

— эксперименты, необходимые для подтверждения предполагаемой причины;

— предлагаемые мероприятия и методы оценки их эффективности.

На основании согласованного плана работы ответственный за дефект заполняет соответствующие разделы карты и представляет ее на утверждение. Контроль за выполнением намеченного плана работы осуществляет служба надежности.

Официальное решение о прекращении работы по дефекту (с утверждением специального заключения) именуется закрытием дефекта. Основанием для этого может служить эффективность внедренных мероприятий, потеря актуальности дефекта, например, из-за изменения конструкции детали, уточнения причины дефекта и т. д.

Для закрытия дефекта ответственный исполнитель оформляет «заключение» в карте и представляет его на утверждение после согласования со всеми заинтересованными службами. В заключении в краткой форме должны быть приведены следующие данные:

- установленная причина дефекта;
- перечень внедренных мероприятий;
- результаты проверки мероприятий с заключением об их эффективности;
- сроки внедрения мероприятий и необходимая для этого документация;

Аналогичная система контроля за ходом устранения производственно-технологических недостатков действует и в производстве.

Карты закрытых дефектов хранятся постоянно. Накопленная в них информация используется, например, при модернизации и разработке новых изделий с целью исключения причин повторения ранее выявленных дефектов.

УДК 621.—567.1

Ю. Н. Лапинов

К РАСЧЕТУ УПРУГО-ДЕМПФИРУЮЩИХ СВОЙСТВ ТРОСОВЫХ ВИБРОИЗОЛЯТОРОВ

Для вибро- и удароизоляции объектов, работающих в условиях интенсивных внешних воздействий, широко используются цельнометаллические виброизоляторы с демпфированием, в част-

ности тросовые виброизоляторы с упруго-демпфирующими элементами в виде отрезков стальных проволочных канатов (тросов), работающих на поперечный изгиб [1].

Создание достоверной методики расчета этих конструкций возможно лишь при наличии достаточно полной информации об упруго-демпфирующих характеристиках тросов при поперечном изгибе.

В настоящей работе рассматривается задача о поперечном изгибе консольного отрезка троса сосредоточенной силой αP , приложенной к его концу, и определяются перемещения αU этого конца в процессе одного цикла нагружение — разгрузка. Здесь P и U — соответственно наибольшие (амплитудные) значения силы и перемещения; α — безразмерный параметр силы, причем в процессе одного полного цикла $-1 \leq \alpha \leq 1$. Решение этой задачи позволяет определить упруго-демпфирующие характеристики тросов при поперечном изгибе в виде расчетных полей петель гистерезиса.

Рассматривается трос, состоящий из нескольких спиральных элементов (проволок или прядей), навитых вокруг сердечника с зазорами, обеспечивающими отсутствие взаимодействия с трением между спиральными элементами одного слоя. Размеры контура поперечного сечения троса при изгибе принимаются неизменными. Контактное давление между элементами троса создается при свивке и не изменяется в процессе нагружения. Деформации элементов троса происходят в пределах упругости, а фрикционные свойства контактных поверхностей описываются законом сухого трения. Спиральные элементы троса имеют определенные жесткостные характеристики и определяют изгибную жесткость троса, однако ввиду преобладающего влияния продольной жесткости они рассматриваются в тросе как абсолютно гибкие нити, лежащие на шероховатой поверхности вращения (сердечнике или нижележащем слое спиральных элементов), равновесие которых описывается уравнением Эйлера [2]

$$|dT_{ij}| \leq |-\tau_i dS|, \quad (1)$$

где $i = 1, 2, \dots, m$ — номер слоя; m — общее число слоев в тросе; $j = 1, 2, \dots, n_i$ — номер спирального элемента в i -м слое; n_i — общее число спиральных элементов в i -м слое; dT_{ij} — приращение натяжения на длине бесконечно малого криволинейного участка j -го элемента i -го слоя при изгибе троса; τ_i — погонная сила трения на длине указанного участка dS . Знак неравенства соответствует участкам спирального элемента, на которых смещения его сечений относительно нижележащей поверхности от-

сутствуют, знак равенства — участкам относительного проскальзывания элементов троса.

Согласно закону сухого трения

$$\tau_i = \mu q_i, \quad (2)$$

где q_i — радиальная погонная нагрузка, действующая на единицу длины рассматриваемого спирального элемента от натяжения элементов i -го и вышележащих ($i + 1, i + 2, \dots, m$) слоев троса.

Для исследования передачи радиальных нагрузок между слоями введем в расчет понятие радиального давления слоя на единицу площади при условии, что ширина слоя и длина троса равны единице.

Величина радиального давления i -го слоя на единицу площади запишется в виде

$$P_i^i = T_{oi} \frac{n_i}{2\pi r_i^2} \frac{\sin^2 \beta_i}{\cos \beta_i}, \quad (3)$$

а с учетом действия радиальных нагрузок от всех вышележащих слоев троса — в виде

$$P_i = \frac{1}{r_i} \sum_{k=1}^m P_i^k r_i. \quad (4)$$

Тогда радиальная погонная нагрузка, действующая на единицу длины j -го элемента i -го слоя от всех вышележащих слоев троса, определится выражением

$$q_i = p_i \frac{2\pi r_i}{n_i} \cos \beta_i. \quad (5)$$

Здесь β_i — угол свивки элементов i -го слоя; T_{oi} — натяжение спиральных элементов i -го слоя при свивке троса; r_i — радиус свивки i -го слоя троса; причем, согласно [2]

$$r_i = C_i \delta, \quad (6)$$

где δ — диаметр спиральных элементов троса.

$$C_i = \frac{\sqrt{1 + \left(\frac{\operatorname{ctg} \frac{\pi}{n_i}}{\cos \beta_i} \right)^2}}{2}. \quad (7)$$

Выражения (2) — (7) определяют правую часть выражения (1).

Рассмотрим левую часть этого выражения. Согласно закону

Гука [2], дополнительное осевое натяжение j -го элемента i -го слоя при изгибе троса можно представить в виде

$$\Delta T_{ij} = \varepsilon_{sij} EF_i, \quad (8)$$

где EF — продольная жесткость спирального элемента;

$$\varepsilon_{sij} = \varepsilon_{ij} \cos^2 \beta_i + \frac{dU}{dS} \quad (9)$$

— относительное удлинение элемента с учетом его проскальзывания U относительно нижележащей поверхности;

$$\varepsilon_{ij} = \frac{M(x)}{EI(x)} Z_{ij} = \frac{M(x)}{EI(x)} r_i \sin S_{ij} \quad (10)$$

— относительное удлинение элемента в плоскости изгиба троса в сечении, нормальном к оси троса и определенном координатой x ; φ_{ij} — полярный угол, определяющий положение элемента в этом сечении троса (рис. 1);

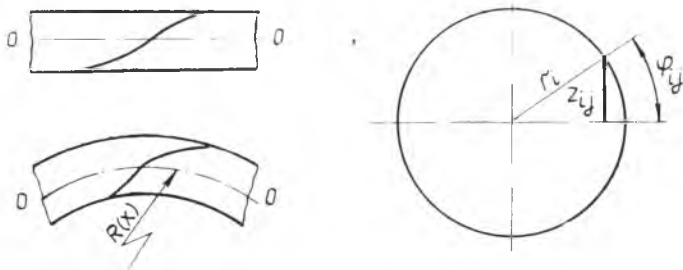


Рис. 1. Схема деформации спиральных элементов каната

$$M(x) = \alpha P x \quad (11)$$

— изгибающий момент в указанном сечении троса от силы αP , $0 \leq x \leq L$, где L — длина троса; $EI(x)$ — изгибная жесткость троса в сечении, определяемом координатой x .

Подставив зависимости (8)–(11) в выражение (1) и учитывая, что на границах участков проскальзывания $U=0$ и $\frac{dU}{dS}=0$, а бесконечно малые величины dS , dx и $d\varphi$ связаны зависимостями [2]

$$dx = \frac{r_i d\varphi}{\operatorname{tg} \beta_i}; \quad dS = \frac{r_i dS}{\sin \beta_i}, \quad (12)$$

получим новый вид условия равновесия спиральных элементов троса. Разрешив его относительно полярного угла φ , определим величину и положение зон проскальзывания спиральных эле-

ментов троса в произвольном поперечном сечении, заданном координатой x (рис. 2):

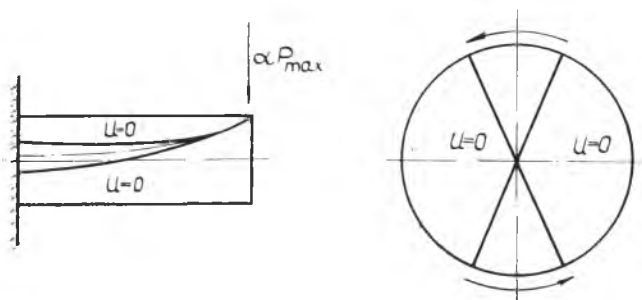


Рис. 2. Изменение величины и положения зон проскальзывания спиральных элементов по длине и в поперечном сечении каната

$$\varphi(x) = k\pi - \operatorname{arctg} \frac{x \operatorname{tg} \beta_i}{r_i} \pm \operatorname{arccos} \frac{\tau_i I(x)}{\alpha P F_i \cos^2 \beta_i \sin \beta_i \sqrt{\frac{r_i^2}{\operatorname{tg}^2 \beta_i} + x^2}}. \quad (13)$$

Величину осевого момента инерции троса, элементы которого не проскальзывают относительно друг друга, можно представить в виде

$$I_{\max} = I_o + \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^{n_i} (I_{y_j} + F_i^1 z_{ij}^2), \quad (14)$$

где I_o — осевой момент инерции сердечника; I_{y_j} — осевые моменты инерции спиральных элементов относительно своих центральных осей, параллельных нейтральной плоскости изгиба троса; F_i^1 — площади сечений спиральных элементов нормальной к оси троса плоскостью.

Согласно результатам работы [2], эту величину можно представить в виде

$$I_{\max} = I_o + \sum_{i=1}^m \frac{I_i}{2 \cos^3 \beta_i} [n_i + (n_i + 16 C_i^2) \cos^2 \beta_i]. \quad (15)$$

Величина осевого момента инерции троса при каждом последующем проскальзывании спирального элемента в сечении троса, определяемом координатой x , можно записать в виде

$$I_{(a+1)}(x) = I_a(x) - \frac{F_i}{\cos^3 \beta_i} r_i^2 \sin^2 \varphi_{ij}, \quad (16)$$

где $I_a(x)$ — осевой момент инерции троса на предыдущем этапе нагружения; r_i и φ_{ij} — соответственно радиус свивки и полярный угол, определяющие положение проскользнувшего элемента. Здесь под этапами нагружения понимается процесс деформирования троса между двумя последовательными проскальзываниями спиральных элементов хотя бы в одном из сечений троса.

Выражения (14) — (16) позволяют определить осевой момент инерции троса в любом поперечном сечении на каждом из этапов нагружения последовательно, начиная с первого, на котором взаимные проскальзывания элементов троса отсутствуют.

Определим программу проскальзывания элементов троса и построим зависимости процессов нагружения — разгрузки в координатах: сила « αP », перемещение « αY ». Для этого разобьем отрезок троса сечениями, нормальными к оси троса, на K участков длиной

$$\Delta x = \frac{L}{K},$$

где координаты сечений определяются

$$x_p = p \Delta x, \quad \text{где } p = 0, 1, 2, \dots, K$$

и рассмотрим равновесное состояние спиральных элементов на каждом из p поперечных сечений.

Положение произвольного j -го элемента i -го слоя в p -м поперечном сечении троса определится из выражения

$$\varphi_{ij}(x_p) = \varphi_{0i} + \frac{2\pi}{n_i}(j-1) + \frac{x_p \operatorname{tg} \beta_i}{r_i},$$

где $j = 1, 2, 3, \dots, n_i$.

Выражение (13) для этого поперечного сечения троса запишется в виде

$$\varphi_{ij}(x_p) = k\pi \operatorname{arccotg} \frac{x_p \operatorname{tg} \beta_i}{r_i} \pm \operatorname{arccos} \frac{\tau_i I(x_p)}{x_p F_i \cos^2 \beta_i \sin \beta_i \sqrt{\frac{r_i^2}{\operatorname{tg}^2 \beta_i} + x_p^2}},$$

где для первого этапа нагружения величина осевого момента инерции определяется выражением (15), на каждом последующем этапе нагружения — выражением (16).

Тогда величина приращения силы $\Delta \alpha_a P$ на произвольном a этапе нагружения троса определится из выражения

$$\Delta \alpha_a P = \frac{\tau_i I(x_p)}{F_i \cos^2 \beta_i \sin \beta_i \sqrt{\frac{r_i^2}{\operatorname{tg}^2 \beta_i} + x_p^2} \cos \left| \varphi_{ij}(x_p) - k\pi + \operatorname{arccotg} \frac{x_p \operatorname{tg} \beta_i}{r_i} \right|},$$

а значение силы в конце a -го этапа нагружения — выражением

$$\alpha_a P = P [\alpha_{(a-1)} + \Delta \alpha_a].$$

Примем изгибную жесткость троса на участках, расположенных между p -м и $(p + 1)$ -м сечениями, равной изгибной жесткости троса $EI(x_p)$ в p -м поперечном сечении. Тогда на каждом этапе нагружения величину приращения перемещения конца троса можно определить, например, с помощью интеграла Мора

$$\Delta \alpha_a Y = \int_L \frac{\Delta \alpha_a P x^2}{EI(x_p)} dx,$$

а перемещение в конце a -го этапа нагружения — в виде

$$\alpha_a Y = Y [\alpha_{(a-1)} + \Delta \alpha_a].$$

Полученные рекуррентные зависимости позволяют построить первичный процесс нагружения (разгрузки) троса. Повторные процессы нагружения и разгрузки определяются зависимостью

$$\alpha_a^x = \pm 1 + \sum_{v=1}^a \Delta \alpha_a^x, \quad \text{где } \Delta \alpha_a^x = \mp 2 \Delta \alpha_a.$$

На рис. 3 представлены расчетные и экспериментальные процессы нагружения—разгрузки, построенные для одного из типоразмеров троса в координатах безразмерная сила « η » — безразмерное перемещение « ξ », дающих наибольшую степень концентрации информации. Как видно из графиков, имеется хорошее совпадение расчетных и экспериментальных кривых.

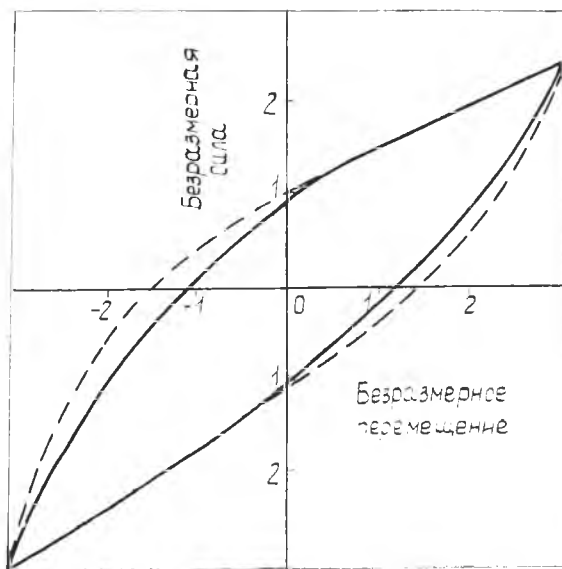


Рис. 3. Сравнительные графики процессов нагружения—разгрузки отрезка каната: ——— экспериментальные кривые; - - - - - расчетные

ЛИТЕРАТУРА

1. Карпушин В. Б. Вибрации и удары в радиоаппаратуре. — М.: Советское радио, 1971. — 380 с.
2. Сергеев С. Т. Надежность и долговечность подъемных канатов. — Киев: Техника, 1968. — 263 с.
3. Лапшов Ю. Н. Обобщенные статические и динамические характеристики тросовых амортизаторов. — В сб.: Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. — Куйбышев: КуАИ, 1980, вып. 7. — с. 98—103.

УДК 621.822.5

В. Н. Самсонов

ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОСТАТИЧЕСКОГО УСТРОЙСТВА ПРИ ДЕЙСТВИИ СЛУЧАЙНЫХ ВИБРАЦИЙ

Разработка и исследование динамических систем для виброзащиты, подвески и стабилизации тяжелых объектов авиационной техники ведутся в последнее время с использованием устройств, реализующих высокие несущие и демпфирующие регулируемые свойства жидкости и газа. К ним могут быть отнесены опоры с внешним наддувом и, в частности гидростатические подпятники, подшипники, виброизоляторы, разгрузочные устройства, демпферы с выдавливаемой пленкой.

Наличие большого количества факторов, действующих на авиационные изделия в условиях эксплуатации, делает актуальной проблему их виброзащиты не только от гармонических, но и случайных колебаний. Например, вероятность отказов элементов гидравлических, пневматических, электрических систем в двигателях летательных аппаратов при реальных нагрузках может возрасти в 25—100 раз по сравнению с вероятностью отказов в лабораторных или стендовых условиях [1]. В этой связи методики расчета виброзащитных гидростатических устройств (ГУ) должны учитывать случайный характер реально действующих возмущений и определять пути получения заданных свойств ГУ за счет выбора и изменения его параметров.

На рис. 1, а показана схема однокамерного ГУ. Уровень установки объекта определяется давлением в рабочей камере p_k . Исследование динамики устройства при случайных колебаниях проведено для линейной модели.