

**ЛИСТ УЧЕТА ЦИРКУЛЯРНЫХ ПИСЕМ, ИЗМЕНЯЮЩИХ / ДОПОЛНЯЮЩИХ  
НОРМАТИВНЫЙ ДОКУМЕНТ**

НД 2-020101-040- Правила технического наблюдения за постройкой судов и  
изготовлением материалов и изделий для судов, 2017

Том 3

(номер и название нормативного документа)

№ п/п	Номер циркулярного письма, дата утверждения	Перечень измененных и дополненных пунктов
1	315-06-1040ц от 13.09.2017	Часть IV, Раздел 10 "Электрическое оборудование", п. 10.5.1.2 изменен.  Часть IV, Раздел 10 "Электрическое оборудование" дополнен Приложением 17 (рекомендуемым).



# РОССИЙСКИЙ МОРСКОЙ РЕГИСТР СУДОХОДСТВА

ЦИРКУЛЯРНОЕ ПИСЬМО № 315-06-1040ц

от 13.09.2017

Касательно:

Изменений к части IV, Раздел 10 «Электрическое оборудование» Правил технического наблюдения за постройкой судов и изготовлением материалов и изделий для судов, 2017, НД №2-020101-040

Объект наблюдения:

Вращающиеся электрические машины

Ввод в действие С даты опубликования

Срок действия: до --

Срок действия продлен до --

Отменяет / изменяет / дополняет циркулярное письмо № .. от --

Количество страниц: 1+ 68

Приложения: Текст изменений к Разделу 10 Части IV

Генеральный директор

К.Г. Пальников

Вносит изменения в Правила технического наблюдения за постройкой судов и изготовлением материалов и изделий для судов, 2017, НД №2-020101-040.

Настоящим информируем, что для возможности замены расчетными данными натуральных механических испытаний вращающихся электрических машин и по результатам выполненной научно-исследовательской работы в Правила технического наблюдения за постройкой судов и изготовлением материалов и изделий для судов вводится Приложение 17 к Разделу 10 Части IV.

Необходимо выполнить следующее:

1. Ознакомить инспекторский состав с содержанием настоящего циркулярного письма.
2. Довести содержание настоящего циркулярного письма до сведения заинтересованных организаций в регионе деятельности подразделений РС.
3. Руководствоваться изменениями Правил РС, приведенными в приложении к данному циркулярному письму.

Исполнитель: М.А. Юхнев

Отдел 315

+7(812) 605-05-17

Система «Тезис»: 17-107775

## ПРАВИЛА ТЕХНИЧЕСКОГО НАБЛЮДЕНИЯ ЗА ПОСТРОЙКОЙ СУДОВ И ИЗГОТОВЛЕНИЕМ МАТЕРИАЛОВ И ИЗДЕЛИЙ ДЛЯ СУДОВ, 2017, НД №2-020101-040

### ЧАСТЬ IV ТЕХНИЧЕСКОЕ НАБЛЮДЕНИЕ ЗА ИЗГОТОВЛЕНИЕМ ИЗДЕЛИЙ

#### 10 ЭЛЕКТРИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Пункт 10.5.1.2 дополняется следующим текстом:

«10.5.1.2... При выполнении расчетов для вращающихся электрических машин (ВЭМ) должна быть проведена оценка следующих основных элементов ВЭМ: ротора; станины, включая сварные соединения элементов конструкции; подшипниковых щитов; подшипников; болтовых соединений подшипниковых щитов; болтовых соединений крепления ВЭМ к опорным конструкциям. Также должна быть проведена оценка несущей способности элементов системы виброизоляции, при ее наличии.

Несущая способность основных элементов ВЭМ, перечисленных выше, оценивается по следующим параметрам: перемещения, напряжения, коэффициентов запаса сопротивления усталости, коэффициентов запаса по накопленной повреждаемости, коэффициентов запаса по долговечности.

В качестве критериев оценки результатов расчета для подтверждения соответствия электрической машины требованиям Правил РС необходимо использовать коэффициенты запаса, значения которых для различных конструктивных элементов ВЭМ приведены в Приложении 17 «Требования к расчетному моделированию механических испытаний» (рекомендуемое).

Перечень исходных данных для расчета должен включать следующую информацию: массы элементов ВЭМ; положение центра масс ВЭМ и отдельных деталей; сборочный чертеж ВЭМ и чертежи основных элементов (ротора, подшипниковых узлов, станины со статором, элементов крепления, а также других элементов, которые необходимо учитывать в расчетной модели (например, дополнительного навесного оборудования); типы подшипников и их динамические характеристики; нагрузки на подшипники, полученные при проектировании двигателя; данные по механическим характеристикам материалов, из которых изготовлены элементы ВЭМ.»

Раздел 10 дополняется **Приложением 17** следующего содержания:

*«ПРИЛОЖЕНИЕ 17 (рекомендуемое)*

### ТРЕБОВАНИЯ К РАСЧЕТНОМУ МОДЕЛИРОВАНИЮ МЕХАНИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ

#### 1 Разработка расчетных моделей ВЭМ

##### 1.1 Общие положения

**1.1.1** Перед проведением расчетов моделирующих испытания ВЭМ на механические воздействия для всех узлов и элементов конструкции ВЭМ должны быть выполнены

расчеты, подтверждающие прочность элементов конструкции при всех проектных нагрузках.

**1.1.2** Для разработки компьютерной модели ВЭМ и выполнения расчетов используется конструкторская документация, в объеме, обеспечивающем возможность построения расчетной модели, отражающей основные динамические характеристики конструкции.

**1.1.3** В перечень основных исходных данных необходимых для разработки компьютерной модели ВЭМ входят:

масса элементов ВЭМ;

положение центра масс ВЭМ и отдельных деталей;

сборочный чертеж ВЭМ и чертежи основных элементов (ротора, подшипниковых узлов, станины со статором, элементов крепления, а также других элементов, которые необходимо учитывать в расчетной модели (например, навесного оборудования);

типы подшипников и их динамические характеристики (коэффициенты жесткости и демпфирования), нагрузки на подшипники в рабочем состоянии;

данные по механическим характеристикам материалов, из которых изготовлены элементы ВЭМ.

**1.1.4** Имеющаяся информация по результатам испытаний конструкции ВЭМ или ее элементов (демпфирование, частоты отдельных элементов конструкции, жесткости отдельных элементов конструкции), может быть использована при верификации компьютерной модели ВЭМ или ее отдельных элементов.

**1.1.5** Помимо перечисленных выше данных на стадии разработки расчетной модели ВЭМ для компьютерного моделирования механических испытаний рекомендуется проводить анализ следующих данных, полученных при выполнении проектных расчетов на эксплуатационные нагрузки:

напряжений и деформаций в наиболее нагруженных зонах для различных сочетаний эксплуатационных нагрузок, определяющих зоны возможных повреждений, на которые необходимо обратить внимание при разработке расчетной модели;

оценку запасов по усталости.

**1.1.6** При разработке расчетной модели особое внимание должно уделяться моделированию следующих элементов конструкции ВЭМ:

подшипниковым щитам, элементам статора, валу и т. д.;

местам соединения узлов и деталей конструкции (сварные швы, болты и т. д.);

узлам установки и крепления (подшипники).

**1.1.7** Для определения напряженно-деформированного состояния конструкций применяют программы, основанные на методе конечных элементов, позволяющие решать задачи как в линейной, так и в нелинейной постановке. Эти программы должны иметь необходимую библиотеку конечных элементов и возможность автоматического разбиения конструкций на конечные элементы.

В соответствии с 3.9 части II «Техническая документация» Правил РС расчеты, выполняемые на ЭВМ должны производиться по программам, имеющим типовое одобрение Регистра.

**1.1.8** Расчеты ВЭМ с амортизаторами при моделировании всех видов механических испытаний должны выполняться с учетом параметров системы виброизоляции, включая полную массу машинного агрегата.

**1.1.9** Перечень исходных данных и параметры, по которым рекомендуется верифицировать расчетную модель, приведены в Дополнении 1.

1.1.10 Правила рекомендуемые для разделения модели на подсистемы и выделения отдельных структур приведены в Дополнении 2.

## 1.2 Рекомендации по моделированию элементов конструкции ВЭМ

1.2.1 Рекомендации по моделированию узла опирания ротора в расчетной модели в зависимости от конструкции подшипникового узла приведены в Дополнение 3.

1.2.2 Ротор ВЭМ, как правило, имеет две опоры, одна из которых неподвижная, а другая подвижная, обеспечивающая возможность расширения ротора при рабочих режимах. Для опирания ротора в конструкциях ВЭМ могут использоваться подшипники качения или подшипники скольжения.

Жесткость подшипников ротора характеризуется величиной деформаций элементов подшипника под нагрузкой. Как правило, эти деформации очень малы и их не учитывают при выполнении инженерных расчетов. Однако в некоторых случаях, например, при возникновении резонанса, жесткость подшипника может являться важным фактором, определяющим уровень ответной реакции системы на заданное механическое воздействие.

1.2.3 Жесткости и характеристики демпфирования подшипников могут быть определены отдельным расчетом с использованием специализированных ПС либо на основе инженерных методик, описанных в справочной литературе.

В некоторых случаях изготовитель имеет возможность представить характеристики подшипников, полученные экспериментально.

1.2.4 При выполнении расчетов на вибро и ударопрочность жесткость подшипников определяется для отключенного состояния ВЭМ, когда учитывается только конструктивная жесткость элементов подшипника.

Инженерная методика расчета жесткости подшипников качения приведена в Дополнении 4.

1.2.5 При построении динамических моделей ВЭМ собственные частоты ротора зависят от жесткости подшипникового узла ( $K_s$ ), которая определяется соотношением жесткостей самого подшипника ( $K_p$ ) и элементов конструкции опоры подшипника ( $K_o$ ), включая элементы конструкций станины, к которым крепится ПЩ. На рисунке 1-1 приведен график, зависимости жесткости подшипникового узла от соотношения  $K_p/K_o$ . Из графика видно, что при  $K_p/K_o > 10$  практически  $K_s = K_o$ .

Таким образом, при выполнении инженерных расчетов, в случае  $K_p/K_o > 10$ , жесткость подшипника допускается не учитывать.

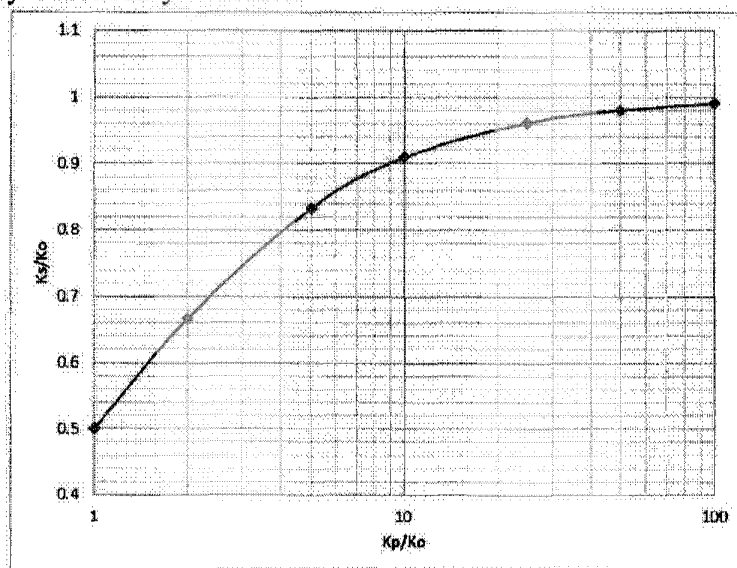


Рис. 1.2.5

Соотношение жесткостей подшипника и опоры подшипника

**1.3 Рекомендации по заданию демпфирования в конструкциях ВЭМ**

**1.3.1** Демпфирование в конструкции ВЭМ задается в соответствии с рекомендациями ГОСТ 17516.1-90 и ГОСТ 30546.1-98.

**1.3.2** Значения постоянных демпфирования для конструкций (сварных или на болтах) в зависимости от уровня напряжений в элементах при динамических воздействиях приведены в табл. 1.3.2.

Таблица 1.3.2

**Постоянная демпфирования в конструкции**

Тип конструкции	Уровень напряжений, доля от предела текучести		
	0,25 $\sigma_T$	0,5 $\sigma_T$	1,0 $\sigma_T$
Сварные стальные конструкции	0,01	0,02	0,04
Болтовые стальные конструкции	0,01	0,04	0,07
Сборочные узлы	0,01	0,02	0,07
Шкафы, панели	0,01	0,02	0,05

**1.3.3** Для отдельных элементов конструкции ВЭМ (подшипников качения, резьбовых элементов, стыков), которые могут быть включены в расчетную модель ВЭМ при компьютерном моделировании, значения постоянных демпфирования, приведены в Дополнении 4.

**1.3.4** При динамическом анализе конструкций наиболее часто используется релейское демпфирование, для которого матрица диссипации имеет вид

$$[C] = \alpha [M] + \beta [K] \quad (1.3.4)$$

где  $[M]$  и  $[K]$  – соответственно матрицы масс и жесткостей системы;  $\alpha$  и  $\beta$  – коэффициенты, которые позволяют задать затухание в системе для заданного диапазона частот.

Рекомендуемые значения коэффициентов  $\alpha$  и  $\beta$  для различных поддиапазонов частот и задаваемого при компьютерном моделировании уровня демпфирования в расчетной модели ВЭМ приведены в Дополнении 5.

**1.3.5** В тех случаях, когда значения постоянных демпфирования могут быть заданы на основании экспериментальных данных, при компьютерном моделировании механических испытаний рекомендуется задавать параметры демпфирования, основанные на эксперименте.

**2. Расчетные нагрузки при моделировании механических испытаний****2.1 Общие положения**

**2.1.1** При компьютерном моделировании механических испытаний ВЭМ рассматривают следующие типы испытаний:

- .1 по обнаружению резонансных частот;
- .2 на вибропрочность;
- .3 на виброустойчивость;
- .4 на ударопрочность;

.5 на удароустойчивость.

**2.1.2** При выполнении расчетов должны учитываться следующие группы нагрузок на элементы ВЭМ:

- .1 группа А - постоянно действующие статические нагрузки от сил тяжести брутто конструкции и установленного на ней оборудования и элементов;
- .2 группа Б - эксплуатационные нагрузки, которые должны учитываться при механических испытаниях ВЭМ в соответствии с требованиями Правил РС (см. 2.1.3);
- .3 группа В - вибрационные, задаваемые в соответствии с требованиями Правил РС при испытаниях на вибропрочность ( $V_1$ ) и виброустойкость ( $V_2$ ) с учетом результатов расчетов по обнаружению резонансных частот;
- .4 группа Д - динамические (ударные), задаваемые в соответствии с требованиями Правил РС при испытаниях на ударопрочность ( $D_1$ ) и удароустойчивость ( $D_2$ ) с учетом значения первой резонансной частоты.

**2.1.3** При выполнении расчетов рабочее состояние ВЭМ определяется нагрузками, действующими на элементы конструкции при работе. Для ВЭМ при компьютерном моделировании механических испытаний в этот перечень входят следующие нагрузки:

- .1 номинальный момент на валу;
- .2 нагрузки на вал от присоединяемого оборудования;
- .3 сила одностороннего магнитного притяжения;
- .4 сила от неуравновешенности ротора.

**2.1.4** Вибрационные и ударные нагрузки прикладываются в каждом из трех взаимно перпендикулярных направлений.

**2.1.5** Объем расчетов в каждом конкретном случае определяется индивидуально в зависимости от динамических характеристик конструкции ВЭМ с учетом требований и рекомендаций Правил РС.

**2.1.6** Объем вариантных динамических расчетов и сочетания нагрузок представлены в табл. 2.1.6

**2.1.7** При использовании линейной модели ВЭМ расчет на вибрационные механические нагрузки выполняется с помощью гармонического анализа.

**2.1.8** Расчет в нелинейной постановке, когда в модели учитываются нелинейные характеристики элементов конструкции (подшипники, амортизаторы, демпферы и т.д.), расчет проводится с использованием записи зависимости амплитуды воздействия от времени.

## **2.2 Определение собственных частот конструкции ВЭМ**

**2.2.1** Обязательным этапом является расчет собственных частот конструкции для определения резонансных частот.

**2.2.2** Расчет собственных частот конструкции ВЭМ проводится в диапазоне частот от 2 до 100 Гц. Для решения этой задачи в программных комплексах одобренных РС для определения НДС конструкций должна быть реализована возможность проведения модального анализа – анализа собственных частот и форм колебаний конструкций.

**Сочетание групп нагрузок при моделировании механических испытаний ВЭМ**

Пункт Правил РС, Испытания,	Параметры нагрузки	Сочетание групп нагрузок	Режим испытаний
10.5.3.3, Вибропрочность	Таблица 2.3.1	A + B1	Во всех поддиапазонах, в которых обнаружен резонанс, или на 30 Гц при отсутствии резонанса
10.5.3.4, Виброустойчивость	Таблица 2.4.2	A + B + B2	На каждой резонансной частоте или на 30 Гц при отсутствии резонанса, в течении 2 часов
10.5.3.5, Ударопрочность	Таблица 2.5.1	A + Д1	Не менее 1000 ударов Частота 80 уд/мин
10.5.3.6, Удароустойчивость	Таблица 2.5.1	A + B + Д2	Не менее 20 ударов Частота 80 уд/мин

**2.2.3** Расчеты по обнаружению резонансных частот ВЭМ устанавливаемых на амортизаторы выполняются в два этапа:

Этап 1 - обнаружение резонансных частот ВЭМ при жестком закреплении;

Этап 2 - обнаружение резонансных частот машинного агрегата, в состав которого входит ВЭМ, установленного на амортизаторы ВЭМ.

**2.2.4** Резонансные частоты должны быть зафиксированы как для ВЭМ в целом, так и для отдельных узлов или деталей для их учета при последующих расчетах на механические воздействия.

Наличие резонанса предполагается во всех случаях, когда собственная частота конструкции или элемента находится в указанном диапазоне частот от 2 до 100 Гц. При этом, если не выполняется условие 10.5.2.11 Правил РС, данная собственная частота не рассматривается как резонансной;

**2.2.5** Объем дальнейших расчетов по компьютерному моделированию испытаний ВЭМ на механические воздействия определяется на основании результатов расчетов собственных частот конструкции ВЭМ.

**2.3 Параметры расчетного воздействия на вибропрочность**

**2.3.1** Характеристики вибрационных воздействий (амплитуды перемещений и ускорений), которые задаются при моделировании испытаний на вибропрочность, приведены в табл. 2.3.1, где  $A$  – амплитуда вибрационного воздействия в поддиапазоне,  $f_1$  и  $f_2$  – частоты начала и конца поддиапазона, соответственно.

Таблица 2.3.1

**Параметры испытаний на вибропрочность**

Поддиапазон частот, Гц		Параметры			
$f_1$	$f_2$	Амплитуда, мм $A$	Ускорения, $g$		Длительность, ч
2	8		1,4	0,02	
8	16	0,7	0,18	0,72	220
16	31,5 <sup>1)</sup>	0,35	0,36	1,4	110



31,5	63	0,2	0,8	3,2	55
63	80	0,12	1,8	3,1	25

<sup>1)</sup> см. 10.5.3.3.4 – при отсутствии резонанса испытания на частоте 30 Гц.

**2.3.2** В соответствии с требованиями 10.5.3.3.3 Правил РС при испытаниях на вибропрочность должны соблюдаться следующие условия:

.1 амплитуда должна поддерживаться постоянной;

.2 плавное изменение частоты в пределах поддиапазона должно производиться в течение не менее 1 мин;

Учитывая эти требования, амплитуда вибрационного воздействия в каждом поддиапазоне может быть задана с использованием следующей зависимости

$$A(t) = A \cdot \sin \left\{ \frac{2 \cdot \pi \cdot f_1 \cdot T_r \cdot [K_f(t) - 1]}{\ln \frac{f_2}{f_1}} \right\}, \quad (2.3.2-1)$$

где  $T_r = 60$  с – время плавного изменения частоты в поддиапазоне;  
 $K_f(t)$  – коэффициент, характеризующий скорость изменения частоты в поддиапазоне,

$$K_f(t) = \left( \frac{f_2}{f_1} \right)^{\frac{t}{T_r}} \quad (2.3.2-2)$$

## 2.4 Параметры расчетного воздействия на виброустойчивость

**2.4.1** В соответствии с требованиями 10.5.3.4.4 Правил РС при испытаниях на виброустойчивость должны соблюдаться следующие условия:

.1 испытания проводятся путем плавного изменения частоты при постоянной амплитуде в пределах каждого поддиапазона;

.2 продолжительность плавного изменения частоты в пределах каждого поддиапазона должна быть не менее 2 мин.

Эти условия при выполнении компьютерного моделирования механических испытаний могут быть проанализированы на основании результатов расчета на вибропрочность с учетом соотношения амплитуд воздействия.

Проверка на виброустойчивость проводится только по условиям табл. 10.5.3.4.3 Правил РС, когда на каждой резонансной частоте (если имеется) при длительности воздействия 2 ч.

**2.4.2** Характеристики вибрационных воздействий (амплитуды перемещений и ускорений), которые задаются при моделировании испытаний на виброустойчивость, приведены в табл. 2.4.2, где  $A$ ,  $f_1$  и  $f_2$  (см. табл. 2.4.2)  $f_r$  – резонансная частота, в Гц.

Таблица 2.4.2

Параметры испытаний на виброустойчивость

Поддиапазон частот, Гц		Параметры			
$f_1$	$f_2$	Амплитуда, мм	Ускорения, g	Время, час	Число циклов
		$A$			
2	8	1,0	$A \cdot (2 \cdot \pi \cdot f_r)^2$	2	7200 $\cdot f_r$ , где $f_r$ – резонансная частота, Гц
8	16	0,5			
16	31,5	0,25			
31,5	63	0,15			
63	80	0,1			

$f = 30$ Гц, если нет резонанса	0,25	0,905	2	$2,16 \cdot 10^5$
---------------------------------	------	-------	---	-------------------

## 2.5 Параметры расчетных ударных нагрузок

2.5.1 Характеристики ударных воздействий (длительность импульса, число ударов и ускорение), которые задаются при моделировании испытаний на ударопрочность и удароустойчивость, приведены в табл. 2.5.1.

Длительность действия ударного импульса задается в соответствии с нижней собственной частотой изделия (ВЭМ).

Таблица 2.5.1

Параметры испытаний на ударные нагрузки

Значение нижней резонансной частоты, Гц	Длительность ударного импульса, мс	Испытания	
		Ударопрочность	Удароустойчивость
До 60	18	334 удара в каждом направлении Интенсивность 7 g	7 ударов в каждом направлении Интенсивность 5 g
60 - 100	11		
100 - 200	6		
200 - 500	3		

2.5.2 Интенсивность ударного импульса с учетом значения нижней резонансной частоты может быть задана с использованием следующей зависимости

$$Ia(t) = Ia \cdot \sin\left(\pi \frac{t}{\tau}\right), \quad (2.5.2)$$

где  $\tau$  – длительность ударного импульса, с.

Графики ударных импульсов для моделирования испытаний на ударопрочность с учетом значения нижней резонансной частоты приведены на рис. 2.5.2.

Для расчета на удароустойчивость ударная нагрузка масштабируется для приведения к максимальному ускорению 5 g.

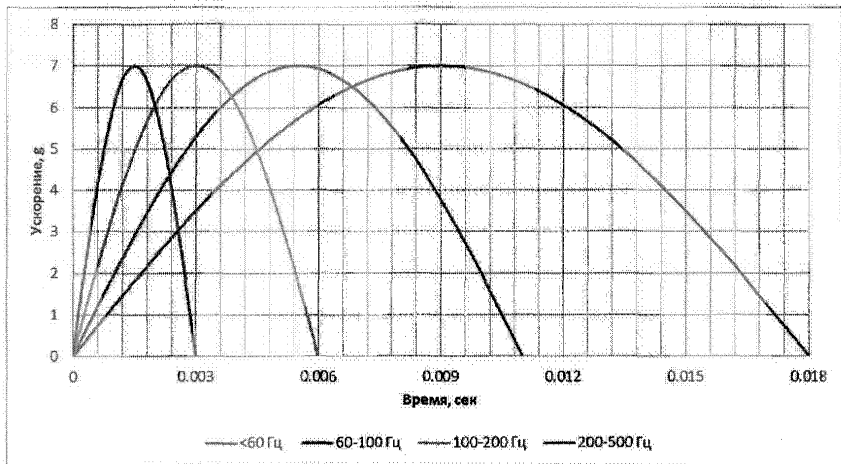


Рис. 2.5.2

Ударные импульсы при испытаниях на ударопрочность

### 3. Оценка прочности элементов конструкции ВЭМ

#### 3.1 Общие требования к расчетам

**3.1.1** Конструкция ВЭМ должна обеспечивать необходимую несущую способность всех элементов, предназначенных для восприятия нагрузок, моделирующих механические воздействия, на которые необходимо испытать ВЭМ в соответствии с требованиями Правил РС.

**3.1.2** Несущую способность элементов конструкции оценивают по допускаемым значениям:

- перемещений;
- напряжений;
- коэффициентов запаса сопротивления усталости;
- коэффициентов запаса по накопленной повреждаемости;
- коэффициентов запаса по долговечности.

**3.1.3** При компьютерном моделировании механических испытаний с учетом требований Правил РС работу конструкции ВЭМ рассматривают в условиях многоциклового усталостного нагружения.

**3.1.4** Для оценки усталостной прочности элементов конструкции ВЭМ при моделировании механических испытаний необходимо учитывать характерные особенности конструкции ВЭМ, технологии изготовления и условия эксплуатации.

**3.1.5** При выполнении расчетов используют лицензионные и аттестованные в установленном порядке программные комплексы, позволяющие путем компьютерного моделирования определить значения основных динамических характеристик ВЭМ с одновременным расчетом ускорений и перемещений произвольных точек любого элемента модели конструкции, коэффициентов динамичности, нагрузок на подшипники, коэффициентов безопасности.

В соответствии с 3.9 части II "Техническая документация" расчеты, выполняемые на ЭВМ должны производиться по программам, имеющим типовое одобрение Регистра.

**3.1.6** При моделировании механических испытаний ВЭМ элементы конструкции (статор, ротор навесные конструкции), а также несущие конструкции рабочих органов должны быть рассчитаны на прочность под действием сочетаний нагрузок, указанных в табл. 2.1.6.

**3.1.7** Для элементов конструкции ВЭМ (статора, подшипниковых щитов, несущих конструкций рабочих органов, элементов крепления) оценивают НДС в заданных режимах испытаний.

**3.1.8** Оценку сопротивления усталости проводят при значениях напряжений, изменяющихся по симметричному циклу или приводящихся к нему, следующими способами:

- 1 по коэффициенту запаса по напряжениям  $n_\sigma$  по отношению к пределу выносливости детали, если число циклов нагружения элемента конструкции  $N$  в процессе моделирования испытаний равно или выше базового числа  $N_G = 2 \cdot 10^6$ , соответствующего перелому кривой усталости;
- 2 по коэффициенту запаса по долговечности  $n_d$  по отношению к ограниченному пределу выносливости детали, если при моделировании механических испытаний число циклов нагружения меньше базового числа  $N_G$ ;
- 3 по накопленной повреждаемости  $a$  при ограниченной (заданной) долговечности.

**3.1.9** Значения пределов выносливости получают по результатам испытаний на усталость натуральных деталей или определяют по пределам выносливости соответствующих материалов  $\sigma_{-1}$ , с учетом концентрации напряжений в детали.

В Дополнении 6 приведены рекомендации по определению механических характеристик некоторых материалов, используемых в конструкциях ВЭМ.

**3.1.10** При оценке усталостной прочности рассматриваются два характерных случая изменения напряжений:

- 1 случай регулярного циклического нагружения, при котором амплитуду переменных во времени напряжений можно принять постоянной ( $\sigma_a = \text{const}$ ), который делят на расчет в области большой и ограниченной долговечности;
- 2 случай нерегулярного (нестационарного) циклического нагружения возникает в деталях машин, при воздействии нагрузок с переменными параметрами.

**3.1.11** Расчеты в области большой долговечности – при напряжениях ниже физического предела выносливости – ведется только с использованием коэффициента запаса по напряжениям, поскольку число циклов до разрушения в этом случае не может быть вычислено.

Расчет в области большой долговечности может быть использован при оценке усталостной прочности элементов ВЭМ в следующих случаях:

- 1 для предварительной (консервативной) оценки усталостной прочности элементов конструкции;
- 2 при расчете на вибропрочность, если нет резонанса;
- 3 при расчете на виброустойчивость.

**3.1.12** При расчете в области ограниченной долговечности, как правило, определяют только коэффициент запаса по долговечности, поскольку нормирование запасов по нагрузке (напряжениям) бывает недостаточно полным.

**3.1.13** При наличии резонанса, когда напряжения в элемента конструкции ВЭМ превышают значение предела выносливости, оценка виброустойчивости сводится к расчету на действие регулярного циклического нагружения на резонансной частоте при относительно небольшом количестве циклов нагружения (табл. 2.4.2).

**3.1.14** Ударные нагрузки, на которые должны быть рассчитаны ВЭМ при моделировании механических испытаний, характеризуются большой интенсивностью и еще меньшим по сравнению с расчетом на виброустойчивость количеством циклов нагружения (табл. 2.5.1). Необходимо отметить, что колебания при ударных нагрузках носят затухающий характер на частоте собственных колебаний.

**3.1.15** Учитывая вышеизложенное, оценка элементов конструкций ВЭМ в области ограниченной долговечности применяется в следующих случаях:

- 1 при расчете на виброустойчивость, если имеется резонанс;
- 2 при расчете на ударные нагрузки.

**3.1.16** Ответственность за выбор того или иного метода оценки несущей способности элементов ВЭМ при компьютерном моделировании механических воздействий расчетами несет организация, выполняющая расчет.

## 3.2 Оценка прочности элементов конструкции ВЭМ

**3.2.1** Коэффициент запаса по напряжениям  $n_\sigma$  вычисляют по формуле

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K \cdot \sigma_a + \psi \cdot \sigma_m} \geq 1,5, \quad (3.2.1)$$

где  $\sigma_{-1}$  — предел выносливости стандартного образца при симметричном цикле нагружения;

$\sigma_a$  — амплитуда напряжений цикла;

$\psi$  — коэффициент, характеризующий чувствительность металла к симметрии цикла;

$\sigma_m$  — среднее напряжение цикла.

**3.2.2** Для учета факторов влияния размеров конструкции (масштабный эффект), величины градиентов напряжений в окрестности опасной точки (концентрация напряжений), наличия и величины остаточных напряжений в окрестности опасной точки, качества обработки поверхности в области опасной точки, среды, в которой работает

элемент конструкции, при оценке уровня усталостной поврежденности конструкции вводят коэффициенты пересчета предела усталости  $K$ .

**3.2.3** В инженерной практике коэффициент  $K$  определяется по следующим зависимостям

при растяжении-сжатии или изгибе - 
$$K = \frac{(K_{\sigma} / K_{d\sigma} + 1 / K_{F\sigma} - 1)}{K_v}, \quad (3.2.3-1)$$

при кручении - 
$$K = \frac{(K_{\tau} / K_{d\tau} + 1 / K_{F\tau} - 1)}{K_v}, \quad (3.2.3-2)$$

где  $K_{\sigma(\tau)}$  – эффективный коэффициент концентрации напряжений (отношение предела усталости гладкого образца к пределу усталости образца с концентратором напряжений), определяется по формуле

$$K_{\sigma(\tau)} = 1 + q \cdot (\alpha_{\sigma(\tau)} - 1), \quad (3.2.3-3)$$

где  $\alpha_{\sigma(\tau)}$  – теоретический коэффициент концентрации напряжений, определяемый из справочных данных;

$q$  – коэффициент чувствительности материала к концентрации напряжений;

$K_{d\sigma}$ ,  $K_{d\tau}$  – коэффициент, учитывающий, влияния абсолютных размеров поперечного сечения или масштабный фактор (отношение предела усталости образца заданного диаметра к пределу усталости образца со стандартным диаметром) определяется на основе номограмм;

$K_{F\sigma}$ ,  $K_{F\tau}$  – коэффициент влияния качества обработки поверхности (отношение предела усталости образца с рассматриваемым качеством обработки поверхности к пределу усталости образца, на основании которого была получена кривая усталости) определяется на основе номограмм;

$K_v$  – коэффициент влияния поверхностного упрочнения (отношение предела усталости образца с рассматриваемой обработкой поверхности к пределу усталости не упрочненного образца) определяется на основе справочных данных.

**3.2.4** Рекомендации по определению коэффициентов концентрации напряжений для различных деталей приводятся в справочной литературе (например, ГОСТ 25.504-82 Расчеты и испытания на прочность, Методы расчета характеристик сопротивления усталости).

**2.2.5** Коэффициент  $q$  может быть принят:

.1 для малоуглеродистых сталей типа Ст3  $q = 0,7$ ;

.2 для низколегированных сталей  $q = 1$ .

**3.2.6** При оценке прочности узлов по максимальным амплитудам напряжений цикла (т. е. в зоне концентрации напряжений)  $K_{\sigma(\tau)}$  принимают равным 1.

В случае, когда в КЭ модели моделируется концентратор напряжений,  $\alpha_{\sigma(\tau)}$  может быть определен непосредственно из результатов численного анализа, при этом допускается принимать  $K_{\sigma(\tau)} = 1$ , а в качестве  $\sigma_a$ ,  $\sigma_m$  брать пиковые значения напряжений в КЭ модели. За среднее напряжение цикла  $\sigma_m$  при расчетах на вибро и ударопрочность принимают напряжения от нагрузок группы А, а при расчетах на вибро и удароустойчивость сочетание нагрузок групп А и Б.

**3.2.7** Коэффициент, учитывающий влияние абсолютных размеров детали  $K_d$ , задается:

.1 для образцов диаметром 10 мм  $K_d = 1,0$ ;

.2 при размерах детали до 100 мм  $K_d = 0,76 - 0,60$ ;

.3 при расчетах крупногабаритных деталей, размеры которых превышают 100 мм, рекомендуется применять эмпирическую зависимость

$$K_d = K_{\infty} + (1 - K_{\infty})e^{-kd}, \quad (3.2.7)$$

где  $K_{\infty} = 0,4$  – для литых деталей;

$K_{\infty} = 0.5$  – для деталей, полученных деформированием;

$\lambda = 0,01 \dots 0,03$  1/мм;

$d$  – характерный размер детали в мм.

**3.2.8** Коэффициент, учитывающий состояние поверхности стальных деталей,  $K_F$  может быть определен по зависимостям:

$$\text{при изгибе } K_{F\sigma} = \begin{cases} 1 - 0.22 \lg R_z \cdot (\lg 0.05 \cdot \sigma_B - 1), & \text{при } R_z > 1 \text{ мкм} \\ 1, & \text{при } R_z \leq 1 \text{ мкм} \end{cases} \quad (3.2.8-1)$$

$$\text{при кручении } K_{F\tau} = 0.675 \cdot K_{F\sigma} + 0.425, \quad (3.2.8-2)$$

где  $R_z$  – показатель шероховатости, мкм.

**3.2.9** Коэффициент, характеризующий чувствительность металла к асимметрии цикла  $\psi$ , вычисляются по формуле

$$\psi_{\sigma} = \frac{2 \cdot \sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0}, \quad (3.2.9)$$

где  $\sigma_0$  – предел выносливости при отнулевом цикле.

При расчетах на сопротивление усталости деталей из малоуглеродистой конструкционной и литой стали (в том числе и сварных)  $\psi_{\sigma}$  следует принимать:

для растянутых волокон ( $\sigma_m > 0$ ) равным 0.3;

для сжатых ( $\sigma_m < 0$ ) равным 0.

Дополнительные рекомендации по определению  $\psi$  приведены в Дополнении 6.

**3.2.10** Коэффициент влияния поверхностного упрочнения  $K_V$  при расчетах ВЭМ учитывается только при оценке прочности роторов.

Значения коэффициентов могут определяться по данным приведенным в Стандарте Р 50-83-88 «Расчеты и испытания на прочность. Расчеты на прочность валов и осей».

**3.2.11** Значение коэффициента запаса по напряжениям при совместном действии нормальных и касательных напряжений ( $n_{\sigma\tau}$ ) получаем через коэффициенты запаса ( $n_{\sigma}$  и  $n_{\tau}$ ) в следующем виде

$$n_{\sigma\tau} = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} \geq 1.5 \quad (3.2.11)$$

**3.2.12** Для сварных швов при оценке запаса прочности должно выполняться условие

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1w} - \psi_{\tau} \cdot \tau_{m\tau}}{K_{\tau} \tau_a} > 2.5, \quad (3.2.12)$$

где  $\tau_{-1w} = 0.65 \cdot \sigma_{-1}$  – предел выносливости сварного шва;

$\psi_{\tau} = 0.3$  – коэффициент, характеризующий чувствительность материала к асимметрии цикла;

$\tau_{m\tau}$  – среднее напряжение в сварном шве;

$\tau_a$  – амплитуда переменных напряжений в сварном шве;

$K_{\tau}$  – коэффициент концентрации напряжений (значения для типовых сварных соединений приведены в Дополнении 7). В случае, когда в КЭ модели моделируется концентратор напряжений, допускается  $K_{\tau} = 1$ .

**3.2.13** При нестационарном режиме нагружения усталостную прочность проверяют на основе гипотезы линейного суммирования повреждений с учетом количества циклов нагружения для каждого режима испытаний.

Расчет накопленной повреждаемости не проводится, если для всех режимов испытаний выполняется условие (см. 3.2.12).

### 3.3 Оценка долговечности и накопленной повреждаемости деталей ВЭМ

3.3.1 При расчете в области ограниченной долговечности коэффициента запаса по долговечности  $n_o$ , определяемого по зависимости

$$n_o = \frac{N_{np}}{N_p} \geq 1.5, \quad (3.3.1)$$

где  $N_{np}$  – количество циклов наработки до момента образования трещин, определяемое по зависимости

$$N_{np} = N_G \left( \frac{\sigma_{-1}}{K \cdot \sigma_a + \psi \cdot \sigma_m} \right)^m = N_G \cdot n_{\sigma}^m, \quad (3.3.1-1)$$

где  $m$  – постоянная, зависящая от свойств материала;

$N_p$  – число циклов нагружения, которые деталь наработает в процессе испытаний (при расчете на ударные нагрузки, определяемое на основании расчета).

3.3.2 Для оценки долговечности рекомендуется использовать линейную гипотезу суммирования усталостных повреждений. В общем случае, если каждый  $i$ -й цикл в рассматриваемом процессе нагружения конструкции повторяется  $n_i$  раз, при описании повреждения, накопленного в конструкции, используется правило линейного суммирования повреждений (Пальмгрена–Минера). Согласно данному правилу повреждение, накопленное в опасной точке, определяется по формуле

$$a = \sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_i}, \quad (3.3.2)$$

где  $k$  – число различных амплитуд напряжений в процессе нагружения;

$n_i$  – число повторений амплитуды  $\sigma_a$  в процессе нагружения,

$N_i$  – число циклов до разрушения при амплитуде напряжения  $\sigma_a$ , определяемое по кривой усталости для рассматриваемой детали.

3.3.3 Для вибрационного воздействия в пределах рассматриваемых поддиапазонов частот амплитуда перемещений и напряжений носит нерегулярный циклический характер, как показано на рис. 3.3.3.

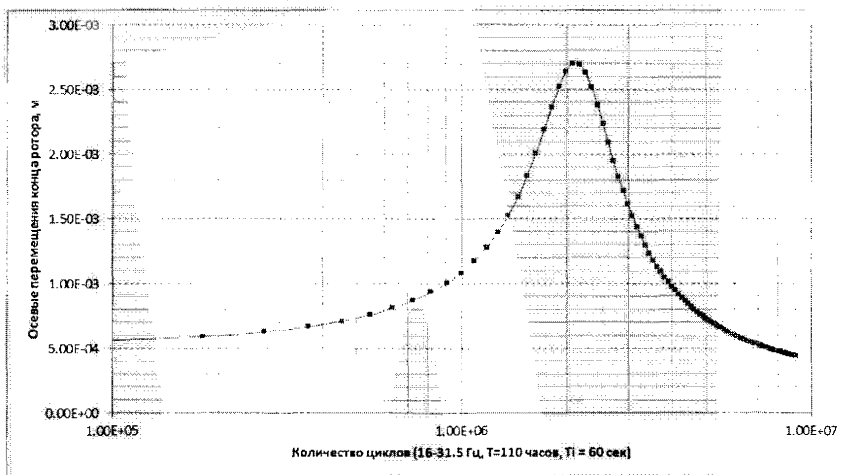


Рис. 3.3.3

Изменение амплитуды колебаний при резонансе (непрерывное нагружение)

При таком характере изменения напряжений в элементе конструкции для оценки накопленной повреждаемости могут быть использованы следующие данные:

1. зависимость между числом циклов до разрушения  $N$  и амплитудой напряжений  $\sigma$  (кривая  $\sigma-N$ ) в виде функции  $N^* = N(\sigma)$ ;
2. зависимость напряжения от частоты вынужденных колебаний  $f$  системы в виде  $\sigma = \sigma(f)$ .

Тогда, в предположении линейного суммирования повреждений, можно определить полную поврежденность в интересующей точке при прохождении системой резонанса колебаний для изменяющейся во времени частоты внешнего возбуждения.

Зависимость частоты  $f$  от времени  $t$  определяется по формуле (2.3.2-2).

Для степенной зависимости (5.1.1) получаем:

$$a = \int_{f_1}^{f_2} \frac{T}{N^* \cdot [\sigma(f)] \cdot \ln\left(\frac{f_2}{f_1}\right)} \cdot df, \quad (3.3.3)$$

где  $T$  – длительность испытаний в поддиапазоне в соответствии с табл. 2.3.1, в с.

3.3.4 При расчете на ударное воздействие в качестве групп нагружения выступают отдельные пики затухающих колебаний системы после каждого удара.

На рис. 3.3.4 приведен характерный график осевого перемещения ротора ВЭМ при ударном воздействии (импульс длительностью  $t = 0,018$  с). Зависимости для напряжений в критических точках конструкции имеют аналогичный вид.

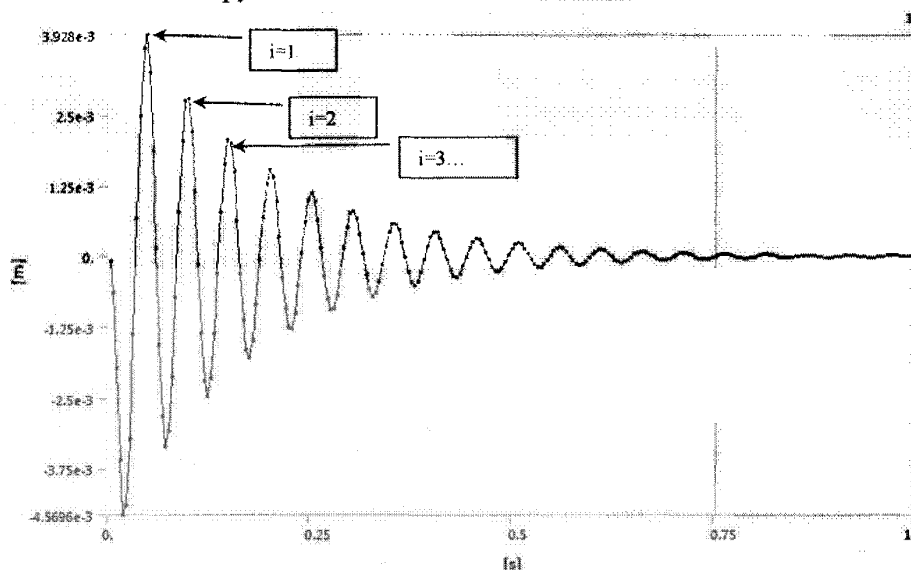


Рис.3.3.4

**Затухание осевых перемещений ротора при осевом ударном воздействии**

Анализ расчетов на ударные нагрузки показывает, что при заданном в соответствии с 1.3 затухании ( $k = 0,07$ , учитывая интенсивность ударных импульсов) в конструкции не происходит наложения колебаний от двух соседних импульсов ударного воздействия.

На основании вышеизложенного, оценку накопленной повреждаемости при затухающем процессе после ударного воздействия для каждого направления воздействия (см. 2.8) можно определить по зависимости.

$$a = \frac{n}{N_G} \left( \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{-1}} \right)^m \frac{1}{1 - e^{-2\pi km}}, \quad (3.3.4)$$

где  $n$  – число ударов, задаваемое в соответствии с табл. 5.2-1;

$\sigma_{-1}$ ,  $N_G$ ,  $m$  – характеристики материала;

$\sigma_{\max}$  – максимальное значение амплитуды напряжений при ударной нагрузке;



$k$  – постоянная затухания в конструкции, в долях от критического.

**3.3.5** Процесс механических испытаний ВЭМ может быть представлен блоком нагружения (рис. 3.3.6), в виде совокупности уровней амплитуд напряжений  $\sigma_{ai}$  и соответствующих им чисел циклов  $\nu_i$ , которые деталь “нарабатывает” на  $i$ -ом уровне амплитуд напряжений за время реализации вибрационных и ударных воздействий, моделирующих условия испытаний.

На рис. 3.3.6 под  $\sigma_{ai}$  понимается амплитудное значение приведенных к симметричному циклу эквивалентных напряжений для детали при  $i = 1, 2, \dots, s$ , где  $s$  – число ступеней в блоке нагружения.

**3.3.6** В соответствии гипотезой линейного суммирования повреждений условие появления усталостной трещины вследствие последовательного действия различных уровней напряжений, входящих в блок нагружения, описывается формулой (3.3.1-1).

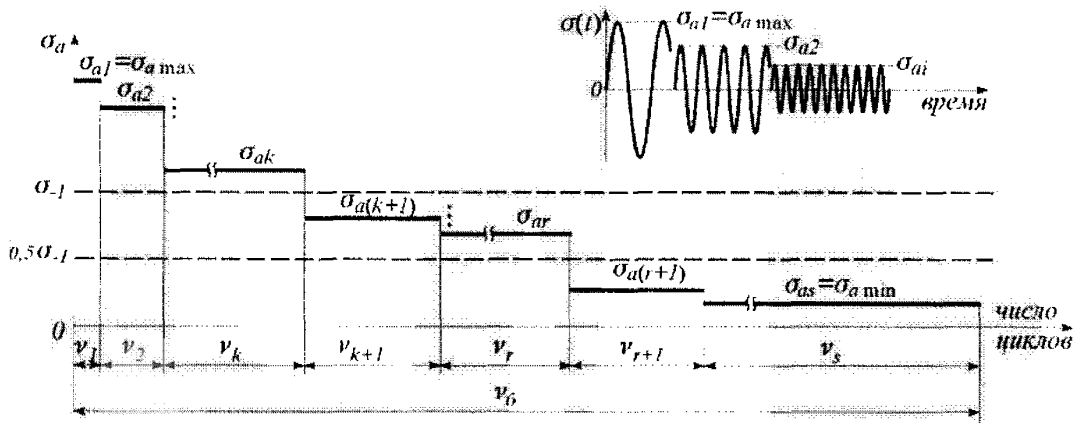


Рис. 3.3.6

Схема расчета при нерегулярном циклическом (ступенчатом) нагружении

**3.3.7** После подстановки в формулу (3.3.1-1) выражения для  $N_i$ , вытекающего из степенного уравнения Веллера, получим условие

$$a = \frac{1}{N_G \cdot \sigma_{-1}^m} \sum_{i=1}^k n_i \cdot \sigma_{ai}^m \leq 1 \quad (3.3.7)$$

**3.3.8** Корректированная гипотеза линейного суммирования повреждений, позволяющая повысить достоверность инженерных расчетов, основана на следующих положениях:

**3.3.8.1** Предельное значение суммы относительных повреждений вместо единицы принимается равным величине  $a_p$ , зависящей от формы цикла нагружения:

$$a_p = \frac{\sigma_{amax} \cdot \xi - 0.5 \cdot \sigma_{-1}}{\sigma_{amax} - 0.5 \cdot \sigma_{-1}}, \quad (3.3.8.1)$$

где  $\xi = \sum_{i=1}^s \frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{amax}} \cdot t_i$

$t_i = \frac{\nu_i}{\sum_{i=1}^s \nu_i}$  – относительная наработка на  $i$ -ом уровне амплитуд напряжений.

**3.3.8.2** Экспериментально установлено, что при наличии в блоке амплитуд напряжений, превышающих предел выносливости ( $\sigma_{ak} \geq \sigma_{-1}$ ), повреждающее действие начинают оказывать также уровни напряжений, для которых ( $\sigma_{ar} \geq 0.5 \cdot \sigma_{-1}$ ) (рис. 3.3.6).

Здесь  $r$  – максимальный номер уровня напряжений, превышающего повреждающую часть блока ( $\sigma_{ar} \geq 0.5 \cdot \sigma_{-1}$ ,  $\sigma_{a(r+1)} \leq 0.5 \cdot \sigma_{-1}$ ).

**3.3.9** С учетом 3.3.8.1 условие образования усталостной трещины по скорректированной гипотезе линейного суммирования получает вид

$$a = \frac{1}{N_G \cdot \sigma_{-1}^m} \sum_{i=1}^r n_i \cdot \sigma_{ai}^m \leq a_p, \quad (3.3.9)$$

**3.3.10** Результаты расчетов накопленной повреждаемости для каждого моделируемого режима испытаний должны суммироваться между собой. При этом должно выполняться условие

$$\sum_{i=1}^{NI} a_i \leq 1, \quad (3.3.10)$$

где  $NI$  – общее количество режимов механических испытаний.

#### 4. Оценка подшипников качения ВЭМ

**4.1** В соответствии с требованием стандарта ГОСТ 18854-94 «Подшипники качения. Статическая грузоподъемность» уровень контактных напряжений в материале колец и тел качения для разных типов подшипников может быть в пределах 4000÷4600 МПа.

**4.2** При статическом нагружении поверхностные повреждения проявляются в виде смятия контактирующих поверхностей. В этом случае расчёт сводится к тому, чтобы действующие напряжения

$$\sigma_n \leq [\sigma_n],$$

где  $[\sigma_n]$  – допускаемые контактные напряжения.

На основе этого критерия определяется базовую статическую грузоподъемность подшипника ( $C_0$ ), которая для каждого подшипника может быть рассчитана по ГОСТ 18854-94 или задана на основании данных каталога.

**4.3** Подшипники качения по  $C_0$  выбирают, если они воспринимают нагрузку в неподвижном состоянии или при медленном вращении (при частоте вращения до 10 об/мин).

**4.4** Учитывая то обстоятельство, что испытания ВЭМ на вибропрочность и ударопрочность проводят при отключенном состоянии изделия, оценка несущей способности для этих режимов проводится по значению статической грузоподъемности ( $C_0$ ).

**4.5** Статическая эквивалентная нагрузка рассчитывается по формуле

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a, \quad (4.5)$$

где  $F_r, F_a$  – радиальная и осевая нагрузки;

$X_0, Y_0$  – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок.

**4.6** Формулы для определения эквивалентной нагрузки и соответствующие коэффициенты радиальной и осевой нагрузок для конкретного типа подшипников приведены в справочниках-каталогах или ГОСТ 18854-94.

**4.7** Для подтверждения вибропрочности и ударопрочности подшипников качения должно выполняться условие

$$C_0 / P_0 > n_b, \quad (4.7)$$

где  $n_b$  – коэффициент запаса, учитывающий влияние динамических условий испытаний по аналогии с влиянием на долговечность.

Значения  $K_s$  приведены в табл. 4.7.

Таблица 4.7

Значения коэффициента безопасности подшипников качения  $n_b$

Характер нагрузки на подшипник	$n_b$
Испытания на вибрационные нагрузки	2.0
Испытания на ударные нагрузки	2.5

**4.8** При моделировании испытаний на виброустойчивость и удароустойчивость должны быть обеспечены условия работы ВЭМ на номинальных оборотах.

**4.9** В качестве параметра несущей способности подшипников качения при работе ВЭМ используется динамическая грузоподъемность  $C$  – постоянная радиальная (осевая) нагрузка, которую сможет выдержать подшипник в течение расчетного срока службы, исчисляемого в 1 млн. оборотов внутреннего кольца.

**4.10** Для оценки работоспособности подшипников качения при испытаниях рассматривается понятие номинальной долговечности подшипника.

Номинальная долговечность подшипника - это число оборотов или часов (при постоянной частоте вращения), которые подшипник должен проработать до появления первых признаков усталости материала дорожки качения любого кольца или тела качения.

Долговечность подшипника в часах определяется по зависимости

$$L = \frac{a_{23} 10^6}{60 \cdot n} \left( \frac{C}{P} \right)^p, \quad (4.10)$$

где  $a_{23}$  – обобщенный коэффициент, характеризующий совместное влияние качества металла деталей подшипника и условий эксплуатации на долговечность подшипника;

$n$  – частота вращения, об/мин;

$P$  – эквивалентная динамическая нагрузка;

$p$  – степенной показатель:  $p = 3$  – для шариковых подшипников;

$p = 10/3$  для роликовых.

Значения  $a_{23}$  и  $C$  принимают в соответствии с данными справочника-каталога.

**4.11** Динамическую нагрузку  $P$  для конкретных типов подшипников эквивалентную определяют по формулам из справочника-каталога или по ГОСТ 18855-94.

Эквивалентная динамическая нагрузка рассчитывается по формуле

$$P = (X F_r + Y F_a) K_t, \quad (4.11)$$

где  $F_r, F_a$  – соответственно радиальная и осевая нагрузки;

$X, Y$  – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок;

$K_t$  – температурный коэффициент, задаваемый в соответствии с табл. 4.11.

Таблица 4.11

Температурный коэффициент подшипников

Рабочая температура, °С	125	150	175	200	225	250
$K_t$	1.05	1.1	1.15	1.25	1.35	1.4

**4.12** Для учета направления и переменных нагрузок, которые могут возникать при испытаниях ВЭМ на виброустойчивость и удароустойчивость, долговечность подшипников оценивается по средней радиальной ( $F_{rm}$ ) и средней осевой ( $F_{am}$ ) нагрузкам. Также должно учитываться изменение нагрузки при плавном изменении частоты в пределах каждого поддиапазона (см. рис. 3.3.6).

**4.13** Средняя нагрузка при расчете на различные режимы при постоянной частоте вращения определяется по зависимости

$$F_m = \left( F_1^p \cdot q_1 + F_2^p \cdot q_2 + F_3^p \cdot q_3 + \dots + F_n^p \cdot q_n \right)^{1/p} \quad (4.13)$$

где  $F_1, F_2, F_3, \dots, F_n$  – нагрузка (радиальная или осевая), воспринимаемая подшипником на каждом режиме;

$q_1, q_2, q_3, \dots, q_n$  – доля каждого режима в общей продолжительности режимов.

**4.14** Полученные средние значения нагрузок по зависимости (см. 4.13) используются для расчета эквивалентной нагрузки на подшипник и долговечности подшипника для обоснования устойчивости подшипников качения ВЭМ к механическим воздействиям.

**4.15** Виброустойчивость подшипников качения считается обеспеченной, при условии

$$\frac{L}{2 \cdot Nr} > n_b = 2.0, \quad (4.15)$$

где  $2$  – минимальное время режима при испытаниях на виброустойчивость, в ч;  
 $Nr$  – количество режимов испытаний на виброустойчивость.

**4.16** При моделировании испытаний на удароустойчивость расчетные режимы испытаний задаются в соответствии с табл. 2.5.1.

Удароустойчивости подшипников качения считается обеспеченной, если выполняется условие

$$\frac{L \cdot 60 \cdot 80}{20} = 240 \cdot L > n_b = 2.5, \quad (4.16)$$

## 5. Оценка подшипников скольжения ВЭМ

**5.1** При расчете на вибропрочность и ударопрочность оцениваются напряжения смятия в материале подшипника (например, в баббите), так как моделирование испытаний проводится в нерабочем состоянии, то есть масляный слой отсутствует.

**5.1.1** Поверхностные повреждения проявляются в виде смятия контактирующих поверхностей, и расчет сводится к тому, чтобы выполнялось условие

$$\frac{[\sigma]}{\sigma_s} \geq n_s = 2.5, \quad (5.1.1)$$

где  $n_s$  – коэффициент запаса по смятию;

$\sigma_s$  – напряжения смятия;

$[\sigma]$  – номинальные допускаемые напряжения материала (см. Дополнение 6).

**5.1.2** При определении напряжений, возникающих при смятии, полагают, что по плоскости контакта возникают только нормальные напряжения, равномерно распределенные по площади контакта. Расчетное напряжение смятия могут быть определены по зависимостям, приведенным в Дополнении 8.

**5.1.3** Если соприкасающиеся детали сделаны из разных материалов, то на смятие проверяют деталь из более мягкого материала.

**5.2** Условный расчет подшипников скольжения проводят для подшипников, работающих в условиях граничного трения, когда трущиеся поверхности гарантированно не разделены слоем смазочного материала, а на рабочей поверхности вкладыша имеется лишь тонкая масляная пленка, которая может разрушиться. Этот расчет проводят для обеспечения износостойкости и отсутствия заедания.

**5.3** Условный расчет подшипников скольжения производят по среднему давлению  $p_c$  между цапфой и вкладышем и по произведению этого давления на окружную скорость скольжения цапфы  $v$ , т. е. по параметру  $p_c v$ .

**5.3.1** Расчет по среднему давлению  $p_c$  гарантирует невыдавливаемость смазочного материала и представляет собой расчет на износостойкость, а расчет по  $p_c v$  обеспечивает нормальный тепловой режим и отсутствие заеданий.

**5.3.2** Условие нормальной работоспособности подшипников скольжения и подпятников в условиях граничного трения:

$$p_c \leq [p_c] \quad (5.3.2-1)$$

$$p_c v \leq [p_c v], \quad (5.3.2-2)$$

где  $p_c$  — действительное среднее давление между цапфой и вкладышем (или пятой);

$v$  — окружная скорость цапфы;

$[p_c]$  — допускаемое давление;

$[p_c v]$  — допускаемое значение критерия.

5.3.3 В табл. 5.3.3 приведены значения допустимых параметров для подшипников скольжения при различных сочетаниях материала цапфы и подшипника.

Таблица 5.3.3

Допускаемые значения  $[p_c]$  и  $[p_c v]$  для подшипников скольжения

Материал цапфы и вкладыша	$[p_c]$ , МПа	$[p_c v]$ , МПа м/с
Сталь по чугуны	2-4	1-3
Сталь по бронзе БрО6Ц6С3	4-6	4-6
Сталь закаленная по бронзе БрА9Ж4	15-20	12-12
Сталь по антифрикционному чугуны АЧК-1, АЧК-2 при $v = 1$ м/с	12	12
То же, при $v = 5$ м/с	0,5	2,5
Сталь закаленная по баббиту	6-10	12-25

5.3.4 Формулы для оценки условий работоспособности подшипников скольжения и подпятников в условиях граничного трения приведены в Дополнении 8.

5.3.5 Дополнительные технические характеристики антифрикционных материалов приведены в Дополнении 9.

5.4 Расчет радиальных подшипников жидкостного трения

5.4.1 Расчет подшипников жидкостного трения основан на гидродинамической теории смазки. Условная граница, отделяющая режим жидкостного трения от режима полужидкостного трения, определяется с помощью значений безразмерных чисел Зоммерфельда

$$[S_0] = p\psi^2/\mu\omega. \quad (5.4.1)$$

где

$p$  – рабочее давление,

$\psi = \Delta/d = D/d - 1$  – относительный диаметральный зазор в подшипнике;

$D$  – диаметр вкладыша;

$\mu$  – динамическая вязкость, МПахс, которая определяется с учетом сорта масла и рабочей температуры по справочным данным;

$\omega$  – угловая скорость.

5.4.2 Значения  $[S_0]$ , соответствующие условной границе между полужидкостным и жидкостным трением определяются из справочных данных (см. табл. 5.4.2):

$p\psi^2/\mu\omega < [S_0]$  — трение жидкостное,

$p\psi^2/\mu\omega > [S_0]$  — трение полужидкостное).

Таблица 5.4.2

Значения  $[S_0]$

Относ. зазор $\psi$	Отношение $l/d$	Диаметр шипа, мм								
		30	40	50	60	70	80	100	150	200
0.001	0.6	0.28	0.35	0.42	0.53	0.65	0.8	1.0	2.0	3.0
	0.8	0.44	0.54	0.64	0.8	0.95	1.2	1.5	2.7	4.0
	1.0	0.58	0.72	0.85	1.0	1.2	1.5	1.9	3.3	4.5
	2.0	0.7	0.8	1.0	1.2	1.4	1.7	2.2	3.7	5.0
0.002	0.6	0.42	0.53	0.65	0.8	1.0	1.4	2.0	3.0	5.0
	0.8	0.64	0.8	0.95	1.2	1.5	1.9	2.7	4.0	6.0
	1.0	0.85	1.0	1.2	1.5	1.9	2.4	3.3	4.5	7.0
	2.0	1.0	1.2	1.4	1.7	2.2	2.6	3.7	5.0	8.0
0.003	0.6	0.65	0.8	1.0	1.4	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0
	0.8	0.95	1.2	1.5	1.9	2.7	4.0	5.0	6.0	8.0

	1,0	1,2	1,5	1,9	2,4	3,3	4,5	6,0	7,0	9,0
	1,2	1,4	1,7	2,2	2,6	3,7	5,0	6,5	8,0	10,0

5.4.3 Нарушение режима жидкостного трения не произойдет при условии

$$n_b = \frac{h_{\min}}{h_{кр}} \geq 1,1, \quad (5.4.3)$$

где  $n_b$  – запас по зазору в слое, учитывающий влияние возможных случайных факторов;

$h_{\min}$  – толщина масляного слоя в подшипнике при режиме жидкостного трения;

$h_{кр}$  – условие нарушение режима жидкостного трения.

5.4.4 Формулы для оценки условий работоспособности подшипников скольжения и подпятников в условиях жидкостного трения приведены в Дополнении 8.

5.5 При выполнении расчетов динамические характеристики подшипников могут быть заданы на основе данных производителя.

Также могут быть использованы специализированные ПК (например, CFXTASCflow -моделирования гидродинамических и гидростатических подшипников скольжения; ANSYS; Dynamics R4).

## 6. Требования к резьбовым соединениям

6.1 В конструкции ВЭМ резьбовые соединения используются для соединения отдельных элементов конструкции и крепления ВЭМ к основанию.

Как правило, резьбовыми соединениями крепятся следующие элементы ВЭМ:

крышки подшипников к подшипниковым щитам;

подшипниковые щиты к конструкциям статора;

навесные элементы конструкций (охлаждатели, стенки статора и т.д.).

Резьбовые соединения также используются при креплении ВЭМ к опорной раме.

6.2 Учитывая конструктивные особенности резьбовых соединений ВЭМ, их можно разделить на два типа:

фланцевые соединения (крепление крышек и ПЩ);

групповые соединения типа плита – основание (крепление статора к основанию).

6.3 В плоскости стыка для обоих типов соединений следует обеспечить отсутствие сдвига конструкции, то есть усилие затяжки должно удовлетворять работоспособности соединения по данному критерию.

6.4 Основные критерии работоспособности резьбовых соединений - статическая прочность и выносливость болтов (винтов, шпилек), т.е. их сопротивляемость разрушению в условиях однократных и циклических нагрузок.

Разрушение соединения при однократном нагружении наступает вследствие обрыва стержня болта, его головки или среза витков резьбы. Усталостные поломки болта происходят на уровне наиболее нагруженных рабочих витков резьбы, под головкой или по сбегу резьбы и определяют долговечность (ресурс) соединения.

При нагрузке в плоскости стыка возможно разрушение стержня болта типа среза.

6.5 Работоспособность резьбовых соединений зависит также от плотности стыков при переменных нагрузках, которые обеспечиваются предварительной затяжкой. Как чрезмерная, так и недостаточная затяжка могут привести к поломкам резьбовых деталей.

Как правило, в элементах соединений ВЭМ используются болты одного типоразмера. Технические требования предусматривают одинаковую затяжку для исключения перераспределения усилий в болтах и на стыках.

6.6 Условие нераскрытия стыка имеет вид

$$Q_0 > (1 - \chi) \cdot N, \quad (6.6)$$

где

$Q_0$  – усилие затяжки болта;

$\chi$  – коэффициент основной нагрузки ( $\chi = 0.2$ ), показывающий, что в затянутом резьбовом соединении внешняя нагрузка на болт передается лишь частично.

6.7 При изменении внешней нагрузки циклически (от  $-N$  до  $N$ ), амплитуда напряжений в резьбовой части болта определялась по формуле

$$\sigma_a = \frac{N}{A_b} \cdot \chi \quad (6.7)$$

где  $A_b$  – площадь резьбовой части болта;

6.8 Предел выносливости соединения определялся по зависимости

$$\sigma_{ad} = \frac{\sigma_{-1}}{k_\sigma} \cdot \beta_{к.лп} \cdot \beta_{т.лп} \cdot K_d, \quad (6.8-1)$$

где  $\sigma_{-1}$  – предел выносливости при симметричном цикле,

$k_\sigma$  – эффективный коэффициент концентрации напряжений,

$$k_\sigma = 1 + q \cdot (\alpha_\sigma - 1), \quad (6.8-2)$$

где  $q$  – коэффициент чувствительности материала болта к концентрации напряжений;

$\alpha_\sigma$  – теоретический коэффициент концентрации напряжений,

$$\alpha_\sigma = 1 + 1.1 \cdot \sqrt{\frac{p}{r}}, \quad \text{где} \quad (6.8-3)$$

$p$  – шаг резьбы, мм;

$r$  – радиус скругления во впадинах резьбы, мм,  $r = 0.108 \cdot p$ ;

$\beta_{к.лп}$  – коэффициент конструктивного упрочнения;

$\beta_{т.лп}$  – коэффициент технологического упрочнения;

$K_d$  – коэффициент, учитывающий влияние масштабного эффекта.

6.9 При моделировании механических испытаний ВЭМ допустимое значение запаса прочности  $[n_a] = 1.5$ .

6.10 Запас прочности резьбового соединения по переменным напряжениям определяется по формулам в зависимости от напряжения предварительной затяжки  $\sigma_0$ .

При напряжении затяжки болтов

$$\sigma_0 = \frac{Q_0}{A_b} < 0.5 \cdot \sigma_T \quad (6.10)$$

6.11 Коэффициент запаса определяется по зависимости

$$n_a = \frac{\sigma_{ad}}{\sigma_a} \cdot \left( 1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_T} \right) \cdot \frac{1}{1 - 0.5 \cdot \frac{\sigma_T}{\sigma_B}} > [n_a] \quad (6.11)$$

где  $\sigma_m$  – среднее напряжение цикла,

$$\sigma_m = \sigma_0 + \sigma_a.$$

6.12 При нестационарном режиме нагружения усталостную прочность проверяют на основе гипотезы линейного суммирования повреждений с учетом количества циклов нагружения для каждого режима испытаний.

Расчет накопленной повреждаемости не проводится, если для всех режимов испытаний выполняется условие (см. 6.5).

6.13 Детально методика расчета резьбовых соединений изложена в Стандарте Р 50-54-90-88, содержащих общие требования к расчетам на прочность резьбовых соединений для различных условий и видов нагружения.

## 7. Оценка элементов системы виброизоляции ВЭМ

### 7.1 Общие положения моделирования условий крепления ВЭМ

7.1.1 В зависимости от типа упругого элемента наиболее широкое применение получили пружинные и резиновые виброизоляторы, а по виду демпфирования виброизоляторы

можно разделить на системы с внутренним демпфированием в упругом материале, фрикционным и структурным демпфированием.

7.1.2 При оценке работы системы амортизаторов необходимо контролировать ряд параметров, обеспечивающих ее работу:

- суммарная грузоподъемность всех виброизоляторов;
- координаты центра масс виброизолируемой конструкции и центра жесткостей системы виброизоляторов, которые (в идеале) должны совпадать по всем возможным направлениям воздействия (чтобы исключить перекосы);
- жесткостные и демпфирующие характеристики элементов системы виброизоляции;
- парциальные резонансные частоты системы виброизоляции;
- критерии работоспособности элементов системы виброудароизоляции (допустимые нагрузки, перемещения и т.д.).

7.1.3 На практике ВЭМ входят в состав машинных агрегатов, включающих в себя оборудование и опорную раму. Схема машинного агрегата, установленного на раму с виброизоляторами, приведена на рис. 7.1.3.

Перечисленные выше параметры должны выдаваться в качестве исходных данных для возможности их учета при разработке компьютерной модели машинного агрегата.

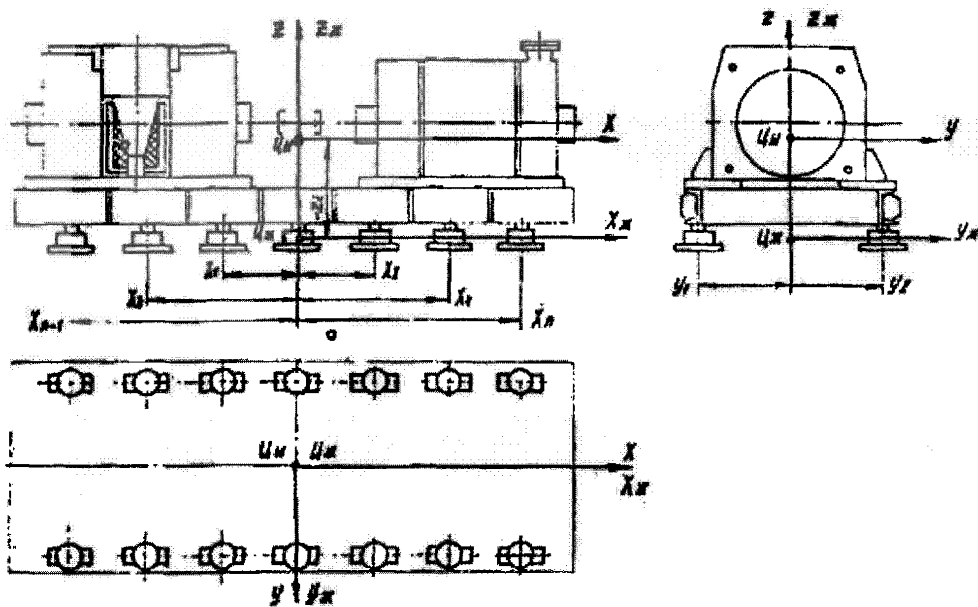


Рис. 7.1.3  
Машинный агрегат с виброизоляцией



## 7.2 Пружинные виброизоляторы

7.2.1 Наиболее широко в качестве виброизоляторов используются стальные витые пружины. Характеристики пружин задаются на основании данных имеющихся в справочниках или каталогах. Перечень данных и формулы для определения жесткостных характеристик пружин приведены в Дополнении 10.

7.2.2 Пружины системы виброизоляции, как правило, работают в условиях асимметричного нагружения при  $\tau_m > \tau_0$ .

Зависимости для оценки напряжений в пружинах даны в Дополнении 10.

7.2.3 Запас прочности на сопротивление усталости находят из соотношения

$$\frac{\tau_{-1}}{\tau_a + \psi_r \cdot \tau_m} > n_r = 2.0, \text{ где} \quad (7.2.3)$$

$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2}$  - амплитуда переменных напряжений;

$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2}$  - средние напряжения;

$\psi_r = \frac{2 \cdot \tau_{-1} - \tau_0}{\tau_0}$  - коэффициент, характеризующий чувствительность материала к

асимметрии цикла;

$\tau_{-1}$  - предел выносливости при симметричном цикле;

$\tau_0$  - предел выносливости при о нулевом цикле.

7.2.4 При нестационарном режиме нагружения усталостную прочность проверяют на основе гипотезы линейного суммирования повреждений с учетом количества циклов нагружения для каждого режима испытаний.

Расчет накопленной повреждаемости не проводится, если для всех режимов испытаний выполняется условия 7.2.3.

## 7.3 Резиновые виброизоляторы

7.3.1 В отличие от пружинных резиновые виброизоляторы имеют больший коэффициент неупругого сопротивления, что позволяет увеличить загухание собственных колебаний и уменьшить амплитуды резонансных колебаний.

7.3.2 Динамические характеристики резиновых виброизоляторов, а также критерии оценки работоспособности, должны выдаваться в качестве исходных или определяться на основе справочных или нормативных данных, например:

ГОСТ 17053.1-80. Амортизаторы корабельные АКСС (резинометаллические амортизаторы предназначены для виброизоляции и защиты аппаратуры, устройств и оборудования различного назначения от ударных воздействий);

ТУ 38 105 1636-90. Амортизаторы резинометаллические типа АСД (амортизаторы предназначены для защиты оборудования от воздействия вибраций (от 5 до 2000 Гц) и ударов (многократного действия с ускорением до 8.0 g, одиночного действия с ударным ускорением 15.0 g)).

7.3.3 Особенностью резиновых амортизаторов является то, что их жесткость при статических и динамических нагрузках различна. Используемый в расчетах динамический модуль упругости резины на сжатие  $E_d$  больше статического  $E_p$ . В паспортах и каталогах приводится зависимость модулей упругости от твердости резины (твердость по Шору). Основные механические характеристики резины приведены в Дополнении 11.

**7.3.4 Несущую способность резиновых и резинометаллических амортизаторов оценивается по относительной деформации**

$$\text{при сжатии амортизатора на величину } h_c - \varepsilon = \frac{h_c}{H}, \quad (7.3.4-1)$$

$$\text{при сдвиге амортизатора на величину } h_g - \gamma = \frac{h_g}{H}, \quad 7.3.4-2$$

**7.3.5 Значения допустимой относительной деформации амортизаторов приведены в табл. 7.3.5, а также в Дополнении 11.**

*Таблица 7.3.5*

**Допустимая относительная деформация резиновых амортизаторов**

Деформация амортизаторов	Вид нагрузки	
	стационарные динамические	статические и квазистатические со случайными и эпизодическими кратковременными динамическими
Сжатие, [ε]	0,05 - 0,1	0,1 - 0,15
Сдвиг, [γ]	0,1 - 0,15	0,2 - 0,3

**7.3.6 При оценке несущей способности резиновых амортизаторов должно выполняться условие**

$$n_\varepsilon = \frac{[\varepsilon]}{\varepsilon} \geq 1,1, \quad (7.3.6-1)$$

$$n_\gamma = \frac{[\gamma]}{\gamma} \geq 1,1, \quad (7.3.6-2)$$

где  $n_\varepsilon, n_\gamma$  – запас по сжатию и сдвигу резинового амортизатора, соответственно.

**7.4 Демпфирующие устройства системы виброизоляции**

**7.4.1 Для повышения эффективности систем виброизоляции в них могут применяться демпфирующие элементы различного конструктивного исполнения:**

- гидравлические амортизаторы;
- высоковязкие демпферы;
- демпферы сухого трения.

**7.4.2 Расчетные характеристики демпферов при моделировании механических испытаний задаются в соответствии с данными из каталогов или ТУ.**

**7.4.3 В каталогах и ТУ также приведены критерии (допустимые перемещений [D] и нагрузки [P]), по которым оценивается несущая способность демпфирующих устройств.**

**7.4.4 При оценке несущей способности демпфирующих устройств должно выполняться условие:**

$$n_P = \frac{[P]}{P} \geq 1,1, \quad (7.4.4-1)$$

$$n_D = \frac{[D]}{D} \geq 1,1, \quad (7.4.4-2)$$

где  $n_P, n_D$  – запас по нагрузке и по перемещениям для демпфирующего устройства, соответственно.

$P, D$  – расчетная нагрузка и перемещение в демпфирующем элементе системы виброизоляции, соответственно.

**Дополнение 1. Перечень данных для разработки и верификации компьютерной модели**

1. Для разработки компьютерной модели ВЭМ и выполнения расчетов используется конструкторская документация, в объеме, обеспечивающем возможность построения расчетной модели, отражающей основные динамические характеристики конструкции.

2. В перечень основных данных входят следующие:

масса элементов ВЭМ;

положение центра масс ВЭМ и отдельных деталей;

сборочный чертеж ВЭМ и чертежи основных элементов (ротора, подшипниковых узлов, станины со статором, элементов крепления, а также других элементов, которые необходимо учитывать в расчетной модели (например, дополнительного навесного оборудования));

типы подшипников и их динамические характеристики, нагрузки на подшипники полученные Заказчиком при проектировании двигателя,

данные по результатам испытаний конструкции двигателя (демпфирование, частоты отдельных элементов конструкции, жесткости отдельных элементов конструкции, которые могут быть использованы при верификации расчетной модели двигателя;

данные по механическим характеристикам материалов, из которых изготовлены элементы ВЭМ.

3. Часть данных помимо использования при разработке компьютерной модели может также быть использована с целью верификации расчетной модели.

4. Основным элементом ВЭМ является ротор поведение, которого при динамических воздействиях определяет условия нагружения и уровень динамических нагрузок на элементы конструкции. Для задания нагрузок на элементы ВЭМ можно использовать представленную на рис.4 обобщенную схему нагрузок, задаваемых на основе исходных данных, содержащихся в Техническом Задании и конструкторской документации, и с учетом условий механических испытаний, где:

$G$  - сила тяжести вала с сердечником ротора;

$P_m$  - сила одностороннего магнитного тяжения;

$P_n$  - сила от неуравновешенности ротора, определяемая на основе дисбаланса ротора;

$a, b$  - расстояния до центра тяжести вала от опор  $D$  и  $N$ ;

$l_0$  - расстояние между опорами  $D$  и  $N$ ;

$P_p$  - усилие от пружины осевого поджатия (индекс 1 принимается в случае, если плавающей опорой является опора  $D$ , индекс 2 - в случае, если плавающей опорой является опора  $N$ ).

При вертикальном расположении вала (опора  $D$  внизу) сила  $G$  будет направлена по оси вала к опоре  $D$ .

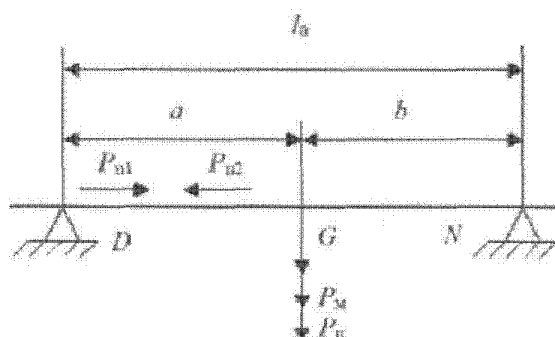


Рис. 4

## Схема нагрузок действующих на ротор при механических испытаниях

5. Возможность оценки точности выполненных расчетов и контроля правильности построения компьютерной модели ВЭМ является одним из основных этапов при приемке результатов расчета ВЭМ.

6. При верификации компьютерных моделей ВЭМ предназначенных для выполнения расчетов на механические воздействия могут быть рассмотрены три варианта:

вариант 1 – имеются только данные из ТД, включая расчеты на прочность;

вариант 2 - имеются данные из ТД, а также данные стандартных испытаний, проводимых в соответствии с Правилами устройства электроустановок, на основании которых можно оценить параметры компьютерной модели ВЭМ (например, зазоры в подшипниках или осевой разбег ротора);

вариант 3 – дополнительно к данным по вариантам 1 и 2, проведены испытания по определению жесткостных и динамических характеристик элементов конструкции ВЭМ.

7. Перечень параметров, на основании которых может быть проведен контроль и верификация расчетной модели ВЭМ предназначенной для компьютерного моделирования механических испытаний, приведен в табл. 7.

Таблица 7

**Перечень параметров для верификации расчетных моделей**

Наименование параметра	Обозначение	Данные из ТД	Испытания	
			Статические	Динамические
Сила тяжести двигателя, Н	$G_0$	+	-	-
Сила тяжести вала с сердечником ротора, Н	$G$	+	-	-
Координаты центра масс двигателя, мм	$X$	+	-	-
	$Y$	+	-	-
	$Z$	+	-	-
Радиальная жесткость подшипника подвижной опоры, Н/мм	$K_{RD}$	+	+	+
Радиальная жесткость подшипника неподвижной опоры, Н/мм	$K_{RN}$	+	+	+
Осевая жесткость подшипника неподвижной опоры, Н/мм	$K_{AN}$	+	+	+
Прогиб вала, мм	$d$	+	+	-
Частота колебаний вала, Гц	$f$	+	-	+
Резонансные частоты, Гц	$fr_1, fr_2, \dots, fr_n^{(j)}$	-	-	+
Коэффициент демпфирования	$k^{(j)}$	-	-	+
– параметр может быть задан для отдельных элементов конструкции ВЭМ				

8. При рассмотрении варианта 1 проводится оценка массовых характеристик компьютерной модели ВЭМ и ее элементов.

9. Наличие данных в соответствии с вариантом 2 позволяет уточнить отдельные параметры компьютерной модели ВЭМ, путем учета при разработке модели дополнительной информации.

10. Вариант 3 предполагает проведение статических и/или динамических испытаний.

10.1. Статические испытания могут включать определение жесткостных характеристик отдельных элементов конструкции ВЭМ, например для определения жесткостных

характеристик подшипниковых щитов. Этот подход, как правило, не требует специальных динамических стендов и позволяет провести экспериментальное подтверждение получаемых результатов расчета на основе статических испытаний натуральных объектов.

**10.2.** Динамические испытания проводятся в соответствии с ГОСТ 30630.1.1-99 «Методы испытаний на стойкость к механическим воздействующим факторам машин, приборов и других технических изделий. Определение динамических характеристик конструкций» предусмотрено два вида испытаний:

испытание для определения динамических характеристик конструкции (испытание 100);

испытание на отсутствие резонансных частот конструкции в заданном диапазоне частот (испытание 101)

**10.3.** В табл. 10.3 дан перечень методов, которые по ГОСТ 30630.1.1-99 используются для определения динамических характеристик конструкций.

*Таблица 10.3*

**Методы испытаний для определения динамических характеристик**

Обозначение	Наименование метода
100-1	Плавного изменения частоты синусоидальных вибраций
100-2	Удара для определения нижней резонансной частоты узлов изделий, имеющих кусочно-линейную упругую характеристику
100-3	Свободных колебаний для определения собственных частот и декрементов затуханий изделий
100-4	Ступенчатого изменения частоты (метод фиксированных частот)
100-5	Воздействия широкополосной случайной вибрации

**10.4.** Целесообразно проводить определение динамических параметров отдельных элементов конструкции, например, подшипниковых щитов, ротора, статора и, при наличии таких данных, проводить верификацию моделей отдельных элементов для дальнейшего включения в компьютерную модель ВЭМ.

**11.** Сопоставление полученных результатов испытаний и расчетов дает возможность оценивать правильность разработки компьютерной модели ВЭМ и контролировать результаты расчетов на этапе построения компьютерных моделей.

## Дополнение 2. Основные правила построения расчетных моделей

**1.** В расчетной модели должны учитываться отдельные элементы конструкции, инерционные и жесткостные характеристики которых могут оказать существенное влияние на колебания всей конструкции в целом.

Математическое моделирование обуславливает целесообразность применения принципа декомпозиции (членения) объекта исследований на более простые элементы, отдельное исследование которых требует гораздо меньше ресурсов по сравнению с расчетом всей системы. Особенно этот принцип эффективен при исследовании изделий, состоящих из большого количества однотипных элементов и узлов.

Расчетная модель системы может быть получена путем композиции расчетных моделей подсистем с проверкой их адекватности, что также упрощает процедуру разработки общей модели ВЭМ.

2. В качестве критерия необходимости выделения (членения) в модели отдельных элементов приняты критерии (критерия динамического разделения), согласно которым модели подсистем могут не выделяться как отдельные подсистемы в модели ВЭМ, если:

$$M_s/M_p < 0,01;$$

$$0,01 \leq M_s/M_p \leq 0,10; 0,80 < f_s/f_p < 1,25,$$

где  $M_s$  – масса подсистемы;

$M_p$  – масса конструкции;

$f_s$  – первая частота подсистемы;

$f_p$  – первая частота колебаний несущей конструкции.

3. Для оценки эффекта динамического взаимодействия подсистемы с общей системой, можно воспользоваться графиками, представленными на рис.3, где приведены три варианта расчетных моделей:

Модель А – расчеты основной системы с массой  $M_p$  и подсистемы с массой  $M_s$  выполняются раздельно ( $M_s/M_p < 0,01$ );

Модель Б – в расчетной модели учитываются только инерционные свойства подсистемы ( $M_s + M_p$ );

Модель В – рассматривается единая расчетная модель общей системы, включающая в себя детальную модель подсистемы.

4. Вариант использования Модели В является универсальным. В тех случаях, когда вычислительные возможности используемых для расчетов программных комплексов не позволяют применить данный вариант, используя приведенные критерии можно обосновать варианты упрощения расчетных моделей.

Упрощенные модели должны быть обоснованы и согласованы с РС.

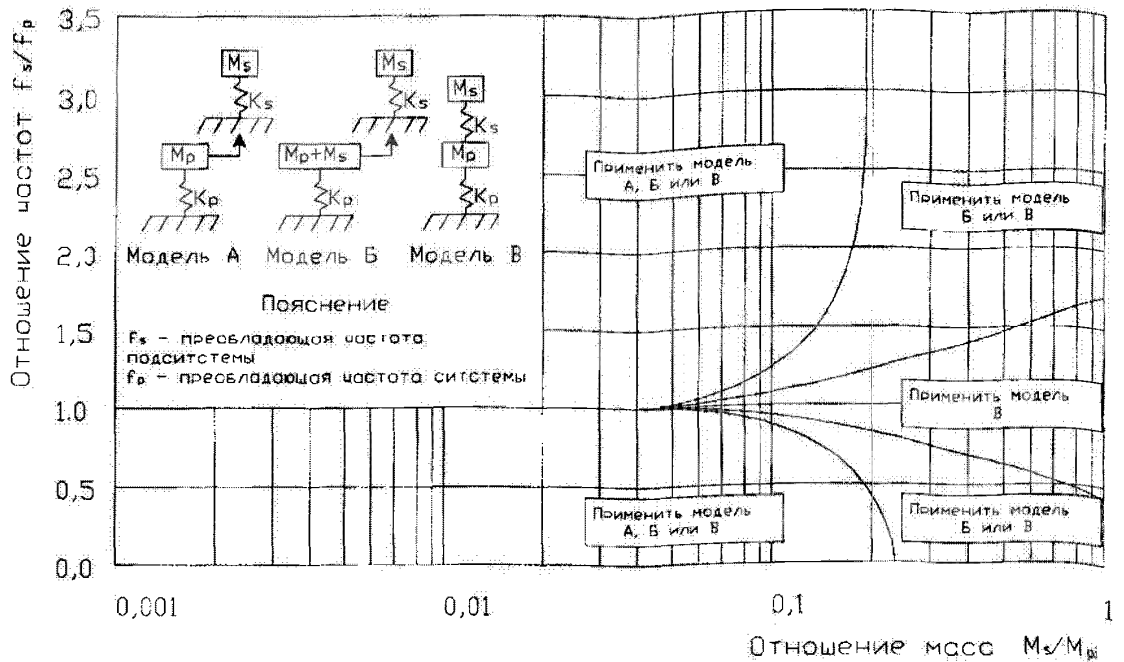


Рис. 3  
Критерии включения подсистемы в расчетную модель конструкции

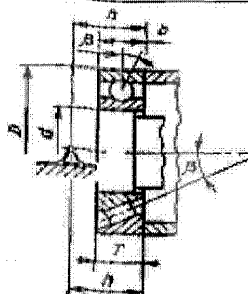
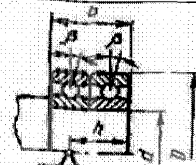
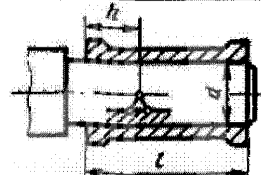
Дополнение 3. Моделирование опорной части ротора ВЭМ

1. При моделировании взаимодействия ротора с опорами ВЭМ рекомендуется учитывать конструкцию и тип подшипников. Формулы для определения установочных баз подшипников приведены в табл. 1.

Таблица 1

Формулы для определения установочных баз подшипников

Тип подшипника	Схема опирания	Формула
Радиальные. Радиально-упорные 2- и 4-рядные. Радиально-упорные сдвоенные, когда углы контакта $\beta$ направлены в разные стороны		$h = \frac{b}{2}$ или $h = \frac{T}{2}$
Радиальные подшипники, поставленные по два на опоре		$h = \frac{7}{2}b$

<p>Радиально-упорные однорядные Роликовые подшипники конические однорядные</p>		$h = \frac{1}{2} \left( b + \frac{d+D}{2} \cdot \operatorname{tg} \beta \right)$ <p style="text-align: center;">или</p> $h = \frac{1}{2} \left( T + \frac{d+D}{2} \cdot \operatorname{tg} \beta \right)$
<p>Радиально-упорные сдвоенные, когда углы контакта <math>\beta</math> направлены в одну сторону</p>		$h = \frac{7}{2} b + \frac{d+D}{2} \operatorname{tg} \beta$
<p>Подшипники скольжения.</p>		$h = 0,3 l,$ <p>но не более 0,5 d</p>

#### Дополнение 4. Определение жесткости подшипников качения

##### 4.1 Общие положения

1. Все конструктивные разновидности подшипников качения классифицированы по следующим признакам:

*По направлению действия воспринимаемой нагрузки* подшипники разделены на следующие группы:

**радиальные** – воспринимают преимущественно радиальную нагрузку, т.е. нагрузку, действующую перпендикулярно оси вращения подшипника;

**упорные** – воспринимают преимущественно осевую нагрузку, т.е. нагрузку, действующую вдоль вращения подшипника;

**радиально-упорные** – воспринимают комбинированную нагрузку, т.е. нагрузку, одновременно действующую на подшипник в радиальном и осевом направлениях, причем преобладающей может быть как радиальная, так и осевая нагрузка;

**упорно-радиальные** – воспринимают в основном осевую нагрузку.

*По форме тел качения* подшипники делятся на шариковые и роликовые.

Жесткость подшипника качения характеризуется величиной упругих деформаций подшипника под нагрузкой. Обычно эти деформации очень малы и ими можно пренебречь. Однако в некоторых случаях, например, для узлов шпинделей станков или ведущих валов шестерен, жесткость подшипника является важным фактором.

В силу особенностей контакта между телами и дорожками качения роликовые подшипники имеют большую жесткость, чем шариковые.

Жесткость подшипника может быть увеличена за счет предварительного натяга.

При построении динамических моделей электрических машин собственные частоты ротора зависят от жесткости подшипникового узла.



Жесткость подшипникового узла определяется в основном жесткостью самого подшипника (его конструкции); величинами радиального зазора, осевой игры или предварительного натяга; жесткостью основных элементов подшипникового узла, воспринимающих нагрузку (вала, корпуса, элементов крепления); величинами посадочных натягов при установке подшипника на вал и в корпус.

В табл. 1-1 приведены формулы для расчета радиальной и осевой деформации в контакте наиболее нагруженного тела качения с дорожками качения при нулевом зазоре в подшипниках различных типов.

Величина угла контакта  $\alpha$  определяет способность подшипника воспринимать осевую нагрузку. С увеличением угла контакта осевая грузоподъемность возрастает за счет уменьшения радиальной. Способность к восприятию односторонней осевой нагрузки у однорядных подшипников показана в табл. 1-2, где  $F_r'$  – неиспользованная допустимая радиальная нагрузка.

Таблица 1-1

## Формулы для расчета радиальной и осевой деформации в подшипниках качения

Тип подшипника	Деформация колец подшипника относительно друг друга, мм	
	Радиальная - $\delta_{r0}$	Осевая - $\delta_{a0}$
Шариковый радиальный однорядный	$2.0 \cdot 10^{-3} \sqrt[3]{Q^2 / D_T}$	-
Шариковый радиально-упорный однорядный	$\frac{2.0 \cdot 10^{-3}}{\cos \alpha} \sqrt[3]{Q^2 / D_T}$	$\frac{2.0 \cdot 10^{-3}}{\sin \alpha} \sqrt[3]{Q^2 / D_T}$
Шариковый радиальный двухрядный сферический	$\frac{3.2 \cdot 10^{-3}}{\cos \alpha} \sqrt[3]{Q^2 / D_T}$	$\frac{3.2 \cdot 10^{-3}}{\sin \alpha} \sqrt[3]{Q^2 / D_T}$
Роликовый радиальный двухрядный сферический	$\frac{1.2 \cdot 10^{-3}}{\cos \alpha} \frac{\sqrt[4]{Q^3}}{\sqrt{l}}$	$\frac{1.2 \cdot 10^{-3}}{\sin \alpha} \frac{\sqrt[4]{Q^3}}{\sqrt{l}}$
Радиальный с короткими цилиндрическими роликами	$6.0 \cdot 10^{-4} \frac{Q^{0.9}}{l^{0.8}}$	-
Радиально-упорный конический	$\frac{6.0 \cdot 10^{-4}}{\cos \alpha} \frac{Q^{0.9}}{l^{0.8}}$	$\frac{6.0 \cdot 10^{-4}}{\sin \alpha} \frac{Q^{0.9}}{l^{0.8}}$
Шариковый упорный одинарный	-	$\frac{2.4 \cdot 10^{-3}}{\sin \alpha} \sqrt[3]{Q^2 / D_T}$

$D_T$  и  $l$  – диаметр и длина тел качения, соответственно  
 $Q$  – радиальная (осевая) нагрузка, воспринимаемой наиболее нагруженным телом качения  
 $\alpha$  – номинальный (начальный) угол контакта, равный углу между линией действия нагрузки на тело качения и плоскостью, перпендикулярной оси подшипника, град.

Таблица 1-2

## Допустимая осевая нагрузка на радиально-упорные подшипники

Форма тел качения	Тип подшипника	Угол контакта $\alpha$ , град	Допустимая осевая нагрузка, $F_a$
Шариковые	6000	12	$0.3 \cdot F_r$
	36000 и 136000	12	$0.7 \cdot F_r$
	46000	26	$1.5 \cdot F_r$
	66000	36	$2.0 \cdot F_r$
Роликовые	7000 и 67000	10 - 17	$< 0.73 \cdot F_r$
	27000	25 - 29	$< 1.5 \cdot F_r$

## 2. Радиальная жесткость подшипника

Радиальная жесткость подшипника определяется по зависимости

$$C_r = \frac{F_r}{\delta_r}, \quad (2-1)$$

где  $F_r$  – радиальная нагрузка на опору, Н;

$\delta_r$  – радиальная деформация подшипника под нагрузкой, мм.

Радиальная деформация подшипника определяется по зависимости

$$\delta_r = \delta_r' + \delta_r'' \quad (2-2)$$

где  $\delta_r'$  - радиальная деформация в контакте наиболее нагруженного тела качения с дорожкой качения;

$\delta_r''$  - радиальная деформация в контакте колец подшипника с посадочными поверхностями вала и корпуса.

Радиальная деформация в контакте наиболее нагруженного тела качения с дорожкой качения в подшипнике зависит от способа установки и определяется по следующим зависимостям:

с предварительным натягом  $\delta_r' = \beta \cdot \delta_{r0}$ , (2-3)

с радиальным зазором  $\delta_r' = \beta \cdot \delta_{r0} + g_r / 2$ , (2-4)

где  $\delta_{r0}$  - радиальная деформация в контакте наиболее нагруженного тела качения с дорожкой качения при нулевом зазоре;

$\beta$  - коэффициент, учитывающий величину натяга или зазора в подшипнике;

$g_r$  - радиальный зазор, мм.

Величину  $\delta_{r0}$  для подшипников различных типов можно определить из уравнений, приведенных в табл. 1-1 в зависимости от радиальной нагрузки, воспринимаемой наиболее нагруженным телом качения

$$Q = \frac{5 \cdot F_r}{i \cdot z \cdot \cos \alpha} \quad (2-5)$$

где  $i$  - число рядов тел качения;

$z$  - число тел качения в одном ряду;

$\alpha$  - угол контакта, град.

Величину  $\delta_{r0}$  (мкм) также можно определить в подшипниках по следующим формулам:

радиальные шариковые

$$\delta_{r0} = 5.85 \cdot \left( \frac{F_r}{i \cdot z} \right)^{2/3} \frac{1}{D_T^{1/3}}, \quad (2-6)$$

радиальные с цилиндрическими роликами

$$\delta_{r0} = 2.6 \cdot \left( \frac{F_r}{i \cdot z} \right)^{0.9} \frac{1}{l^{0.8}} \quad (2-7)$$

Коэффициент  $\beta$ , учитывающий величину натяга или зазора в подшипнике, определяется по графику на рис. 4-2.

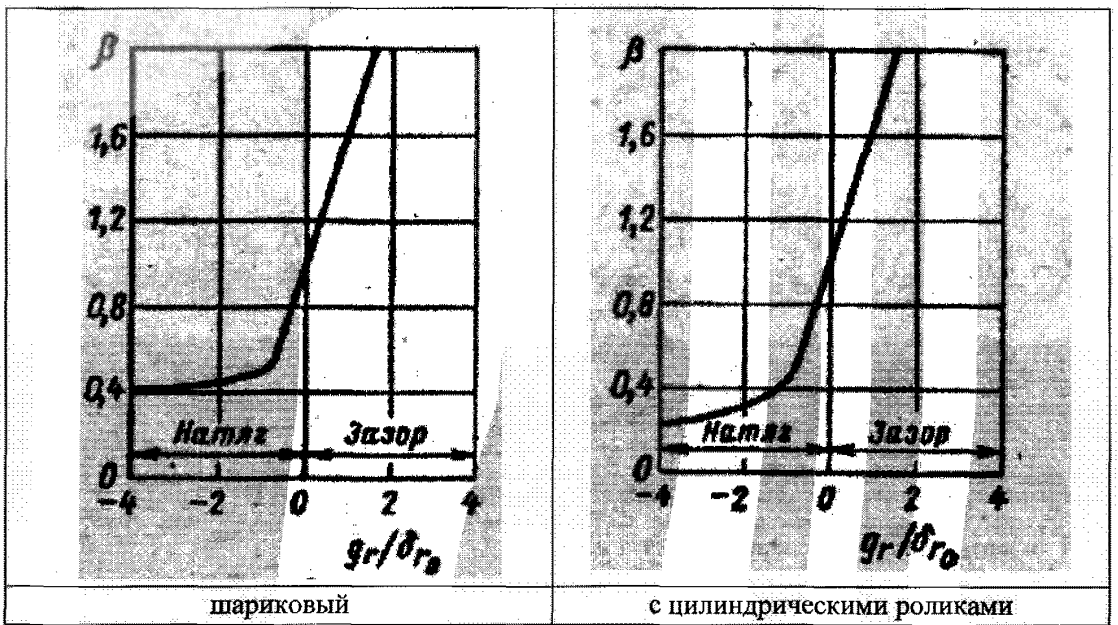


Рис. 2

Определение коэффициента  $\beta$  для радиального подшипника

Радиальная деформация  $\delta_r^*$  в контакте колец подшипника с посадочными поверхностями вала и корпуса определяется по зависимости

$$\delta_r^* = \frac{4 \cdot F_r \cdot k}{\pi \cdot d \cdot B} \left( 1 + \frac{d}{D} \right), \quad (2-8)$$

где  $k = 0.005 - 0.025 \text{ мм}^3/\text{кгс}$  (меньшие значения следует принимать при повышенной точности посадочных мест и больших натягах);

$d, D, B$  – соответственно внутренний, наружный диаметр и ширина подшипника, мм.

### 3. Осевая жесткость подшипника

Осевая жесткость подшипника определяется по зависимости:

с предварительным натягом 
$$C_a = \frac{F_a + A_0}{\delta_a}, \quad (3-1)$$

с осевой игрой 
$$C_a = \frac{F_a}{\delta_a + 2 \cdot S}, \quad (3-2)$$

где  $F_a$  – осевая нагрузка на подшипник, Н;

$A_0$  – усилие предварительного натяга, Н;

$\delta_a$  – осевая деформация подшипника под нагрузкой, мм;

$2 \cdot S$  – полная осевая игра в подшипнике.

Величину  $\delta_a$  для подшипников различных типов можно определить из уравнений, приведенных в табл. 4.1-1 в зависимости от осевой нагрузки, воспринимаемой телом качения

$$Q = \frac{F_a}{z \cdot \sin \alpha}, \quad (3-3)$$

Осевая деформация  $\delta_a$  определяется только в контакте тел качения с дорожками качения (осевая деформация в контакте колец подшипника с сопрягаемыми торцовыми поверхностями вала и корпуса в данном случае не учитывается).

Жесткость опор на подшипниках качения может быть значительно повышена при создании предварительного натяга  $A_0$ , который задается на основании справочных данных.

#### 4. Радиальный зазор и осевая игра в подшипниках

Радиальный зазор  $g_r$  – зазор между кольцами и телами качения, который обуславливает некоторую свободу перемещения колец относительно друг друга в радиальном направлении.

Осевая игра  $S$  – величина полного осевого перемещения кольца подшипника из одного крайнего положения в другое при неподвижном парном кольце.

Размеры начальных радиальных зазоров и осевой игры радиальных и радиально-упорных подшипников приведены в справочниках. В качестве примера табл. 4-1 и 4-2 приведены величины радиальных зазоров и осевой игры для различных типов подшипников качения. Подшипники, предназначенные для нормальной эксплуатации, должны иметь радиальный зазор, соответствующий основному ряду.

Значения осевой игры шариковых и роликовых радиально-упорных подшипников делятся на два ряда:

Ряд 1 – для подшипников, устанавливаемых по два на одной опоре;

Ряд 2 – для подшипников, устанавливаемых по одному на каждой опоре.

Для радиальных однорядных шариковых подшипников осевая игра при известном радиальном зазоре может быть определена по номограмме приведенной на рис. 4-1.

Таблица 4-1

## Радиальные зазоры в подшипниках качения

Диаметр отверстия d, мм		Радиальный зазор для основного ряда, мкм			
		Радиальные однорядные шариковые подшипники		Радиальные роликовые подшипники с короткими цилиндрическими роликами	
Св.	До	min	max	min	max
30	40	12	26	30	45
40	50	12	29	30	45
50	65	13	33	35	55
65	80	14	34	40	60
80	100	16	40	45	65
100	120	20	46	50	75
120	140	23	53	60	90
140	160	23	58	70	105
160	180	24	65	75	115
180	200	29	75	80	120
200	225	33	83	90	135
225	250	35	90	100	150
250	280	40	100	110	165
280	315	45	105	120	180
315	355	50	115	135	205
355	400	55	125	150	225

Таблица 4-2

## Рекомендуемая осевая игра в подшипниках качения

Диаметр отверстия d, мм		Допускаемые пределы осевой игры при угле контакта (для ряда 1/2), мкм							
		Радиально-упорные однорядные шариковые подшипники				Конические однорядные роликовые подшипники			
		$\alpha=12^{\circ}$		$\alpha=26^{\circ}$ и $\alpha=36^{\circ}$		$\alpha=10^{\circ} \div 16^{\circ}$		$\alpha=25^{\circ} \div 29^{\circ}$	
Св.	До	min	max	min	max	min	max	min	max
30	50	30/40	50/70	15	30	40/50	70/100	20	40
50	80	40/50	70/100	20	40	50/80	100/150 0	30	50
80	120	50/60	100/150 0	30	50	80/120	150/200 0	40	70
120	180	80/100	150/200 0	40	70	120/200 0	200/300 0	50	100
180	260	120/150 0	200/250 0	50	100	160/250 0	250/350 0	50	100
260	360	-	-	-	-	200	300	-	-
360	400	-	-	-	-	250	350	-	-

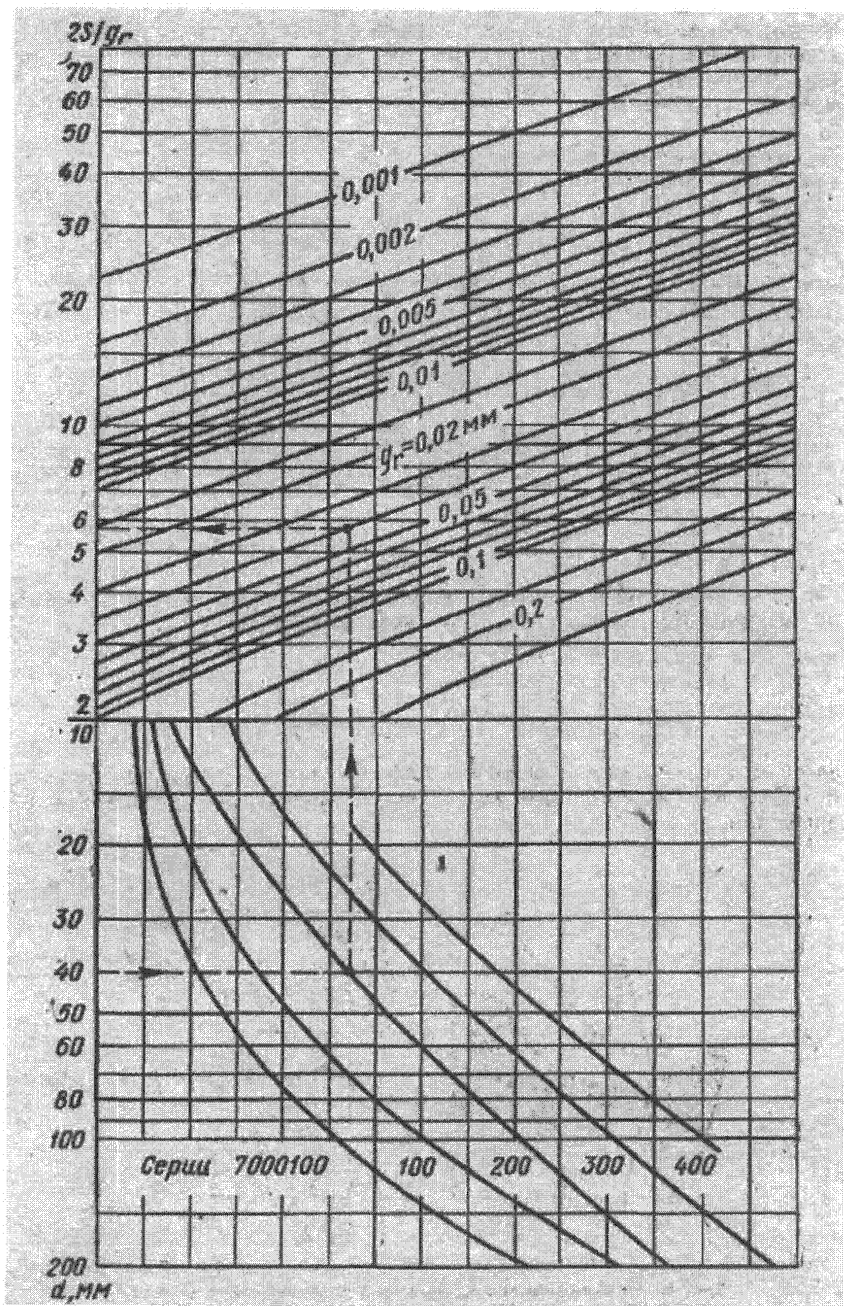


Рис. 4-1

Номограмма для определения осевой игры в радиальном однорядном шарикоподшипнике с известным радиальным зазором

Дополнение 5. Характеристики демпфирования в конструкциях ВЭМ

1. В табл. 1-1 – 1-3 приведены значения постоянной демпфирования  $k$  для различных конструктивных элементов на основании данных справочника [Вибрация в технике, том 6, Часть 2, Демпфирование колебаний].

Таблица 1-1

**Постоянная демпфирования в подшипниках качения**

Подшипники качения	k (диапазон)		k - Среднее
Радиальный однорядный по одному на опоре (№212)	0.014	0.019	0.016
Радиальный однорядный по два на опоре (№212)	0.023	0.033	0.028
Радиальный двухрядный сфер. по одному на опоре (№212)	0.017	0.024	0.020
Роликовый цилиндрический (№212)	0.019	0.036	0.027
Роликовый конический (№7512)	0.025	0.034	0.029
Двухрядный цилиндрический (№3182112)	0.023	0.029	0.026
Шариковый радиальный и упорный (№212 и 8144)	0.037	0.048	0.043

Таблица 1-2

**Постоянная демпфирования в резьбовых соединениях**

Резьбовые соединения (изгиб)	k (диапазон)		k - Среднее
M20*1.5 (от50 до 125 Гц)	0.005	0.03	0.017

Таблица 1-3

**Постоянная демпфирования в плоских стыках**

Плоские стыки	k
Стальные и чугунные стыки	0.012
Стык текстолит – чугун (сталь)	0.028

2. В табл. 2-1 приведены значения коэффициентов  $\alpha$  и  $\beta$  в зависимости от уровня напряжений и поддиапазона частот, задаваемых в соответствии с 10.5.3.3.2 Правил РС, обеспечивающие уровень демпфирования в расчетной модели, рекомендованный в ГОСТ 17516.1-90 и ГОСТ 30546.1-98.

Таблица 2-1

**Рекомендуемые расчетные параметры демпфирования (релеевского)**

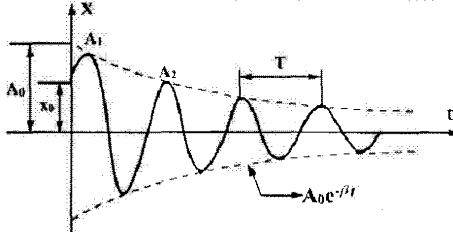
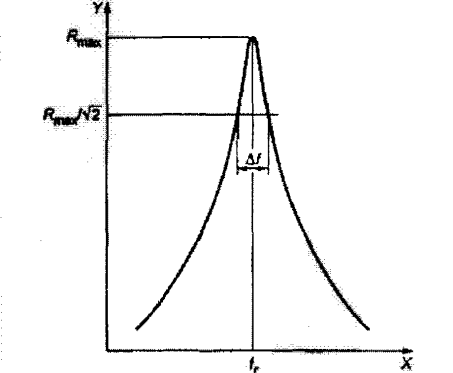
Поддиапазон частот	Уровень напряжений	k	$\alpha$	$\beta$
2 – 8	(0.25-0.5) $\sigma_T$	0.04	0.804	1.273E-3
	(0.5-1.0) $\sigma_T$	0.07	1.407	2.228E-3
8 - 16	(0.25-0.5) $\sigma_T$	0.04	2.681	5.305E-4
	(0.5-1.0) $\sigma_T$	0.07	4.691	9.264E-4
16 – 31.5	(0.25-0.5) $\sigma_T$	0.04	5.333	2.681E-4
	(0.5-1.0) $\sigma_T$	0.07	9.334	4.691E-4
31.5 - 63	(0.25-0.5) $\sigma_T$	0.04	10.556	1.347E-4
	(0.5-1.0) $\sigma_T$	0.07	18.473	2.358E-4
63 - 80	(0.25-0.5) $\sigma_T$	0.04	17.716	8.904E-5
	(0.5-1.0) $\sigma_T$	0.07	31.003	1.558E-4



3. Коэффициент демпфирования в расчетной модели может быть определен методами, которые проиллюстрированы в табл. 3-1.

Таблица 3 - 1

Методы определения параметров демпфирования

Метод	График	Зависимость
<p><u>анализа свободных затухающих колебаний</u></p>		$k \approx \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot n} \ln \left( \frac{A_1}{A_{n+1}} \right),$ <p>n - число циклов при затухании амплитуды от <math>A_1</math> до <math>A_{n+1}</math>.</p>
<p><u>анализа амплитудно-частотной характеристики системы</u></p>		$k \approx \frac{f_2 - f_1}{2 \cdot f_r},$ <p><math>f_r</math> - резонансная частота;  <math>(f_2 - f_1)</math> - ширина полосы резонансного пика на уровне <math>0.707 \cdot R_{max}</math>.</p>

4. При верификации расчетной модели может быть выполнен расчет на ударную нагрузку, в результате которого получают графики свободных затухающие колебаний. Используя записи свободных колебаний элементов конструкции двигателя, по графику на рис.4 определяется относительное демпфирование в конструкции (ГОСТ 30630.1.1-99).

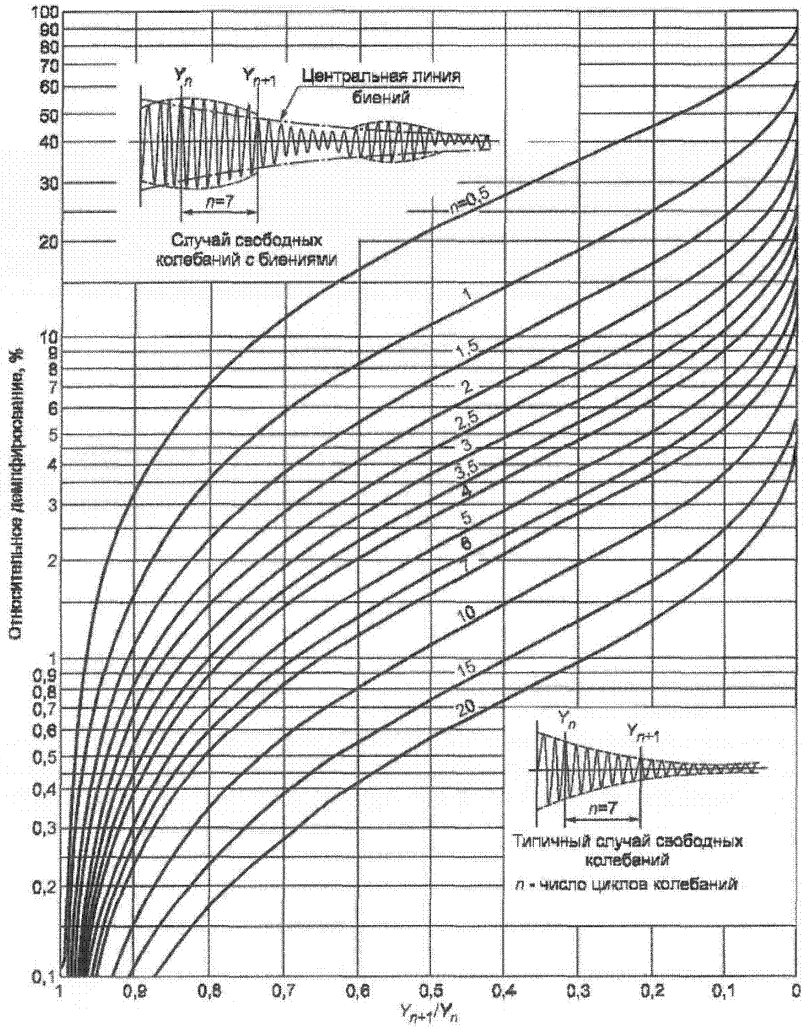


Рис. 4  
Относительное демпфирование в изделии

Дополнение 6. Основные механические характеристики металлов

1. Основные механические характеристики металлов приведены в табл. 1.

Таблица 1

**Основные механические характеристики металлов**

Наименование металла	Вид проката, термической обработки	Класс прочности, марка	Толщина, диаметр проката, мм	$\sigma_T$	$\sigma_B$	$\sigma_{-1}$
				МПа	МПа	МПа
Прокат сортовой и фасонный из стали углеродистой обыкновенного качества по ГОСТ 535, ГОСТ 380	Сортовой, фасонный	Ст 3 сп	До 10	255	380	180
			10—20	245	370	170
		Ст 5 сп	До 10	295	490	230
			10—20	285	490	230
20—40	275	490	255			
Прокат толстолистовой из углеродистой стали обыкновенного качества по ГОСТ 14637, ГОСТ 380	Лист, полоса	Ст 3 сп	До 20	245	370	—
			20—40	235	370	—
		Ст 5 сп	До 20	285	490	—
			20—40	275	490	—
40—100	265	490	—			
Прокат для строительных стальных конструкций по ГОСТ 27772	Листовой широкополосный, профили	С255 Ст 3 сп	2,0—3,9	255	380	—
			4—10	245	380	—
			10—20	245	370	—
			20—40	235	370	—
	Фасонный		4—10	255	380	—
			10—20	245	370	—
			20—40	235	370	—
	Листовой широкополосный, профили	С285 Ст 3 сп	2,0—3,9	285	390	—
			4—10	275	390	—
			10—20	265	380	—
4—10			285	400	—	
Фасонный		10—20	275	390	—	

Листовой широкополосный, профили	S345	2,0—3,9	345	490	—
	12Г2С	4—10	345	490	—
	09Г2С	10—20	325	470	—
Фасонный		4—10	345	490	—
		10—20	325	470	—
		20—40	305	460	—
Листовой широкополосный, профили	S345K	4—10	345	470	—
	10ХНДП				
Фасонный		4—10	345	470	—

Продолжение табл. 1

Наименование металла	Вид проката, термической обработки	Класс прочности, марка	Толщина, диаметр проката, мм	$\sigma_t$ , МПа	$\sigma_b$ , МПа	$\sigma_{-1}$ , МПа
Прокат для строительных стальных конструкций по ГОСТ 27772	Листовой широкополосный, профили	С375 12Г2С	2,0—3,9	375	510	—
			4—10	375	510	—
			10—20	355	490	—
			20—40	335	480	—
	Фасонный	С375 12Г2С	4—10	375	510	—
			10—20	355	490	—
			20—40	335	480	—
			—	—	—	—
Листовой широкополосный, профили Нормализация	С390 14Г2АФ	4—50	390	540	—	
		—	—	—	—	
		—	—	—	—	
		—	—	—	—	
Листовой широкополосный, профили Нормализация	С440 16Г2АФ	4—30	440	590	—	
		30—50	410	570	—	
		—	—	—	—	
		—	—	—	—	
Листовой широкополосный, профили Улучшение	С590 12Г2СМФ	10—36	590	685	—	
		—	—	—	—	
		—	—	—	—	
		—	—	—	—	
Прокат из стали повышенной прочности по ГОСТ 19281	Сортовой, полосовой, фасонный	С375, 15ГФ, 10Г2Б	До 10	375	510	235
			—	375	510	—
—			375	510	—	
Лист, гнутые профили	15ГФ, 10Г2Б 14Г2АФ	До 10	—	—	235	
		10—50	—	—	—	

	Сортовой, полосовой, фасонный Лист, гнутые профили	390, 10ХСНД 15Г2СФ	До 15	390	530	240
			До 20	390	530	240
		12Г2Б 15Г2СФ 15Г2АФД пс	До 10	390	510	235
			До 32	390	510	235
			До 32	390	510	235
Прокат из стали повышенной прочности по ГОСТ 19281	Лист, гнутые профили	C440, 16Г2АФ 18Г2АФпс	До 32	440	590	265

Продолжение табл. 1

Наименование металла	Вид проката, термической обработки	Класс прочности, марка	Толщина, диаметр проката, мм	$\sigma_T$ , МПа	$\sigma_B$ , МПа	$\sigma_{-1}$ , МПа	
Отливки стальные по ГОСТ 977	Нормализация	20Л	—	216	412	165	
		25Л		235	441	175	
		30Л		255	471	190	
		20ГЛ		275	540	215	
		20ФГ		294	491	195	
		20Г1ФЛ		314	510	200	
		30ГСЛ		343	589	230	
		30ХГСФЛ		392	589	240	
	Закалка + отпуск	20ГЛ	—	334	530	—	
		30ГСЛ		392	638	—	
		32Х06Л		441	638	—	
		30ХГСФЛ		589	785	—	
	Отливки из хладостойкой и износостойкой стали по ГОСТ 21357	Нормализация	20ГЛ	—	300	500	—
			20ФТЛ		320	520	—
30ХГ2СТЛ			600		700	—	
Закалка + отпуск		20ГЛ	—	400	550	—	
		20ФТЛ		450	570	—	
		30ГЛ		490	660	—	
		30ХГ2СТЛ		650	750	—	
		30ХЛ		550	660	—	
		110Г13Л		400	800	—	
		Листы из алюминия и алюминиевых сплавов по ГОСТ 21631		Листы	АМг2	5,0—10,5	—
АМг3	5—6		80		185	—	
То же	6,0—10,5		80		185	100	
АМг5М	0,6—4,5		145		275	100	
То же	4,5—10,5		130		275	100	
АМг5	5—6		130		275	100	
То же	6,0—10,5		130		275	110	
АМг6М	до 10,5		155		315	110	
АМг6	5,0—10,5		155		315	—	
1915	5,0—10,5		195		315	—	

Профили прессованные из алюминия и алюминиевых сплавов по ГОСТ 8617	Прессованные профили	АМг2	Все размеры	59	147	—
		АМг3, АМг5		78	176	—
		АМг5М,		127	236	90
		АМг6		127	255	90
		АМг6М		157	314	110
		1915		196	314	110
		1915Т		216	343	120
		1935		155	245	—
		1935Т		155	245	—
Сплавы алюминиевые литейные по ГОСТ 1583	—	АМг12	—		147	—
		(АЛ2)			147	—
		АМг5Мц		—	196	—
		(АЛ28)		—	196	—
		АМг6Л		—	186	—
		(АЛ23)			186	—
АМг6лч		196	—			
(АЛ23-1)		196	—			



Продолжение табл. 1

Наименование металла	Вид проката, термической обработки	Класс прочности, марка	Толщина, диаметр проката, мм	$\sigma_T$ , МПа	$\sigma_B$ , МПа	$\sigma_{-1}$ , МПа
Металл шва или наплавлен-ного металла (электроды покрытые металлические для ручной сварки конструкционных и тепло-устойчивых сталей по ГОСТ 9467)	—	Э42	—	—	411,5	—
		Э46		—	450,8	—
		Э50		—	490,0	—
		Э42А		—	411,6	—
		Э46А		—	450,0	—
		Э50А		—	490,0	—
Металл шва или наплавлен-ного металла (электроды, покрытые металлические для ручной дуговой сварки высоколегированных сталей с особыми свойствами по ГОСТ10052)	—	Э-07Х20Н9	—	—	539	—
		Э-07Х19Н11		—	539	—
		МЗГ2Ф		—	539	—
		Э-		—	539	—
		08Х19Н10Г2		—	588	—
		Б		—	588	—
		Э-		—	588	—
		08Х20Н9Г2Б		—	588	—
Чугун с пластинчатым графитом для отливок по ГОСТ 1412	—	СЧ15	До 50	—	105	—
		СЧ20		—	140	—
		СЧ25		—	180	—
		СЧ30		—	220	—
		СЧ35		—	260	—
		—		—	—	—
Чугун с шаровидным графитом для отливок по ГОСТ 7293	—	ВЧ35	—	220	350	—
		ВЧ40		250	400	—
		ВЧ45		310	450	—
		ВЧ50		320	500	—
		—		—	—	—
Отливки из ковкого чугуна по ГОСТ1215	—	КЧ30-6	—	—	294	—
		КЧ35-10		—	333	—
		КЧ37-12		—	362	—
		КЧ45-7		—	441	—
Заклепки классов точности В и С по ГОСТ10304	—	Ст2, Ст3	2—24	—	310	—
		10кп, 15кп		—	310	—
		10, 15		—	330	—

		09Г2 12Х18Н9Т АМг5П		— — —	380 430 160	— — —
Болты, винты, шпильки по ГОСТ 1759.4	Горячая штамповка	Класс 3.6 10,10кп	6—36	190	330	—
	Холодная штамповка	Класс 5.8 10,10кп, 20,20кп	—	420	520	—

Наименование металла	Вид проката, термической обработки	Класс прочности, марка	Толщина, диаметр проката, мм	$\sigma_T$ , Н/мм <sup>2</sup>	$\sigma_B$ , Н/мм <sup>2</sup>	$\sigma_{-1}$ , Н/мм <sup>2</sup>
Прокат из стали повышенной прочности по ГОСТ 19281	Сортовой, полосовой, фасонный	295 09Г2 09Г2, 09Г2С	До 20	305	440	200
			20—32	295	430	200
	Лист, Гнутые профили	09Г2 09Г2, 09Г2С	До 20	305	440	200
			20—32	295	430	200
	Сортовой, полосовой, фасонный	325 09Г2С 14Г2, 15ГФ 15ХСНД	До 20	325	325	210
			До 32	325	450	210
Лист, Гнутые профили	09Г2С 14Г2, 15ГФ 10Г2С1	10—20	325	470	210	
		До 32	325	450	210	
		20—60	325	450	210	
Сортовой, полосовой, фасонный	345 09Г2С, 10Г2С1, 10ХНДП 15ХСНД, 15ГФ	До 10	345	480	220	
			345	480	220	
Лист, гнутые профили	09Г2С, 17ГС, 10Г2С1 14ХГС 10ХНДП 15ГФ, 17ГС 15ХСНД	До 10	345	490	225	
			345	470	220	
			345	490	225	
			До 32	345	490	225

Примечание. Не указанные характеристики материалов устанавливают по соответствующим техническим условиям и нормативным документам

2. В табл. 1 приведенные минимальные значения  $\sigma_T$  и  $\sigma_B$ , а также средние значения предела выносливости  $\sigma_{-1}$  для деформации изгиба по данным литературных источников, справочным и экспериментальным данным.

3. При отсутствии данных о значениях предела выносливости для расчетов рекомендуется использовать следующие эмпирические зависимости:

для малоуглеродистых и низколегированных конструкционных сталей типа марок Ст 3, стали 20, 09Г2, 09Г2С, 15ГФ  $\sigma_{-1} = 0,5\sigma_b$ ;

для литых сталей типа марок 20Л, 20ЛГ, 20ФЛ, 15ГФ  $\sigma_{-1} = 0,45\sigma_b$ ;

для алюминиевых сплавов типа марок АМг5, АМг6, 1915  $\sigma_{-1} = 0,4\sigma_b$ .

4. Все механические характеристики приведены для температуры 20 °С.

5. Пределы текучести материалов швов при дуговой сварке рекомендуют принимать равными для электродов марок:

$$342 \text{ и } Э42А - \sigma_T = 0,65\sigma_b,$$

$$Э46, Э46А, Э50 \text{ и } Э50А - \sigma_T = 0,7\sigma_b,$$

где  $\sigma_b$  — предел прочности материала шва.

6. Для сталей уравнение кривой усталости принимается в форме

$$\sigma_a^m = \sigma_{-1}^m \cdot N_G$$

$$\text{при } \sigma_a \geq \sigma_{-1}$$

$$N = \infty$$

(6)

при  $\sigma_a < \sigma_{-1}$ .

7. В случаях, когда в справочной литературе отсутствуют характеристики усталости интересующей марки стали, рекомендуется показатель наклона левой ветви кривой усталости определять их по приближенным корреляционным зависимостям:

$$m \approx \frac{1}{K} \cdot \left( 5 + \frac{\sigma_B}{80} \right) \quad (7-1)$$

$$N_G = 2 \cdot 10^6 \text{ циклов} \quad (7-2)$$

где  $K$  — коэффициент, учитывающий влияние различных конструктивных факторов и определяемый, который для учета взаимного влияния конструктивных факторов определяется с использованием формул

$$K = \frac{(K_\sigma / K_d + 1 / K_F - 1)}{K_v} \quad (7-3)$$

8. В справочной литературе и отраслевых нормативных материалах приводятся рекомендации по учету других конструкторских, технологических и эксплуатационных факторов, таких, как повышенная и пониженная температура, коррозия, наличие агрессивных сред, радиация, наличие натяга, частота и форма цикла нагружения и др.

9. Значения коэффициентов влияния асимметрии цикла на предельные амплитуды  $\psi_\sigma$  и  $\psi_\tau$  для лабораторных образцов определяют по формулам

$$\psi_\sigma = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot \sigma_b; \quad (9-1)$$

$$\psi_\tau = 0,5 \psi_\sigma, \quad (9-2)$$

Для деталей значения коэффициентов делят на  $K$ .

10. Если рабочая температура элементов конструкций ВЭМ выше 50 °С, при выполнении расчета должны учитываться механические характеристики соответствующие рабочим условиям.

Поправочные коэффициенты учета температуры по данным ПНАЭ Г7-002-86 приведены в табл. 10, где  $k_t$  и  $k_v$  поправочные коэффициенты по пределу текучести и временному сопротивлению, соответственно.

Таблица 10

**Поправочные коэффициенты учета рабочей температуры материала**

Материал	T, °C	20	50	100	200	300
Ст 3	кТ	1.00	1.00	0.95	0.76	0.71
	кВ	1.00	0.97	0.95	0.92	0.76
09Г2С	кТ	1.00	1.00	0.96	0.88	0.8
	кВ	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
08Х18Н10Т	кТ	1.00	0.97	0.96	0.92	0.88
	кВ	1.00	0.98	0.94	0.85	0.77
АМг3	кТ	1.00	1.00	1.00	1.00	-
	кВ	1.00	1.00	0.94	0.82	-

11. При отсутствии данных о влиянии температуры на значения пределов выносливости для расчетов рекомендуется использовать поправочные коэффициенты (кТ и кВ), приведенные в табл.11 (СНиП 2.04.12-86, СП 33.13330.2012).

Таблица 11

**Поправочные коэффициенты учета рабочей температуры сталей**

Стали	T, °C	0 - 40	50	100	200	300
Углеродистые	кТ	1.0	0.98	0.95	0.87	0.71
	кВ	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
Низколегированные	кТ	1.0	0.95	0.91	0.87	0.8
	кВ	1.0	0.98	0.95	0.95	0.91
Легированные	кТ	1.0	0.98	0.95	0.87	0.8
	кВ	1.0	0.98	0.95	0.87	0.8

12. Физико-механические свойства оловянных и свинцовых баббитов приведены в табл.

12.

Таблица 12

**Физико-механические свойства оловянных и свинцовых баббитов**

Марка баббита	Плотность, г/см <sup>3</sup>	Твердость по Бриннелю НВ 5/62, 5/60, НВ 2, 5/15, 6/60 при 20 град. С	$\sigma_T$ , Н/мм <sup>2</sup>	$\sigma_B$ , Н/мм <sup>2</sup>
Б88	7,35	27-30	-	-
Б83	7,38	27-30	80-85	110-120
Б83С	7,4	27-30	-	-
БН	9,55	27-29	70-74	125-130
Б16	9,29	30	86	147
БС6	10,05	15-17	-	-

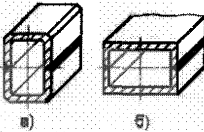
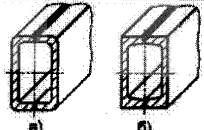
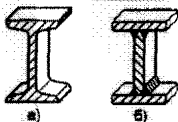
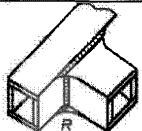
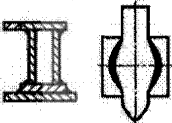
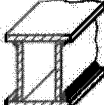
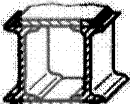
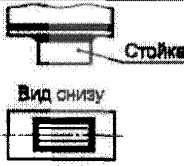
13. Значения номинальных допускаемых напряжений для материала определяются по зависимости

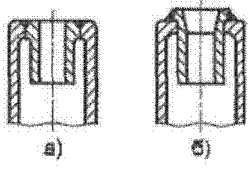
$$[\sigma] = \min \begin{cases} k_T \cdot \sigma_T \\ 1.5 \\ k_B \cdot \sigma_B \\ 2.6 \end{cases} \quad (13)$$

Дополнение 7. Эффективный коэффициент концентрации напряжений

Таблица 1

Эффективный коэффициент концентрации для сварных соединений

Характеристика соединения	Вид соединения	Коэффициент концентрации $K_\sigma$
<p>Балка прямоугольного сечения, сваренная из:</p> <p>а) штампованных П-образных элементов;</p> <p>б) двух швеллеров</p>		<p>1,0</p>
<p>Балка прямоугольного сечения, сваренная из:</p> <p>а) штампованных П-образных элементов;</p> <p>б) двух швеллеров</p>		<p>1,1</p>
<p>Балка двутаврового сечения</p>		<p>а) 1,0 б) 1,1</p>
<p>Сопряжение двух балок:</p> <p>а) <math>R = 50</math> мм и более;</p> <p>б) <math>R = 50</math> мм и менее;</p> <p>в) под прямым углом</p>		<p>а) 1,3 - 1,5 б) 1,6 - 2,0 в) 2,1</p>
<p>Соединение двух балок прерывистым сварным швом</p>		<p>1,7 - 2,1</p>
<p>Балка прямоугольного сечения, сваренная из листового проката</p>		<p>1,1</p>
<p>Балка замкнутого сечения (два швеллера или двутавра, объединенные верхним и нижним истами)</p>		<p>1,1</p>
<p>Приварка стойки (кронштейна) или ребер (показано пунктиром) к горизонтальному листу балки, примыкание под прямым углом</p>		<p>2,1</p>

<p>Вварка втулки: а) сварка встык с разделкой крайков свариваемых элементов; б) соединение внахлест</p>	 <p>The image contains two technical drawings of welded joints. Drawing 'а)' shows a butt joint with beveled edges (V-groove) and a central weld bead. Drawing 'б)' shows a lap joint where two plates overlap and are welded together along the overlapping surface.</p>	<p>а) 1,4 - 1,6 б) 1,7 - 2,1</p>
---	---	--------------------------------------

## Дополнение 8. Расчет подшипников скольжения

1. Оценка радиальных подшипников полусухого и полужидкостного трения  
Среднее рабочее давление между цапфой и вкладышем определяют по формуле

$$p_c = \frac{F_r}{d \cdot l} \quad (1-1)$$

где  $F_r$  — радиальная нагрузка на подшипник, Н;  
 $d$  — диаметр цапфы, мм;  
 $l$  — длина цапфы, мм.

Расчетная окружная скорость цапфы

$$v = \frac{\omega \cdot d}{2} = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60} \quad (1-2)$$

где  $\omega$  — угловая скорость цапфы, рад/сек;  
 $n$  — частота вращения, 1/мин.

Тогда

$$p_c \cdot v = \frac{F_r \cdot \omega}{2 \cdot l} = \frac{\pi \cdot n \cdot F_r}{60 \cdot l} \quad (1-3)$$

2. Оценка осевых подшипников полусухого и полужидкостного трения  
Для упорного подшипника скольжения среднее рабочее давление под пятой

$$p_c = \frac{4 \cdot F_a}{\pi \cdot (d^2 - d_0^2) \cdot K_\psi} \quad (2-1)$$

где  $F_a$  — осевая нагрузка, Н;  
 $d$  и  $d_0$  — наружный и внутренний диаметры пяты, мм;  
 $K_\psi = 0,8 \dots 0,9$  — коэффициент, учитывающий уменьшение опорной поверхности из-за наличия смазочных канавок.

Расчетная окружная скорость вала

$$v = \frac{\omega \cdot R_{np}}{2} \quad (2-2)$$

где  $R_{np}$  — приведенный радиус, мм,

$$R_{np} = \frac{1}{3} \frac{d^3 - d_0^3}{d^2 - d_0^2} \quad (2-3)$$

3. Оценка радиальных подшипников жидкостного трения

При установившемся режиме работы толщина  $h$  масляного слоя должна быть больше суммы микронеровностей цапфы  $R_{z1}$  и вкладыша  $R_{z2}$  (рис.3), где  $R_{z1}$  и  $R_{z2}$  — шероховатости поверхностей соответственно цапфы и вкладыша (сумма высот неровностей поверхностей шипа и подшипника для выбранного класса их чистоты по ГОСТ 2789—73 «Шероховатость поверхности. Параметры и характеристики».

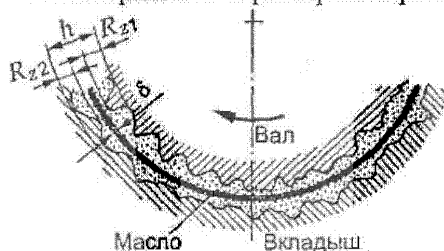


Рис.3

Масляный слой при установившемся режиме работы



Нарушение режима жидкостного трения с учетом геометрии вала определяется по зависимости

$$h_{кр} = R_{z1} + R_{z2} + y_0 \quad (3-1)$$

где

$y_0$  — прогиб шипа в подшипнике, который:

для двухопорного вала может быть определен как  $y_0 = 1,6 (l/L) y_{max}$ ,

в остальных случаях величина  $y_0$  определяется при расчете вала.

$y_{max}$  — стрела прогиба вала на участке между опорами,

$L$  — расстояние между серединами опор.

При оценке несущей способности подшипников скольжения при механических воздействиях в режиме жидкостного трения известны следующие параметры:

$p$  - нагрузка,

$\omega$  - угловая скорость;

$d$  и  $l$  - размеры подшипника;

$\psi = \Delta/d = (D-d)/d$  - относительный диаметральный зазор в подшипнике;

$D$  - диаметр вкладыша;

$\chi = e/\delta$  - относительный эксцентриситет;

$\delta = \Delta/2$  - радиальный зазор;

$\mu$  - динамическая вязкость, МПахс, которая определяется с учетом сорта масла и рабочей температуры по справочным данным.

Вводится понятие коэффициента нагруженности  $\Phi_p$ , который определяется по зависимости

$$\Phi_p = \frac{p \cdot \psi^2}{\mu \cdot \omega} \quad (3-2)$$

Для заданного  $l/d$  и  $\Phi_p$  по табл. 3 определяется значение  $\chi$ .

Толщина масляного слоя в подшипнике при режиме жидкостного трения:

$$h_{min} = \delta \cdot (1 - \chi). \quad (3-3)$$

Таблица 3  
Безразмерный коэффициент нагруженности подшипника  $\Phi_p$

M	λ												
	0,4	0,5	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85	0,9	0,925	0,95	0,975	0,99
<i>Угол охвата 180°</i>													
0,4	0,141	0,216	0,339	0,431	0,573	0,776	1,179	1,775	3,195	5,055	8,39	21,00	65,26
0,5	0,209	0,317	0,493	0,622	0,819	1,098	1,572	2,428	4,261	6,615	10,71	25,62	75,86
0,6	0,283	0,427	0,655	0,819	1,070	1,418	2,001	3,036	5,214	7,956	12,64	29,17	83,21
0,7	0,361	0,538	0,816	1,014	1,312	1,720	2,399	3,580	6,029	9,072	14,14	31,88	88,90
0,8	0,439	0,647	0,972	1,199	1,538	1,965	2,754	4,053	6,721	9,992	15,37	33,99	92,89
1,0	0,589	0,853	1,263	1,528	1,929	2,469	3,372	4,808	7,772	11,38	17,18	37,00	98,55
1,2	0,723	1,033	1,489	1,796	2,247	2,838	3,787	5,364	8,533	12,35	18,43	39,04	102,90
1,5	0,891	1,248	1,763	2,099	2,600	3,242	4,266	5,947	9,304	13,34	19,08	41,07	106,84
<i>Угол охвата 120°</i>													
0,4	0,132	0,198	0,325	0,448	0,602	0,846	1,259	2,050	3,706	5,497	9,73	25,73	83,10
0,5	0,183	0,261	0,463	0,620	0,826	1,144	1,676	2,674	4,717	6,880	12,57	29,33	90,50
0,6	0,245	0,364	0,592	0,788	0,979	1,420	2,052	3,209	5,556	7,994	13,55	32,73	95,52
0,7	0,299	0,441	0,709	0,935	1,221	1,656	2,365	3,554	6,213	8,849	14,80	34,30	90,03
0,8	0,349	0,512	0,815	1,068	1,385	1,862	2,632	4,013	6,749	9,537	15,78	35,86	101,73
1,0	0,436	0,633	0,992	1,285	1,644	2,185	3,042	4,540	7,508	10,53	17,22	38,08	105,47
1,2	0,506	0,722	1,126	1,448	1,838	2,419	3,335	4,941	8,075	11,21	18,13	39,58	107,98
1,5	0,583	0,831	1,271	1,622	2,041	2,663	3,667	5,328	8,618	11,89	19,06	41,06	110,48



Дополнение 9. Характеристики антифрикционных сплавов

1. Применительно к различным материалам подшипников скольжения в табл. 1 - 4 даны значения  $[p]$ ,  $[pv]$  и  $[v]$ .

Таблица 1

Антифрикционный чугун для подшипников скольжения (ГОСТ 158585)

Марка	Твердость, НВ	$[p]$ , Н/мм <sup>2</sup>	$[v]$ , м/с	$[pv]$ , Нм/мм <sup>2</sup> с
АЧС-1	180-229	0,05	2	0,1
АЧС-1	180-220	9	0,2	1,8
АЧС-2	190-229	0,1	3	0,3
АЧС-3	160-100	1,0	0,75	4,5
АЧВ-1	210-260	0,5	5	2,5
АЧВ-2	167-197	12	1,0	12,0
АКЧ-1	197-217	0,5	5	2,5
АКЧ-2	167-197	12	1,0	12,0

Примечания:

1. Для промежуточных значений  $v$  величина  $[pv]$  определяется интерполированием.
2. Подшипники из чугуна АЧС-1, АЧС-2, АЧВ-1, АКЧ-1 работают с закаленным или нормализованным валом, из АЧС-3, АЧВ-2, АКЧ-2 — с незакаленным валом.

Таблица 2

Бронза и латунь для подшипников скольжения

Марка	Область применения	$[p]$ , Н/мм <sup>2</sup>	$[v]$ , м/с	$[pv]$ , Нм/мм <sup>2</sup> с
Бр.ОФ10-1	Подшипники паровых турбин, генераторов и электродвигателей, центробежных насосов и компрессоров	15	10	15
Бр.ОФ6,5-0,15		-	-	-
Бр.ОЦ5-5-5		8	3	12
Бр.ОЦ6-6-3		5	3	10
Бр.ОЦ4-4-17		10	4	10
Бр.АЖ9-4	Подшипники центробежных насосов и компрессоров, электродвигателей, металлорежущих станков, редукторов, прокатных станов	15	4	12
Бр.АЖ9-4Л		-	-	-
Бр.АЖМц10-3-1,5		20	5	12
Бр.АЖС7-1,5-1,5		25	8	20

ЛМцОС58-2-2-2	Подшипники транспортеров, кранов, рольгангов, редукторов, вибраторов, экскаваторов, дробилок	10	1	10
ЛКС80-3-3		12	2	10
ЛМцЖ52-4-1		4	2	6

Таблица 3

## Баббиты и их заменители

Марка	Область применения	$[p]$ , Н/мм <sup>2</sup>	$[v]$ , м/с	$[pv]$ , Нм/мм <sup>2</sup> с
Б89; Б83	Подшипники, несущие большую нагрузку и работающие при большой скорости скольжения: паровых турбин, турбогенераторов, электродвигателей мощностью свыше 750 кВт, двигателей внутреннего сгорания	20	60	15
Б16	Подшипники электродвигателей, тракторов, центробежных насосов и компрессоров, прокатных станов и других машин, работающих без резких изменений нагрузки	15	12	10
Б6	Подшипники редукторов, насосов, вентиляторов, лебедок, шаровых мельниц, небольших прокатных станов и других машин, работающих с умеренной нагрузкой без резких ударов	5	6	5
БН	Подшипники паровых турбин и электродвигателей средней мощности, автотракторных двигателей, поршневых компрессоров и других машин, работающих с переменной и ударной нагрузкой	20	15	15

Таблица 4

Металлокерамические подшипники ( $[p]$ , Н/мм<sup>2</sup>)

Материал	Пористость, %	0,1	0,2	1 v,	2 v,	3 v,	4 v,
		v, м/с	v, м/с	м/с	м/с	м/с	м/с
Бронзографит 9-10%, Sn 1-4% графита, остальное Cu	15-20	18	7	6	5	3,5	1,2
Бронзографит 9-10%, Sn 1-4% графита, остальное Cu	20-25	15	6	5	4	3	1
Бронзографит 9-10%, Sn 1-4% графита, остальное Cu	25-30	12	5	4	3	2,5	0,8

Железографит 1-3% графита, остальное Fe	15-20	25	8,5	8	6,5	4,5	1
Железографит 1-3% графита, остальное Fe	20-25	20	7	6,5	5,5	3,5	0,8
Железографит 1-3% графита, остальное Fe	25-30	15	5	5	4	2,5	0,6

Дополнение 10. Характеристики пружин

1. Характеристики пружин виброизоляции можно рассчитать, пользуясь рекомендациями стандартов.

В расчетах используются параметры, приведенные в табл. 1.

Таблица 1

Расчетные параметры винтовых пружин

Обозначение	Размерность	Величина
$E$	Н/мм <sup>2</sup>	Модуль упругости материала пружины
$G$	Н/мм <sup>2</sup>	Модуль сдвига материала пружины
$D$	мм	Средний диаметр пружины
$d$	мм	Диаметр прутка пружины
$L_0$	мм	Длина разгруженной пружины
$i$	--	Количество рабочих (активных) витков
$s$	мм	Деформация пружины
$R$	Н/мм	Вертикальная жесткость пружины
$R_Q$	Н/мм	Горизонтальная жесткость пружины
$f_e$	Гц	Низшая собственная частота пружины
$\rho$	кг/мм <sup>3</sup>	Плотность материала пружины
$\tau_1$	Н/мм <sup>2</sup>	Предел выносливости при симметричном цикле
$\tau_0$	Н/мм <sup>2</sup>	Предел выносливости при отнулевом цикле

2. Жесткость пружины при работе на сжатие определяется по формуле

$$R = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot i} \quad (2-1)$$

Жесткость пружины при работе в горизонтальном направлении зависит как от ее геометрических размеров, так и от степени ее загрузки вертикальной нагрузкой. Горизонтальная жесткость определяется с учетом двух вспомогательных параметров:

Удлинение пружины -  $\lambda = \frac{L_0}{D} \quad (2-2)$

Относительная деформация пружины -  $\xi = \frac{s}{L_0} \quad (2-3)$

Тогда горизонтальная жесткость пружины определяется по формуле

$$R_Q = R \cdot \xi \cdot \left[ \xi - 1 + \frac{1}{\frac{1}{2} + \frac{G}{E}} \cdot \sqrt{\left( \frac{1}{2} + \frac{G}{E} \right) \cdot \left( \frac{G}{E} + \frac{1 - \xi}{\xi} \right)} \cdot \tan \left[ \lambda \cdot \xi \cdot \sqrt{\left( \frac{1}{2} + \frac{G}{E} \right) \cdot \left( \frac{G}{E} + \frac{1 - \xi}{\xi} \right)} \right] \right]^{-1} \quad (2-4)$$



3. Параметром характеризующим свойства виброизоляции является собственная частота пружины, которая для пружины при обоих закрепленных концах и определяется по формуле:

$$f_e = \frac{3560 \cdot d}{i \cdot D^2} \cdot \sqrt{\frac{G}{\rho}} \quad (3-1)$$

Для обеспечения эффективной виброизоляции необходимо, чтобы собственные частоты пружин находились вне диапазона частот динамического нагружения.

В результате расчета с статической и динамической нагрузок получаем осевую  $F$  и поперечную  $F_Q$  реакцию в пружине.

Смещение пружины в поперечном направлении определяется по зависимости

$$s_Q = F_Q / R_Q \quad (3-2)$$

Касательные напряжения в пружине при совместном действии осевой и поперечной нагрузок

$$\tau = \frac{8 \cdot k}{\pi \cdot d^3} [F \cdot (D + s_Q) + F_Q \cdot (L - d)], \quad (3-3)$$

где  $k$  – корректирующий коэффициент учитывающий повышение напряжений в средних точках сечения прутка вследствие деформации сдвига

$$k = \frac{D/d + 0,5}{D/d - 0,75} \quad (3-4)$$

Дополнение 11. Основные механические характеристики резины

1. Основные механические характеристики резины в табл. 1-1 и 1-2, где:

- [ $\epsilon$ ] – допускаемая относительная деформация сжатия;  
 [ $\sigma$ ] – допускаемое напряжение сжатия, отнесенное к начальной площади поперечного сечения недеформированного резинового элемента;  
 [ $\gamma$ ] – допускаемая относительная деформация сжатия;  
 [ $\tau$ ] – допускаемое напряжение сдвига, отнесенное к начальной площади поперечного сечения недеформированного резинового элемента;

На рис.1 приведен график иллюстрирующий зависимость модуля упругости резины от фактора формы  $\Phi$  и твердости по Шору  $h$ .

Таблица 1-1

Допускаемые механические характеристики сжатия резиновых деталей

Показатель	Фактор формы $\Phi^1$	Значения модуля сдвига, упругости и допускаемые напряжений сжатия, МПа, при твердости по Шору					[ $\epsilon$ ]
		30 $\pm$ 3	40 $\pm$ 3	50 $\pm$ 4	60 $\pm$ 4	70 $\pm$ 4	
		Модуль сдвига G	-	0,4-0,5	0,5-0,6	0,6-0,8	
Модуль упругости $E_p$	0,25	2,5-3,0	3,0-1,0	4,0-5,5	6,0-7,0	8,5-10,0	—
[ $\sigma$ ] при статических нагрузках	0,25 0,50 0,75 1,00 1,25 1,50	0,5 0,7 0,9 1,1 1,3 1,5	0,6 0,8 1,0 1,2 1,5 1,8	0,8 1,0 1,2 1,5 1,8 2,0	1,0 1,2 1,5 1,8 2,2 2,5	1,2 1,5 1,8 2,2 2,5 2,8	0,15 - 0,20
[ $\sigma$ ] при сочетании статических нагрузок со случайными и эпизодическими динамическими	0,25 0,50 0,75 1,00 1,25 1,50	0,4 0,5 0,7 0,9 1,1 1,3	0,5 0,6 0,8 1,0 1,2 1,5	0,6 0,8 1,0 1,2 1,4 1,6	0,8 1,0 1,2 1,5 1,8 2,0	1,0 1,2 1,5 1,8 2,2 2,5	0,10 - 0,15
[ $\sigma$ ] при стационарных динамических нагрузках	0,25 0,50 0,75 1,00 1,25 1,50	0,3 0,4 0,55 0,7 0,8 1,0	0,4 0,45 0,6 0,75 0,9 1,1	0,45 0,6 0,75 0,9 1,0 1,2	0,6 0,75 0,9 1,1 1,3 1,5	0,75 0,9 1,1 1,3 1,6 2,0	0,05—0,10

<sup>1</sup> Фактором формы является отношение площади нагружения к площади свободной (боковой) поверхности детали.

## Допускаемые механические характеристики сдвига резиновых деталей

Показатель	Значения модуля сдвига и допускаемых касательных напряжений сдвига, МПа, при твердости по Шору				[ $\gamma$ ]
	40 $\pm$ 3	50 $\pm$ 4	60 $\pm$ 4	70 $\pm$ 4	
Модуль сдвига G	0,4-0,5	0,6-0,7	0,9-1,1	1,3-1,5	—
[ $\tau$ ] при статических нагрузках	0,2	0,2	0,4	0,5	0,35 - 0,5
[ $\tau$ ] при сочетании статических нагрузок со случайными и эпизодическими динамическими	0,15	0,2	0,25	0,3	0,2 - 0,3
[ $\tau$ ] при стационарных динамических нагрузках	0,1	0,15	0,18	0,22	0,1 - 0,15

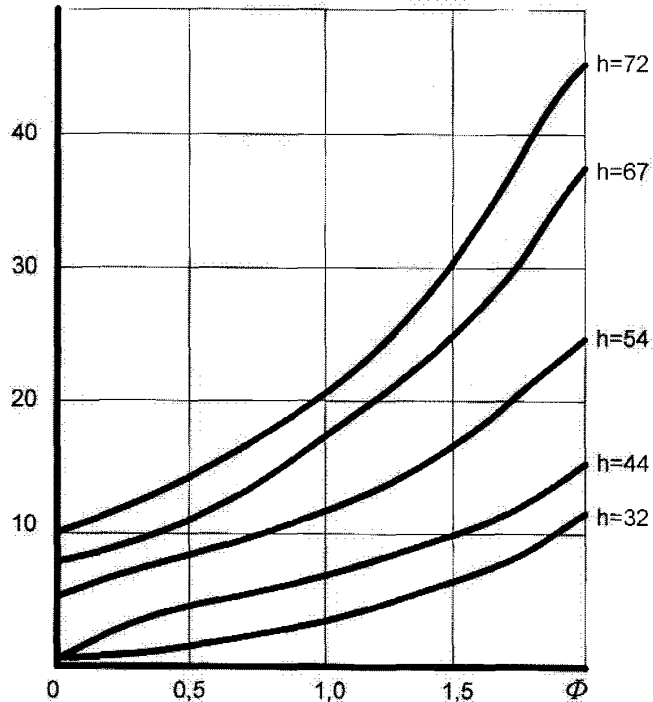
 $E_p \cdot 10^3, \text{кН/м}^2$ 

Рис.1

Зависимость  $E_p$  от фактора формы  $\Phi$  и твердости по Шору  $h$

2. На практике работа резиновых деталей происходит при скоростях деформации значительно превышающих скорости релаксации процессов. Поэтому динамический модуль упругости отличается от статического и может быть определен по зависимости типа

$$E_d = k \cdot E_p \quad (2-1)$$

где  $k$  - параметр, учитывающий влияние скорости деформации на модуль упругости для данного типа резины. По имеющимся в литературе данным рекомендуемое значение параметра  $k$  лежит в пределах  $k = 1 - 2$  и более.

В табл. 2 приведены значения параметра  $k$  для резин различной жесткости при колебаниях с частотой 500 циклов/мин (амплитуда деформации не приводится).

Таблица 2

Допускаемые Расчетные параметры винтовых пружин						
Твердость по Шору	30	45	50	60	65	70
$k$	1.5	1.32	1.22	1.18	1.21	1.3

Коэффициент формы, который рассчитывается по зависимостям:

для амортизатора кольцевой формы

$$\Phi = \frac{D - d}{4 \cdot H} \quad (2-2)$$

для амортизатора прямоугольной формы

$$\Phi = \frac{a \cdot b}{2 \cdot (a + b) \cdot H} \quad (2-3)$$

где  $D$  и  $d$  - наружный и внутренний диаметры амортизатора, мм;  
 $a$  и  $b$  - стороны основания массива амортизатора, мм;  
 $H$  - высота амортизатора, мм.

При отсутствии данных жесткость резинового виброизолятора при продольном сжатии может быть определена по формуле:

$$R_z = \frac{S \cdot E_d}{H} \quad (2-4)$$

где  $S$  - площадь поперечного сечения амортизатора;

$E_d$  - динамический модуль упругости;

$H$  - высота амортизатора.

Жесткость резинового виброизолятора в поперечном направлении (сдвиг) может быть определена по формуле:

$$R_x = R_y = \frac{S \cdot G_d}{H} \quad (2-5)$$

где  $G_d$  - динамический модуль сдвига.

**Российский морской регистр судоходства**  
**Правила технического наблюдения**  
**за постройкой судов и изготовлением материалов и изделий для судов**  
**В 4 томах**  
**Том 3**  
**Часть IV**  
**Техническое наблюдение за изготовлением изделий**

Ответственный за выпуск *А.В. Зухарь*  
Главный редактор *М.Р. Маркушина*  
Редактор *С.А. Кротт*  
Верстальщик *С.С. Лазарева*

Подписано в печать 29.06.2016. Формат 60 × 84/8. Гарнитура Тайме.  
Усл.-печ.л.: 36,7. Уч.-изд.л.: 36,0. Тираж 150 экз. Заказ № 2015-4

ФАУ «Российский морской регистр судоходства»  
191186, Санкт-Петербург, Дворцовая наб., 8  
[www.rs-class.org/ru/](http://www.rs-class.org/ru/)