

## МЕТОДЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ УПРУГОВЯЗКИХ ХАРАКТЕРИСТИК МЕХАНИКО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СИСТЕМ ТЕКСТИЛЬНЫХ МАШИН

В.В. ФАРУКШИН, С.Н. ТИТОВ, Г.К. КУЗНЕЦОВ

(Костромской государственный технологический университет)

В последнее время четко прослеживается тенденция необходимости учета физико-механических свойств обрабатываемого материала при расчете машин текстильной и легкой промышленности [1], [2]. Названные свойства образуют комплекс с характеристиками рабочих органов, определяют ход технологического процесса и вибрационную обстановку в рабочем узле машины. Исследования осуществляются на основе уравнений динамического равновесия, определяемого для  $j$ -массовой механической системы, находящейся под воздействием  $i$  сил, комплексными уравнениями [3]:

$$\sum_j T_{ij} \ddot{\eta}_j + \sum_j \mathfrak{Z}_{ij} \dot{\eta}_j + \sum_j V_{ij} \eta_j = F_{0i} e^{-i\omega t}, \quad (1)$$

где  $T_{ij}$ ,  $\mathfrak{Z}_{ij}$ ,  $V_{ij}$  характеризуют соответственно инерционные, диссипативные и упругие свойства  $j$ -го элемента при  $i$ -м возмущающем воздействии, амплитуда которого равна  $F_{0i}$ .

Каждое  $j$ -е уравнение (1) описывает одномассовую модель, динамическое равновесие которой по координате  $x$  представляется следующим образом:

$$m\ddot{x} + h\dot{x} + cx = F(t), \quad (2)$$

где  $m$ ,  $h$ ,  $c$  – приведенные масса, вязкость, жесткость (часто переменные);  $F(t)$  – периодическая возмущающая сила.

Несмотря на то, что методы определения инерционных свойств механико-технологических систем широко известны, в некоторых случаях этими характеристиками пренебрегают. Упругие же (и осо-

бенно диссипативные) свойства оказывают существенное влияние на динамику машины или узла. Именно эти свойства необходимо знать при создании машины. Однако материаловедами они часто не определяются, так как их приходится находить с учетом конкретных взаимодействий в узле машины.

Известен метод [4] определения диссипативных свойств колебательной системы по логарифмическому декременту затухания собственных колебаний, заключающийся в том, что огибающую затухающих колебаний аппроксимируют экспонентой вида  $x = ke^{-nt}$ , далее по экспериментальным данным (обычно по осциллограмме) определяют  $n$  и соответственно демпфирующий коэффициент. Данный метод пригоден для линейных систем, поскольку огибающая осциллограммы нелинейных затухающих колебаний существенно отличается от экспоненты, а сам коэффициент демпфирования не является постоянной величиной.

Наиболее распространенной группой механико-технологических систем, где необходимо изучение упруговязких характеристик, в машинах текстильной и легкой промышленности являются узлы взаимодействия обрабатываемого материала с цилиндрическими рабочими органами. Это – вытяжные механизмы, узлы фрикционного наматывания, другие валковые системы.

Для экспериментального изучения комплекса таких свойств и создан стенд, описываемый в настоящей статье (рис. 1).

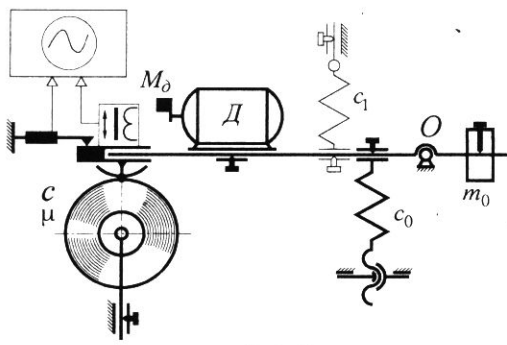


Рис. 1

Основной частью стенда является жесткий рычаг, установленный через подшипники качения на горизонтальной оси  $O$ , закрепленной на массивном основании. На рычаге установлены с возможностью продольного регулирования электродвигатель  $D$ , оснащенный несбалансированным ротором с дисбалансным моментом  $M_d$  относительно его оси вращения, основная  $c_0$  и дополнительная  $c_1$  пружины и противовес  $m_0$ .

На переднем конце рычага с возможностью свободного вращения относительно его продольной оси установлена измерительная платформа, на которой над центром тяжести закреплен датчик виброметра. К нижней части платформы через силоизмерительное устройство закреплен пуансон, радиус которого, качество и твердость наружной поверхности эквивалентны соответствующим характеристикам рабочего органа машины.

Пуансон устанавливают таким образом, чтобы его продольная плоскость симметрии была перпендикулярна продольной оси рычага. Дополнительно платформа может оснащаться тензометрическим измерителем малых перемещений.

Второй элемент исследуемой пары – основание (на рис. 1 показана бобина с пряжей) закрепляют неподвижно таким образом, чтобы его ось находилась в продольной плоскости симметрии пуансона. При этом в системе крепления второго элемента исследуемой пары предусмотрена возможность наладки его положения по высоте и по углу наклона оси к горизонтали таким образом, чтобы ось рычага и линия контакта пуансона и исследуемого материала были горизонтальны.

Взаимодействующая пара (пуансон и основание) для каждого конкретного случая должны специально подбираться. С помощью описанного стенда определялись упруговязкие характеристики бобин с льняной пряжей [5], [6] и эластичных покрытий нажимных валиков машин для мокрого прядения льна [7], [8].

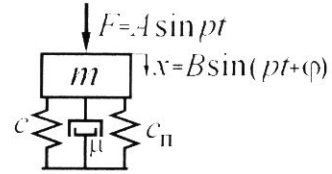


Рис. 2

Динамическая модель стенда после приведения всех его параметров к вертикальной плоскости симметрии пуансона представлена на рис. 2. Она представляет колебательную систему массы  $m$  с динамической вязкостью  $\mu$  и жесткостью  $c+c_1$ , находящуюся под воздействием силового гармонического возмущения  $F$ . Здесь  $c_1$  – приведенная жесткость пружин, а  $c$  – жесткость исследуемого материала.

Все параметры динамической модели можно менять в достаточно широких пределах: амплитуду возмущающего воздействия  $A$  путем изменения положения двигателя, статического дисбаланса его ротора  $M_d$  и частоты вращения  $p$ ; приведенную массу  $m$  за счет изменения массы и положения противовеса  $m_0$ ; приведенную жесткость  $c_1$  перемещением пружин вдоль рычага; начальное давление в зоне контакта изменяется как при изменении приведенной массы, так и при изменении приведенной жесткости пружин, но может корректироваться за счет затяжки последних.

Самое простейшее назначение стенда – определение статического коэффициента жесткости в конкретной системе. Для этого достаточно, задавая определенные давления в зоне контакта пружинами или противовесом, замерять индикатором часового типа возникающие при этом вертикальные смещения платформы с пуансоном.

Для определения вязких характеристик исследуемых систем в динамических режимах включают электродвигатель, возбуждая тем самым вибрации рычажной

системы. Вследствие того, что упруговязкие характеристики исследуемой системы влияют на параметры вибраций, их можно вычислить исходя из отношения амплитуды возмущающего воздействия  $A$  к амплитуде вибраций платформы  $B$ .

Очевидно, такой подход при гармоническом возмущающем воздействии допустим при условии, что зависимость виброперемещения платформы  $x$  от времени  $t$  носит гармонический характер. Процесс колебаний может быть гармоническим лишь для линейной колебательной системы. Для того, чтобы приблизить колебательную систему станда к линейной, необходимо соблюдение следующих условий: изгибная жесткость рычага должна быть достаточно высокой, чтобы исключить возникновение в нем поперечных колебаний; жесткость силоизмерителя должна быть достаточно большой, чтобы его деформации были пренебрежимо малыми по сравнению с амплитудой вибраций; амплитуда вибраций должна быть достаточно малой, чтобы можно было пренебречь изменениями упруговязких характеристик материала в пределах виброперемещения.

С целью обеспечения адекватности стандового моделирования реальному объекту и вытекающей отсюда переносимости результатов измерений на реальный объект необходимо обеспечить достаточное совпадение скоростных и силовых режимов на станде и на реальном объекте, что достигается за счет подбора средней виброскорости возмущающего воздействия, формы пуансона и величины статического давления в зоне контакта.

Возможны два подхода определения упруговязких характеристик в зависимости от конкретных задач изучения и моделей реального объекта. Оба подхода и связанные с ними возможности станда были апробированы в [5...8].

Методика определения демпфирующих свойств состоит из двух этапов. На первом этапе экспериментально определяются радиальная жесткость в статическом режиме и частота собственных колебаний измерительной системы, на втором – ее амплитудно-частотная характеристика, по кото-

рой рассчитывается коэффициент демпфирования [8]:

$$\mu = \sqrt{\frac{A^2}{B^2 p^2} - \frac{m^2 (\omega^2 - p^2)^2}{p^2}},$$

где  $\omega = \sqrt{\frac{c_{п} + c}{m}}$  – частота собственных колебаний системы.

В настоящее время процессы обработки ткани в отделочных машинах моделируются с учетом ее упруговязких характеристик [9], [10]. Поэтому разработанные методы определения упруговязких характеристик механико-технологических систем применяются для исследования демпфирующих свойств тканей при их поперечном сжатии.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Кузнецов Г.К. // Текстильная промышленность, № 2, 1996.
2. Кузнецов Г.К., Титов С. Н. // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. – 2000, № 5.
3. Голдстейн Г. Классическая механика. – М.: Наука, 1975.
4. Спектор С.А. Электрические измерения физических величин: Методы измерений / Учебное пособие для вузов. – Л.: Энергоатомиздат, 1987.
5. Титов С.Н. Комплексный анализ причин вибраций мотального механизма ПСК-225-ЛО. – Кострома: КТИ, Деп. ЦНИИТЭИЛегпром, № 3549-ЛП, 1994.
6. Титов С.Н. Комплексный анализ и усовершенствование мотального механизма ПСК-225-ЛО: Дис. ... канд. техн. наук. – Кострома, КТИ, 1994.
7. Фарушкин В.В. Совершенствование методов расчета вытяжных механизмов для мокрого прядения льна: Дис. ... канд. техн. наук. – Кострома, КГТУ, 1999.
8. Новиков Е.В., Фарушкин В.В. Определение демпфирующих свойств эластичного покрытия нажимного валика // Сб. научн. тр. молодых ученых. – Кострома, КГТУ, 2002.
9. Калинин Е.Н. // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. – 2000, № 2.
10. Калинин Е.Н. Разработка методов компьютерного анализа и синтеза роторных систем текстильного отделочного оборудования: Дис. ... докт. техн. наук. – Иваново, ИГТА, 2002.

Рекомендована кафедрой теории механизмов и машин и проектирования текстильных машин. Поступила 03.04.03.