

DOI: <https://doi.org/10.37909/2542-1352-2024-4-4007>

Методика управления колебательными процессами в виброзащитной системе

Елена Фомичева

Доцент

Новосибирский государственный университет архитектуры, дизайна и искусств имени А.Д. Крячкова
fomicheva.elena.70@mail.ru

Павел Фомичев

Доцент

Новосибирский государственный технический университет
lena054@mail.ru

Аннотация

Среди требований к виброизоляции важнейшим является требование к диапазону расположения собственных частот колебаний. Исследуем подвеску судового двигателя на упругих пневмогидравлических виброизолирующих опорах (ПВО) как наиболее перспективных виброзащитных системах нового поколения [Фомичев 2005]. Изложена методика расчета собственных колебаний пространственных виброизолированных объектов. Приведен алгоритм сведения частот колебаний в узкий диапазон путем варьирования координат и углов установки таких виброизоляторов как ПВО. Приведен пример расчета.

Ключевые слова: виброзащита, вынужденные колебания, виброзащитные системы

Для цитирования: Фомичева Е.В., Фомичев П.А. Методика управления колебательными процессами в виброзащитной системе // Творчество и современность. 2024. № 4. С. 47–53.

DOI: <https://doi.org/10.37909/2542-1352-2024-4-4007>

Method for Controlling Vibration Processes in a Vibration Protection System

Elena Fomicheva

Associate Professor

Kryachkov Novosibirsk State University of Architecture, Design and Arts

fomicheva.elena.70@mail.ru

Pavel Fomichev

Associate Professor

Novosibirsk State Technical University

lena054@mail.ru

Abstract

Among the requirements for vibration isolation, the most important is the requirement for the range of natural vibration frequencies. We study the suspension of a marine engine on elastic pneumohydraulic vibration-isolating mounts (PVIM) as the most promising vibration protection systems of the new generation. A method for calculating the natural vibrations of spatial vibration-isolated objects is presented. An algorithm is presented for reducing vibration frequencies to a narrow range by varying the coordinates and installation angles of such vibration isolators as air defense. An example of calculation is given.

Keywords: vibration protection, forced vibrations, vibration protection systems

For citation: Fomicheva E., Fomichev P. (2024) Method for Controlling Vibration Processes in a Vibration Protection System. *Creativity and modernity*. 26 (4). 47–53.

Введение

Предметом исследования в данной статье является подвеска двигателя на ПВО, что определяет специфический метод расчета жесткости виброизоляторов для математической модели.

За координатные оси примем главные центральные оси виброизолированного объекта (двигателя) в состоянии покоя O_x, O_y, O_z . Обозначим угловые перемещения относительно этих осей соответственно α, β и γ . Рассматриваемая упругая система имеет шесть частот собственных колебаний (две по связанным формам x и β , две по формам y и α), частоту поступательного и углового перемещения относительно оси O_z . Ставится задача сведения всех шести частот свободных колебаний в узкий диапазон частот.

Задачу оптимизации будем решать для случая установки судового двигателя на четырех ПВО, установленных таким образом, что две любые стоящие опоры попарно симметричны. Оптимизируемыми параметрами являются координаты и углы установки опор.

Задача стабилизации сводится к отношению таких параметров, при которых принимает минимальное значение целевая функция [Фролов 2021]:

$$W = \frac{f_{max} - f_{min}}{f_0}, \quad (1)$$

где: f_{max} и f_{min} — соответственно максимальная и минимальная частоты из спектра собственных частот; $f_0 = \sqrt{f_{max} \cdot f_{min}}$ — базовая частота.

Частоту f_0 выбираем из дополнительных условий, например в полосе частот с минимальным уровнем внешнего возбуждения. Заметим, что решение задачи оптимизации является инвариантным к значению базовой частоты.

Идеальным результатом оптимизации было бы обращение целевой функции (1) в нуль, но реальные условия установки виброизоляторов, соотношения между их главными жесткостями и радиусами инерции твердого тела не всегда позволяют достичь такого результата.

Решение задачи оптимизации происходит в два этапа: на первом находим оптимальные координаты и углы установки основных виброизоляторов, на втором — аналогичные параметры для дополнительных виброизоляторов, представляющих собой дополнительные жесткости, установленные в плоскости, параллельной плоскости O_{xy} , наложенные на виброизолируемый объект в точках крепления основных виброизоляторов.

Рассмотрим твердое тело с четырьмя виброизоляторами в виде ПВО (рисунок 1а). Опоры расположены симметрично относительно плоскостей O_{xy} и O_{yz} . Обозначим координаты геометрического центра опоры 1 (рис. 1б) через a_x, a_y, a_z , главные жесткости опоры — через C_r, C_p, C_q . Направления векторов главных жесткостей опоры заданы таким образом: C_r направлена вдоль оси опоры, направлена вдоль оси опоры, C_p расположена в вертикальной плоскости (параллельной оси O_z) и направлена перпендикулярно C_r, C_q — в плоскости O_{xy} направлена перпендикулярно C_p и C_r . Угол наклона оси опоры 1 оси O_z обозначим φ , угол между осями q и O_y обозначим λ .

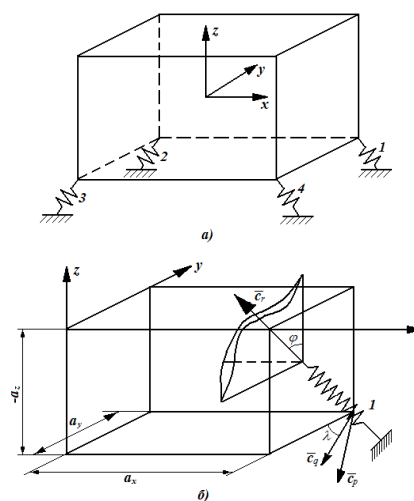


Рисунок 1. Основные обозначения

Figure 1. Basic designations

Матрицы и коэффициенты жесткости можно рассчитать по методике, изложенной в [Банах 2019]. Зная коэффициенты жесткости, определим все собственные частоты.

Собственные частоты по связанным формам x и β определяем из условия равенства нулю определителя динамической матрицы [Фролов 2021]:

$$\det(C_{x\beta} - \omega^2 M_{x\beta}) = 0, \quad (2)$$

где: $C_{x\beta}$ — матрица жесткости; ω — круговая частота; $M_{x\beta} = \begin{pmatrix} m & 0 \\ 0 & m\rho_y^2 \end{pmatrix}$ — матрица инерции; m — масса виброизолированного объекта; ρ_y — радиус инерции объекта относительно оси O_y .

Аналогичным образом определяются собственные частоты по связанным формам y, α :

$$\det(C_{y\alpha} - \omega^2 M_{y\alpha}) = 0, \quad (3)$$

где: $C_{y\alpha}$ — матрица жесткости; $M_{y\alpha} = \begin{pmatrix} m & 0 \\ 0 & m\rho_x^2 \end{pmatrix}$ — матрица инерции; ρ_x — радиус инерции объекта относительно оси O_x .

Собственную частоту поступательного перемещения z определим из уравнения:

$$C_z - \omega^2 m = 0, \quad (4)$$

где C_z — коэффициент жесткости.

Собственная частота углового перемещения относительно оси O_z ν определяется из уравнения:

$$C_\nu - \omega^2 m \rho_z^2 = 0, \quad (5)$$

где: C_ν — коэффициент жесткости; ρ_z — радиус инерции объекта относительно оси O_z .

При решении первого этапа оптимизации (виброизолируемый объект на четырех виброопорах) главные жесткости ПВО находим из соотношений [Статников 2019]:

$$C_r = \frac{p_0 \gamma S Q^2 H^n}{x \cdot (2g p_0 k_2^2 \mu^2 S_0^2 H^n + \gamma Q^2 (H-x)^n)}, C_p = C_q = \frac{C_r}{3} \quad (6)$$

значения основных параметров, входящих в формулу (6), соответствуют начальным параметрам конструкции ПВО [Фомичев 2005].

При решении первого этапа задачи оптимизации в качестве варьируемых параметров были выбраны углы ϕ и λ (изменяющиеся таким образом: $0^\circ \leq \phi \leq 80^\circ$, $0^\circ \leq \lambda \leq 90^\circ$) и координаты геометрического центра опоры a_x , a_y , a_z , которые изменялись: $0,4 \leq a_x \leq 0,55$, $0,5 \leq a_y \leq 0,61$, $0,35 \leq a_z \leq 0,7$ м.

Решение первого этапа задачи дает спектр собственных частот, соответствующий минимуму целевой функции W_{min} : $f_1 = 1,46$; $f_2 = 1,08$; $f_3 = 1,7$; $f_4 = 1,28$; $f_5 = 2,36$; $f_6 = 1,09$ Гц,

где: f_1, f_2 — соответственно большая и меньшая собственная частота по связанным формам x и β ; f_3, f_4 — частоты по связанным формам u и α ; f_5, f_6 — собственные частоты поступательного и углового перемещений относительно оси O_z .

Минимальное значение целевой функции достигается при $a_x = 0,55$ м; $a_y = 0,55$ м; $a_z = 0,35$ м, $\phi = 13,3^\circ$, $\lambda = 30^\circ$.

Зависимость целевой функции W от углов ϕ и λ при перечисленных значениях a_x , a_y , a_z показана на рисунке 2.

Из рисунка видно, что наименьшая собственная частота спектра f_2 меньше наибольшей собственной частоты f_5 более чем в 2 раза.

На втором этапе попытаемся приблизить к максимальной частоте f_5 значения остальных собственных частот спектра. Этого можно добиться путем установки дополнительных ПВО в плоскости, параллельной O_{xy} , имеющих главные жесткости C_r^d и C_q^d ($C_p^d = 0$).

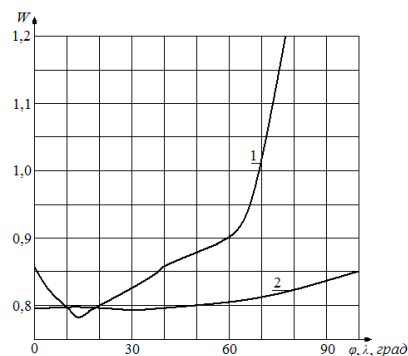


Рисунок 2. Зависимость целевой функции W от углов ϕ и λ (1 — при постоянном $\lambda = 30^\circ$, 2 — при постоянном $\phi = 13,3^\circ$).

Figure 2. Dependence of the objective function W on the angles ϕ and λ

В этом случае алгоритм расчета остается прежним, хотя варьируются параметры C_r^d , C_q^d и a_z^d , где a_z^d — координата плоскости установки дополнительных виброизоляторов. При решении второго этапа задачи оптимизации матрицы $C_{x\beta}$ и $C_{y\alpha}$ и коэффициент C_ν жесткости будем находить следующим образом. Сначала в формулы (2), (3), (5) подставляем значения ϕ , λ , a_x , a_y , a_z , соответствующие минимуму целевой функции на первом этапе оптимизации. Затем в эти же формулы подставляем значения главных жесткостей и координаты дополнительных ПВО ($\phi^d = 90^\circ$, $\lambda^d = 45^\circ$) после чего обе полученные матрицы суммируем.

Дополнительные ПВО установлены таким образом, что $C_z^d = 0$ (собственная частота f_5 не повышается). В результате удалось понизить минимум целевой функции W_{min} со следующим спектром собственных частот:

$$f_1 = f_3 = 2,35; f_2 = 1,11; f_4 = 1,6; f_5 = 2,36; f_6 = 1,82 \text{ Гц.}$$

Эти результаты получены при $C_r^d = 14$ кН/м, $C_q^d = 13,3$ кН/м и $a_z^d = 0$. Если же при этих значениях C_q^d и a_z^d проварьировать угол λ^d от 0 до 180° , то при $\lambda^d = 138^\circ$ целевая функция имеет минимум W_{min} , а наибольшая и наименьшая частоты будут соответственно $f_5 = 2,36$ и $f_2 = 1,22$ Гц.

Из рассмотренного видно, что, хотя минимальное значение целевой функции и разброс собственных частот изменились мало, удалось повысить практически все собственные частоты. Таким образом, предлагаемый метод оптимизации позволяет собирать спектр собственных частот системы виброизоляции двигателей в достаточно узкую область, что приводит к улучшению виброизолирующих и виброакустических характеристик двигателя.

Список литературы

1. Банах Л.Я. Метод расчета матриц жесткости, инерции и демпфирования для сложных пространственных систем / Виброизоляция машин и виброзащита. Москва: Наука, 2019. 196 с.
2. Статников Р.Б., Матусов Л.Б. Многокритериальное проектирование машин Москва: Знание, 2019. 179 с.
3. Фомичев П.А. Гидравлические виброизолирующие опоры нового поколения. / С.П. Глушков, П.А. Фомичев, Е.В. Фомичева. Новосибирск, Новосибирская академия водного транспорта, 2005. 190 с.
4. Фомичев П.А. Фомичева Е.В. Автоматизация виброзащиты судовых двигателей. Новосибирск: Сибирская издательская фирма «Наука» РАН, 2004. 126 с.
5. Фролов К.В. Динамические свойства линейных виброзащитных систем. Москва: Наука, 2021. 205 с.

References

1. Banakh L.Ya. Method for calculating stiffness, inertia and damping matrices for complex spatial systems / Vibration isolation of machines and vibration protection. Moscow: Nauka, 2019. 196 p.
2. Statnikov R.B., Matusov L.B. Multicriteria design of machines Moscow: Znanie, 2019. 179 p.
3. Fomichev P.A. New generation hydraulic vibration-isolating supports. / S.P. Glushkov, P.A. Fomichev, E.V. Fomicheva. Novosibirsk, Novosibirsk Academy of Water Transport, 2005. 190 p.
4. Fomichev P.A. Fomicheva E.V. Automation of vibration protection of ship engines. Novosibirsk: Siberian Publishing Firm "Nauka" RAS, 2004. 126 p.
5. Frolov K.V. Dynamic properties of linear vibration protection systems. Moscow: Nauka, 2021. 205 p.

Материал передан в редакцию 9.09.2024