

## 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  $\varphi_1$  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).

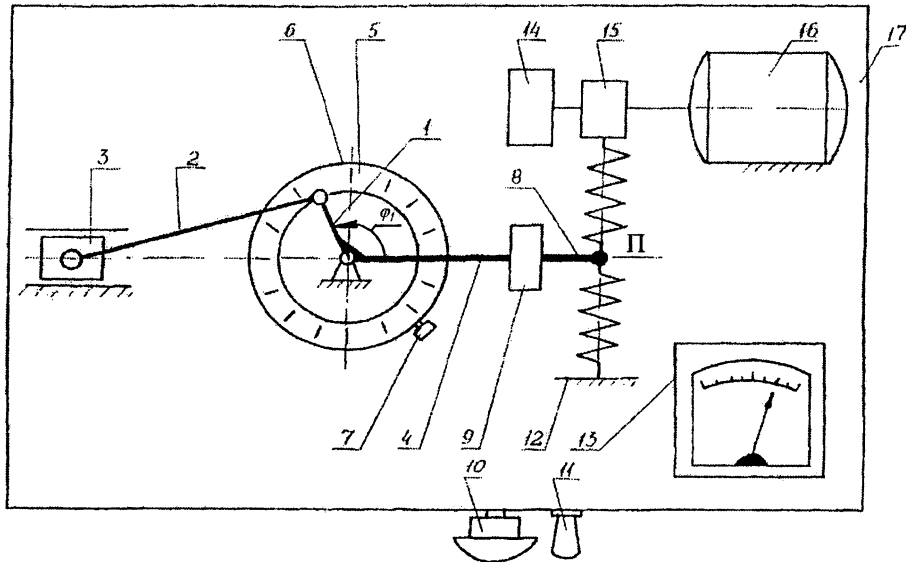


Рис.1

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 П 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).

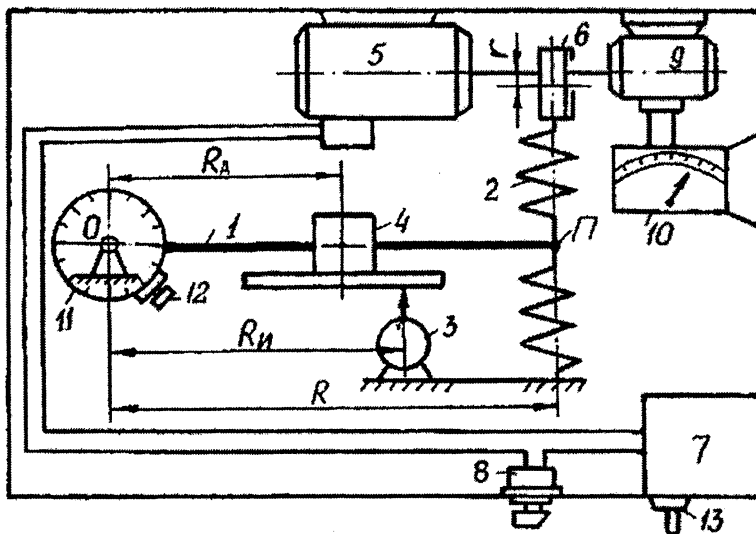


Рис.2

2) “Определение амплитудно-частотной характеристики механизма (или упругой системы)”. Исследуемый рычажный механизм 1,2,3 (рис.1) устанавливается под определенным углом  $\varphi_1$  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  $\varphi_1$ , представляется одномассовой колебательной сис-

темой, приведенная масса  $m_n(\varphi_1)$  которой является периодической функцией  $\varphi_1$ . 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  $\varphi_1$  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.

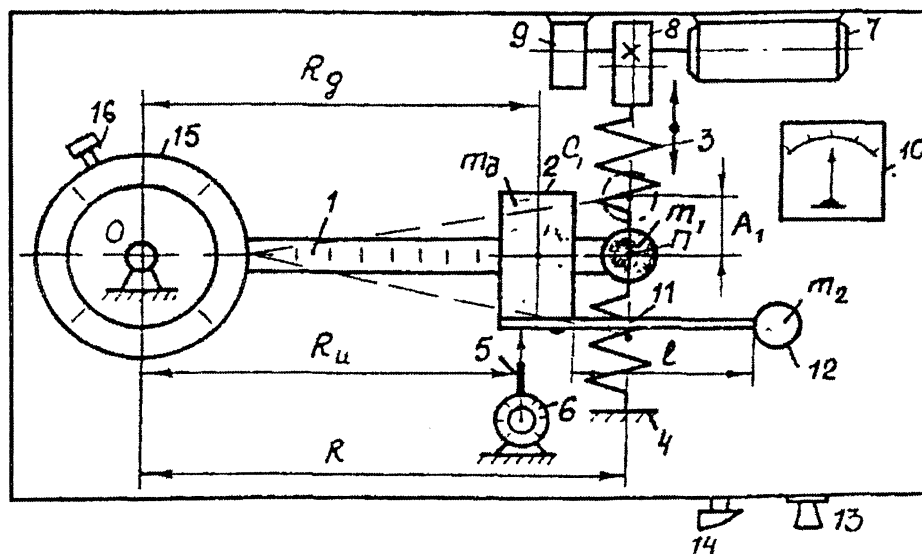


Рис.3

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: