Из приведенного графика видно, что коэффициент концентрации уменьшается на 8% при относительной ошибке скорости звука в 3%. При дальнейшем увеличении данной ошибки коэффициент концентрации резко снижается. При относительной ошибке скорости звука 8% коэффициент концентрации падает более чем на 50%.

Выводы

Показано, что получаемая оценка направления прихода сигнала в горизонтальной плоскости является несмещенной и не зависит от скорости звука задаваемой при проведении расчетов. Данное обстоятельство позволяет определить это направление и использовать полученное значение при оценке эффективной горизонтальной скорости звука на апертуре КАР.

Полученное в результате оценки значение скорости звука является тем, которое и требуется задавать при проведении пространственной обработки – вычислении отклика КАР в горизонтальной плоскости при плосковолновой модели распространения звука.

Проведенное численное моделирование подтвердило работоспособность предложенного метода в широком диапазоне значений отношения сигнал-помеха.

Вспомогательный излучатель относительно небольшой мощности может обеспечить решение поставленной задачи в акватории существенных размеров.

1. Драченко В. Н., Михнюк А. Н., Якутов И. Н. Калибровка приемных антенных решеток в морских условиях. // Датчики и системы № 1 (232), январь 2019, С. 22-28
2. Гоноровский И. С. Радиотехнические цепи и сигналы: Учебник для вузов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Радио и связь, 1986. — 512 с.
3. Гуткин Л. С. Теория оптимальных методов радиоприема при флуктуационных помехах. ГЭИ, 1961.
4. Бронштейн И.Н., Семендяев К.А., Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов. – 13-е изд., исправленное. – М.: Наука, Гл. ред. физ.-мат. лит., 1986. – 544 с.
5. Кузнецов Г. Н., Лебедев О.В., Степанов А.Н., Вертикальная амплитудно-фазовая структура низкочастотного акустического поля в мелком море // Акуст. журн. 2016. Т. 62. № 6. С. 699–711.

Колтаков А.А., Харламов А.Ю., Копейкин В.Н., Козявин Ю.А.

Методика расчета резиновых виброизоляторов для установок, где источником вибрации являются элементы вращения, учитывающая их динамические характеристики и требуемую эффективность виброизоляции

*Военный учебно-научный центр Военно-воздушных сил «Военно-воздушная академия им. проф. Н.Е. Жуковского и Ю.А. Гагарина»
(Россия, Воронеж)*

doi: 10.18411/trnio-11-2021-57

Аннотация

В статье представлена методика расчета виброизоляторов для установок, источником вибрации в которых являются элементы вращения. Методика учитывает динамические характеристики эластомеров, а также показатель эффективности виброизоляции.

Ключевые слова: вибрация, расчетная частота, динамический модуль упругости, эффективность виброизоляции, жесткость виброизолятора.

Abstract

The article presents a method for calculating vibration isolators for installations, the source of vibration in which are elements of rotation. The method takes into account the dynamic characteristics of elastic materials, as well as an indicator of vibration efficiency.

Keyword: vibration, design frequency, dynamic modules of elasticity, vibration isolation efficiency, vibration isolator stiffness.

При проектировании виброзащитных систем методом вибродемпфирования одним из основополагающих методов является установление резонансных частот источников вибрации для подбора эластичного материала с соответствующими свойствами, обеспечивающими снижение уровня вибрации.

Сначала определяют расчетную частоту вращения n_p и требуемую эффективность виброизоляции ΔL_T , для этого необходимо воспользоваться таблицей 1, где представлены примерные значения этих величин [1].

Таблица 1

Расчетная частота вращения n_p и требуемая эффективность виброизоляции ΔL_T

Расчетная частота вращения n_p	Значения ΔL_T , дБА
<i>Поршневые компрессоры мощностью, кВт:</i>	
до 15	17
от 20 до 60	20
от 75 до 150	26
Центробежные насосы	26
Автономные кондиционеры	20
<i>Вентиляторы с частотой вращения, мин⁻¹:</i>	
Более 800	26
500...800	20...26
350...500	17...20
200...350	11...17

Далее находят расчетные частоты возбуждающих сил f_g (1 - 6) [2]:

- неуравновешенные силы инерции вращающихся и возвратно-поступательно движущихся масс:

$$f_g = kn/60, \quad (1)$$

- посадка клапанов и удары при выборе тепловых зазоров:

$$f_g = kz_k z_n / (60m), \quad (2)$$

- процесс сгорания, впуска и выпуска:

$$f_g = kz_n / (60m), \quad (3)$$

- пересопряжение зубьев шестерен:

$$f_g = kn_{uz} z_{uz} / 60, \quad (4)$$

- частота действия накопленной при изготовлении шестерни ошибки

$$f_g = kn_{uz} / 60, \quad (5)$$

- неравномерность потока воздуха, создаваемая вентиляторами и нагнетателями:

$$f_g = kz_n n / 60, \quad (6)$$

где k – номер гармоники, $k=1,2,3\dots$; n – частота вращения вала (мин⁻¹);

z – число цилиндров; z_k – число одновременно работающих клапанов одного цилиндра; m – коэффициент тактности, для 2-х тактных $m=1$, для 4-х тактных $m=2$; z_{uz} – число зубьев ведущей шестерни; z_n – число лопаток вентилятора.

Если в работающей установке существуют части, вращающиеся с различной частотой, то в качестве расчетной принимают наименьшую из них.

Отношение C расчетной частоты возбуждающей силы f_v к предельно допустимой частоте собственных вертикальных колебаний $f_{0\partial}$ виброизолированной установки принимают в зависимости от требуемой эффективности виброизоляции ΔL_T из следующих значений, представленных в таблице 2.

Таблица 2

Требуемая эффективность виброизоляции

ΔL_T , дБ	5	7,5	10	15	20	25	30	35
$C = f_v / f_{0\partial}$	1,65	1,8	2	2,6	3,3	4,2	5,4	7

По выбранному значению параметра C определяют предельно допустимую частоту, Гц,

$$f_{0\partial} = f_b / C. \quad (7)$$

Требуемую общую массу, кг, виброизолированной установки рассчитывают по формуле:

$$m_T \geq 2,5\varepsilon \cdot m_b / A_{\partial}, \quad (8)$$

где ε – эксцентриситет вращающихся частей, мм;

m_b – масса вращающихся с частотой n_y частей установки, кг;

A_{∂} – максимально допустимая амплитуда смещения центра тяжести установки, мм.

Если величины ε и A_{∂} неизвестны, то, например, для вентиляционной установки можно приближенно принять $\varepsilon_{\partial} = 0,2 \dots 0,4$ мм при динамической балансировке и $\varepsilon_c = 1 \dots 1,5$ мм при статической балансировке. A_{∂} принимают из значений, указанных в таблице 3.

Таблица 3

Максимально допустимую амплитуду смещения

Частота вращения n_y , мин ⁻¹	300	400	500	600	700	900	1200	1500	3000
A_{∂} , мм	0,2	0,18	0,16	0,145	0,13	0,11	0,09	0,07	0,04

Далее вычисляют суммарную массу, кг установки с рамой, как показано на рисунке [1].

$$m = m_y + m_p, \quad (9)$$

где m_y – масса установки, кг;

m_p – масса рамы, кг.

При этом должно соблюдаться условие:

$$m \geq m_T. \quad (10)$$

После определения массы установки вычисляют площадь поперечного сечения всех виброизоляторов, м²:

$$F_b = 9,81m / \sigma, \quad (11)$$

где m_0 – общая масса установки, кг,

σ – расчетное статистическое напряжение в резине: для мягкой резины $(1 \dots 3) \cdot 10^5$ Н/м², для резины с большой твердостью $(3,1 \dots 5) \cdot 10^5$ Н/м².

Рабочую высоту, м, каждого виброизолятора находят по выражению [1]:

$$H_p = \frac{EF_b}{\sum K_b} \quad (12)$$

где E – динамический модуль упругости резины, Па,

$\sum K_b$ – требуемая суммарная жесткость виброизоляторов Н/м.

Жесткость виброизолятора рассчитывается исходя из значений динамического модуля упругости.

Известно, что расчет жесткости резиновых элементов является необходимым этапом разработки виброизоляторов с требуемыми характеристиками, как при статических, так и при динамических условиях. Для определения жесткости типовых элементов (амортизирующей вставки) виброизоляции при малых деформациях используется линейная теория упругости. Жесткость виброизолятора определяется выражением [1,4]:

$$C = \mathcal{J}ES/h, \quad (13)$$

где $\mathcal{J}$ – безразмерная жесткость амортизирующей вставки в направлении оси;

E – динамический модуль упругости;

S – площадь поперечного сечения амортизирующей вставки;

h – высота амортизирующей вставки.

Таким образом, при уменьшении высоты амортизирующей вставки h в 2 раза жесткость C виброизолятора может увеличиваться в 2 ... 8 раз в зависимости от его формы.

Площадь поперечного сечения одного виброизолятора, м²,

$$F_1 = F_B/n_B, \quad (14)$$

где n – число виброизоляторов.

Далее для виброизолятора призматической формы находят сторону квадрата, м,

$$B = \sqrt{F_1} \quad (15)$$

а для виброизолятора цилиндрической формы – диаметр, м,

$$D = \sqrt{4F_1/\pi}. \quad (16)$$

Для обеспечения устойчивости виброизоляции необходимо, чтобы соблюдалось условие:

$$1,5H_p \leq B \leq 8H_p, \quad (17)$$

или

$$1,5H_p \leq D \leq 8H_p. \quad (18)$$

Если это условие не выполняется, необходимо или взять резину другой твердости, или принять другое число изоляторов, или увеличить площадь их поперечного сечения, или выбрать пружинные виброизоляторы.

Полную высоту, м, виброизолятора определяют по формуле:

$$H = H_p + 0,125B, \quad (19)$$

или

$$H = H_p + 0,125D. \quad (20)$$

После уточнения размеров виброизоляторов следует проверить обеспечиваемую эффективность виброизоляции, дБА:

$$\Delta L_y = 20 \cdot \lg \left(\frac{f_B^2}{f_0^2} - 1 \right), \quad (21)$$

где $f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\sum K_{B,y}}{m_{0,y}}}$ – уточненная частота собственных вертикальных колебаний, Гц;

$\sum K_{B,y} = \frac{EK_{B,y}}{H_p}$ – уточненная общая жесткость всех виброизоляторов, м²;

$m_{0,y}$ – уточненная масса вибрационной установки, кг.

Если общая масса установки $m_0 \geq m_T$, то $m_{0,y} = m_0$.

Полученное значение ΔL_y должно быть близко к выбранному ΔL_T или меньше его.

1. Ляпунов В.Т., Лавендел Э.Э., Шляпочников С.А. Резиновые вибро-изоляторы: справочник. – Л.: Судостроение, 1988. – 216 с.
2. Иванов Н.И., Никифоров А.С. Основы виброакустики: учебник для вузов. – СПб.: Политехника, 2000. – 482 с.
3. Юдин Е.Я. Борьба с шумом на производстве: справочник. – М.: Машиностроение, 1985. – 400 с.
4. Патент RU 2453746 С1 Способ виброзащиты машин / Устинов Ю.Ф., Иванов В.П., Скрынников А.В., Муравьев В.А., Нгуен Лам Хань, Колтаков А.А., опубл. 20.06.2012.

Кормилицын О.П.

Биомеханика в ортопедической стоматологии

*Санкт-Петербургский государственный электротехнический университет
(Россия, Санкт-Петербург)*

doi: 10.18411/trnio-11-2021-58

Аннотация

Рассматриваются силы, действующие на пародонт в жевательном процессе. Представлены расчетная схема и математическая модель конструкции зубного протеза на имплантатах, позволяющие проводить анализ напряженно- деформированного состояния биотехнической системы пародонт-зубной протез.

Ключевые слова: Пародонт, окклюзия, имплантат, шинирующая балка, аттачманы, жевательная нагрузка, биотехническая система, расчетная модель, напряжения.