

Экспериментальный метод и программные средства для исследования динамического поведения трибосистем скольжения

А. Г. Поштару

Технический университет Молдовы, г. Кишинев, MD-2004, Молдова
e-mail: andreipostaru@gmail.com

Поступила в редакцию 15.03.2024

После доработки 20.03.2024

Принята к публикации 27.03.2024

В работе, в качестве модели механической системы, чувствительной к различным возмущениям силы, принят гармонический осциллятор с упругими элементами. Разработанные физические и математические модели взаимодействия осциллятора с моделью трибосистемы легли в основу создания метода и комплекса экспериментальных средств для оценки трибологического состояния контакта и поведения трибосистемы скольжения в динамических условиях работы. Спроектирована и создана оригинальная установка со специально разработанной испытательной камерой с применением, в качестве чувствительного узла, гармонического осциллятора. Установка оснащена измерительной системой для контроля состояния трибомодели и осциллятора, реализованной на основе средств сбора экспериментальных данных (продукция компании National Instruments). Согласно методике, в среде LabVIEW разработан комплекс специализированных программных обеспечений, которые позволяют осуществлять сбор, обработку и хранение экспериментальных данных в больших объемах и с высокой производительностью.

Ключевые слова: трибосистема, сила трения, модель, динамический режим, программное обеспечение

УДК 621.89:004.9

<https://doi.org/10.52577/eom.2024.60.2.74>

ВВЕДЕНИЕ

В реальной жизни механические системы функционируют при различных режимах работы: стационарном и нестационарном, устойчивом и неустойчивом. При заданных условиях эксплуатации на состояние механической системы влияет и состояние трибосистемы. Взаимодействия в зоне контакта трибосистемы, и особенно механические, имеющие динамическую природу, создают силовые возмущения, вызывающие колебания элементов механической системы называемые и *фрикционными автоколебаниями*.

Трение – это сложный процесс, включающий явления механической, тепловой, химической, электрической природы и др. Механические взаимодействия контактирующих элементов, оказывая преобладающее влияние, вызывают возмущения сил трения различного порядка (в том числе скачкообразного типа), которые приводят к режимам динамического характера в работе трибосистем и, соответственно, механических систем.

Колебания силы трения происходят из-за комплекса факторов: дискретной структуры реальной площади контакта; упругих и пластических деформаций в зоне контакта; изменения

коэффициента трения при изменении относительной скорости; отличия физико-механических характеристик материалов трибоэлементов; различного влияния температуры и температурного градиента на характеристики материала трибоэлементов и промежуточной среды (смазки) и т.д. [1–4]. Импульсы колебания силы трения порождают фрикционные автоколебания в широком спектре частот [3, 5, 6, 7, 8]. На структуру спектра, амплитуду и форму колебаний влияют режим трения, параметры нагрузки, состояние и свойства материалов трибоэлементов и смазки, интенсивность процессов, происходящих в зоне контакта [1, 3, 5].

Современные технические средства и новые методики обработки сигналов создали предпосылки для углубленного исследования шумов, генерируемых трибосистемами. Этими исследованиями преследуется ряд целей, среди которых: установление связи между колебательными процессами и процессами преобразований в пространстве трибослоя; выявление причины возникновения колебательных движений (в частности, типа прилипания–скольжение) и масштабов их реализации в режиме сухого и граничного трения; определение условий дина-

мической устойчивости и критических значений параметров, при которых трибосистема теряет устойчивость. Потеря устойчивости трибосистемы соответствующим образом отражается и на устойчивости работы механических систем.

Для достижения поставленных целей прибегают к аналитическим методам моделирования и моделированию с использованием численных методов на основе уравнений нелинейной динамики. Для поиска решений уравнений используются модели трения, в структуру которых включено несколько эффектов динамического поведения. Данные эффекты представлены в структуре модели силы трения в виде математических факторов. Наиболее распространенные из них: эффект Штрибека; эффект гистерезиса. Другие эффекты, возникающие в зоне контакта, моделируются более сложными функциями, зависящими от координаты, скорости и времени [7, 9]. При всех преимуществах, которыми обладают данные методы исследования, из-за сложности задачи не всегда удается установить подходящую модель трения для исследования конкретных случаев динамического поведения изучаемой трибосистемы. Проблема еще больше усложняется, когда поверхности контакта совершают относительные движения с переменной скоростью, что может вызвать неустойчивые режимы работы механических систем. В этих условиях наиболее верным способом исследования остается экспериментальный. При этом моделирование должно быть формализовано и реализовано в рамках фундаментальных уравнений динамики.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ТРИБОСИСТЕМЫ И МЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ

Для решения проблемы динамического поведения трибосистемы необходимо создать модели-инструменты, способные адекватно реагировать на любые возмущения силы трения. Таким инструментом, часто используемым для описания и изучения колебательных процессов в различных системах, является гармонический осциллятор [1], для которого периодическое движение определяется соотношением $x = A \cos(\omega t + \varphi)$, где A – амплитуда колебаний; x – динамическая переменная системы; ω – собственная частота; φ – начальная фаза движения; t – независимая переменная (время). Осциллятор является основой для разработки как математических моделей, так и технических устройств, необходимых для проверки и

экспериментального исследования изучаемых систем.

Для экспериментальных исследований механическая система приводится к модели механического осциллятора, взаимодействующего с трибосистемой. Структура модели осциллятор–трибосистема представлена на рис. 1. Платформа 3 (модель подвижного элемента) совершает переменное возвратно-поступательное движение по неподвижной направляющей 5 в пределах хода S . Скорость V платформы периодически меняется по форме и величине при изменении направления движения платформы в концах хода на участках точек поворота (RPN, RPR). Изменение направления движения платформы и ее скорости сопровождается изменением направления и скачками силы трения. Масса механической системы приводится к массе m блока 1, а жесткость – к жесткости c пружин 2, соединяющих блок с корпусом 4 с обеих сторон.

Перемещение платформы 3, определяемое скоростью V , представляющее движение моделируемого элемента механической системы, задается с помощью исполнительного механизма. Для моделирования циклического переменного поступательного движения используется кривошипно-шатунный механизм.

Движение блока осциллятора. Первоначально (в свободном состоянии) блок 1 под действием упругих сил F_e пружин 2 находится в положении точки O устойчивого равновесия. При приведении платформы 5 в движение, блок 1 (под действием силы трения F_f) перемещается в окрестности точки O^* неустойчивого равновесия, определяемой координатой X^* относительно точки O устойчивого равновесия. В автоколебательном режиме движения перемещение блока 1 относительно точки O^* задается координатой $x(t)$. В этом случае движение блока задается законом $X(t) = X^* + x(t)$.

Эволюция механического состояния осциллятора под действием силы трения описывается уравнением Лагранжа [11, 12]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial L}{\partial q} = Q_d, \quad (1)$$

где q, \dot{q} – координата и обобщенная скорость в конфигурационном пространстве; $(L = T - \Pi)$ – функция Лагранжа (кинетический потенциал); T, Π – кинетическая и потенциальная энергия; Q_d – обобщенная неконсервативная (диссипативная) сила.

В Лагранжевом формализме эволюция диссипативного процесса в трибосистеме скольжения (имеющей энергетическую сущность) [4, 12]

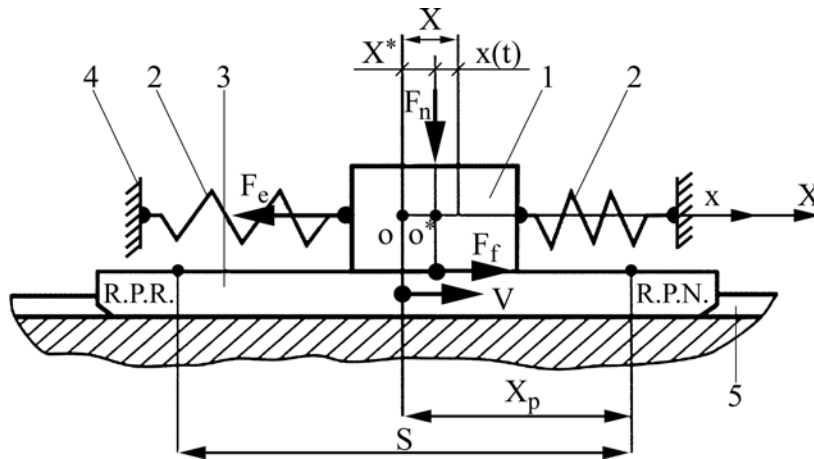


Рис. 1. Схема взаимодействия механического осциллятора с трибосистемой [10].

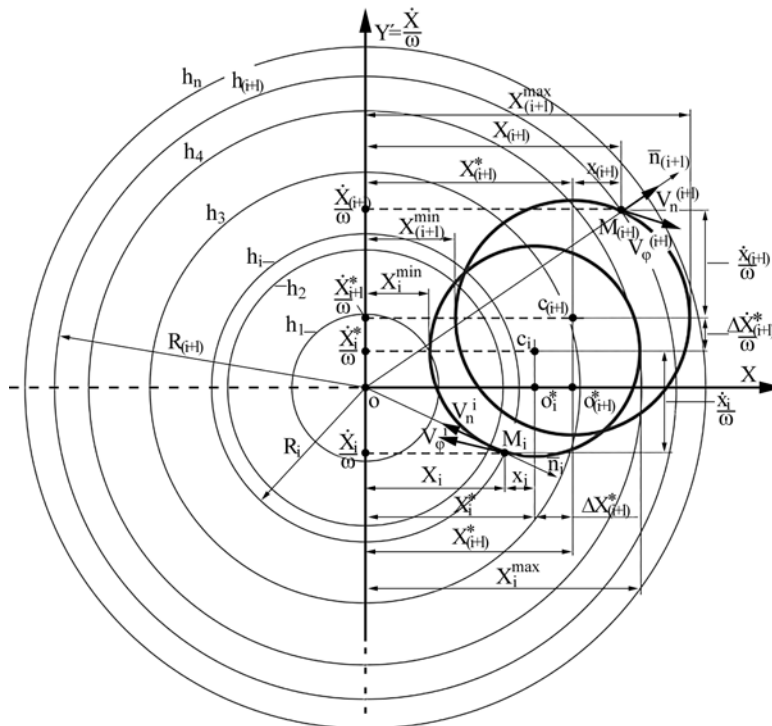


Рис. 2. Представление колебательных циклов (i) и ($i+1$) в фазовом пространстве [10].

определяется диссипативной функцией Рэлея [12]:

$$\Phi_d = \sum_{j=1}^N k_j \int_0^{v_j} f_j(u) du, \quad (2)$$

где k_j и $f_j(u)$ – положительные функции, определенные на пространствах j реальных элементарных площадок контакта, зависящие от координаты q и обобщенной скорости \dot{q} осциллятора, от скорости V платформы, от внутренних и внешних параметров трибосистемы; v_j – локальная относительная скорость поверхностей на пространствах реальных элементарных площадок контакта; N – количество реальных элементарных площадок в пределах номинальной площади контакта.

Роль обобщенной диссипативной силы Q_d занимает полная сила трения F_f , определяемая как производная от диссипативной функции [12]:

$$Q_d = F_f = -\frac{\partial \Phi_d}{\partial v_r}, \quad (3)$$

где $\dot{q} - V = v_r$ – обобщенная относительная скорость скольжения поверхностей.

Диссипативная функция Φ_d характеризует интенсивность диссипации энергии в зоне контакта, возникающей в результате механической работы, производимой силами трения.

В режиме относительного скольжения контактирующих поверхностей уравнение Лагранжа принимает вид:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial L}{\partial q} = -\frac{\partial \Phi_d}{\partial v_r}. \quad (4)$$

Под действием трибосистемы блок осциллятора совершает движение, задаваемое законом силы трения. При этом эволюция механического состояния осциллятора, описываемая

уравнением (4), определяется методом фазовой плоскости. Но во многих случаях при решении конкретных задач динамики выражение диссипативной функции Φ_d и силы трения F_f неизвестны. При их поиске фазовые траектории устанавливаются экспериментально. Для построения фазовой плоскости на основе экспериментальных данных обобщенная координата и скорость из уравнения (4) представляются через координату и скорость блока осциллятора: $q = X$; $\dot{q} = \dot{X}$. План строится в фазовых координатах $X - Y$, где фазовая координата $Y = \dot{X} / \omega$ ($\omega = \sqrt{c/m}$) – собственная частота (рис. 2). В фазовой плоскости механическое состояние осциллятора определяется движением по траектории *изображающей точки M*.

В зависимости от закона действия силы трения осциллятор может находиться в стационарном или нестационарном режиме. Нестационарный динамический режим может принимать устойчивую или неустойчивую форму. Для выявления режима работы и развития диссипативного процесса в зоне контакта поэтапно исследуется соотношение движений изображающей точки M на фазовых траекториях двух последовательных циклов (i) и ($i + 1$). В процессе анализа цикл (i) принимается в качестве опорного цикла.

При рассмотрении движения в пределах цикла (i), согласно (рис. 2), фазовые координаты изображающей точки M_i в произвольном положении на траектории будут равны:

$$X_i = X_i^* + x_i \text{ и } Y_i = \dot{X}_i / \omega = (\dot{X}_i^* + \dot{x}_i) / \omega,$$

где $X_i^* = X_{i(\text{med})} = (X_i^{\max} + X_i^{\min}) / 2$ – координата средней составляющей (точки O_i^* неустойчивого равновесия) перемещения; x_i – переменная составляющая перемещения; \dot{X}_i^* – скорость изменения координаты X_i^* относительно точки O устойчивого равновесия; \dot{x}_i – скорость изменения координаты x_i относительно точки O_i^* . Для опорного цикла точка O_i^* временно фиксирована, вследствие чего скорость $\dot{X}_i^* = 0$ и фазовая координата $Y = \dot{x}_i / \omega$.

Динамическое поведение системы *осциллятор-трибосистема* определяется на основе энергетических характеристик:

– механической работы W сил трения и мощности диссипации энергии P_f (для трибосистемы);

– энергии E и ее изменения во времени dE/dt (для осциллятора).

Выражение для полной энергии E_i осциллятора, определяемое в фазовых координатах изображающей точки M_i (рис. 2), принимает вид:

$$E_i = \frac{1}{2} c \left[(X_i^* + x_i)^2 + \left(\frac{\dot{x}_i}{\omega} \right)^2 \right] = \frac{1}{2} c (X_i^*)^2 + c X_i^* x_i + \frac{1}{2} c \left[x_i^2 + \left(\frac{\dot{x}_i}{\omega} \right)^2 \right]. \quad (5)$$

В выражении (5) появляются три группы факторов:

1. $\frac{1}{2} c (X_i^*)^2$ – квазистационарный энергетический фактор;
2. $\frac{1}{2} c \left[x_i^2 + \left(\frac{\dot{x}_i}{\omega} \right)^2 \right]$ – нестационарный фактор;
3. $c X_i^* x_i$ – фактор взаимного влияния квазистационарных и нестационарных факторов.

Для опорного цикла точка O^* остается в квазистационарном положении, а составляющая F_f^* силы трения стремится к постоянному значению, связанному с координатой X^* . В этом случае допускается привести составляющую силы трения F_f^* к модели типа Кулона–Амонтона:

$$F_f^* = F_c^* = c X^*. \quad (6)$$

Переменная (динамическая) составляющая F_{din} , согласно группам 2 и 3 факторов, в соотношении (5) состоит из двух составляющих $F_{\text{din}}^x(v_r)$ и $F_{\text{din}}^{X^*x}(v_r)$, возникающих в нестационарном режиме движения:

$$F_{\text{din}} = F_{\text{din}}^{X^*x}(v_r) + F_{\text{din}}^x(v_r). \quad (7)$$

На участках хода при скольжении с относительной скоростью (v_r) в контакте преобладают процессы диссипации энергии [4]. Полная рассеиваемая мощность P_f состоит из двух составляющих: $P_f = P_c^* + P_d$. Значение составляющей P_c^* определяется в зависимости от скорости V платформы: $P_c^* = F_c^* \times V = c X^* \times V$. Составляющая P_d мощности диссипации энергии количественно определяется изменением во времени $\frac{dE}{dt}$ энергии осциллятора.

$$\left\{ \begin{array}{l} P_d = \frac{dW}{dt} = F_{\text{din}} \cup_r = (m+1) \Phi_d \\ \frac{dE}{dt} = \frac{d}{dt} (c X^* x) + \frac{d}{dt} \left\{ \frac{1}{2} c \left[x^2 + \left(\frac{\dot{x}}{\omega} \right)^2 \right] \right\} \end{array} \right\}. \quad (8)$$

Из соотношений (5) и (8) определяются значение динамической составляющей силы трения и диссипативная функция, согласно выражению:

$$\left\{ \begin{array}{l} F_{din} = \frac{\frac{d}{dt}(cX_i^* x_i) + \frac{d}{dt} \left\{ \frac{1}{2} c \left[x_i^2 + \left(\frac{\dot{x}_i}{\omega} \right)^2 \right] \right\}}{v_r} \\ \Phi_d = \frac{\frac{d}{dt}(cX_i^* x_i) + \frac{d}{dt} \left\{ \frac{1}{2} c \left[x_i^2 + \left(\frac{\dot{x}_i}{\omega} \right)^2 \right] \right\}}{(m+1)} \end{array} \right. , \quad (9)$$

где

$$F_{din}^{X^*x}(v_r) = \frac{d}{dt} \left[(cX_i^* x_i) / v_r \right];$$

$$F_{din}^x(v_r) = \frac{d}{dt} \left\{ \frac{1}{2} c \left[x_i^2 + \left(\frac{\dot{x}_i}{\omega} \right)^2 \right] \right\} / v_r.$$

На основе анализа энергетического состояния модели системы установлены три составляющие силы трения, характеризующие динамическое поведение трибосистемы: одна квазистационарная кулоновского типа и две переменные (динамические) составляющие:

$$\left\{ \begin{array}{l} F_c = cX^* \\ F_{din}^{X^*x}(v_r) = \frac{d}{dt} (cX^* x) / v_r \\ F_{din}^x(v_r) = \frac{d}{dt} \left\{ \frac{1}{2} c \left[x^2 + \left(\frac{\dot{x}}{\omega} \right)^2 \right] \right\} / v_r \end{array} \right. . \quad (10)$$

Аналогичным образом исследуется динамическое поведение системы осциллятор–трибосистема в пределах периода цикла $(i+1)$. При переходе на цикл $(i+1)$ точка с координатой X_i^* (рис. 2) получает дополнительное смещение $\Delta X_{(i+1)}^*$ со скоростью $\dot{X}_{(i+1)}$, где

$$\Delta X_{(i+1)}^* = X_{(i+1)}^* - X_i^*; \quad X_{(i+1)}^* = \left(X_{(i+1)}^{\max} + X_{(i+1)}^{\min} \right) / 2;$$

$$X_{(i+1)}^* = \Delta X_{(i+1)}^* \omega \sin \omega t.$$

Фазовые координаты изображающей точки M_{i+1} будут соответственно:

$$X_{(i+1)} = \left(X_{(i+1)}^* + x_{(i+1)} \right);$$

$$Y_{i+1} = \dot{X}_{i+1} / \omega = \left(\dot{X}_{(i+1)}^* + \dot{x}_{(i+1)} \right) / \omega.$$

Полная энергия $E_{(i+1)}$ осциллятора, выраженная фазовыми координатами изображающей точки M_{i+1} (рис. 2), структурируется по трем группам факторов:

$$1. \frac{1}{2} c \left[\left(X_{i+1}^* \right)^2 + \left(\frac{\dot{X}_{i+1}^*}{\omega} \right)^2 \right] - \text{фактор энергетического состояния относительно точки } O \text{ устойчивого равновесия;}$$

2. $\frac{1}{2} c \left[x_{(i+1)}^2 + \left(\frac{\dot{x}_{(i+1)}}{\omega} \right)^2 \right] - \text{фактор вариации энергии относительно точки } O_{(i+1)}^* \text{ (координата } X_{(i+1)}^* \text{) неустойчивого равновесия;}$

$$3. \left[X_{(i+1)}^* x_{(i+1)} + \frac{\dot{X}_{(i+1)}^* \dot{x}_{(i+1)}}{\omega^2} \right] - \text{фактор взаимовлияния энергетических состояний групп 1 и 2.}$$

Отсюда структура переменной составляющей силы трения в нестационарных и неустойчивых динамических условиях работы механической системы определяется соотношениями:

$$F_{din} = F_{din}^{X^*}(v_r) + F_{din}^{X^*x}(v_r) + F_{din}^x(v_r), \quad (11)$$

где

Отсюда структура переменной составляющей силы трения в нестационарных и неустойчивых динамических условиях работы механической системы определяется соотношениями:

$$F_{din} = F_{din}^{X^*}(v_r) + F_{din}^{X^*x}(v_r) + F_{din}^x(v_r), \quad (11)$$

где

$$\left\{ \begin{array}{l} F_{din}^{X^*}(v_r) = \frac{\frac{d}{dt} \left\{ \frac{1}{2} c \left[\left(X_{(i+1)}^* \right)^2 + \left(\frac{X_{(i+1)}^*}{\omega} \right)^2 \right] \right\}}{v_r} \\ F_{din}^{X^*x}(v_r) = \frac{\frac{d}{dt} \left\{ c \left[X_{(i+1)}^* x_{(i+1)} + \frac{X_{(i+1)}^* x_{(i+1)}}{\omega^2} \right] \right\}}{v_r} \\ F_{din}^x(v_r) = \frac{\frac{d}{dt} \left\{ \frac{1}{2} c \left[x_{(i+1)}^2 + \left(\frac{x_{(i+1)}}{\omega} \right)^2 \right] \right\}}{v_r} \end{array} \right. . \quad (12)$$

Коэффициент трения в условиях автоколебательного движения состоит из двух составляющих: кинетической μ_c (модели Кулона–Амонтона) и динамической μ_{din} . Динамическая составляющая μ_{din} определяет локальное (мгновенное) значение коэффициента трения [4] в пределах каждого цикла движения i . Он может принимать положительный или отрицательный знак. В случае положительного знака в законе силы (коэффициента) трения появляются участки с возрастающей характеристикой, в пределе которых осциллятор через трибосистему накапливает энергию от внешнего источника. При смене знака на отрицательный появляются участки с убывающей характе-

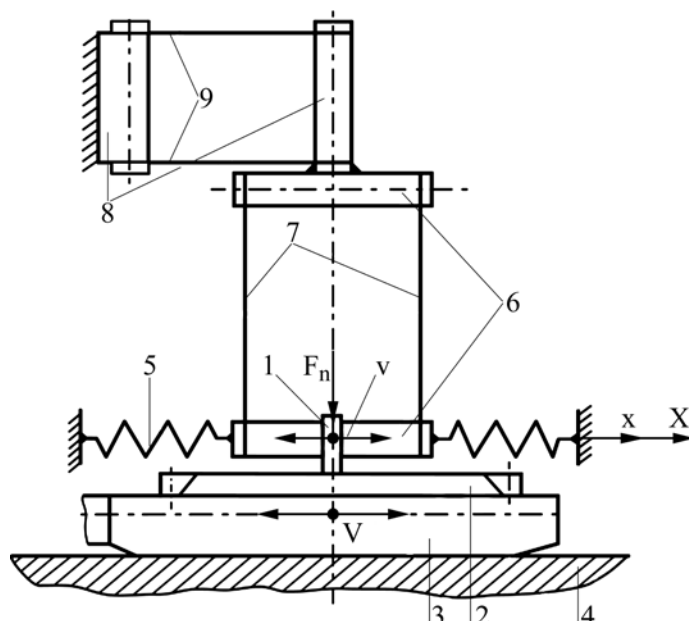


Рис. 3. Структурная схема испытательной камеры.

ристикой (осциллятор отдает накопленную энергию трибосистеме).

В качестве критерия оценки режима движения используются отклонения координатных перемещений $\Delta X_{(i+1)}^*$ и $\Delta x_{(i+1)}$ между каждой парой последовательных циклов (i) и ($i+1$):

$$\begin{cases} \Delta X_{(i+1)}^* = X_{(i+1)}^* - X_i^* \\ \Delta x_{(i+1)} = (x_{(i+1)}^{\max} - x_{(i+1)}^{\min}) - (x_i^{\max} - x_i^{\min}) \end{cases}$$

В устойчивом режиме движения: $\Delta X_{(i+1)}^* = 0$;

$\Delta x_{(i+1)} = 0$. В режиме неустойчивого

движения: $\Delta X_{(i+1)}^* \neq 0$; $\Delta x_{(i+1)} \neq 0$.

Рассмотренные теоретические подходы создали предпосылки для разработки оригинального метода экспериментального исследования поведения трибосистемы со скольжением в различных режимах работы механической системы: стационарном или нестационарном, устойчивом и неустойчивом. Метод разработан в рамках концепции трибосистема–трибомодель и принципов, предложенных в [13, 14].

МЕТОД И МОДЕЛЬ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ТРИБОСИСТЕМЫ СКОЛЬЖЕНИЯ ПРИ ЦИКЛИЧЕСКОМ ПОСТУПАТЕЛЬНОМ ДВИЖЕНИИ

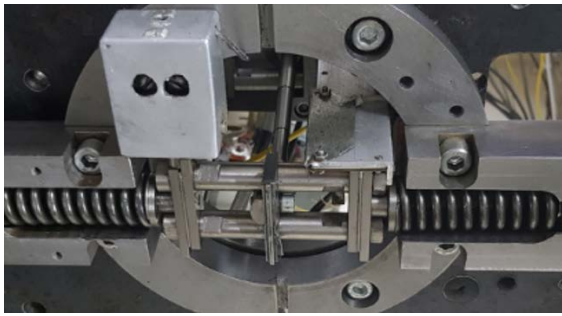
На основе физической и математической модели системы осциллятор–трибосистема были разработаны модель и установка для экспериментальных исследований трибосистем скольжения с циклическим движением. Установка состоит из двух частей: 1 – исполнительного

механизма кривошипно-шатунного типа; 2 – испытательной камеры.

Основной частью установки является испытательная камера. Конструкция испытательной камеры была разработана и реализована по схеме, представленной на рис. 3. Держателем верхнего трибоэлемента 1 является вертикальная рама в виде параллелограмма с жесткими горизонтальными сторонами 6 и вертикальными сторонами 7 (пластинчатой формы), обладающими поперечной гибкостью. Нижняя жесткая сторона 6 рамы с закрепленным на ней верхним трибоэлементом 1 образует **блок осциллятора**. Такая конструкция обеспечивает сохранение взаимного положения трибоэлемента 1 и соответствие контакта с сопряженной поверхностью нижнего трибоэлемента 2.

Нижняя сторона рамы (блок осциллятора) соединена с корпусом установки посредством упругих элементов 5 (в форме спиральных пружин). При этом оси пружин расположены на линии движения центра масс блока. Для обеспечения степени свободы в вертикальном направлении рама (с помощью верхней жесткой стороны 6) крепится к другой раме аналогичной конструкции, состоящей из жестких вертикальных сторон 8 и гибких горизонтальных сторон 9. Возможные вертикальные микроперемещения трибоэлемента 1 при движении пластинчатой формы компенсируются гибкими элементами 9 горизонтальной рамы (закрепленными к корпусу установки).

Осциллятор характеризуется приведенной жесткостью s упругих элементов 5 и 7, общей массой m , приведенной к нижнему блоку рамы, частотой собственных колебаний ω и коэффициентом диссипации энергии n .

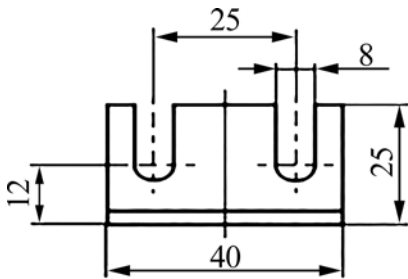


(a)

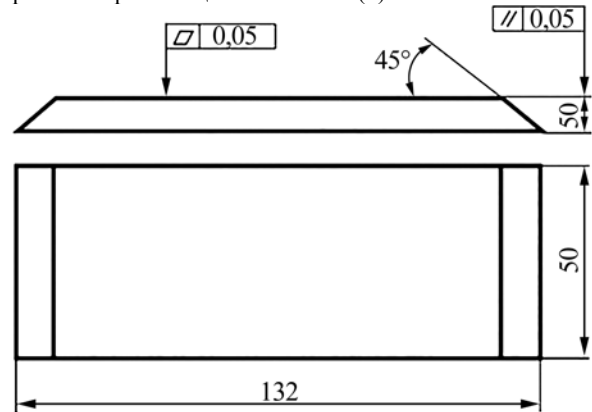
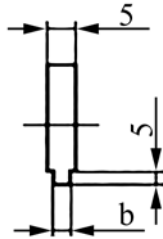


(б)

Рис. 4. Конструкция осциллятора (а) и платформы с направляющим элементом (б).



(a)



(б)

Рис. 5. Конструктивный вариант модели трибоэлементов: (а) – верхний; (б) – нижний.

Нижний трибоэлемент 2 закреплен на платформе 3. При задании поступательного движения платформа 3 со скоростью V силы трения, деформируя упругие элементы 5 и 7, приводит блок m осциллятора в движение по направлению оси X со скоростью v .

Конструкции осциллятора (с верхним трибоэлементом) и платформы (с нижним трибоэлементом) представлены на рис. 4.

Модельные трибоэлементы (верхний и нижний) должны обеспечивать прямо или по подобию геометрические характеристики реальных трибоэлементов и максимальное соответствие зоны контакта. Конструкция верхнего и нижнего модельных трибоэлементов (рис. 5) обеспечивает моделирование контактов по линии и по поверхности (наиболее часто встречающихся в механических системах).

Общий вид испытательной установки представлен на рис. 6.

Управление и контроль испытательной установки производится компьютеризированной системой, состоящей из датчиков измеряемых физических величин, модулей согласования сигналов типа SCC и платы сбора данных типа NI DAQ 6024E (продукция компании National Instruments). С помощью модулей согласования сигнала уровень выходного сигнала датчиков согласовывается с уровнем входного сигнала платы сбора данных.

Управление испытательной установкой осуществляется путем задания значения или

закона изменения по времени нормальной контактной нагрузки F_n и соответственно циклической частоты n_c движения платформы (вращения вала кривошипа механизма привода). Для расширения спектра условий испытания трибосистемы в рамках метода предусмотрен ряд законов изменения во времени параметров управления: ступенчатый; линейный; экспоненциальный.

Контроль реакции осциллятора на действие трибосистемы устанавливается динамическими переменными:

- перемещением X (мм) центра масс блока осциллятора относительно точки O устойчивого равновесия;
- мгновенной линейной скоростью $v = \dot{X}$ (м/с) центра масс блока осциллятора;
- линейной скоростью V (м/с) движения платформы.

Вариация динамических переменных в пространстве времени показана на рис. 7.

В основу экспериментального метода исследования положена связь между состоянием трибосистемы в процессе трения и состоянием осциллятора. Процесс трения и диссипации механической энергии в зоне контакта (нагруженного силой F_n) при относительном движении поверхностей (со скоростью v_r и с циклической частотой n_c) оценивается характеристиками:

- 1 – силой трения, F_f (Н), коэффициентом трения, μ_f ;

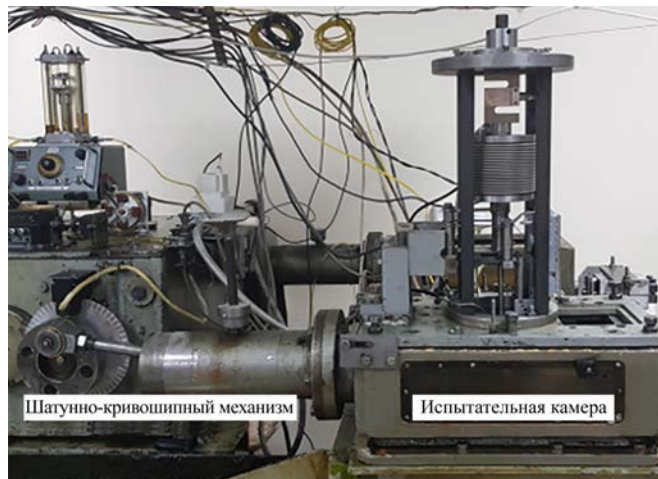


Рис. 6. Установка для трибологических испытаний с циклическим поступательным движением.

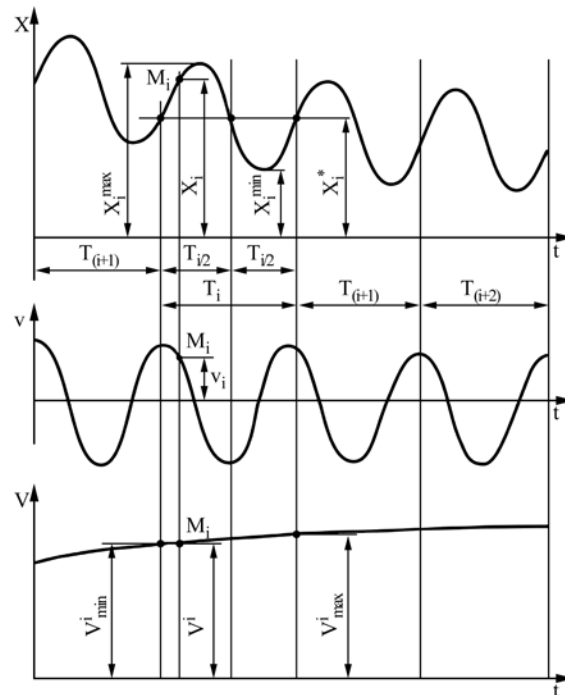


Рис. 7. Вариация динамических переменных в пространстве времени: X – перемещение центра масс осциллятора; v – скорость осциллятора; V – скорость платформы.

2 – механической работой, совершаемой силами трения, W (Дж);

3 – мощностью рассеяния энергии в зоне контакта, P_f (Вт).

Уровень и характер изменения силы трения и интенсивности диссипации механической энергии отражаются в характеристиках состояния осциллятора:

1 – полной энергией $E = E_c + E_p$ (Дж), накопленной в элементах осциллятора посредством

трибосистемы: $E_c = c \left(\frac{v}{\omega} \right)^2 / 2$ – кинетическая

энергия, приведенная к фазовой координате

$Y = \frac{v}{\omega}$; $E_p = cX^2/2$ – потенциальная энергия;

2 – изменением во времени полной энергии (dE/dt) или в конечных разностях ($\Delta E/\Delta t$) (Вт).

СИСТЕМА СБОРА И ОБРАБОТКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ

Сбор данных. Система сбора данных состоит из двух частей: аппаратной и программной, причем они тесно связаны между собой. Аппаратная часть включает в себя каналы физических величин (исследуемые), состоящие из преобразователей, модулей согласования сигналов, плат сбора данных и компьютера.

Программный продукт выполнен в среде программирования LabVIEW [15–18]. LabVIEW – это среда графического программирования, созданная National Instrument, которая представляет собой два окна программы: лицевую панель и блок-схему.

Программа сбора данных (рис. 8 и 9) имеет модульную структуру и состоит из следующих модулей для: 1 – чтения сигналов с физических

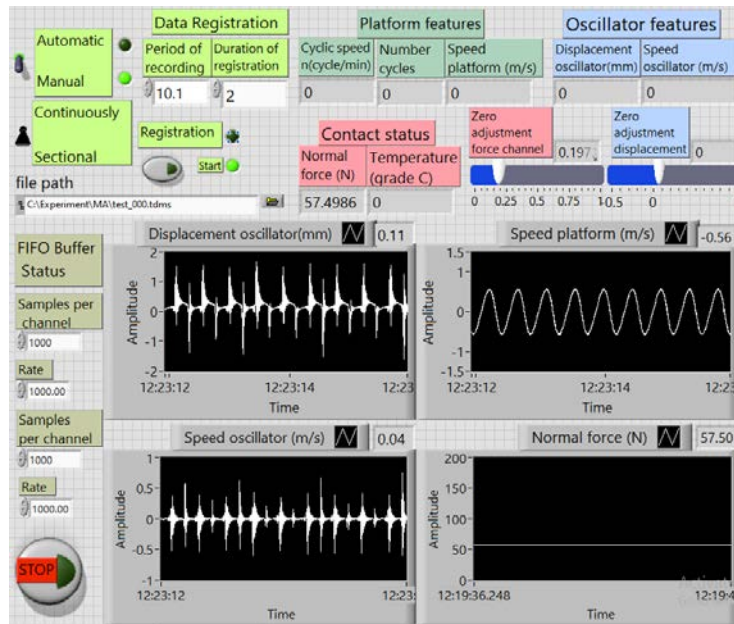


Рис. 8. Окно лицевой панели программы для сбора и сохранения первичных данных.

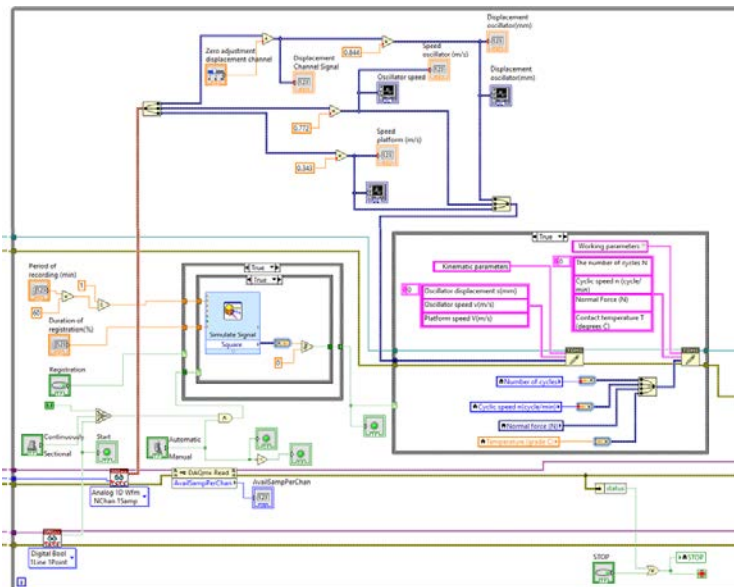


Рис. 9. Фрагмент окна блок-схемы программы сбора и сохранения первичных данных.

каналов; 2 – масштабирования сигналов и подготовки информации для сохранения; 3 – управления процессом сохранения информации; 4 – сохранения информации в файлах.

В состав первого модуля входят четыре группы виртуальных каналов, созданных в NI MAX и DAQ mx, для чтения данных из физических каналов: величин состояния осциллятора; величин состояния контакта; величин движения платформы; величин управления испытательной установкой.

Во втором модуле полученные сигналы масштабируются и преобразуются в реальные значения измеряемых физических величин. Третий модуль предназначен для выбора режима сохранения информации: ручной или автоматический; непрерывный или последовательный с

выбором периода последовательности сохранения. В состав четвертого модуля входят виртуальные инструменты, необходимые для выбора файла и сохранения информации при выполнении эксперимента в соответствии с выбранным режимом.

Обработка экспериментальных данных. Для обработки экспериментальных данных первичная информация, связанная с состоянием осциллятора и трибосистемы и зарегистрированная во временном пространстве, переводится в пространство состояний (фазовое пространство) для каждой пары анализируемых циклов (i) и $(i + 1)$.

В результате обработки устанавливаются характеристики процесса трения, режимы работы трибосистемы и законы трения для испытываемой пары материалов.

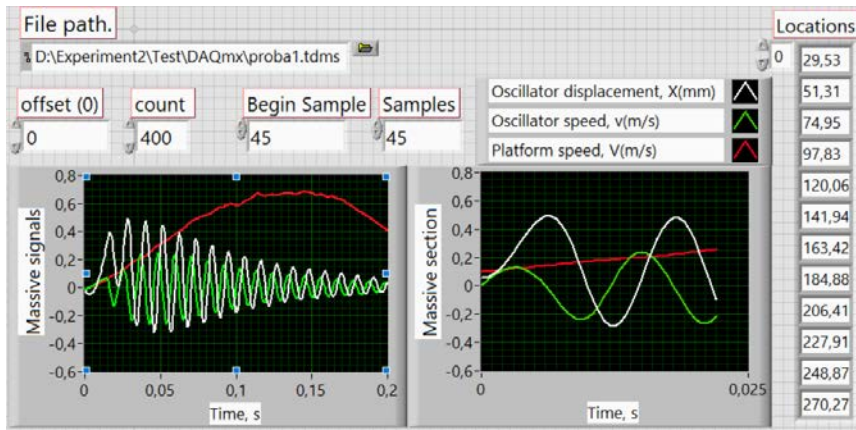


Рис. 10. Окно лицевой панели модуля для чтения файлов и подготовки информации к обработке.

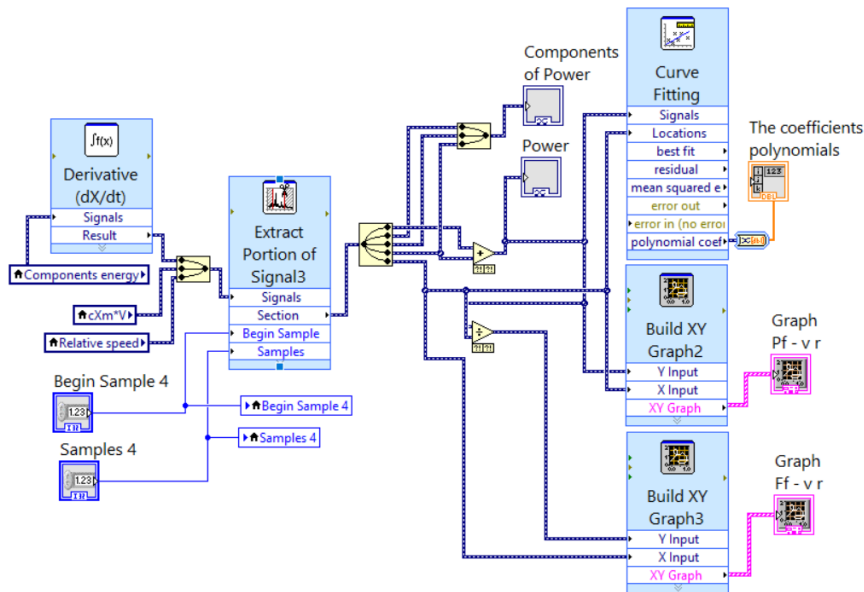


Рис. 11. Фрагмент окна блок-схемы модуля представления результатов эксперимента.

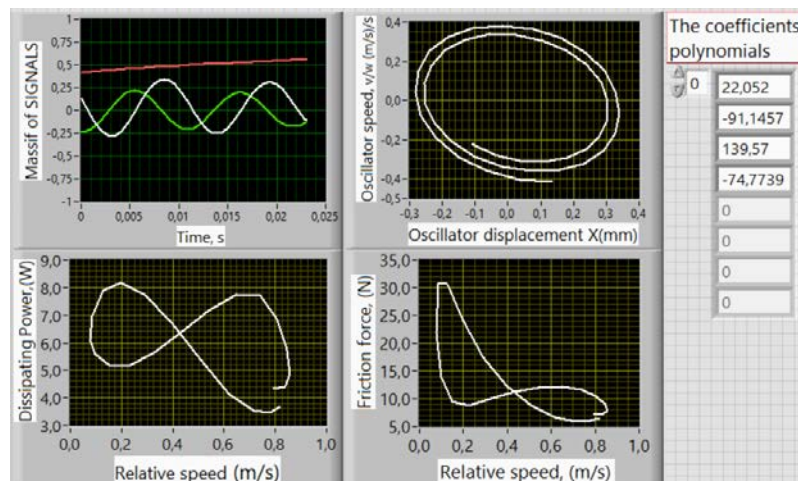


Рис. 12. Окно лицевой панели модуля представления результатов.

Программный комплекс обработки экспериментальных данных состоит из модулей с четко выраженными функциями: 1 – чтение из файлов и подготовка информации к обработке; 2 – извлечение среднего значения сигнала $X_m = X_i^*$ исследуемого цикла; 3 – установление энергетического состояния осциллятора в

пределе выбранного цикла; 4 – определение характеристик трибосистемы и представление результатов эксперимента.

Первый модуль выполняет функцию выбора из файла участка массива данных о состоянии системы в пределах анализируемого цикла движения платформы. Выбор производится с помощью элементов *numeric control* offset и

count (на окне лицевой панели (рис. 10)). Из данного массива выбираются для обработки сигналы двух последовательных циклов (i) и ($i + 1$) осциллятора. Для вывода выбранных циклов их местоположение из матрицы locations вводится в окна *numeric control* Begin Sample и Sample на лицевой панели.

Для исключения влияния случайных шумов сигналы выбранных циклов фильтруются фильтрами верхних и нижних частот и передаются на обработку следующим модулям.

С помощью второго модуля из сигнала перемещения осциллятора извлекаются средние значения X_i^* и $X_{(i+1)}^*$ по каждой паре выбранных циклов, их относительное смещение $\Delta X_{(i+1)}^*$ и скорость относительного смещения $\dot{X}_{(i+1)}^*$. Здесь же определяются значения характеристик энергетического состояния среднего уровня сигнала осциллятора, которые передаются на следующий модуль.

В третьем модуле осуществляется переход к фазовым координатам, пошагово анализируется полное энергетическое состояние осциллятора в пределе каждого цикла. В результате определяется общий уровень энергии и уровни каждой составляющей (средний, переменный; взаимовлияние среднего и переменного).

Эти составляющие в виде динамических переменных передаются в четвертый модуль для определения трибологических характеристик (рис. 11) и представления результатов эксперимента (рис. 12). При заданных условиях испытания определяются мощность рассеяния энергии P_f , сила F_f и коэффициент μ_f трения. Результаты представляются графически и аналитически (в частности, полиномиальной функцией) как функции относительной скорости скольжения. Аппроксимация результатов аналитическими функциями выполняется с помощью виртуального инструмента Curve Fitting Express VI.

Комплекс экспериментальных средств совместно с комплексом программных обеспечений расширяет спектр условий испытания трибосистем скольжения и позволяет оценить их поведение в различных динамических режимах работы, включительно с фрикционными автоколебаниями.

ВЫВОДЫ

1. Процесс трения, являясь динамическим, характеризуется возмущениями силы трения, которые в определенных условиях порождают шумы в элементах механической системы в виде автоколебаний. Для исследования силовых воз-

мущений и динамического поведения трибосистемы механическая система приведена к модели механического осциллятора с упругими элементами.

2. При математическом моделировании системы *осциллятор–трибосистема* на основе уравнения Лагранжа выявлены три составляющие силы трения: первая – кулоновского типа, характеризующаяся постоянной величиной в пределах цикла колебаний; вторая – переменная (динамическая), зависящая от относительной скорости контактирующих поверхностей; третья характеризует взаимовлияние между составляющими кулоновского типа и динамической.

3. Для оценки динамического поведения силы трения на основе модели механического осциллятора была спроектирована и построена испытательная камера (оригинальной концепции) для испытательной установки с циклическим поступательным движением. Установка оснащена аппаратурным комплексом компьютеризированных измерений характеристик состояния осциллятора и трибосистемы.

4. Теоретическая и экспериментальная модели со специально разработанными программными средствами были положены в основу метода исследования динамического поведения трибосистемы.

5. Методика исследования, разработанные аппаратные и программные средства могут быть использованы для: установления законов (моделей) трения в трибосистемах скольжения в случае возникновения фрикционных автоколебаний; установления предрасположенности материалов вызывать силовые возмущения в законе трения; проведения исследований по установлению трибологических свойств материалов в динамических условиях работы трибосистемы и механической системы.

ФИНАНСИРОВАНИЕ РАБОТЫ

Работа выполнялась в рамках финансирования Государственного научно-инновационного проекта No. 160-PS of 31.01.2020 «Increasing the competitiveness of precessional transmissions by developing and capitalizing on the gear with conform contact of the teeth and expanding their application area». Проект № 20.80009.700.24 от 31.01.2020. Руководитель проекта академик Ион Бостан.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Автор заявляет, что у него нет конфликта интересов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Колубаев, А.В., Иванов, Ю.Ф., Сизова, О.В., Колубаев, Е.А., и др., Влияние упругих возмущений на формирование структуры поверхностного слоя стали Гадфильда при трении, *ЖТФ*, 2008, т. 78, вып. 2, с. 63.
2. Горячева, И.Г., *Механика фрикционного взаимодействия*. М.: Наука, 2001. 478 с.
3. Крагельский, И.И., Добычин, М.Н., Комбалов, В.С., *Основы расчетов на трение и износ*. М., Машиностроение, 1977. 526 с.
4. Fedorov, S., Structural-energetic regularities of tribosystem evolution, 2017, *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, vol. 174, art. ID 012012. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/174/1/012012>
5. Андронов, А.А., Витт, А.А., Хаикин, С.Е., *Теория колебаний*, М.: Наука, 1981.
6. Lyashenko, I.A., Tribological properties of dry, fluid, and boundary friction, *Techn. Phys.*, 2011, vol. 56, no. 5, p. 701. <https://doi.org/10.1134/S1063784211050227>
7. Wojewoda, J., Stefanski, A., Wiercigroch, M. and Kapitaniak, T., Hysteretic effects of dry friction: modelling and experimental studies, 2008, *Phil. Trans. R. Soc. A*, vol. 366, p. 747. <https://doi.org/10.1098/rsta.2007.2125>
8. Крагельский, И.В., Гитис, Н.В., *Фрикционные автоколебания*, М.: Наука, 1987. 181 с.
9. Armstrong-Helouvry, V., Dupont, P. and De Wit, C.C., A survey of models, analysis tools and compensation methods for the control of machines with friction, *Automatica*, 1994, vol. 30, no. 7, p. 1083.
10. Postaru, A., Postaru, Gh., Ceban, V., Stoicev, P., et al., The dynamic behavior of sliding tribosystems in unstable operating conditions, *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2017, vol. 174, art ID 012013.
11. Ландау, Л.Д., Лифшиц, Е.М., *Теоретическая физика. Механика*. М.: Наука, 1988. 215 с.
12. Лурье, А.И., *Аналитическая механика*, М.: Физматлит, 1961. 824 с.
13. Crudu, I., *Tribomodelarea*. București: AGIR, 2011. 187 p.
14. Лушников, Б.В., Испытательный стенд для идентификации динамических параметров сухого некулонова трения, *Фундаментальные исследования*, 2012, № 3, с. 638.
15. Travis, J. and Kring. J., *LabVIEW for Everyone. Graphical Programming Made Easy and Fun*, 2006. Prentice Hall. 981 p.
16. Магда, Ю.С., *LabVIEW: практический курс для инженеров и разработчиков*. М.: ДМК Пресс, 2014. 208 с.
17. Bitter, R., Mohiuddin, T. and Nawrocki, M., *LabView: Advanced Programming Techniques*, 2007. CRC Press. 520 p.
18. Суранов, А.Я., *LabVIEW 8.20: Справочник по функциям*, М.: ДМК Пресс, 2007. 536 с.

Summary

In this work, a harmonic oscillator with elastic elements is adopted as a model of a mechanical system sensitive to various force disturbances. The developed physical and mathematical models for the interaction of the oscillator with the tribosystem model formed the basis for the creation of a method and a set of experimental tools for assessing the tribological state of the contact and the behaviour of the sliding tribosystem under dynamic operating conditions. For this purpose, an original installation was designed and built with a specially designed test chamber using a harmonic oscillator as a sensitive unit. The installation is equipped with a specially developed measuring system for monitoring the state of the tribomodel and the oscillator, implemented using experimental data collection tools (products of *National Instruments*). According to the methodology, specialized software has been developed using LabVIEW, which allows for the collection, processing, and storage of experimental data in large volumes and with high productivity.

Keywords: tribosystem, friction force, model, dynamic regime, software