

КОМПЛЕКС ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ ПО КОЛЕБАНИЯМ МАШИН НА УСТАНОВКЕ ТММ- 46

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

По таким новым разделам учебного курса “Теория механизмов и машин” как “Колебания в машинах”, “Защита от вибраций”, а также для новых спецкурсов “Колебания машин и методы их устранения”, “Динамика и виброзащита машин”, читаемых во многих технических вузах республики, практически отсутствует лабораторная база. В связи с ограниченностью имеющегося лабораторного оборудования и практической невозможностью закупки нового в вузах Беларуси возрастает необходимость расширения использования существующего оборудования.

По исследованию колебаний машин было разработано ранее такое оборудование. Лабораторная установка ТММ-46, описанная в [1] и поставленная во многие вузы бывшего СССР (в том числе и в Беларуси), предназначена для экспериментального определения приведенного момента инерции рычажного механизма методом резонансных колебаний. Эта установка изготовлена довольно компактно, настольного типа, удобна в работе. Другая лабораторная установка ТММ 121 Л1 для исследования динамического виброгашения [2] уже не выпускается, является довольно громоздкой и имеет повышенный уровень шума в работе. Поэтому задачей данной работы является использование имеющейся лабораторной установки ТММ-46 для проведения ряда новых лабораторных работ по различным разделам учебного курса “Колебания машин”. Лабораторная установка ТММ-46 (рис. 1) содержит модель исследуемого кривошипно-ползунного механизма 1, 2, 3, кривошип 1 которого с диском 6 выставляется по угловой шкале 5 на угол φ_1 и соединяется жестко фиксатором 7 с качающимся рычагом 4, имеющим добавочный груз 9, устанавливаемый по линейной шкале 8. Установка имеет три важных узла для исследования механических колебаний. Во-первых, узел упругой системы, состоящий из качающегося рычага 4, закрепленного левым концом шарнирно в корпусе, а правым концом соединенного упруго пружинами с корпусом 12. Во-вторых, узел вибровозбудителя из регулируемого электродвигателя 14 постоянного тока, эксцентрикового привода 16, передающего вынужденные колебания через пружины на правый конец рычага 4 в точку П. В-третьих, измеритель частоты вынужденных колебаний, состоящий из тахогенератора 16 на выходе электродвигателя, и микроамперметра 13, ток которого по тарифовочной таблице позволяет определить частоту N вращения электродвигателя и цикловую частоту f (Гц) вынужденных колеба-

ний и угловую частоту $p = 2\Pi f$ (рад/с).

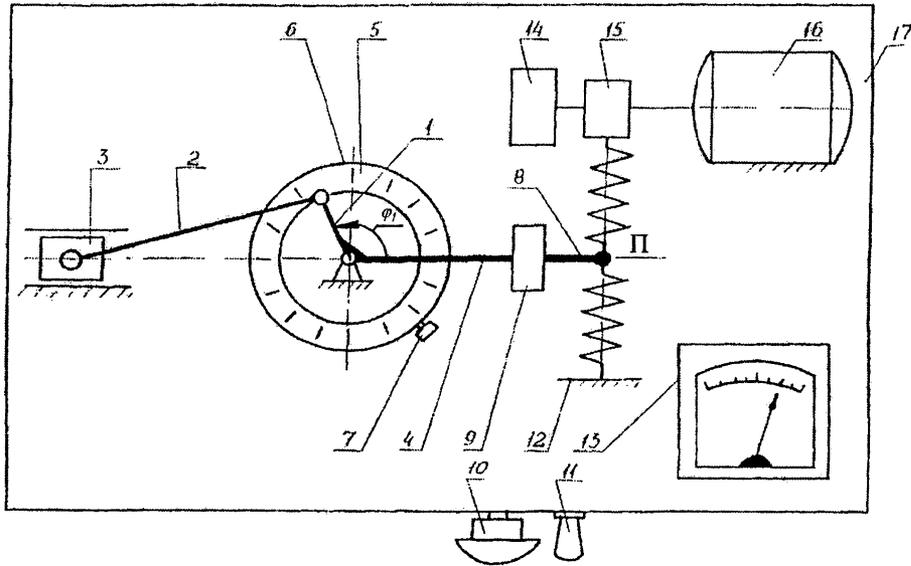


Рис.1

Для проведения лабораторных работ по колебаниям машин в установке ТММ-46 сделаны следующие изменения. Добавлен измеритель 6 (рис.2) амплитуды A_1 колебаний качающегося рычага 1, выполненный в виде стрелочного индикатора КИ-1, закрепленного на корпусе установки и шток которого контактирует с измерительной пластиной на добавочном грузе 2 рычага. Это позволяет сделать на модернезированной установке ТММ-46 такие новые лабораторные работы:

1) "Определение жесткостных и диссипативных параметров упругих элементов машин методом резонансных колебаний". По заранее найденным массам и моментам инерции звеньев механизма 1,2,3 при $\varphi=0$ (рис.1) и рычага с добавочным грузом рассчитывается и задается таблицей значений приведенная масса m_n в точке Π крепления пружины к качающемуся рычагу (рис.2). В режиме резонансных колебаний, когда совпадают угловые частоты p_p и k собственных колебаний, замеряются значения p_p и по индикатору 3 амплитуда A_p вынужденных колебаний. Из дифференциального уравнения вынужденных колебаний массы m_n при гармонической возмущающей силе

$$F(t) = F_0 \cos(pt),$$

где F_0 - амплитуда возмущающей силы, определяемая радиусом r эксцентрика 6 (рис. 2), $F_0 = c_n \cdot r$;

c_n - приведенный коэффициент жесткости двух пружин;

и при условии резонанса $p_p \approx k$, получены выражения для расчета приведенного коэффициента жесткости двух пружин $c_n = m_n \cdot p_p^2$; и приведенного коэффициента демпфирования $n_n = r \cdot p_p / A_p$; и далее приведенного коэффициента сопротивления

$$B_n = 2n_n \cdot m_n.$$

Эти экспериментальные значения, полученные на модернизированной установке ТММ-46, затем сопоставляются с аналитическими значениями, рассчитанными по известным формулам для цилиндрических винтовых пружин растяжения-сжатия (На рис. 2 не показана левая часть установки с кривошипно-ползунным механизмом 1,2,3, как на рис. 1).

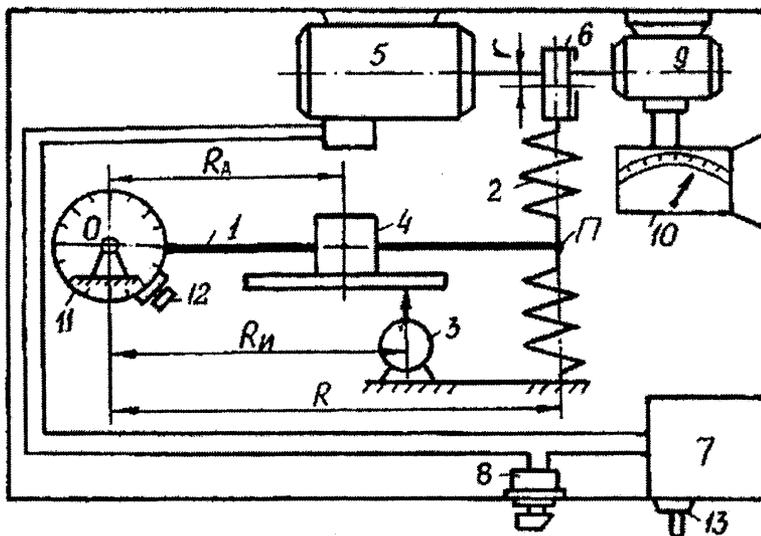


Рис.2

2) “Определение амплитудно-частотной характеристики механизма (или упругой системы)”. Исследуемый рычажный механизм 1,2,3 (рис.1) устанавливается под определенным углом φ_1 кривошипа 1 и закрепляется жестко стопором 7 с рычагом 4, а добавочный груз 9 устанавливают на заданном радиусе R_d . Задавая рассчитанную приведенную массу m_n в точке П крепления пружин 2 (рис.2), получаем условную одномассовую упругую систему с массой m_n и упруго-пружинной связью с корпусом. Меняя потенциометром 8 питания электродвигателя 5 частоту f_i вынужденных колебаний от f_{\min} до f_{\max} , измеряют по индикатору 3 соответствующие амплитуды A_i вынужденных колебаний и строят график амплитудно-частотной характеристик $A_i(f_i)$. По этой зависимости $A_i(f_i)$, являющейся важной динамической характеристикой исследуемой упругой системы с m_n , определяют резонансную частоту $p_p \approx k$, дорезонансную и зарезонансную зоны.

3) “Исследование параметрических колебаний механической системы с рычажным механизмом”. Рычажный кривошипно-ползунный механизм 1,2,3. (рис. 1), кривошип которого может соединяться с подпружинным рычагом 4 под различными углами φ_1 , представляется одномассовой колебательной сис-

темой, приведенная масса $m_n(\varphi_1)$ которой является периодической функцией φ_1 . Из уравнения свободных параметрических колебаний с переменной инерционностью $m_n(\varphi_1)$ рассчитываются аналитически границы f_{min} и f_{max} собственной переменной частоты колебаний $f(\varphi_1)$. Из уравнения Матье в [3] рассчитываются константы (d) и (E) , по которым из диаграмм Айнса-Стретта делается вывод об устойчивости (или неустойчивости) свободных параметрических колебаний. Затем экспериментально, изменяя угол φ_1 кривошипа на установке от 0 до 360^0 (через 30^0), методом резонансных колебаний определяются соответствующие частоты f_i свободных колебаний и строится график $f_i(\varphi_1)$. По этому графику делается заключение о переменной частоте f_i собственных параметрических колебаний механической системы с рычажным механизмом, имеющим переменную инерционность $m_n(\varphi_1)$, и сравниваются границы f_{min} и f_{max} переменной частоты с рассчитанными аналитически.

4) “Определение параметров и анализ эффективности динамического виброгасителя”. Для этой работы изготовлен инерционный виброгаситель 12 с пластинчатой пружиной 11 (рис.3) с возможностью закрепления на добавочном грузе 2.

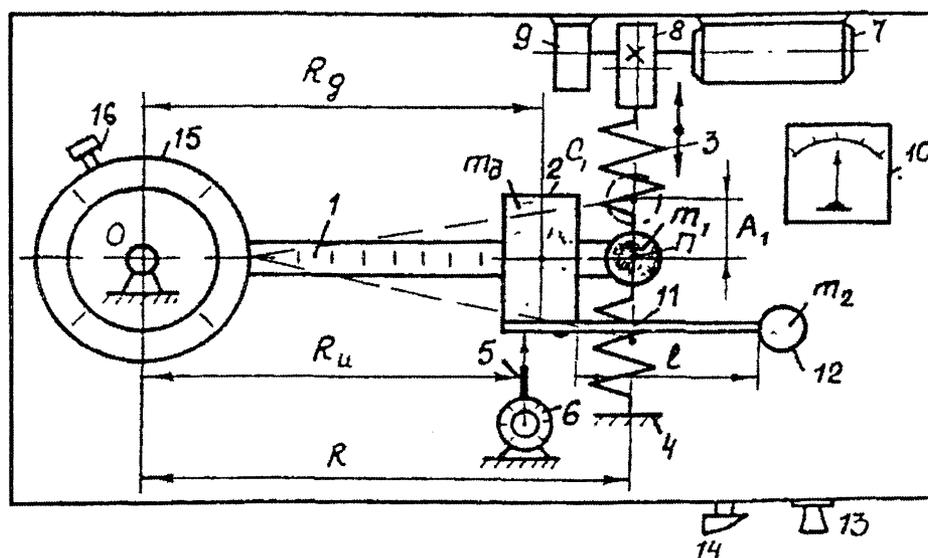


Рис.3

Для исходной одномассовой упругой системы с защищаемой массой $m_n = m_1$ рассчитывается аналитически защищаемая резонансная частота $p_1 = k_1$ и экспериментально проверяется по амплитудно-частотной характеристике $A_1(f_i)$, как в ранее приведенной 2-й работе. Затем для расчетной частоты p_1 определяется необходимая жесткость $c_2(l)$ пружины виброгасителя 12, который закрепляется к защищаемой массе m_1 на расчетной длине l пластинчатой пружины. Далее экспериментально измеряется амплитудно-частотная характеристика $A_{1,2}(f_i)$ защищаемой массы m_1 с массой m_2 виброгасителя и делается вывод об эффекте виброгашения. Более подробно по 4-й работе изложено в статье [4] ав-

торов.

Таким образом с небольшими добавлениями существующая лабораторная установка ТММ-46 может быть использована для четырех новых лабораторных работ по колебаниям в механизмах и машинах. Это позволяет экономить материальные и методические ресурсы на общетехнических кафедрах ВТУЗов.

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. - М.: Высшая школа, 1974 - 264 с. 2. Горов Э.А., Гайдай С.А., Лушников С.В. Типовой лабораторный практикум по теории механизмов и машин. - М: Машиностроение, 1990. - 160с. 3. Пановко Я.П. Основы прикладной теории колебаний и удара. - Л.: Машиностроение, 1976 - 320с. 4. Астахов Э.И., Кудин В.В., Луцко М.Н. Исследование эффективности динамического виброгашения на установке ТММ-46. // Машиностроение. -Мн., 2004. - Вып.2 - с.187.

УДК 621.88.084

Скойбеда А.Т., Кривко Г.П., Эльмессауди Д.

ВЛИЯНИЕ ХАРАКТЕРА НАГРУЖЕНИЯ ПРИ РАЗНОРАЗМЕРНОСТИ ШАРИКОВ НА СРОК СЛУЖБЫ ПОДШИПНИКА КАЧЕНИЯ

Белорусский национальный технический университет

Минск, Беларусь

Расчет долговечности подшипников по контактной усталости проводят на основе теории разрушения Вейбулла, согласно которой вероятность разрушения элемента сплошной среды пропорциональна объему этого элемента. Луденберг и Пальмгрен впервые приняли эту теорию к расчету подшипников качения [1].

В соответствии с теорией Луденберга и Пальмгрена, вероятность безотказной работы подшипника в сравнение с усталостным разрушением поверхности кольца после прохождения N циклов нагрузки качения, будет составлять: