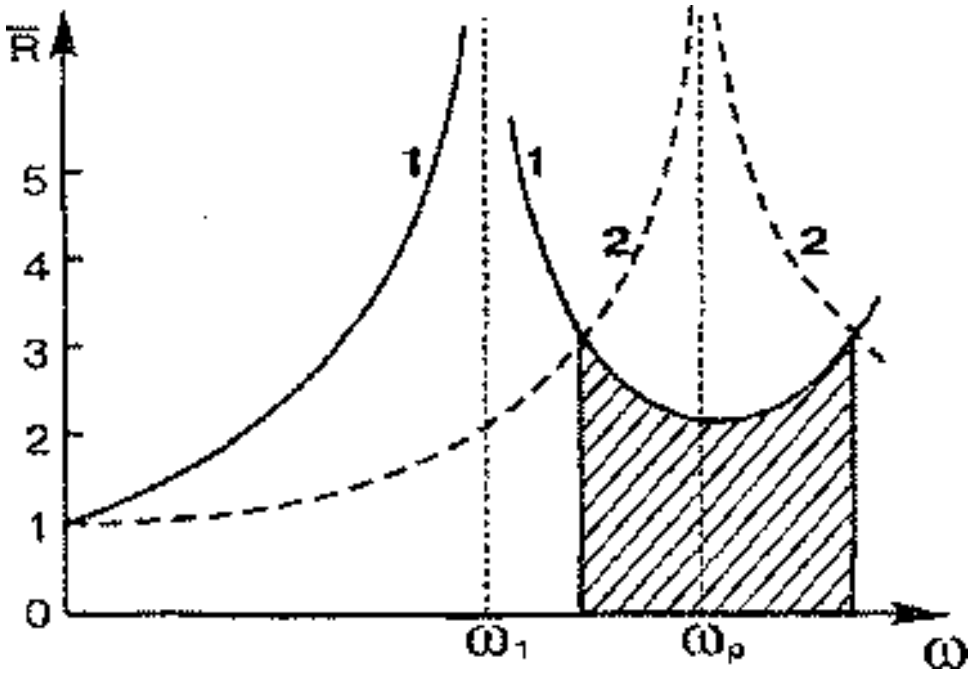
динамических опорных реакций от частоты возбуждения, на которую настроен ДГВ. Динамические опорные реакции на графиках представлены в относительных единицах:

$$R = \frac{R}{F} \qquad (1.8)$$

где R- динамическая опорная реакция; F- сила возбуждения.

Как видно из графиков, снижение динамических опорных реакций при применении ДГВ достигается во всех случаях при частотах, находящихся ниже ближайшей собственной частоты системы и в непосредственной близости от нее. Для жестких роторов с ДГВ динамические опорные реакции никогда существенно не превышают уровня возмущающих сил, при этом применение ДГВ особенно эффективно вблизи резонанса системы без ДГВ.

Опасно применять ДГВ для гибких роторов, если их собственная частота на жестких опорах находится вблизи частоты возбуждения, а на реальных опорах - несколько ниже ее.



Риунок 1.11 - Динамические реакции опор ротора

1 - без ДГВ, 2 - с ДГВ. ω1 - собственная частота системы без ДГВ, ближайшая к частоте возбуждения; ωр - собственная частота ротора на жестких опорах. Заштрихована область частот, где ДГВ применять не корректно.

Область частот, при которых применение ДГВ может снизить надежность машины, на графиках заштрихована. Это та область, в которой динамические реакции увеличиваются и превышают величину сил возбуждения.

Можно не заботиться о соблюдении контроля за корректностью установки ДГВ в том случае, если компенсирующая сила ДГВ при наблюдаемых амплитудах колебаний его массы заведомо ниже силы, которая может быть опасна для опоры. Например, можно уверенно говорить о безопасности ДГВ, если его компенсирующая сила не превышает 20% статической опорной реакции.

Не следует забывать, что во всех случаях установка ДГВ снижает величину вибрации и динамические нагрузки на фундамент, поэтому в некоторых случаях можно пойти на безопасное увеличение динамических опорных реакций для достижения этого эффекта.

Рассмотрим вопрос о диапазоне частот возбуждения, внутри которого достигается необходимое снижение вибрации объекта при установке ДГВ. Вновь обратимся к рассмотрению АЧХ объекта с ДГВ, которая представлена на рисунке 1.7.

Наибольший практический интерес представляет случай, когда объект до установки ДГВ находился в резонансе на частоте со и установленный ДГВ настроен на эту частоту.

Рядом с частотой ω, при которой объект неподвижен, слева и справа имеется две резонансных частоты ωj, на которых объект интенсивно колеблется. Чем дальше от со располагаются значения ωj, тем в большем диапазоне частот вблизи со следует ожидать снижение вибрации вследствие установки ДГВ; реально достаточное снижение вибрации можно ожидать в половине диапазона частот между двумя резонансными частотами ωj: примерно симметрично относительно частоты ω. Ширина рассматриваемого диапазона частот тем больше, чем больше отношение μ массы ДГВ к массе объекта (μ=m2/m1).

Зависимость этого диапазона от μ удобнее представить в виде графиков (рисунок 1.12).

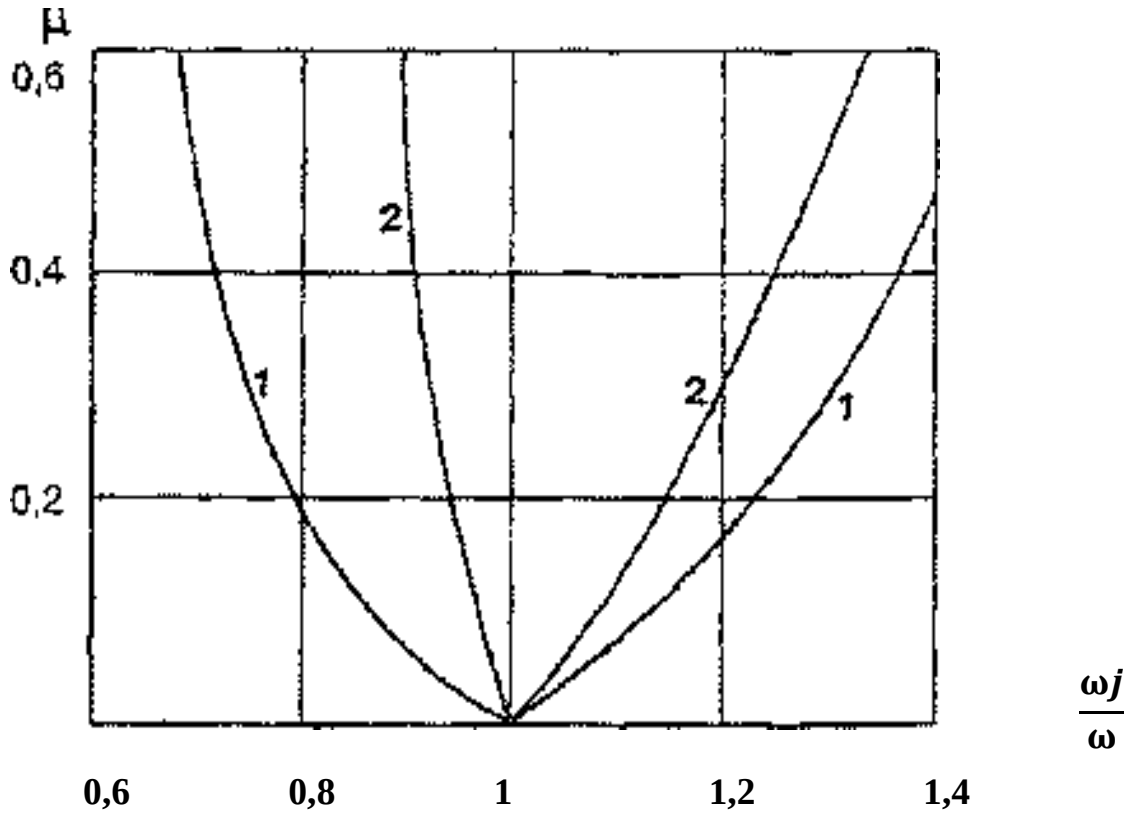


Рисунок 1.12 -Влияние отношения масс μ гасителя и объекта на собственные частоты **ω**j(диапазон гашения):

1- $\omega_г = \omega_о$, 2 - $\omega_г = 0{,}5\,\omega_о$, где $\omega_г$ - частота настройки гасителя, $\omega_о$ - собственная частота объекта.

Для синхронных машин частота вибрации, кратная частоте вращения, меняется незначительно, в связи с чем могут быть использованы ДГВ с малыми массами. Для весьма малых μ (для μ< 0,05) диапазон частот между двумя резонансными частотами ωjв относительных единицах может *быть* определен по простейшей формуле

$$\Delta\left(\frac{\omega_j}{\omega}\right) = \sqrt{\mu}$$

Из которой получим для μ -0,01 Δ(ωj/ ω)=0,1, а половина диапазона, внутри которого ожидаются' приемлемые вибрации, составит 0,05. Например, для частоты 50 Гц при массе ДГВ в 100 раз меньшей массы объекта, снижения вибрации можно ожидать в диапазоне частот от 48,7 до 51,2.

Таким образом, даже ДГВ весьма малой массы обеспечивают снижение вибрации в диапазоне возможных частот вращения синхронной машины, если до. установки ДГВ она работала на резонансе. Легкие ДГВ также эффективны и в диапазоне собственных частот объекта, отличающихся от частоты возбуждения в пределах 10 %.

Гораздо уже диапазон частот, внутри которого можно ожидать снижения вибрации, если до установки ДГВ резонанс объекта находился далеко от частоты возбуждения. При этом для собственных частот объекта, существенно более высоких, чем частота возбуждения (ω/ ωj<0,5), относительный диапазон, внутри которого происходит снижение вибрации, примерно равен р. Для собственных частот объекта, существенно более низких, чем частота возбуждения (ω/ ωj>1,5),применение относительно легких ДГВ вообще невозможно из-за чрезвычайно узкого относительного диапазона частот, внутри которого существенно снижается вибрация.

2. СТЕРЖНЕВОЙ ДИНАМИЧЕСКИЙ ГАСИТЕЛЬ ВИБРАЦИИ

2.1. Описание лабораторной установки и методика исследований

В нашей работе мы создали установку на которой будут проводиться исследования по гашению вибраций при помощи стержневого динамического гасителя вибраций.

Простейшей конструкцией ДГВ является стержень, жестко установленный на объекте, на конце которого устрановленна масса (Стержневой ДГВ).

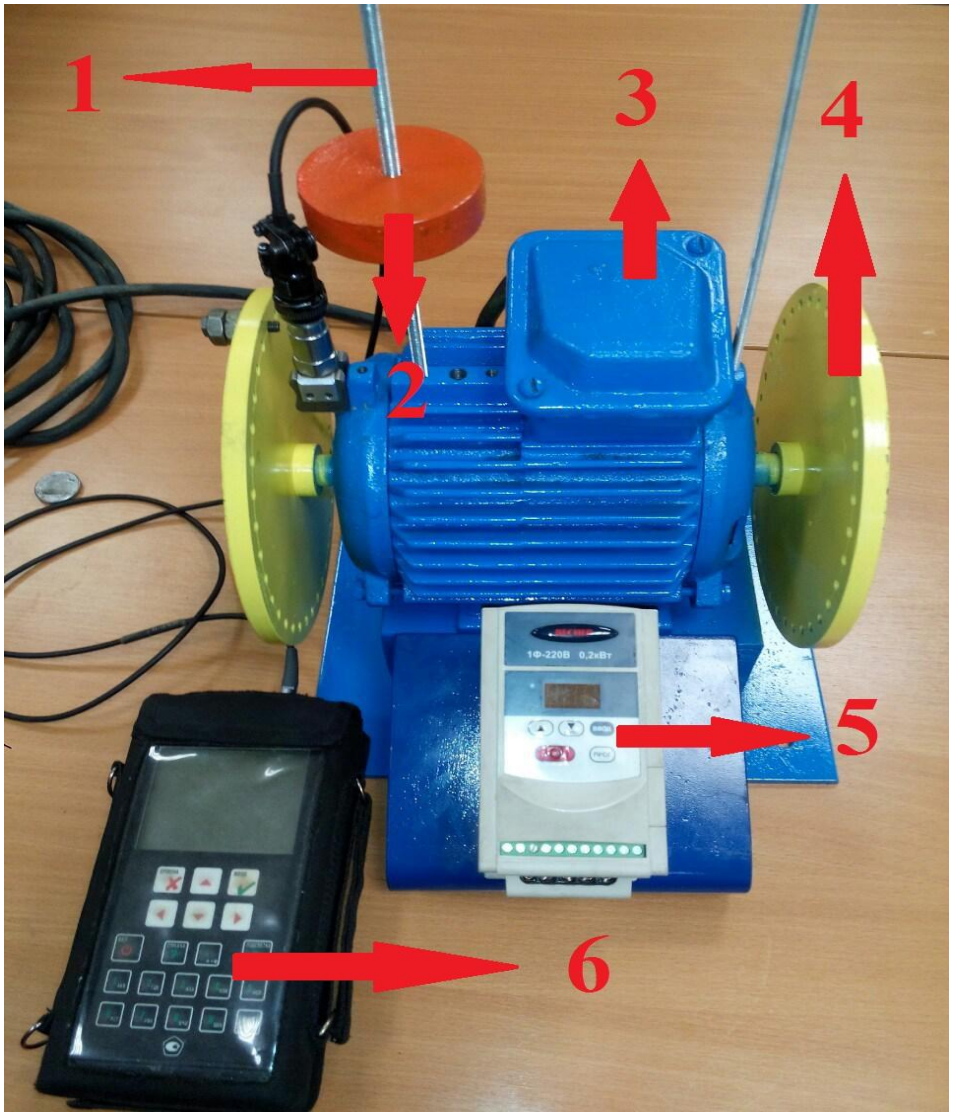


Рисунок 2.1- Стержневой динамический гаситель вибрации

1 - Стержень, закрепленный при помощи резьбового соединения;

2 - масса (груз);

3 - электродвигатель;

4 - диски с отверстием под грузики, для создания вибрации ротора при вращении;

5. - Частотный преобразователь;

6 - Виброанализатор СД-21.

2.2. Методика исследований

Расчёт ДГВ состоит в определении его конструктивных размеров и масс, максимальной компенсирующей силы и предельно допустимой амплитудой при заданных допустимых напряжениях.

Из соображений прочности диаметр стержня принимаем равным диаметру резьбы в отверстии.

Массу груза определяем по формуле:

$$m = 2\left(\frac{d}{k}\right)^2, \quad (2.1)$$

где K – коэффициент частоты, K = f/50, при этом f – частота колебаний, Гц.

Активная длина стального стержня L, определяется по формуле:

$$L = 14{,}3\sqrt[3]{\frac{d^2}{k^2 m}}, \quad (2.2)$$

Максимально восстанавливающая сила ДГВ находится:

$$F = \frac{0{,}1\, d^3[\sigma_{-1}]}{L}, \quad (2.3)$$

где $[\sigma_{-1}]$– допустимое значение при знакопеременном цикле.

Максимально допустимый размах виброперемещения массы S, см;

$$S = \frac{4\left[[\sigma_{-1}]\right]L^2}{3\,Ed}, \quad (2.4)$$

где E – модуль упругости при растяжении.

В данном исследовании на диски (4) будут устанавливаться грузики для создания дисбаланса в роторе, который будет вызывать вибрацию всей машины. На стержень (1) будет навешиваться масса вычисленная по формуле.

При помощи частотного преобразователя изменяться частота вращения, а следовательно и сила вибрации, гашение которой будет осуществляться либо изменением массы груза, либо изменением активной длины стержня, путем перемещения груза по нему.

При выполнении данной работы мы планируем изучить и вывести зависимости, такие как: уровень дисбаланса от массы динамического гасителя, частоты вращения и ДГВ, какие оптимальные массы применять при различной частоте вращения. В дальнейшем результаты исследования будут применяться на практике на насосных установках, а так же данная установка будет использоваться для практических работ по курсу «Техническая диагностика и безразборные методы контроля».

При выполнении лабораторных работ студентами на данном стенде, эта методика расчёта может применяться для расчётов других геометрических параметров и масс.

.

3 МОДЕЛИРОВАНИЕ ДЕФЕКТОВ И ВЫЯВЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ЗАВИСИМОСТЕЙ ДГВ

3.1. Исследование экспериментальной установки (расчёт ДГВ)

Пример расчёта:

Расчёт ДГВ состоит в определении его конструктивных размеров и масс, максимальной компенсирующей силы и предельно допустимой амплитудой при заданных допустимых напряжениях. Диаметр стержня dиз соображений прочности принимаем равный диаметру резьбы в отверстии используемом для установки ДГВ. Для массы груза выбираем значение, примерно соответствующее эмпирической формуле:

$$m = 2\left(\frac{d}{k}\right)^2 = 2\left(\frac{0.5}{25/50}\right)^2 = 2 \text{ кг}$$

здесь и дальше m - в кг, d - в см, K – коэффициент частоты, K = f/50 = 25/50 =0.5, при этом f – частота колебаний, Гц.

Все остальные параметры ДГВ находятся из расчётной схемы для известной частоты колебаний с учетом формулы 1.1.

Находим активную длина стального стержня L (см), или расстояние от основания стержня до центра тяжести груза:

$$L = 14.3\sqrt[3]{\frac{d^4}{k^2 m}} = 14.3\sqrt[3]{\frac{0.0625}{0.25 * 2}} = 14.3\sqrt[3]{0.125} = 7.15 \text{ см}$$

Находим максимальную восстанавливающую силу ДГВ:

$$F = \frac{0{,}1\, d^3\, [\sigma - 1\,]}{L} = \frac{0{,}1 * 0.125 * 1000}{7.15} = 1.74 \text{ кг}$$

где $[\sigma - 1]$– допустимое значение при знакопеременном цикле.

Находим максимально допустимый размах виброперемещения массы S, см;

$$S = \frac{4\,[\sigma - 1]L^2}{3\,Ed} = \frac{4 * 1000 * 51}{3 * 2.1 * 10^6 * 0.5} = 0{,}06 \text{ см}$$

где E – модуль упругости при растяжении.

3.2. Расчёт зависимости массы ДГВ от диаметра стержня:

3.2.1. При диаметре стержня 5 мм;

$$m = 2\left(\frac{d}{k}\right)^2 = 2\left(\frac{0.5}{25/50}\right)^2 = 2 \text{ кг}$$

3.2.2. При диаметре стержня 6 мм;

$$m = 2\left(\frac{d}{k}\right)^2 = 2\left(\frac{0.6}{25/50}\right)^2 = 2{,}88 \text{ кг}$$

3.2.3. При диаметре стержня 7 мм;

$$m = 2\left(\frac{d}{k}\right)^2 = 2\left(\frac{0.7}{25/50}\right)^2 = 3{,}92 \text{ кг}$$

3.2.4. При диаметре стержня 8 мм;

$$m = 2\left(\frac{d}{k}\right)^2 = 2\left(\frac{0.8}{25/50}\right)^2 = 5{,}12 \text{ кг}$$

3.2.5. При диаметре стержня 9 мм;

$$m = 2\left(\frac{d}{k}\right)^2 = 2\left(\frac{0.9}{25/50}\right)^2 = 6{,}48 \text{ кг}$$

3.2.6. При диаметре стержня 1 см;

$$m = 2\left(\frac{d}{k}\right)^2 = 2\left(\frac{1}{25/50}\right)^2 = 8 \text{ кг}$$

Таблица 1. Зависимость массы ДГВ от диаметра стержня

d стержня, см	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
Масса, кг (расчётная)	2	2,88	3,92	5,12	6,48	8
Масса, кг (опытная)	2,1	3	4,2	5,5	6,7	8,3

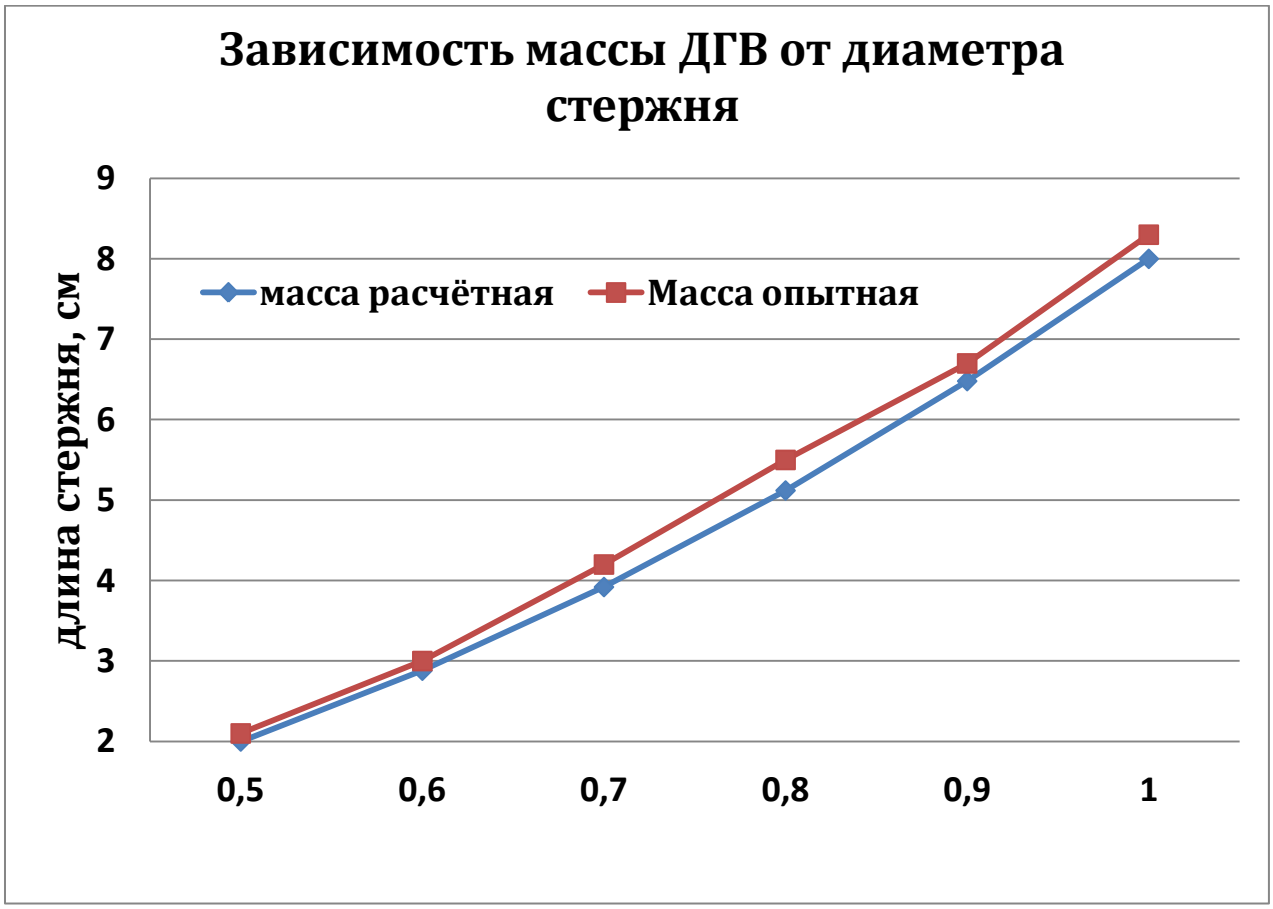


График 1 - Зависимость массы ДГВ от диаметра стержня.

Таким образом мы видим, что при увеличении диаметра стержня ДГВ максимальная масса груза увеличивается.

3.3. Расчёт зависимости массы ДГВ от частоты вращения двигателя:

3.3.1. При частоте вращения 1000 об/мин;

$$m = 2\left(\frac{d}{k}\right)^2 = 2\left(\frac{0.5}{16/50}\right)^2 = 4.7 \text{ кг}$$

3.3.2. При частоте вращения 1250 об/мин;

$$m = 2\left(\frac{d}{k}\right)^2 = 2\left(\frac{0.5}{20/50}\right)^2 = 3.1 \text{ кг}$$

3.3.3. При частоте вращения 1500 об/мин;

$$m = 2\left(\frac{d}{k}\right)^2 = 2\left(\frac{0.5}{25/50}\right)^2 = 2 \text{ кг}$$

3.3.4. При частоте вращения 1750 об/мин;

$$m = 2\left(\frac{d}{k}\right)^2 = 2\left(\frac{0.5}{29/50}\right)^2 = 1.4 \text{ кг}$$

3.3.5. При частоте вращения 2000 об/мин;

$$m = 2\left(\frac{d}{k}\right)^2 = 2\left(\frac{0.5}{33/50}\right)^2 = 1{,}12 \text{ кг}$$

Таблица 2: Зависимость массы ДГВ от частоты вращения двигателя

Частота, об/мин	1000	1250	1500	1750	2000
Масса, кг (расчётная)	4,7	3,1	2	1,4	1,12
Масса, кг (опытная)	5	3,5	2,2	1,6	1,4

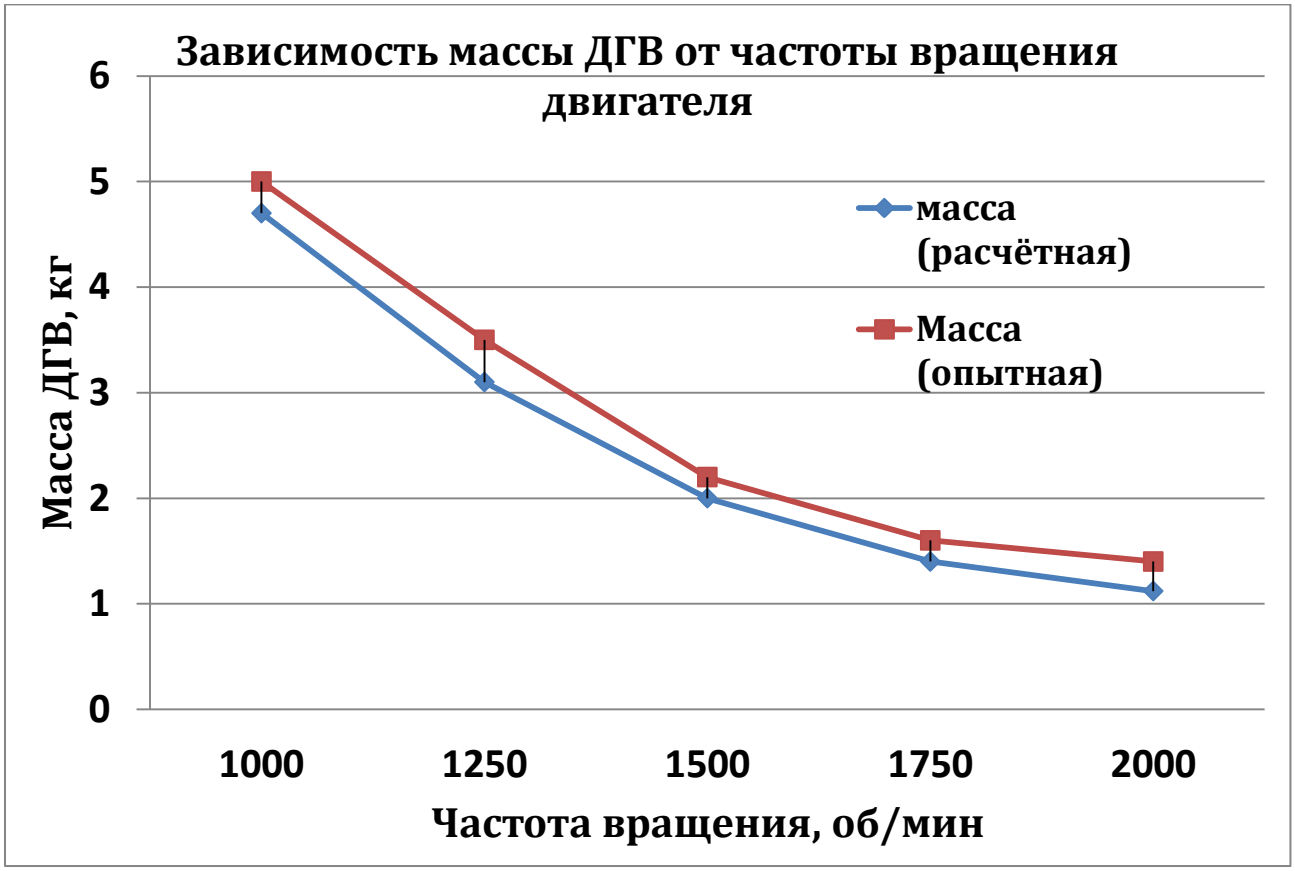


График 2: Зависимость массы от частоты вращения

От сюда следует, что чем выше частота вращения двигателя, тем меньше необходимая масса ДГВ.

3.4. Расчёт зависимости активной длины стержня от массы ДГВ:

3.4.1. При массе ДГВ 1 кг;

$$L = 14.3\sqrt[3]{\frac{d^4}{k^2m}} = 14.3\sqrt[3]{\frac{0.0625}{0.25 * 1}} = 14.3\sqrt[3]{0.25} = 9 \text{ см}$$

3.4.2. При массе ДГВ 1.1 кг;

$$L = 14.3\sqrt[3]{\frac{d^4}{k^2m}} = 14.3\sqrt[3]{\frac{0.0625}{0.25 * 1{,}1}} = 14.3\sqrt[3]{0{,}227} = 8{,}7 \text{ см}$$

3.4.3. При массе ДГВ 1.2 кг;

$$L = 14.3\sqrt[3]{\frac{d^4}{k^2m}} = 14.3\sqrt[3]{\frac{0.0625}{0.25 * 1.2}} = 14.3\sqrt[3]{0.2} = 8{,}47 \text{ см}$$

3.4.4. При массе ДГВ 1.3 кг;

$$L = 14.3\sqrt[3]{\frac{d^4}{k^2m}} = 14.3\sqrt[3]{\frac{0.0625}{0.25 * 1.3}} = 14.3\sqrt[3]{0.192} = 8{,}24 \text{ см}$$

3.4.5. При массе ДГВ 1.4 кг;

$$L = 14.3\sqrt[3]{\frac{d^4}{k^2m}} = 14.3\sqrt[3]{\frac{0.0625}{0.25 * 1.4}} = 14.3\sqrt[3]{0.178} = 8 \text{ см}$$

3.4.6. При массе ДГВ 1.5 кг;

$$L = 14.3\sqrt[3]{\frac{d^4}{k^2m}} = 14.3\sqrt[3]{\frac{0.0625}{0.25 * 1.5}} = 14.3\sqrt[3]{0.166} = 7.85 \text{ см}$$

3.4.7. При массе ДГВ 1.6 кг;

$$L = 14.3\sqrt[3]{\frac{d^4}{k^2m}} = 14.3\sqrt[3]{\frac{0.0625}{0.25 * 1.6}} = 14.3\sqrt[3]{0.156} = 7.69 \text{ см}$$

3.4.8. При массе ДГВ 1.7 кг;

$$L = 14.3\sqrt[3]{\frac{d^4}{k^2m}} = 14.3\sqrt[3]{\frac{0.0625}{0.25 * 1.7}} = 14.3\sqrt[3]{0.147} = 7.54 \text{ см}$$

3.4.9. При массе ДГВ 1.8 кг;

$$L = 14.3\sqrt[3]{\frac{d^4}{k^2m}} = 14.3\sqrt[3]{\frac{0.0625}{0.25 * 1{,}8}} = 14.3\sqrt[3]{0.138} = 7.38 \text{ см}$$

3.4.10 При массе ДГВ 1.9 кг;

$$L = 14.3\sqrt[3]{\frac{d^4}{k^2m}} = 14.3\sqrt[3]{\frac{0.0625}{0.25 * 1.9}} = 14.3\sqrt[3]{0.131} = 7.26 \text{ см}$$

3.4.11. При массе ДГВ 2 кг;

$$L = 14.3\sqrt[3]{\frac{d^4}{k^2 m}} = 14.3\sqrt[3]{\frac{0.0625}{0.25 * 2}} = 14.3\sqrt[3]{0.125} = 7.15 \text{ см}$$

Таблица 3: Зависимость активной длины стержня от массы ДГВ

Масса, кг	1	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2
Длина, см (расчётная)	9	8,7	8,47	8,24	8	7,85	7,69	7,54	7,38	7,26	7,15
Длина, см (опытная)	8,5	8,3	8	7,8	7,6	7,4	7,3	7,2	7	6,8	6,7

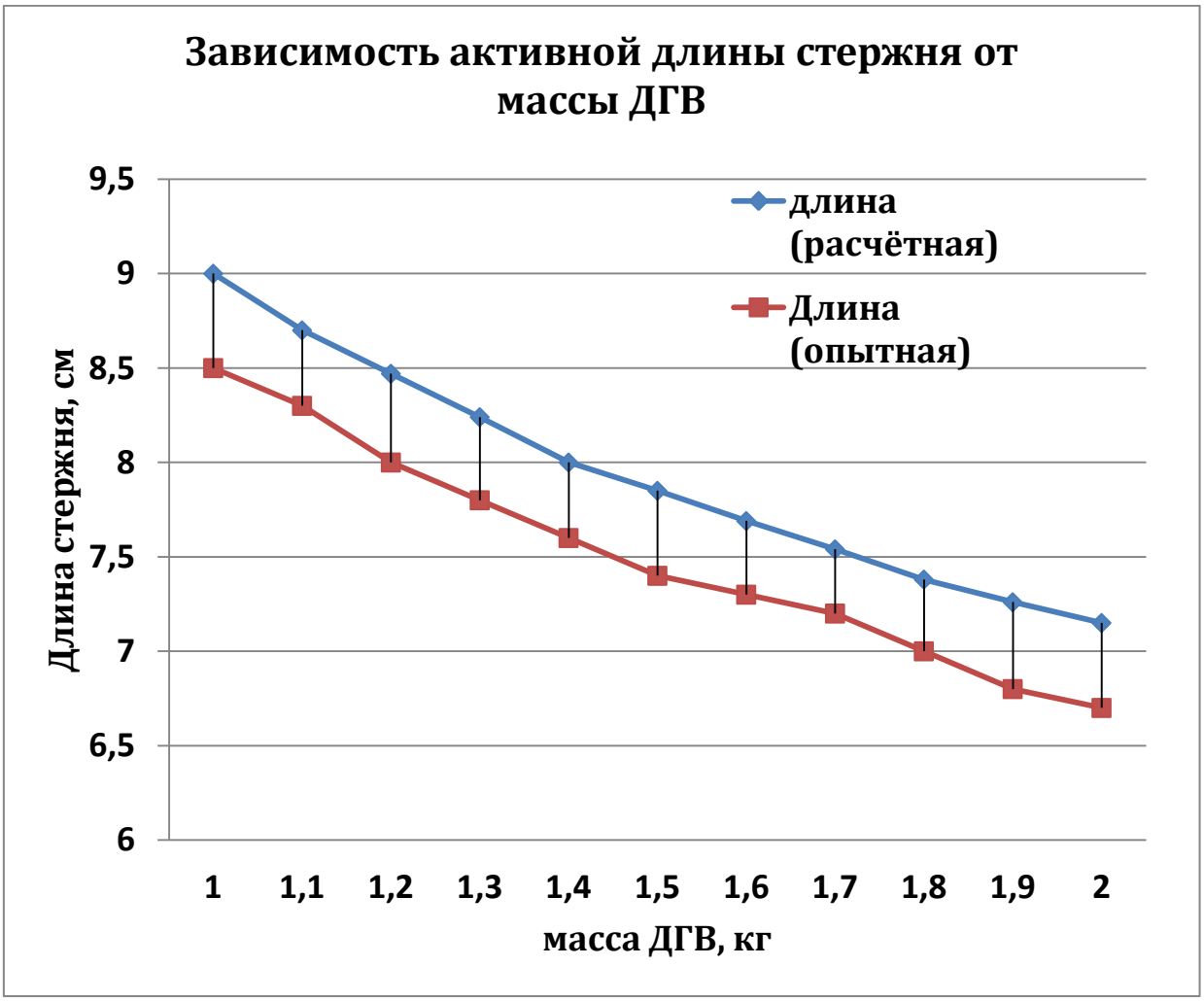


График 3. Зависимость активной длины стержня от массы ДГВ

Таким образом мы видим, что при увеличении массы ДГВ активная длина стержня уменьшается.

3.5. Расчёт зависимости активной длины стержня ДГВ от его диаметра:

3.5.1. При диаметре стержня 0,5см;

$$L = 14.3\sqrt[3]{\frac{d^4}{k^2m}} = 14.3\sqrt[3]{\frac{0.0625}{0.25 * 1}} = 14.3\sqrt[3]{0.25} = 9 \text{ см}$$

3.5.2. При диаметре стержня 0,6 см;

$$L = 14.3\sqrt[3]{\frac{d^4}{k^2m}} = 14.3\sqrt[3]{\frac{0.1296}{0.25 * 1}} = 14.3\sqrt[3]{0.5184} = 11{,}5 \text{ см}$$

3.5.3. При диаметре стержня 0,7 см;

$$L = 14.3\sqrt[3]{\frac{d^4}{k^2m}} = 14.3\sqrt[3]{\frac{0.2401}{0.25 * 1}} = 14.3\sqrt[3]{0.9604} = 14 \text{ см}$$

3.5.4. При диаметре стержня 0,8 см;

$$L = 14.3\sqrt[3]{\frac{d^4}{k^2m}} = 14.3\sqrt[3]{\frac{0.4096}{0.25 * 1}} = 14.3\sqrt[3]{1{,}63} = 16{,}8 \text{ см}$$

3.5.5. При диаметре стержня 0,9 см;

$$L = 14.3\sqrt[3]{\frac{d^4}{k^2m}} = 14.3\sqrt[3]{\frac{0.6561}{0.25 * 1}} = 14.3\sqrt[3]{2,62} = 19 \text{ см}$$

3.5.6. При диаметре стержня 1 см;

$$L = 14.3\sqrt[3]{\frac{d^4}{k^2m}} = 14.3\sqrt[3]{\frac{1}{0.25 * 1}} = 14.3\sqrt[3]{4} = 22,7 \text{ см}$$

Таблица 4: Зависимость активной длины стержня ДГВ от его диаметра

d стержня, см	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
Длина, см (расчётная)	9	11,5	14	16,8	19	22,7
Длина, см (опытная)	9,5	12	14,5	17,2	19,8	24

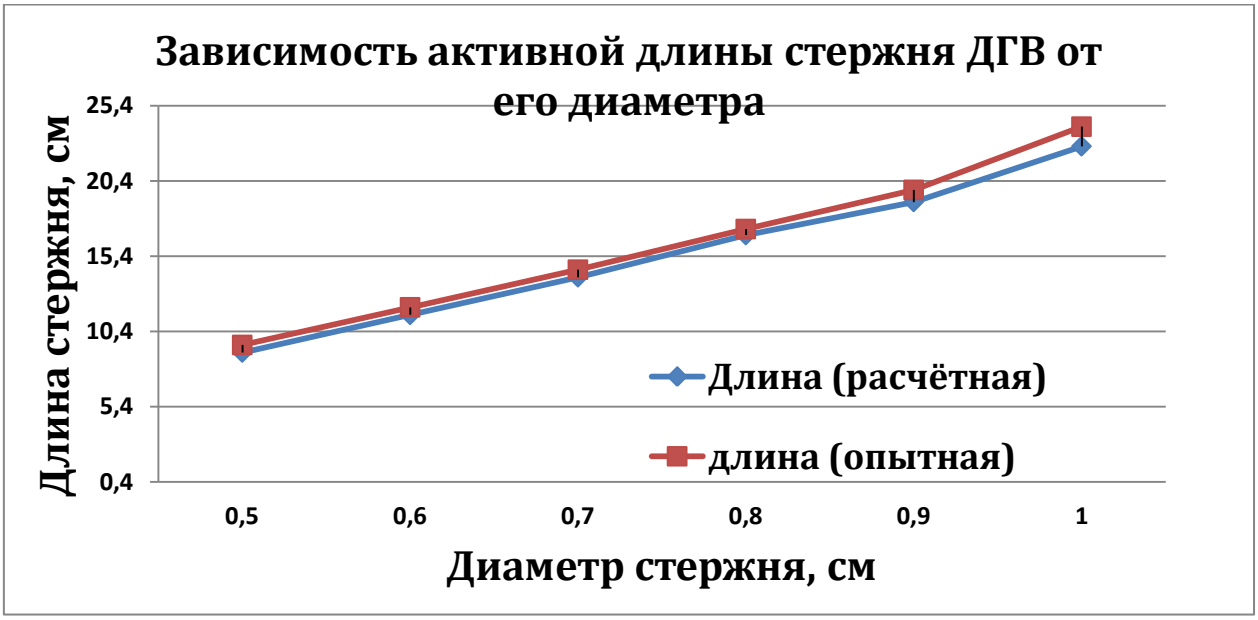


График 4. Зависимость ативной длины стержня от диаметра.

Таким образом, мы видим, что при увеличении диаметра стержня его длина увеличивается.

4 ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ. СЕТЕВАЯ МОДЕЛЬ ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ.

Работа выполнялась с использованием сетевой модели, что позволило рационально распределить время по видам работ и выполнить дипломную работу в установленный учебным графиком срок.

В основе сетевого планирования и управления (СНУ) лежит сетевая модель - графическое изображение плана работ, которое получило название сетевого графика.

Сетевой график - графическое изображение комплекса взаимосвязанных работ, отражающее последовательность и длительность их выполнения.

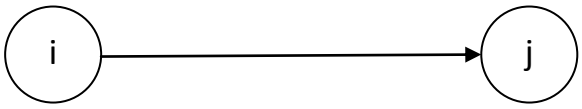
Целью применения СПУ является разработка оптимального или достаточно близкого к нему варианта выполнения работ, наилучшее использование ресурсов, а также эффективное управление процессом реализации этого плана.

Основными элементами сетевого графика являются работа, событие, путь.

Работа (операция) - основной элемент сетевою графика. Различаются действительная работа, работа-ожидание и фиктивная работа.

Действительная работа - это трудовой процесс, в котором участвуют люди, машины, потребляются материально - технические и денежные ресурсы (устройство перемычек, укладка бетона, монтаж металлоконструкций и т.д.). Она изображается в виде сплошной стрелки; над стрелкой пишется наименование (содержание) работы, а под стрелкой - продолжительность выполнения работы в выбранных единицах времени. Выбор единицы измерения продолжительности работы зависит от уровня руководства, которому предназначен сетевой график. Так, в проекте организации строительства в качестве единицы принимаются месяц или квартал, в проектах производства работ дни недели, месяцы; при планировании работы комплексных бригад – смены, часы. Продолжительность выполнения всех работ в одном сетевом графике должны быть определены в одних единицах. Предполагается, что

время течет в направлении, указанном стрелкой: хвост стрелки – начало, а острие – окончание работы.



Работа – стрелка соединяющая два события: i – предшествующее и j – последующее. Пара номеров событий составляют код (шифр) работ. Первым читается номер события, стоящего в хвосте стрелки, вторым у острия стрелки. Как уже отмечалось расчеты сетевых графиков и решение различных задач на их основе выполняются на ЭВМ, при этом машина различает работы только по их коду. Продолжительность работы обозначается t_{ij}.

Ожидание – работа, для выполнения которой требуется только время, ресурсы при этом не тратятся. Работа – ожидание обозначается так же, как и действительная работа.

Фиктивная работа – вспомогательный элемент сетевого графика, позволяющий сделать график более удобным для восприятия, правильно указать организационные и технологические связи между работами. Фиктивная работа не потребляет ресурсов и продолжительность её равна нулю. Обозначается она пунктирной стрелкой.

Событие – есть факт окончания одной работы и начало другой. Событие обычно изображается кружком, в котором указан номер.

Различают начальные и конечные события Конечное событие иногда называют целью. По числу конечных событий различают одно- и многоцелевые сетевые графики.

Путь – это последовательность работ в сетевом графике, при которой окончание предшествующей работы совпадает с началом последующей.

Формальные правила построения сетевых графиков.

Правило 1. Ни одна работа в сетевом графике не может начаться прежде, чем будут окончены все без исключения предшествующие ей работы. Следствием этого правила является требование, чтобы в сетевом графике не было циклов.

Правило 2. В сетевом графике не должно быть двух и более работ, имеющих одинаковый код (это правило называют правилом изображения параллельных работ, т.е. таких, которые могут выполняться одновременно). Так как ЭВМ различает работы только по коду, то она не сумеет отличить в данном случае одну работу от другой. Для правильного изображения этого фрагмента нужно ввести два дополнительных события и две фиктивные работы. Правило 3.В сетевом графике не должно быть ни одного события, кроме начального, не имеющего предшествующих работ.

Правило 4. В одноцелевом сетевом графике не должно быть ни одного события, кроме конечного, не имеющего последующих работ.

Правило 5. Правило изображения сложных работ. Сложной может называться работа, выполнение части которой достаточно для начала одной из последующих работ. Для сокращения общей продолжительности выполнения проекта сложная работа должна быть поделена на простые, и последующие работы должны начинаться сразу, как только это физически окажется возможным.

Правило 6. Правило употребления фиктивных работ. Как уже отмечалось, фиктивные работы - это вспомогательный элемент при изображении сетевых графиков в форме работа - стрелка. В ряде случаев в сетевой график целесообразно ввести дополнительные фиктивные работы, которые будут избыточными, но позволят сделать график более наглядным. Однако при этом следует помнить, что увеличение числа фиктивных работ соответственно увеличит объем работы по подготовке исходных данных для расчета сетевого графика и время расчетов.

Временной характеристикой всего сетевого графика является продолжительность критического пути $T_{кр}$. В одноцелевом графике существует, по крайней мере, один критический путь, хотя таких путей может быть и несколько. Возможны случаи, когда все пути в сетевом графике будут критическими. В многоцелевом сетевом графике минимальное количество

критических путей равно числу конечных событий (целей), причем продолжительности этих путей могут быть разными.

Для каждой работы в сетевом графике определяют 6 временных параметров:$t_{ij}^{рн}$ - раннее начало; $t_{ij}^{ро}$ - раннее окончание; $t_{ij}^{пн}$ - позднее начало; $t_{ij}^{по}$- позднее окончание. $R_{ij}^{п}$ - полный резерв времени, $R_{ij}^{с}$ - свободный резерв времени.

Раннее начало работы определяется продолжительностью самого длинного пути, начиная от исходного события и до события, с которого начинается данная работа. Начало работ, выходящих из исходного события равно нулю.

Раннее окончание работы определяется продолжительностью максимального пути, считая от исходного события и до события, куда входит данная работа. Раннее начало последующей работы равно раннему окончанию предыдущей работы. Если последующей работе предшествует несколько работ, то ее раннее начало равно максимальному значению из всех ранних окончаний предшествующих работ.

Максимальное значение раннего окончания работ из всех работ, входящих в завершающее событие, есть одновременно ее позднее окончание и определяет величину критического пути.

Позднее начало работы определяется по разности между критическим путем и суммой между продолжительностью данной работы и самого длинного пути, считая от завершающего события и до события, куда входит данная работа.

Позднее окончание работы определяется суммой позднего начала работы и продолжительностью самой работы.

Полный резерв времени работы это максимально возможное время, на которое можно перенести начало данной работы или изменить ее продолжительность, не изменяя при этом критического пути. ПРВР определяется по разности между поздним и ранним началом.

Частный резерв времени работы это максимальное время, на которое можно увеличить продолжительность работы или перенести ее начало, не изменяя при этом ранних сроков начала последующих работ.

При расчете сетевых графиков в табличной форме используется списочная форма задания сетевого графика в котором указываются цифровые коды ij и продолжительность работ t_{ij}.

Обязательна упорядоченная нумерация событий. Работы заносятся в список в порядке возрастания первых чисел их кодов 1, при этом вначале записываются все работы, выходящие из 1- го (начального) события и имеющие первое число кода 1, затем - все работы, выходящие из 2-го события (начальное число кода - 2); потом из 3-го и т.д. Работы, выходящие из одного события, заносятся в список в порядке возрастания вторых чисел их кодов j. Так, если из события 5 выходят работы 5 - 6, 5 - 9, 5 - 8, то в список они должны заноситься в порядке 5 - 6, 5 - 8, 5 - 9.

Перечень работ по выполнению сетевой модели дипломной работы приведены в таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Перечень работ.

Код работы	Наименование работы	Код события	Наименование события	Продолжительность работы, дни.
1-2	Постановка задания	2	Тема дипломной работы	2
2-3	Составление задания	3	Задание составлено	3

Продолжение таблицы 4.1.

2-6	Изучение литературных источников	6	Первая часть пояснительной записки	46
3-4	Установление графика выполнения дипломной работы	4	Календарный график выполнения дипломной работы	1
4-5	Создание установки	5	Установка создана	50
5-6	Составление пояснительной записки	6	Пояснительная записка готова	30
6-7	Подготовка презентации	7	Материал готов	3

При упорядоченной нумерации событий (для всех работ) и соблюдении правил занесения работ в список для любой работы ij вся информация о предшествующих работах будет расположена в строках таблицы, находящихся выше той, в которой записана информация о данной работе. Цель расчета состоит в определении ранних и поздних сроков выполнения работ, резервов времени, которыми располагают работы, а также в индикации критического пути и определении календарных сроков выполнения работ, например по их ранним началам.

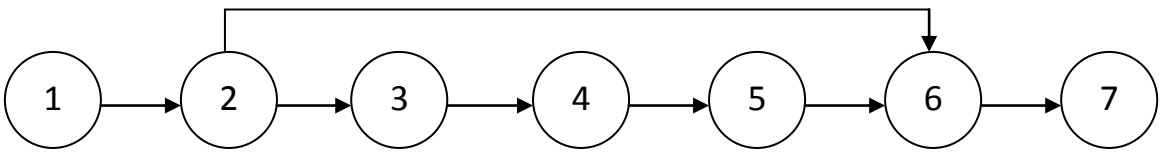


Рисунок 4.1 - Сетевой график выполнения дипломной работы.

Расчет параметров сетевого графика табличным методом приведен в таблице 4.2.

Таблица 4.2 – Расчет параметров сетевого графика табличным методом.

Предшествующие событие, i	Последующее событие, j	Продолжительность работы, t_{ij}	Ранее начло работ, $t_{ij}^{рн}$	Раннее окончание работ, $t_{ij}^{ро}$	Позднее начало работ, $t_{ij}^{нр}$	Позднее окончание работ, $t_{ij}^{по}$	Полный резервврмени, $R_{ij}^{п}$	Частный резерв времени, $R_{ij}^{с}$
1	2	2	0	2	0	2	0	0
2	3	3	2	5	2	5	0	3
2	6	46	2	48	43	89	41	43
3	4	1	5	6	5	6	0	0
4	5	50	6	56	6	56	0	0
5	6	30	56	86	56	86	0	0
6	7	3	86	89	86	89	0	89

Критический путь равен 89 дней.

4.1 Смета затрат на создание установки

Себестоимость продукции - это стоимостная оценка используемых в процессе производства продукции природных ресурсов, сырья, материалов, топлива, энергии, основных фондов, трудовых ресурсов, а также других затрат на её производство и реализацию. Состав себестоимости регламентируется Постановлением Правительства РФ №552 от 05.08.92 г. с учетом изменений и дополнений №661 от 01.07 95 г. и главой 25 Налогового кодекса РФ:

- материальные затраты (за вычетом стоимости возвратных отходов);
- затраты на оплату труда (все виды оплаты труда и другие выплаты);
- отчисления на социальные нужды;
- амортизация основных фондов;
- прочие денежные затраты.

Общие расходы на выполнение дипломной работы составили.

Стоимость элементов оборудования и норма амортизации показаны в таблице 4.3.

Таблица 4.3 – Стоимость элементов оборудования.

Наименование	Количество, шт.	Цена за единицу, руб.	Общая сумма, руб.	Норма амортизации, %
Редуктор	1	5000	5000	20
Эл.двигатель	1	3000	3000	20
Плита	1	2000	2000	20
Муфта	1	4000	4000	20
Диск	1	2000	2000	20
Итого			16000	

Амортизация оборудования:

- за год:

$$S_A = C \cdot N_a, \qquad (1)$$

где С - стоимость оборудования, С = 16000 руб.,

N_a - норма амортизации.

$$S_A = 16000 \cdot 0{,}2 = 3200 \text{ руб.}$$

- за установленный срок:

$$S_A = \frac{3200}{365} \cdot 89 = 780 \text{ руб} \qquad (2)$$

Расходы на оплату труда исполнителю, занятому созданием программы, руководителю дипломной работы, консультантам по экономике и БЖД

Исполнитель - студент СФУ специальности «Горные машины и оборудование» - создание установки было совмещено с учебной программой, а потому, не требовало дополнительной оплаты.

Руководитель - профессор д. т. н.

Тарифная ставка: 16 разряд 187 руб./час.

Продолжительность консультаций - 20 часов.

187рублей х 20 часов =3740 рублен

Консультации по экономики: доцент к.х.н.

Тарифная ставка: 13 разряд 140 руб./ час.

Продолжительность консультаций - 5 часов.

140 рублей х 5 часов = 700 рублей.

Консультации по БЖД: доцент к. т. н.

Тарифная ставка: 13 разряд 140 руб./час.

Продолжительность консультаций 5 часов

140 рублей х 5 часов = 700 рублей.

Материальные ресурсы для выполнения работы составили незначительную часть, и поэтому не учитывались.

4.2 Расходы на электроэнергию

Приводом установки является асинхронный двигатель АД80Ф2У3 мощностью 1,5 кВт. Затраты энергии при работе установки 365 дней в году, в 3 смены по 8 часов равны 1,5х365х3х8=13140 кВт или 13,14 мВт.

Тариф на электроэнергию на 2014г. для промышленных предприятий равен 2027,82 руб./мВт.

Годовая стоимость электроэнергии при работе установи равна 13,14х2027,82=26646 руб.

При дисбалансе потребление электроэнергии увеличится на 8,49%, стоимость будет равна 26646х1,0849=28911 руб.

При расцентровке потребление электроэнергии увеличится на 9,89%, стоимость будет равна 26646х1,0989=29284 руб.

При дисбалансе и расцентровке потребление электроэнергии увеличится на 13,94%, стоимость будет равна 26646х1,1394=30365 руб.

Как мы видим, отсутствие дефектов значительно экономит затраты на электроэнергию.

5 БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ И ОСОБЕННОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ПРЕДЛОЖЕННОГО ОБОРУДОВАНИЯ.

Соблюдение правил техники безопасности является главным условием предупреждения производственного травматизма. Самые совершенные условия труда и новейшие технические мероприятия по технике безопасности не смогут дать желаемые результаты, если работник не понимает их назначения. Знание производственных трудовых процессов, применяемого оборудования, приспособлений, инструмента и безопасных способов и приемов в работе создают условия для производительного труда без травматизма.

Большое значение для этого имеют инструктажи по технике безопасности. По характеру и времени проведения они подразделяются на:

- Вводный. Его должны пройти все вновь принятые, командированные, практиканты и другие сотрудники, которые принимаются для постоянной или временной работы;

- Первичный. Проводится перед началом самостоятельной работы;

-Повторный. Сотрудники проходят его не реже одного раза в полгода по программам, разработанным для первичного инструктажа на рабочем месте;

-Внеплановый. Проводится в случае каких-либо изменений, например если появляется новое законодательство об охране труда или изменяются технологические процессы;

- Целевой. Сотрудники должны проходить его, если нужно выполнить разовые работы, ликвидировать аварию, стихийное бедствие или их последствия.

Инструктажи по технике безопасности позволяют ознакомить рабочих с опасными факторами производства, рассказать о средствах защиты от этих факторов, а также ознакомление с безопасными методами работы. Так же за счет инструктажей рабочий получает навыки оказания первой медицинской помощи. В целом инструктажи по технике безопасности предназначены для предупреждения и снижения травматизма на рабочих местах.

Главной целью данного раздела является: защита человека отопасных факторов.

К основным опасным факторам предлагаемой установки относятся:

- вращающиеся части установки;

- опасное воздействие электрического тока.

Требования безопасной эксплуатации электроустановок

- Проектирование, эксплуатация и ремонт электроустановок должны осуществляться в соответствии с действующими нормативными требованиями по безопасной эксплуатации электроустановок.

В электрических схемах должна быть предусмотрена защита потребителей от перегрузок и коротких замыканий.

- На каждом пусковом аппарате должна быть четкая надпись, указывающая включаемую им установку.

- При обслуживании электроустановок необходимо применять электрозащитные средства (диэлектрические перчатки, боты и ковры, указатели напряжения, изолирующие штанги, переносные заземления и др.) и индивидуальные средства защиты.

Защитные средства должны удовлетворять действующим требованиям правил применения и испытания средств защиты, используемых в электроустановках и подвергаться обязательным периодическим электрическим испытаниям в установленные сроки.

Перед каждым применением средств защиты необходимо проверить их исправность, отсутствие внешних повреждений, загрязнений, срок годности по штампу. Пользоваться средствами с истекшим сроком годности запрещается.

- Персонал, допускаемый к работе с электротехническими устройствами, электрифицированным инструментом или соприкасающийся по характеру работы с электроприводом машин и механизмов, должен иметь квалификационную группу по электробезопасности.

Все работники должны быть обучены способам освобождения пострадавших от действия электрического тока, оказания первой помощи пострадавшему от действия электрического тока и других травмирующих факторов.

- Запрещается применять электронагревательные приборы и электрооборудование несерийного изготовления, установка и работа которых не соответствуют действующим правилам и нормам безопасности.

- Перед пуском временно отключенного оборудования его нужно осмотреть, убедиться в готовности к приему напряжения и предупредить работающий на нем персонал о предстоящем включении.

- Запрещается эксплуатация оборудования с неисправными защитами, блокировками, кабелями.

- Запрещается снимать с аппаратов знаки, надписи, пломбы лицам, не имеющим на это права.

- После остановки электродвигателя на ремонт с питающего кабеля на щите или сборке должно быть снято напряжение, а на приводе выключателя вывешен плакат: "Не включать! Работают люди!".

Снять плакат: "Не включать! Работают люди!" и включить машину можно только после того, как лицо, выполнявшее работы, сделает в журнале запись об окончании работ, а лицо, принявшее работу, сделает отметку о разрешении на включение электродвигателя.

Пожарная опасность при эксплуатации электрооборудования

Основными причинами возникновения пожаров из-за неправильной эксплуатации электроустановок являются:

- искрение в электрических машинах и аппаратах;

- токи короткого замыкания и электрические перегрузки проводов, вызывающие их недопустимый перегрев;

- электрическая дуга, возникающая между контактами аппаратов в момент их отключения под нагрузкой;

- перегрев обмоток электрических машин и трансформаторов вследствие их перегрузки и междувитковых коротких замыканий;

Противопожарные требования к эксплуатации электроустановок

Запрещается:

- использовать электродвигатели и другое электрооборудование, поверхностный нагрев которого при работе, превышает температуру окружающей среды более чем на 40°С;

- использовать кабели и провода с поврежденной изоляцией, потерявшей в процессе эксплуатации защитные электроизоляционные свойства;

- оставлять под напряжением электрические провода и кабели с неизолированными концами;

- пользоваться поврежденными розетками, распределительными коробками, рубильниками и другими электроустановочными изделиями;

Электропитание устройств, предназначенных для обеспечения безопасности людей (аварийного, пожарного водоснабжения и сигнализации, противодымовой защиты, оповещения и знаков безопасности) должно осуществляться от независимого источника питания или переключаться на него автоматически при отключении основного источника. Сеть аварийного электроосвещения не должна иметь штепсельных розеток. Дополнительных потребителей присоединяют к существующей электросети только при наличии запаса сечения токоведущих жил по токовой нагрузке и с ведома лица, ответсвенного за состояние электрохозяйства.

Типы проводок и кабелей, способы их прокладки, конструкции распределительных коробок выбирают в зависимости от характера помещений и условий окружающей среды в соответствии с ПУЭ и "Указаниями по выбору и применению установочных электрических проводок".

В распределительных устройствах кабели снабжают бирками с обозначением марки, напряжения, сечения жил, номера или наименования подключенного потребителя. Электродвигатели, пускорегулирующие и конечные выключатели выбирают в соответствии с требованиями к электроустановкам и условиям окружающей среды.

Требования безопасной эксплуатации вращающихся частей оборудования

- Все вращающиеся части должны быть закрыты глухими кожухами.
- Кожухи должны быть выполнены из прочного материала.
- Защитный кожух должен жестко крепиться к раме или к корпусу оборудования.
- Расстояние от вращающейся части узла до кожуха должно быть не более 10 мм.

Правильно сконструированное и изготовленное ограждение обеспечивает надежную защиту не только работающего, но и окружающих, так как при поломке ограждаемого узла его части не разлетятся в сторону; ограждение защищает работающего и от брызг смазочно-охлаждающих и других жидкостей.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Спроектированный и изготовленный в металле стенд для динамического гашения вибрации машин выполнен на основании научно исследовательского обзора конструкций и средств гашения вибраций. Позволяет использовать методику расчёта зависимости геометрических размеров ДГВ и их масс с учётом частоты вращения движущихся элементов машин в лабораторных работах студентов по курсу "Техническая диагностика горно - транспортных машин".

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Голдин, А.С. Вибрация роторных машин. Москва "Машиностроение" 2000г, с.257

2. ПолезнаяМодель.RU [электронный ресурс]. Режим доступа: http://poleznayamodel.ru/model/12/126782.html

3. Бидерман В. Л. Теория механических колебаний: Учебник для вузов. – М.: Высш. школа, 1980. – 408 с.

4. Вибрации в технике. Справочник. Т.6. Защита от вибрации и ударов/ Под ред. К. В.Фролова.- М.: Машиностроение, 1995.-456 с.

5. Брискин Е. С.,Чернышев В.М. Оптимизация параметров динамических гасителей колебаний // Там же.-1977.-№2.190-192.

6. Карамышкин В. В. Динамические гасители колебаний./Под ред. К.М. Рагульскиса.- Л.: Машиностроение Ленингр., 1988. – 105 с.

7. Коренев Б. Г., Резников Л.М. Динамические гасители колебаний. – М.: Наука. Гл. ред Физ.-мат.-лит., 1988. – 304 с., ил. 97.

8. Найфэ А. Х. Методы возмущений. - М.: Издательство «Мир», 1976. – 455с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ИНСТИТУТ ГОРНОГО ДЕЛА, ГЕОЛОГИИ И ГЕОТЕХНОЛОГИЙ

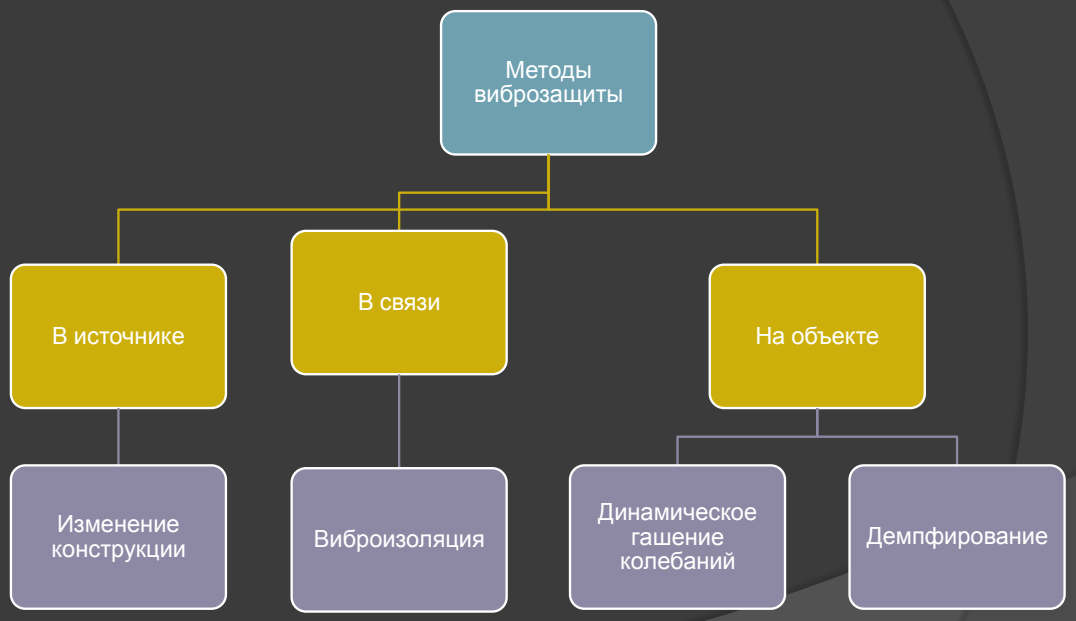
Проектирование и изготовление стенда для динамического гашения вибрации машин

научный руководитель: доцент Карепов В.А.

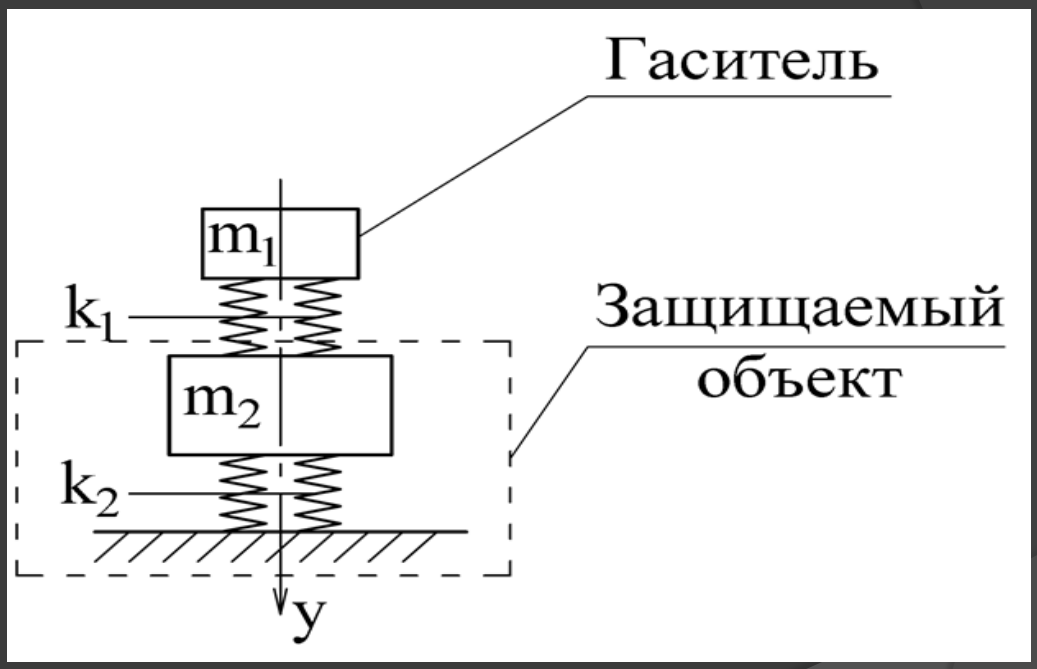
АКТУАЛЬНОСТЬ РАБОТЫ

При движении механической системы под действием внешних сил в ней возникают механические колебания или вибрации. Эти вибрации оказывают влияние на функционирование механизма и часто ухудшают его эксплуатационные характеристики: снижают точность, уменьшают КПД и долговечность машины, увеличивают нагрев деталей, снижают их прочность. Для предотвращения вибраций и уменьшения простоя оборудования в ремонте создана установка для практического применения стержневого динамического гасителя вибрации.

Методы виброзащиты

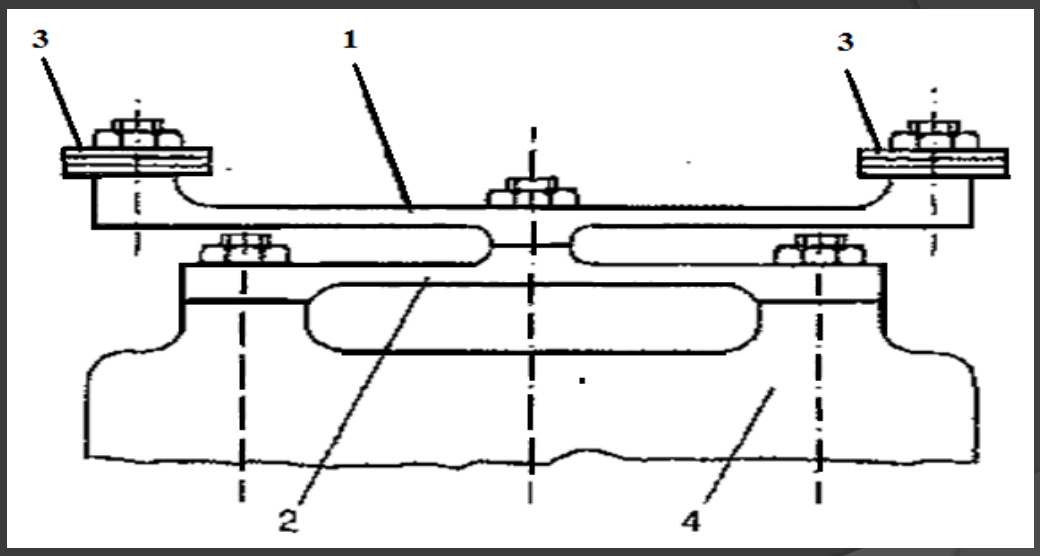


ПРИНЦИПИАЛЬНАЯ СХЕМА ДГВ



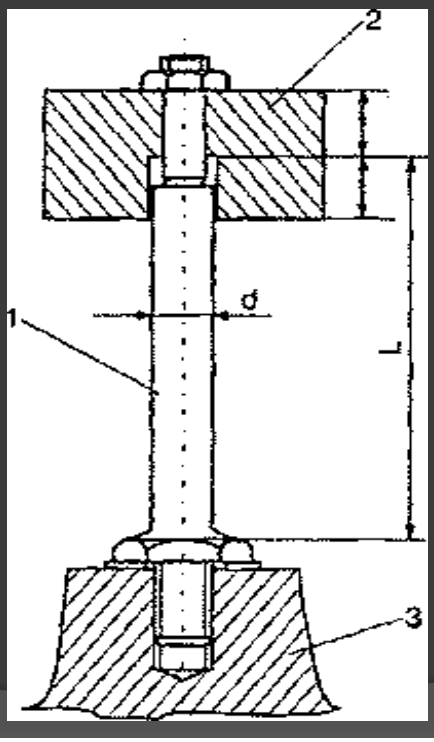
m1- масса ДГВ, m2 – масса защищаемого объекта, k1 – частота колебаний ДГВ, k2 – частота колебаний защищаемого объекта

БАЛОЧНЫЙ ДГВ



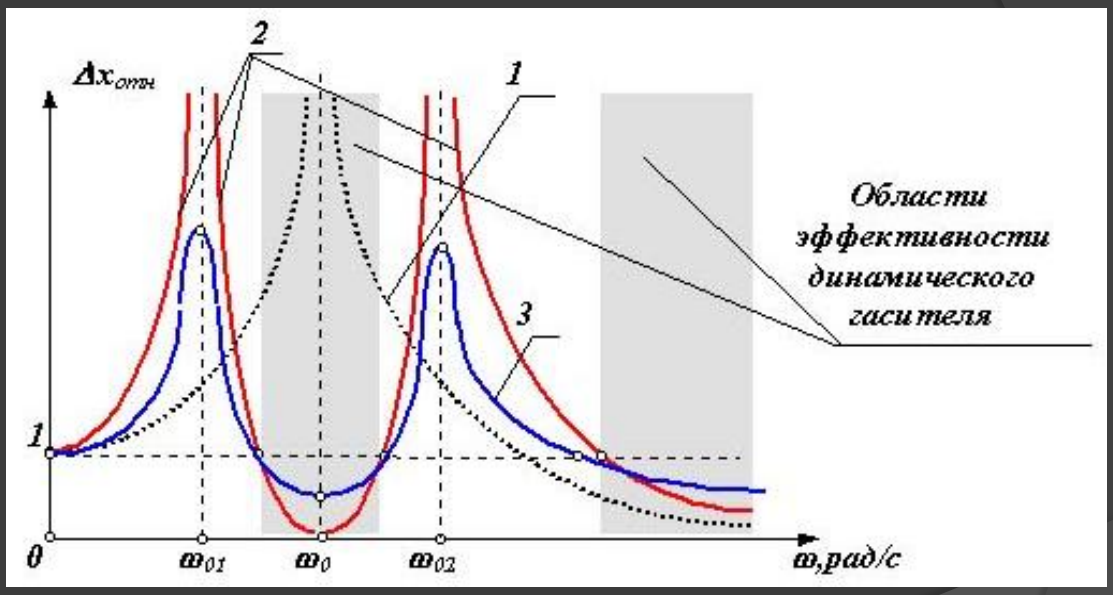
1 – верхняя балка; 2 – нижняя балка; 3 – регулируемый груз, 4 – защищаемый объект

СТЕРЖНЕВОЙ ДГВ

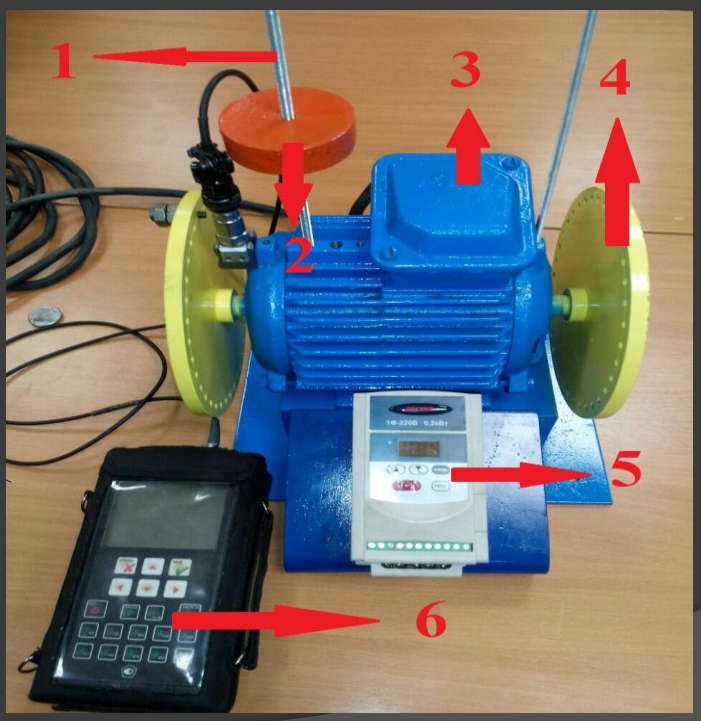


1 – Стержень;
2 – масса закрепляемая на стержне;
3 – Защищаемый объект;
d – диаметр стержня;
L – Активная длина стержня

АМПЛИТУДНО-ЧАСТОТНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ДГВ



ОБЩИЙ ВИД СТЕНДА



ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СТЕНДА

Двигатель 5АИ 80В4 У2	Регулятор частоты
220/380 В, 0.5 кВт, 1500 об/мин Стержни: d – 5 мм (2 шт.) d – 6 мм (1 шт.) d – 8 мм (1 шт.) Грузы: m – 100г (5 шт.) m – 200г (3 шт.) m – 300г (2 шт.)	220/380 В , 760 Вт, 7.8 А

РАСЧЁТ ДГВ

1. Определяем массу груза примерно соответствующею эмпирической формуле:

$$m = 2\left(\frac{d}{k}\right)^2 = 2\left(\frac{0.5}{25/50}\right)^2 = 2 \text{ кг}$$

2. Определяем активную длину стержня, или расстояние от основания до центра тяжести груза:

$$L = 14.3\sqrt[3]{\frac{d^4}{k^2 m}} = 14.3\sqrt[3]{\frac{0.0625}{0.25 * 2}} = 14.3\sqrt[3]{0.125} = 7.15 \text{ см}$$

3. Находим максимальную восстанавивающую силу ДВГ:

$$F = \frac{0{,}1\, d^3\, [\sigma - 1\,]}{L} = \frac{0{,}1 * 0.125 * 1000}{7.15} = 1.74 \text{ кг}$$

4. Находим максимально допустимый размах виброперемещения массы:

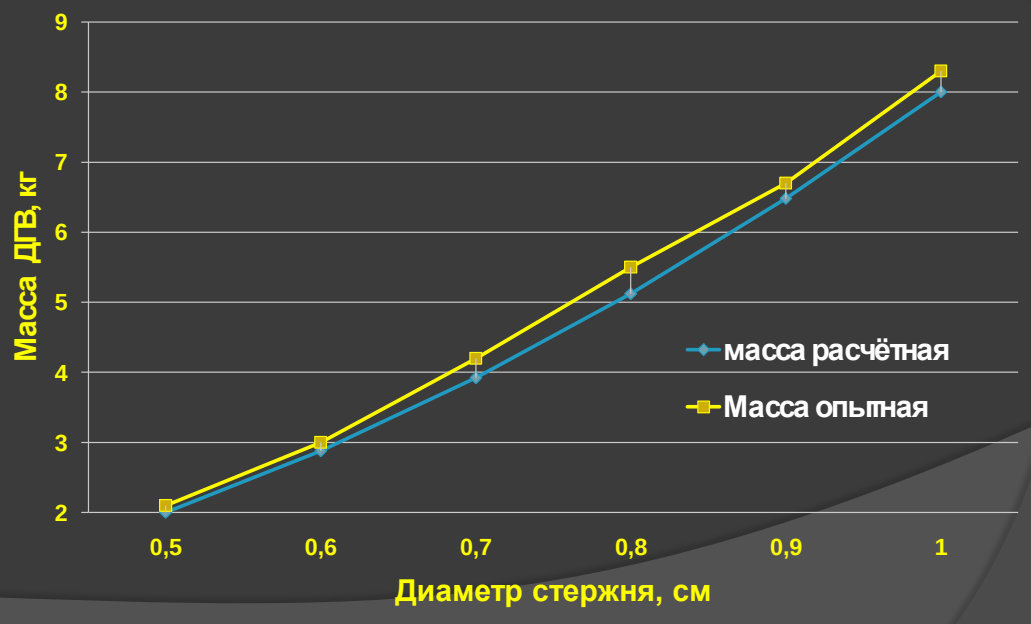
$$S = \frac{4\,[\sigma - 1]L^2}{3\,Ed} = \frac{4 * 1000 * 51}{3 * 2.1 * 10^6 * 0.5} = 0{,}06 \text{ см}$$

ОПРЕДЕЛЯЕМ ЗАВИСИМОСТИ

1. Массы ДГВ от диаметра стержня;
2. Массы ДГВ от частоты вращения двигателя;
3. Активной длины стержня ДГВ от массы груза;
4. Активной длины стержня ДГВ от его диаметра.

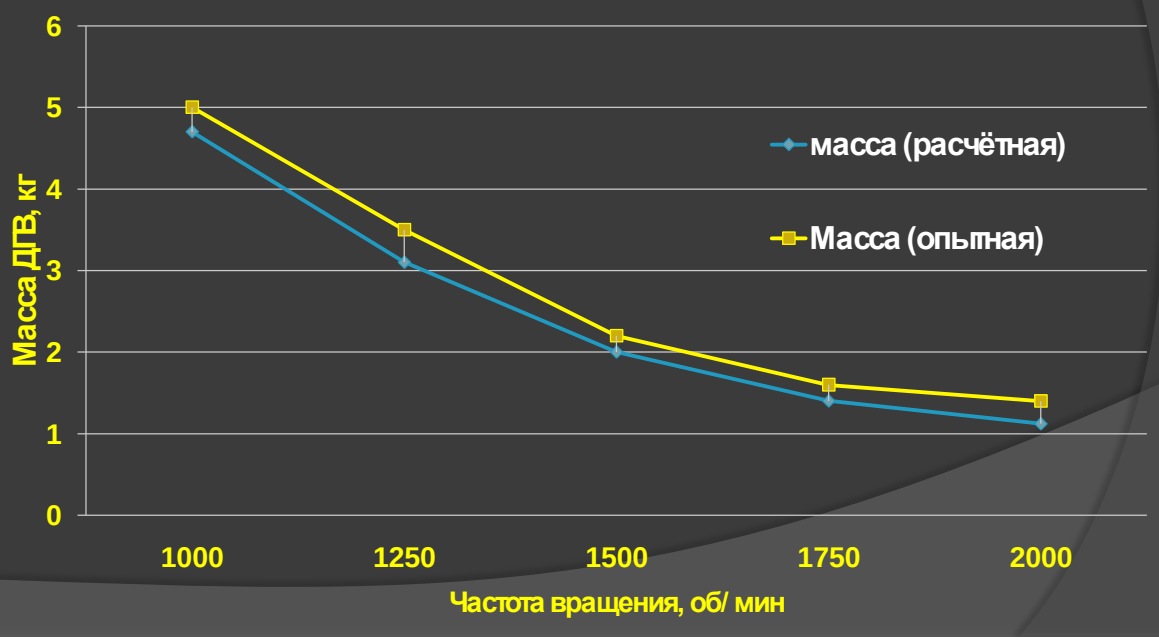
ЗАВИСИМОСТЬ МАССЫ ДГВ ОТ ДИАМЕТРА СТЕРЖНЯ

d стержня, см	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
Масса, кг (расчётная)	2	2,88	3,92	5,12	6,48	8
Масса, кг (опытная)	2,1	3	4,2	5,5	6,7	8,3



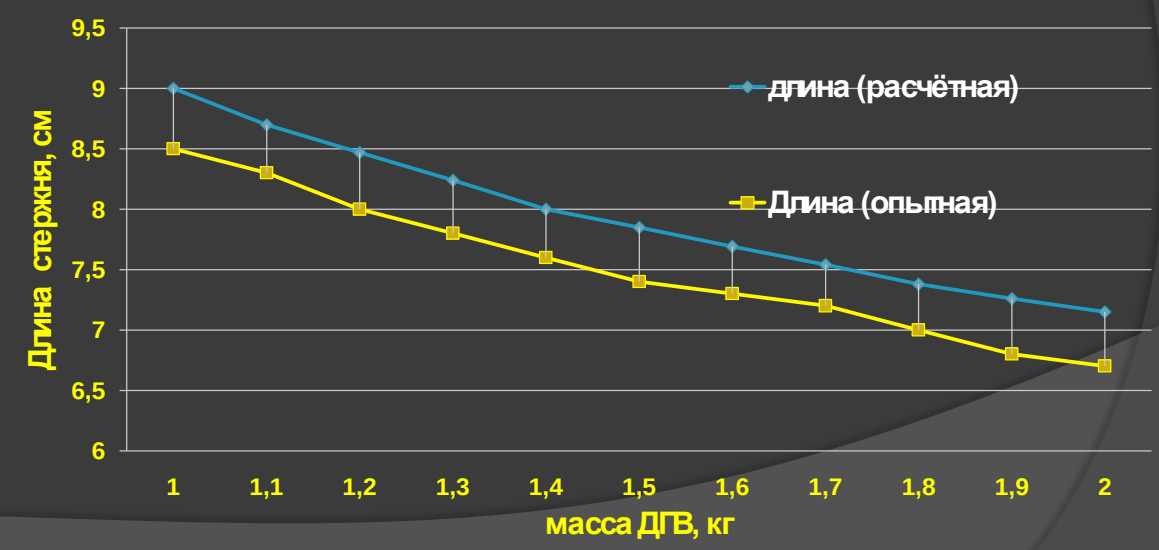
ЗАВИСИМОСТЬ МАССЫ ДГВ ОТ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ ДВИГАТЕЛЯ

Частота, об/мин	1000	1250	1500	1750	2000
Масса, кг (расчётная)	4,7	3,1	2	1,4	1,12
Масса, кг (опытная)	5	3,5	2,2	1,6	1,4



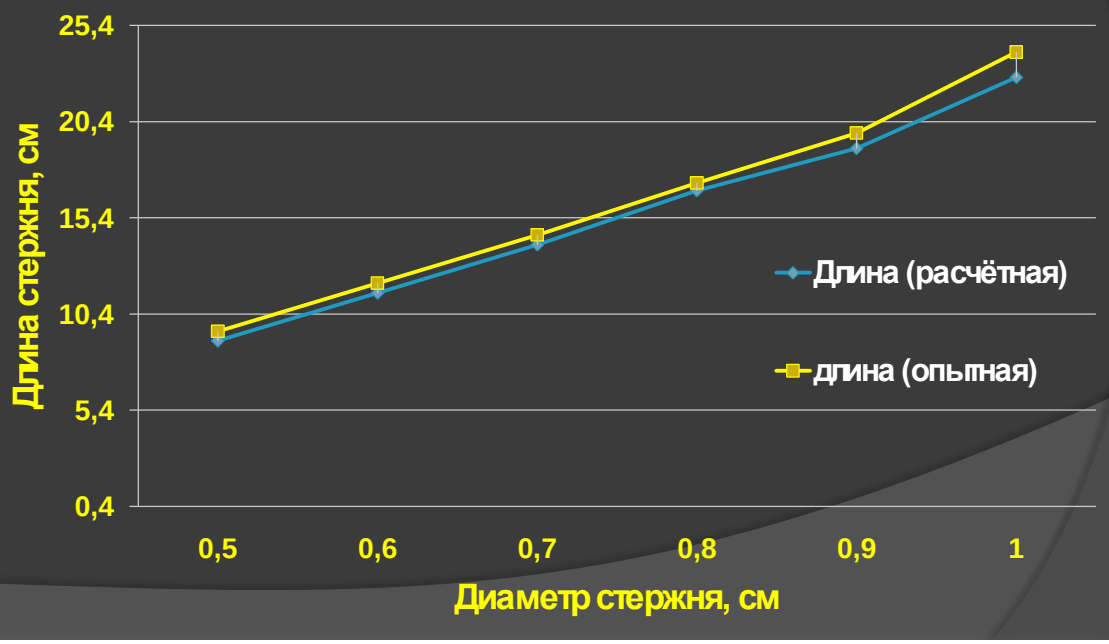
ЗАВИСИМОСТЬ АКТИВНОЙ ДЛИНЫ СТЕРЖНЯ ДГВ ОТ ЕГО МАССЫ

Масса, кг	1	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2
Длина, см (расчётная)	9	8,7	8,47	8,24	8	7,85	7,69	7,54	7,38	7,26	7,15
Длина, см (опытная)	8,5	8,3	8	7,8	7,6	7,4	7,3	7,2	7	6,8	6,7



ЗАВИСИМОСТЬ АКТИВНОЙ ДЛИНЫ СТЕРЖНЯ ОТ ЕГО ДИАМЕТРА

d стержня, см	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
Длина, см (расчётная)	9	11,5	14	16,8	19	22,7
Длина, см (опытная)	9,5	12	14,5	17,2	19,8	24



ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Спроектированный и изготовленный в металле стенд для динамического гашения вибрации машин выполнен на основании научно исследовательского обзора конструкций и средств гашения вибраций. Позволяет использовать методику расчёта зависимости геометрических размеров ДГВ и их масс с учётом частоты вращения движущихся элементов машин, данные расчёты были применены на практике на предприятии МП «Гортеплоэнерго» и внеднеры в производство, так же данная работа может выполняться в лабораторных работах студентов по курсу "Техническая диагностика горно - транспортных машин".