



УДК 621.814

МЕТОДИКА СИЛОВОГО РАСЧЁТА УНИВЕРСАЛЬНЫХ ПЛАСТИНЧАТЫХ МЕТАЛЛИЧЕСКИХ ВИБРОИЗОЛЯТОРОВ, ЭКСПЛУАТИРУЕМЫХ ПРИ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗКАХ В УСЛОВИЯХ КРАЙНЕГО СЕВЕРА И АРКТИКИ

METHOD OF FORCE CALCULATION OF UNIVERSAL PLATE METAL VIBRATION ISOLATORS OPERATED UNDER DYNAMIC LOADS IN THE FAR NORTH AND THE ARCTIC

Думанский Игорь Олегович

кандидат технических наук, доцент,
зав. кафедрой инжиниринга
транспортно-технологических средств и оборудования,
Северный (Арктический) федеральный университет
имени М.В. Ломоносова
i.dumanskij@narfu.ru

Думанский Андрей Игоревич

кандидат технических наук,
зав. лабораторией кафедры инжиниринга
транспортно-технологических средств и оборудования,
Северный (Арктический) федеральный университет
имени М.В. Ломоносова
a.dumanskij@narfu.ru

Аннотация. Данная статья посвящена рассмотрению методики силового расчёта упругого элемента универсальных пластинчатых металлических виброизоляторов, эксплуатируемых при динамических нагрузках в условиях Крайнего Севера и Арктики. Методика позволяет достоверно оценивать напряжённое состояние материала упругих элементов, а также определять основные геометрические характеристики этих элементов.

Ключевые слова: вибрации, виброизоляция, металлический виброизолятор, нагрузки, механические напряжения.

Dumansky Igor Olegovich

Ph. D., Associate Professor,
Head Department of Engineering of
Transport and Technological Means
and Equipment,
Northern (Arctic) Federal University
named after M.V. Lomonosov
i.dumanskij@narfu.ru

Dumansky Andrey Igorevich

Ph. D., Head Laboratory of the Department of
Engineering of Transport and
Technological Means and Equipment,
Northern (Arctic) Federal University
named after M.V. Lomonosov
a.dumanskij@narfu.ru

Annotation. This article is devoted to the consideration of the method of force calculation of the elastic element of universal plate metal vibration isolators, operated under dynamic loads in the Far North and the Arctic. The technique allows one to reliably assess the stress state of the material of elastic elements, as well as to determine the main geometric characteristics of these elements.

Keywords: vibrations, vibration isolation, metal vibration isolator, loads, mechanical stresses.

До 70–80 % выходов из строя различных машин и оборудования напрямую связаны с устойчивыми разрушениями их деталей и узлов, вызванными воздействиями на материал этих деталей динамических, и, прежде всего, – циклических нагрузок [1]. В свою очередь, причиной возникновения таких нагрузок являются вибрации и автоколебания, появляющиеся как следствие изменения технологических усилий или неуравновешенности движущихся деталей машин. В не меньшей степени вибрации и колебания влияют на экологические и эргономические параметры машин и оборудования, отрицательно сказываясь на здоровье и утомляемости обслуживающего персонала, а также отрицательно воздействуя на окружающую среду. В связи с вышесказанным, борьба с колебаниями, вибрациями и шумом является чрезвычайно актуальной в технике задач.

При эксплуатации нефтяного и газового оборудования в условиях районов Крайнего Севера и Арктики, освоение которых связано с установкой этого оборудования на неустойчивых грунтах (болота, тундра, вечная мерзлота и т.д.) или подвижных платформах, в т.ч. пришельфовых и морских, актуальность проблемы виброизоляции, особенно, низкочастотной, возрастает многократно.

Решению этой проблемы призваны различные виброизоляторы, используемые в технике: пружинные, торсионные, рессорные, пневматические, гидравлические и т.д.) [2]. Однако, у всех существующих схем и конструкций виброизоляторов есть ряд органических недостатков, не позволяющих использовать их как универсальные, а в некоторых случаях – использовать их вообще в данных узлах и оборудовании и в данных условиях эксплуатации. Так, пружинные, торсионные и рессорные виброизоляторы требуют установки совместно с ними дополнительных демпферов для исключения автоколебаний, пневмогидровиброизоляторы чрезвычайно сложны и дороги в эксплуатации, обслуживании



и ремонте. Кроме того все перечисленные конструкции обладают невысокой удельной несущей способностью и критичны к условиям эксплуатации.

В значительной степени от перечисленных выше недостатков свободен пластинчатый металлический виброизолятор [3], представляющий собой пакет гофрированных пластин, погруженных в гидравлическую среду. Такой виброизолятор может обеспечить следующие характеристики:

- Диапазон демпфируемых частот, Гц – $4 \dots 2 \cdot 10^4$;
- Диапазон статических нагрузок, Н – $10 \dots 3 \cdot 10^6$;
- Амплитуда колебаний, мм – $1 \dots 50$;
- Эффективность виброизолятора, дБ – 40;
- Диапазон рабочих температур – $-60 \text{ }^\circ\text{C} \dots +250 \text{ }^\circ\text{C}$.

Виброизолятор с такими характеристиками вполне универсален и может стать основным для снижения уровня вибрации в различных областях техники и промышленности, в т.ч. в нефте- газодобывающих и нефте- газотранспортных отраслях.

Упругий пакет, состоящий из упругих элементов – плоских гофрированных пластин (рис.1), является основным виброизолирующим узлом амортизатора. Погруженный в вязкую жидкость, он выполняет функцию упругого и демпфирующего элементов.

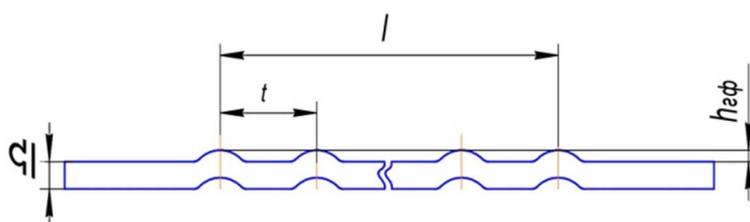


Рисунок 1 – Геометрические параметры упругого элемента

Упругие элементы выполнены из пружинного термообработанного сплава. Они собираются в пакет (рис. 2) таким образом, чтобы щелевые камеры, образуемые соседними гофрированными пластинами, располагались в шахматном порядке. К пакету пластин крепятся сверху и снизу ограничители.

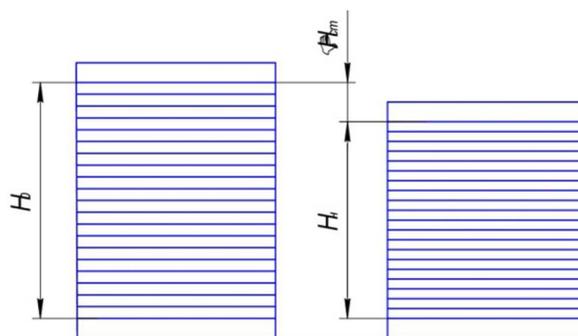


Рисунок 2 – Схема деформации упругого пакета

На периферии пластины имеют специальные узлы крепления – ушки, за которые осуществляется соединение пластин (скрепление болтами) в пакете (рис. 3).

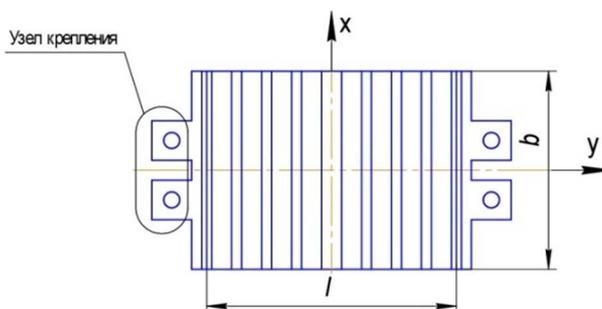


Рисунок 3 – Упругий элемент (общий вид в плане)

Ушки соседних групп пластин выполнены со смещением, что позволяет избежать акустических мостиков, проводящих вибрации.



Пластины с гофрами образуют упругую систему, имеющую щелевые зазоры, заполненные маслом. При нагрузке амортизатора, пластины прогибаются, воспринимая статическую нагрузку (от веса механизма).

При колебании амортизатора около статического положения объем каналов изменяется, вследствие чего жидкость попеременно то вытесняется, то всасывается в них, преодолевая гидродинамические силы трения ее о стенки каналов. Таким образом происходит демпфирование колебаний.

Основные характеристики упругих свойств и долговечности описанного выше виброизолятора в значительной степени определяются уровнем механических напряжений, возникающих в материале упругого элемента (рис. 1) при его работе. Однако силовой расчёт такого рода тонких профилированных упругих элементов представляет определённые трудности [4]. В настоящей статье предложен достаточно простой и в необходимой степени достоверный силовой расчёт таких элементов.

Расчет единичного гофра на прочность и жесткость

При определении нагрузочной способности пакета были сделаны следующие допущения: прогиб пластины в каждом канале рассматривается как прогиб балки единичной ширины, нагруженной сосредоточенными силами и моментами в заделке, предполагается, что между всеми аналогичными участками нагрузка распределяется равномерно [5]. Так как высота гофра значительно меньше величины шага или пролета балки, а радиусы кривизны достаточно плавные, в данном расчете считаем пластину плоской, а соответствующую ей балку кривой.

В предлагаемой методике расчёта приняты следующие обозначения: H_0 – высота пакета; H_n – высота пакета под номинальной нагрузкой; P – нагрузка на пакет; $P_{уд}$ – нагрузка на гофр единичной длины; b – ширина пластины; l – длина рабочей части пластины; δ – толщина пластины; t – шаг между гофрами; h_r – высота гофра; $[\sigma]$ – допускаемое напряжение; k – количество пластин в пакете; $n_{гф}$ – количество гофров в пластине; n – число пролетов между гофрами; Δ_i – прогиб одной пластины; P_i – нагрузка на один гофр; $P_{уд}$ – удельная нагрузка на один гофр; $E_{пр}$ – приведенный модуль

упругости; $\left. \begin{matrix} J_x \\ J_y \end{matrix} \right\}$ – моменты инерции относительно оси x, y ; $\left. \begin{matrix} W_x \\ W_y \end{matrix} \right\}$ – моменты сопротивления сечения

при изгибе; $\left. \begin{matrix} S_x \\ S_y \end{matrix} \right\}$ – статические моменты; σ – нормальное напряжение; τ – касательное напряжение;

$\sigma_{пр}$ – приведенное нормальное напряжение; $\tau_{пр}$ – приведенное касательное напряжение.

Так как балка симметричная, рассмотрим одну ее половину.

Величина момента M на концах балки находится из условия нулевого угла поворота. Момент в точке A находится из уравнения:

$$\begin{aligned} \sum M_A &= 0; \\ \sum M_A &= 2M - \frac{P_{уд}t}{4} = 0; \\ M &= \frac{P_{уд}t}{8}. \end{aligned} \tag{1}$$

Прогиб балки под действием приложенных нагрузок определяется из дифференциального уравнения изогнутой оси балки [6]:

$$EJ_x \frac{d^2z}{dy^2} = M(y). \tag{2}$$

Изгибающий момент в сечении y :

$$M(y) = M - \frac{P_{уд}y}{2} = \frac{P_{уд}}{2} \left(\frac{t}{4} - y \right). \tag{3}$$

Подставим (3) в (2):

$$EJ_x \frac{d^2z}{dy^2} = \frac{P_{уд}}{2} \left(\frac{t}{4} - y \right).$$



Дважды интегрируя, получим:

$$EJ_x \frac{dz}{dx} = \frac{P_{уд}t}{8} y - \frac{P_{уд}}{4} y^2 + C_1;$$

$$EJ_x z = \frac{P_{уд}t}{16} y^2 - \frac{P_{уд}}{12} y^3 + C_1 y + C_2.$$

Постоянные интегрирования определяются из условия:

при $y = 0, z = 0, \frac{dz}{dy} = 0.$

Тогда $C_1 = C_2 = 0.$

Прогиб в любом сечении балки:

$$z = \frac{1}{EJ_x} \left(\frac{P_{уд}ty^2}{16} - \frac{P_{уд}y^3}{12} \right). \tag{4}$$

Максимальный прогиб будет в сечении $y = \frac{t}{2}:$

$$z = \frac{P_{уд}t^3}{192EJ_x}. \tag{5}$$

Момент инерции балки единичной ширины:

$$J_x = \frac{\delta^3}{12}. \tag{6}$$

Обозначаем отношение шага между гофрами к толщине пластины через $a:$

$$\frac{t}{\delta} = a. \tag{7}$$

Тогда максимальный прогиб пластины, который в дальнейшем будем обозначать $\Delta_i,$ равен:

$$\Delta_i = P_{уд} \frac{a^3}{16E}. \tag{8}$$

Максимальное нормальное напряжение от изгиба:

$$\sigma = \frac{M \delta}{J_x 2}. \tag{9}$$

Подставляем (1) и (6) в (9):

$$\sigma = \frac{3}{4} P_{уд} \frac{t}{\delta^2}. \tag{10}$$

Максимальное касательное напряжение от изгиба:

$$\tau = \frac{3 Q}{2 F} = \frac{3 P_{уд}}{4 \delta}, \tag{11}$$

где $F = 1 \cdot \delta$ – площадь поперечного сечения балки единичной ширины.

Найдем отношение нормального напряжения к касательному:

$$\frac{\sigma_{max}}{\tau_{max}} = \frac{6 \cdot P_i \cdot t \cdot 2 \cdot 2 \cdot \delta}{8 \cdot \delta^2 \cdot 3 \cdot P_i} = \frac{t}{\delta}.$$

В нашем случае $\frac{t}{\delta} \gg 1,$ поэтому касательные напряжения не учитываем.

Представленный в статье силовой расчёт упругого элемента универсальных пластинчатых металлических виброизоляторов позволяет не только определить уровень механических напряжений в



материале гофрированной пластины, но и использовать разработанную методику для выбора геометрических характеристик пластины – высоту и радиус гофр, число гофр, расстояние между ними, а также размеры пластин в плане.

Литература:

1. Вибрация энергетических машин: справ, пособие / под ред. Н.В. Григорьева. – Л. : Машиностроение, 1974. – 464 с.
2. Челомей В.Н. Вибрации в технике (том 3. Колебания конструкций и их элементов). – М. : Инфра-М, 2014. – 205 с.
3. Виброизолирующая опора из металлических пластин [Текст] / И.О. Думанский [и др.] // Лесная промышленность. – М., 1990. – № 10. – С. 20.
4. Варданян Г.С., Андреев В.И., Атаров Н.М. Сопротивление материалов с основами теории упругости и пластичности: Учебник. – М. : Инфра-М, 2016. – 368 с.
5. Кузнецова Е.В. Изгиб пластин: Учебное-методическое пособие к решению задачи лабораторному практикуму по исследованию прогибов при нагружении прямоугольных и круглых пластин // Перм. Гос. Техн. унт. Пермь, 2006. – 32 с.
6. Демидов С.П. Теория упругости. – М. : Высшая школа, 1979. – 388 с.
7. Подгорный А.Н., Марченко Г.А., Пустынников В.И. Основы и методы прикладной теории упругости: учебное пособие для вузов. – Киев : Вища школа, 1981. – 328 с.

References:

1. Vibration of power machines: reference manual / edited by N.V. Grigoriev. – L. : Mashinostroenie, 1974. – 464 p.
2. Chelomey V.N. Vibrations in Engineering (Volume 3: Vibrations of Structures and Their Elements). – M. : Infra-M, 2014. – 205 p.
3. Vibration-isolating support from metal plates [Text] / I.O. Dumanskii [et al.] // Lesnaya pro-industriya. – M., 1990. – № 10. – P. 20.
4. Vardanyan G.S., Andreev V.I., Atarov N.M. Material resistance with the fundamentals of the theory of elasticity and plasticity: Textbook. – M. : Infra-M, 2016. – 368 p.
5. Kuznetsova E.V. Bending of plates: tutorial-methodical manual for the problem solving laboratory practical work on the study of deflections under loading of rectangular and circular plates // Perm. State Technical University. Perm, 2006. – 32 p.
6. Demidov S.P. Theory of elasticity. – M. : High School, 1979. – 388 p.
7. Podgorny A.N., Marchenko G.A., Pustynnikov V.I. Fundamentals and Methods of Applied Theory of Elasticity: Textbook for Universities. – Kyiv : Vyshcha Shkola, 1981. – 328 p.