DOI: 10.17117/na.2015.10.03.138

Поступила (Received): 28.10.2015

<http://ucom.ru/doc/na.2015.10.03.138.pdf>**Кочетов О.С.****Расчет пространственной системы виброизоляции****Kochetov O.S.****Calculation of spatial system of vibration insulation**

Рассмотрен расчет трехмерной системы виброизоляции объекта, значения собственных частот которой подсчитываются по методу разделения систем. Объект установлен на равночастотной пружине в виде тарельчатого упругого элемента с сетчатым демпфером

Ключевые слова: система виброизоляции, собственные частоты, центр масс

Calculation of three-dimensional system of vibration insulation of object which values of own frequencies are counted on a method of division of systems is considered. The object is established on an equifrequent spring in the form of a dish-shaped elastic element with a mesh damper

Key words: system of vibration insulation, own frequencies, center of masses

Кочетов Олег Савельевич

Доктор технических наук, профессор
Московский государственный университет
информационных технологий, радиотехники и
электроники
г. Москва, ул. Стромынка, 20

Kochetov Oleg Savelyevich

Doctor of Engineering Sciences, Professor
Moscow state university of information technologies,
radio engineerings and electronic engineers
Moscow, Stromynk st., 20

Основными параметрами трехмерной системы виброизоляции (рис.1) являются: масса машины M ; моменты инерции массы J_{ox} , J_{oy} , J_{oz} виброизолируемой машины относительно осей, проходящих через центр масс; жесткости виброизоляторов K_x , K_y , K_z ; круговые частоты собственных колебаний относительно координатных осей. Эффективность виброизоляции при действии гармонических нагрузок должна оцениваться коэффициентом передачи [1, с.77; 7, с.33; 8, с.20]. Опорные места желательно располагать симметрично относительно центра масс машины. Расстояние между опорными местами и центром масс машины находится при вычислении собственных частот вращательных колебаний системы виброизоляции. При выборе расположения опорных мест необходимо учитывать, что собственные частоты вращательных колебаний относительно осей X_0 , Y_0 , Z_0 зависят от расположения опорных мест.

Величины необходимых суммарных линейных и угловых жесткостей системы виброизоляции для различных координат должны определяться по формулам:

$$\begin{aligned} A_x &= M \omega^2; & C_x &= J_{ox} \omega_{\varphi x}^2; \\ A_y &= M \omega^2; & C_y &= J_{oy} \omega_{\varphi y}^2; \\ A_z &= M \omega^2; & C_z &= J_{oz} \omega_{\varphi z}^2. \end{aligned} \quad (1)$$

где A_x, A_y, A_z – суммарные жесткости системы виброизоляции относительно осей X_0, Y_0, Z_0 , Нм; C_x, C_y, C_z – суммарные угловые жесткости системы виброизоляции относительно осей X_0, Y_0, Z_0 , Нм.

Рис. 1. Расчетная схема трехмерной системы виброизоляции

Рис. 2. Тарельчатый упругий элемент с сетчатым демпфером: а) фронтальный разрез, б) вид сверху

Суммарные жесткости системы виброизоляции выражаются через жесткости отдельных виброизоляторов следующим образом:

$$\begin{aligned} A_x &= \sum_1^n K_{xi}; & C_x &= \sum_1^n K_{zi} y_{oi}^2 + \sum_1^n K_{yi} z_{oi}^2; \\ A_y &= \sum_1^n K_{yi}; & C_y &= \sum_1^n K_{zi} x_{oi}^2 + \sum_1^n K_{xi} z_{oi}^2; \\ A_z &= \sum_1^n K_{zi}; & C_z &= \sum_1^n K_{yi} x_{oi}^2 + \sum_1^n K_{xi} y_{oi}^2; \end{aligned} \quad (2)$$

где K_{xi} , K_{yi} , K_{zi} - жесткости i -го виброизолятора в направлении осей X_0 , Y_0 , Z_0 ; x_{oi} , y_{oi} , z_{oi} – координаты i -го виброизолятора в системе координат X_0 , Y_0 , Z_0 ; n – число виброизоляторов.

Параметры виброизоляторов (K_{xi} , K_{yi} , K_{zi}) должны быть выбраны таким образом, чтобы суммарные жесткости A_x , A_y , A_z , C_x , C_y , C_z , были не больше жесткостей, определенных по формуле (1) [2,с.344; 3,с.75; 6,с.44]. Вертикальную жесткость упругих элементов желательно выбирать таким образом, чтобы деформация виброизоляторов при опорной схеме виброизоляции под действием силы веса машины была одинаковой и опорная плоскость машины оставалась горизонтальной. Если при первом расчете полученный результат не удовлетворяет вышеперечисленным требованиям, то следует изменить жесткости или координаты виброизоляторов и повторить расчет. При совпадении центра масс виброизолированной машины с центром жесткости системы виброизоляции, формулы (1) являются точными, при несовпадении – приближенными. Точные значения собственных частот в этом случае можно подсчитать по методу разделения систем, который рассмотрен на примере расчета системы виброизоляции для пневморепирного ткацкого станка АТПР-120 в работах [1,с.77; 8,с.20].

Для подвесной схемы виброизоляции возможно применение одинаковых цилиндрических пружин для всех виброизоляторов. Однако наиболее оптимальным является применение нелинейных равночастотных пружин, например, тарельчатых [4,с.22].

Таблица 1. Результаты испытаний различных вариантов установки станка

Направление действия нагрузки	Снижение амплитуд динамических нагрузок, в дБ, при работе станка АТПР-120 на виброизолирующих устройствах по сравнению с жестким креплением станка		
	ОВ-31	АП-113	Пружинные виброизоляторы
по основе	1	3,5	25
по утку	5	8	14
по верт.	1	6	23

Исследования эффективности применения пружинных виброизоляторов для пневморепирных ткацких станков были проведены в производственных условиях на втором этаже ткацкого цеха Московской хлопчатобумажной фабрики им.М.В.Фрунзе, причем станок АТПР устанавливался на виброизоляторы ОВ-31, виброизолирующие прокладки типа АП-113 и пружинные виброизоляторы. Результаты испытаний представлены в табл.1., а также в работах [9,с.71; 11,с.65; 12,с.48; 13,с.142; 14,с.230; 15,с.42; 16,с.17].

Как видно из табл.1 установка станка на пружинные виброизоляторы позволяет снизить амплитуды динамических нагрузок по основе, утку и в вертикальном направлении соответственно на 25, 14, 23 дБ.

На рис.2 в качестве нелинейной равночастотной пружины представлена схема тарельчатого упругого элемента с сетчатым демпфером, который содержит по крайней мере два плоских упругих коаксиально расположенных кольца, внешнего 1 и внутреннего 2 с центральным отверстием 5, расположенных в параллельных горизонтальных плоскостях, жестко соединенных между собой посредством, по крайней мере, двух упругих элементов 3 и 4, радиально расположенных в горизонтальной плоскости, и под углом, находящимся в пределах $10^\circ \div 80^\circ$, – в вертикальной плоскости. Элементы 3 и 4, соединяющие внешние и внутренние кольца, могут быть выполнены в виде пластин, выпукло или вогнуто изогнутых по сферической поверхности.

Полости, образованные плоскими упругими коаксиально расположенными кольцами, внешнего 1 и внутреннего 2 с центральным отверстием 5, расположенными в параллельных горизонтальных плоскостях, жестко соединенных между собой посредством, по крайней мере, двух упругих элементов 3 и 4, заполнены упруго-демпфирующим сетчатым элементом 10, выполненным армированным из сетчатого каркаса, залитого эластомером, например полиуретаном. При колебаниях виброизолируемого объекта, установленного через отверстие 5 на внутреннее кольцо 2, обеспечивается пространственная виброзащита и защита от ударов, а упруго-демпфирующим сетчатым элементом 10 обеспечивается в системе демпфирование.

Список используемых источников:

1. Синев А.В., Зубова И.Ю., Шестернинов А.В., Кочетов О.С. Методика расчета динамических характеристик систем виброизоляции технологического оборудования // Динамика виброударных (сильно нелинейных) систем. Москва–Звенигород. 2006. С. 276-279.
2. Синев А.В., Кочетов О.С., Зубова И.Ю. Расчет динамических характеристик систем виброизоляции технологического оборудования // Динамика виброударных (сильно нелинейных) систем. Звенигород. 2009. С. 343-347.
3. Гетия С.И., Скребенкова Л.Н., Кочетов О.С. Методика расчета пространственной системы виброизоляции объектов при несимметричной относительно центра масс гармонической нагрузке. М.: МГУПИ, Вестник МГУПИ № 28. 2010. С. 72-85.
4. Кочетов О.С., Гетия И.Г., Гетия С.И., Шумилин В.К., Кривенцов С.М., Баранов Е.Ф. Тарельчатый упругий элемент с сетчатым демпфером // Патент РФ на изобретение № 2412383. Опубликовано 20.02.2011. Бюллетень изобретений № 5.
5. Kochetov O.S. Study of the Human-operator Vibroprotection Systems // European Journal of Technology and Design. Vol. 4. №2. P. 73-80, 2014.
6. Кочетов О.С. Расчет системы виброзащиты технологического оборудования // Achievement of high school. 2013. Т. 44. София: Бял ГРАД-БГ. С. 43-48.
7. Кочетов О.С. Расчет пространственной системы виброзащиты // Безопасность труда в промышленности. № 8. 2009. С. 32-37.
8. Кочетов О.С. Виброизоляторы типа «ВСК-1» для ткацких станков // Текстильная промышленность. 2000. № 5. С. 19..20.
9. Кочетов О.С. Исследование систем виброзащиты человека-оператора // Охрана и экономика труда. № 1(14). 2014. С. 70-76.
10. Кочетов О.С., Новиков В.К., Баранов Е.Ф., Киселева Т.В. Исследование систем виброзащиты рабочих мест на объектах водного транспорта // Речной транспорт 21 век. № 3. 2014. С. 57-60.
11. Кочетов О.С. Виброизолирующая система для металлорежущих станков // Главный механик. 2013. № 9. С. 64–65.
12. Кочетов О.С. Расчет тарельчатого упругого элемента системы виброзащиты технологического оборудования // Главный механик. 2013. № 12. С. 47-51.

13. Кочетов О.С. Исследование системы защиты человека-оператора от вибрации на базе нелинейных упругих элементов // *Science Time*. 2014. № 9. С. 137–148.
14. Кочетов О.С. Расчет системы виброзащиты технологического оборудования на межэтажных перекрытиях // *Science Time*. 2014. № 10. С. 229–238.
15. Кочетов О.С. Исследование системы виброзащиты для человека-оператора // *Research Journal of International Studies*. 2014. № 7-1 (26). С. 41–45.
16. Кочетов О.С. Виброизолирующая система // *Наука и современность*. Уфа: РИО МЦИИ ОМЕГА САЙНС, 2014. С. 15-18.

© 2015, Кочетов О.С.

Расчет пространственной системы
виброизоляции

© 2015, Kochetov O.S.

Calculation of spatial system of vibration insulation