

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ДИНАМИЧЕСКОГО ВИБРОГАСИТЕЛЯ НА УСТАНОВКЕ ТММ-46

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

Для устранения или уменьшения вибраций технических объектов применяются различные методы и средства виброзащиты. Одним из методов виброзащиты является динамическое виброгашение, которое заключается в том, что к защищаемому объекту упруго подсоединяется добавочная масса — виброгаситель, параметры которого вызывают антифазные колебания и позволяют снизить (или устранить) вынужденные колебания защищаемого объекта. Теоретической основой динамического виброгашения является теория колебаний двухмассовых систем с двумя степенями свободы.

Лабораторная установка ТММ-46, описанная в [1], предназначена для экспериментального определения приведенного момента инерции механизма. Существующая установка ТММ121Л1 для исследования динамического виброгашения [2] уже не выпускается. Задачей работы является использование имеющейся установки ТММ-46 для исследования динамического виброгашения.

Для уменьшения (или устранения) амплитуды A_1 вынужденных колебаний к защищаемому объекту m_1 присоединяют добавочную массу m_2 виброгасителя (рис.1) с жесткостью C_2 упругой связи. В этом случае имеем двухмассовую систему с двумя степенями свободы, одна из масс m_1 которой нагружена гармонической силой $F_1 = F_0 \cos pt$. Дифференциальные уравнения, описывающие установившиеся вынужденные колебания двухмассовой системы:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{y}_1 + c_1 y_1 - c_2 (y_2 - y_1) = F_0 \cos pt \\ m_2 \ddot{y}_2 + c_2 (y_2 - y_1) = 0 \end{cases} \quad (1)$$

Решение этой системы уравнений имеет вид:

$$\begin{aligned} y_1 &= y_1^* + y_1^{**} \approx y_1^{**} = A_1^* \cos pt, \\ y_2 &= y_1^* + y_2^{**} \approx y_2^{**} = A_2^* \cos pt, \end{aligned} \quad (2)$$

где A_1^* , A_2^* — амплитуды вынужденных колебаний масс m_1 и m_2

$$A_1^* = \frac{F_0(c_2 - m_2 p^2)}{m_1 m_2 (p^2 - k_{1*}^2)(\omega^2 - k_{2*}^2)} = A_0 \frac{1 - \frac{p^2}{k^2}}{\left(1 - \frac{p^2}{k_{1*}^2}\right) \left(1 - \frac{p^2}{k_{2*}^2}\right)}, \quad (3)$$

$$A_2^* = \frac{F_0(-c_2)}{m_1 m_2 (p^2 - k_{1*}^2)(p^2 - k_{2*}^2)} = A_0 \frac{1}{\left(1 - \frac{p^2}{k_{1*}^2}\right) \left(1 - \frac{p^2}{k_{2*}^2}\right)}, \quad (4)$$

где K_{1*} , K_{2*} — частоты свободных парциальных колебаний 2-х массовой системы, определяемых из биквадратного частотного уравнения.

$$K_{1,2*} = \sqrt{\frac{c_1 m_2 + c_2 (m_1 + m_2)}{2 m_1 m_2}} \pm \sqrt{\left(\frac{c_1 m_2 + c_2 (m_1 + m_2)}{2 m_1 m_2}\right)^2 - \frac{c_1 - c_2}{m_1 m_2}}. \quad (5)$$

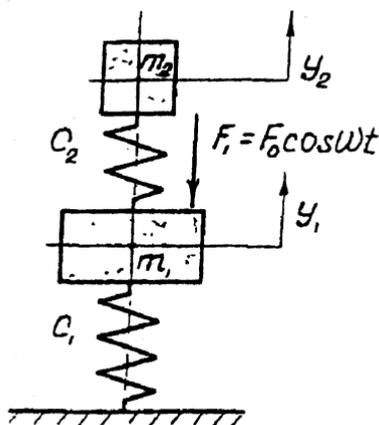


Рис. 1.

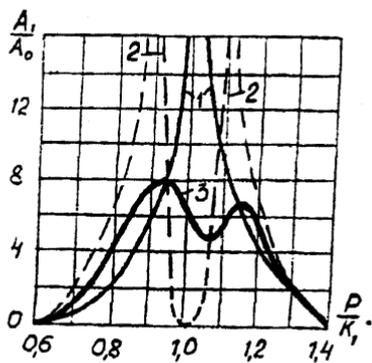


Рис. 2.

Из формулы (3) для A_1^* следует, что для устранения вынужденных колебаний защищаемой массы m_1 необходимо выражение в числителе (3) сделать равным нулю, т.е.

$$c_2 - m_2 p^2 = 0 \quad (6)$$

Для этого нужно сделать массу m_2 виброгасителя и жесткость C_2 его пружины такими, чтобы выполнялось следующее равенство:

$$p^2 = \frac{c_2}{m_2} = k_2^2 \quad (7)$$

т.е. чтобы частота K_2 свободных колебаний виброгасителя совпадала с частотой P возбуждающей силы.

Из формул (3) и (4) также видна зависимость амплитуд колебаний A_1^* и A_2^* от частоты P возбуждающей силы. На рис. 2 (кривая 2) показана зависимость отношения амплитуд A_1^*/A_0 от относительной частоты P/K_1 (при $K_2 = K_1$, и $m_2 = m_1/20$). Кривая 2 показывает, что благодаря установке виброгасителя устраняются (теоретически) вынужденные колебания массы m_1 на расчетной частоте $P = K_1$ (рис.2, кривая 1), однако, возникают резонансные колебания на частотах $P_1 = K_{1*}$ и $P_2 = K_{2*}$, определяемые для двухмассовой системы m_1 и m_2 . Таким образом, динамический гаситель колебаний эффективен для устранения вибраций на одной частоте, когда защищаемый технический объект имеет строго постоянную частоту работы. Уменьшить резонансные колебания на парциальных частотах K_{1*} и K_{2*} можно, если в систему ввести демпфирование. Тогда (кривая 3) на рабочей частоте $P = K_1$ колебания массы m_1 с виброгасителем уменьшаются (но не устраняются полностью), а на парциальных частотах K_{1*} и K_{2*} они ограничены влиянием демпфирования, т.е. внутреннего трения.

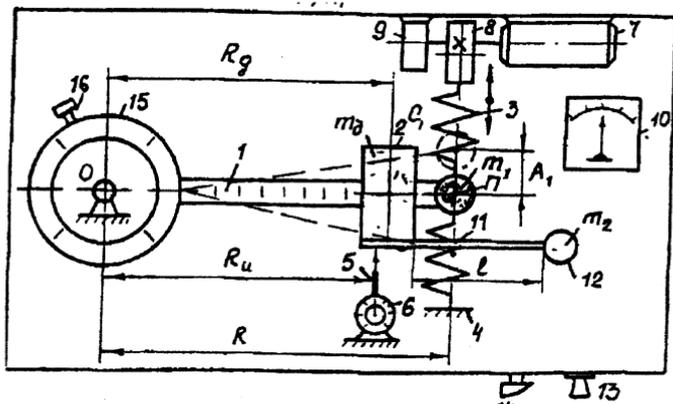


Рис. 3.

Установка ТММ — 46А (рис. 3) предназначена для исследования влияния вибровозбудителя на колебания упругих систем и состоит из двух узлов:

упругой системы и вибровозбудителя. Узел упругой системы состоит из рычага 1 левый конец которого в точке O имеет шарнирную опору, а правым концом в точке Π пружинами 3 соединен с корпусом 4. Амплитуда колебаний правого конца рычага изменяются по шкале 6 индикатором 5. Для изменения инертности рычага 1 снабжен добавочным грузом 2, переменный радиус R_z которого фиксируется по шкале.

Узел вибровозбудителя состоит из электродвигателя 7, эксцентрикового привода 8 тахогенератора 9, причем привод 8 соединен с верхней пружиной 3 рычага. При вращении ротора двигателя вынужденные колебания верхней пружины 3 передаются на рычаг 1. Изменяя частоту вращения двигателя, можно менять частоту вынужденных колебаний. Для определения частоты вращения двигателя имеется измерительная цепь, состоящая из тахогенератора 9 и микроамперметра 10. Измерив по шкале амперметра 10 силу тока на определенной частоте, можно по тарифовочной таблице рассчитать соответствующую частоту N_i вращения двигателя. По частоте вращения двигателя N_i определяется частотой f_i и угловая частота P_i вынужденных колебаний:

$$f = \frac{N}{60}, \quad P = 2\pi f \quad (8)$$

Приведа инерционность рычага 1 и добавочного груза 2 к точке Π крепления пружин, можно рассчитать условную приведенную массу m_1 в этой точке:

$$m_1 = \frac{1}{R^2} (J_{o1} + m_z \cdot R_z^2), \quad (9)$$

где J_{o1} — осевой момент инерции рычага 1 относительно центра O ; m_z — масса добавочного груза 2; R_z — радиус установки добавочного груза на рычаге; R — расстояние от центра O до точки Π .

С учетом приведенной массы в точке Π крепления пружин упругая система рычага 1 сводится к одномассовой модели на рис. 1, а при малых углах качания рычага 1 и ее вынужденные колебания описываются уравнениями (1) и (2). Изменяя вибровозбудителем 7, 8 частоту вынужденных колебаний массы m_1 по шкале 6 замеряются соответствующие амплитуды A_v , рассчитываются амплитуды A_1 и строится экспериментальная амплитудно-частотная характеристика вынужденных колебаний $A_1(f)$, или $A_1(P)$ подобно кривой 1 на рис. 2.

$$A_1 = A_v \cdot \frac{R}{R_v},$$

где R_u — радиус контактной точки индикатора 5.

Для уменьшения вынужденных колебаний исследуемой массы в установке предусмотрена возможность закрепления вибровозбудителя 11, 12 (рис. 3) к добавочному грузу 2. В данном случае виброгаситель состоит из массы m_2 закрепленной на пластинчатой пружине жесткостью C_0 . Как известно, жесткость пластинчатой пружины длиной l и сечением $b \times h$ (аналогично жесткости консольной балки) определяется так:

$$C_0 = \frac{3EJ_z}{l^3} = E \frac{bh^3}{4l^3}, \quad (H / м) \quad (10)$$

где E — модуль упругости материала пружины (для стали $E = 210 \text{ Н/м}^2$); J_z — осевой момент инерции площади сечения пружины:

$$J_z = \frac{bh^3}{12}.$$

Как видно из выражения (10) при выбранных размерах сечения $b \times h$ жесткость пластинчатой пружины определяется длиной l . Для получения нужной жесткости C_0 из формулы (10) рассчитывается необходимая длина l пружины:

$$l = \sqrt{\frac{bh^3 E}{4C_0}} \quad (11)$$

Закрепив к добавочному грузу 2 (рис. 3) виброгаситель с расчетной длиной l пластинчатой пружины, получим упругую двухмассовую систему на (рис. 1), описываемую системой дифференциальных уравнений (1). По приведенной жесткости C_2 в точке II определяется жесткость C_0 пластинчатой пружины:

$$C_0 = C_2 \frac{R^2}{R_0^2} \quad (12)$$

При закрепленном виброгасителе проводится вторая серия измерений амплитуды A_1^* , вынужденных колебаний массы m_1 при различной частоте f вибровозбудителя и по кривой $A_1^*(f)$ амплитудно-частотной характеристики делается вывод об эффективности виброгасителя на различных частотах.

Таким образом на существующей лабораторной установке ТММ-46 после небольших изменений можно проводить исследования эффективности инерционного виброгасителя.

ЛИТЕРАТУРА

1. Юденич В.В., Бушуев А.В., Бабий В.И. Технические средства обучения и типовое учебно-лабораторное оборудование для высших и

средних специальных учебных заведений. Учебно-метод. пособие. — М.: Высшая школа, 1974. — 264с. 2. Горов Э.А., Гайдай С.А., Лушников С.В. Типовой лабораторный практикум по теории механизмов и машин: Учеб. пособие для студентов вузов. — М.: Машиностроение, 1990. — 160с. 3. Пановко Я.П. Основы прикладной теории колебаний и удара. — Л.: Машиностроение, 1976. — 320с.

УДК 621.185.532

А.В. Блохин

К РАСЧЕТУ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ БАЛОЧНЫХ ОБРАЗЦОВ ПРИ УСТАЛОСТНЫХ ИСПЫТАНИЯХ ЛИТЕЙНЫХ АЛЮМИНИЕВЫХ СПЛАВОВ

*Белорусский государственный технологический университет
Минск, Беларусь*

Известно, что многие детали современных машин и конструкций работают при циклических нагрузках широкого амплитудно-частотного диапазона. Широко распространенной причиной выхода их из строя является усталостное разрушение. Разработка научных основ развития процесса усталостного разрушения необходима как для уточнения прочностных расчетов, так и для ускорения разработки новых конструкционных материалов. Данная проблема особенно актуальна в связи с тем, что в промышленности все шире используются металлические материалы, в частности алюминиевые сплавы, изготовленные из вторичного сырья.

Поскольку усталостные испытания отличаются повышенной длительностью и трудоемкостью, то для снижения трудозатрат и существенного сокращения времени проведения испытаний, особенно при больших базах, весьма перспективным является использование резонансных высокочастотных магнитострикционных установок, позволяющих за приемлемый промежуток времени обеспечить наработку испытываемым образцом заданного числа циклов [1]. Однако на достоверность результатов усталостных испытаний литейных алюминиевых сплавов на высоких частотах существенное влияние могут оказывать различные дефекты свойственные большинству литых материалов (газовые пузыри, усадочные раковины и др.). Это вызывает изменение динамического модуля упругости и плотности материала образца, что может привести к изменению резонансной частоты колебаний.