

## ИССЛЕДОВАНИЕ ПЛОСКИХ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ СПЕЦИАЛЬНЫХ СИСТЕМ\*

*Представлено описание аппаратно-программного комплекса, предназначенного для исследования кинематики и динамики плоских рычажных механизмов и позволяющего синтезировать механизмы из групп Ассура. Исследуемые кинематические параметры снимаются датчиками угловых и линейных перемещений с последующей передачей и обработкой на ЭВМ. Комплекс позволяет исследовать влияние кинематической структуры механизма и конструкции шарнирных сочленений на кинематические и динамические параметры синтезированных механизмов; испытывать различные типы шарниров и проводить сравнительные испытания применяемых в шарнирах антифрикционных материалов и смазок; проводить испытания механизмов произвольной структуры для оптимизации соотношений кинематических и триботехнических параметров по критерию максимума КПД механизма.*

*Ключевые слова: проектирование, программирование, плоский рычажный механизм, структурный кинематический синтез, динамический анализ, угол давления, коэффициент трения, параметры смазки.*

В настоящее время полностью изучены и являются общедоступными теоретические сведения о разработке общих методов исследования структуры, геометрии, кинематики и динамики типовых механизмов и их систем. Типовые механизмы, для которых разработаны типовые методы и алгоритмы синтеза и анализа, имеют широкое применение в машинах различного функционального назначения, включая космические и летательные аппараты. Однако до настоящего времени теория механизмов и машин не дает четких аналитических решений, учитывающих трение в шарнирах и направляющих, ввиду наличия многообразия факторов, оказывающих влияние на величину коэффициентов трения антифрикционных материалов [1].

Поэтому существует необходимость в исследованиях влияния трения при действии динамических нагрузок в узлах трения шарниров, проведении сравнительных испытаний узлов трения из разных материалов, проведении испытаний механизмов произвольной структуры для выявления параметров звеньев, при которых суммарные потери энергии на цикл перемещения механизма минимальны.

Проведенный информационный обзор по проблеме исследования плоских рычажных механизмов с использованием аппаратно-программных комплексов выявил существование методик, позволяющих рассчитывать идеальные модели плоских рычажных механизмов, но эти модели не учитывают трения в шарнирах. Потери на трение зависят от материала вкладышей, шарниров и смазки. Существующие аппаратные средства не позволяют проводить экспериментальные исследования зависимости КПД плоских рычажных механизмов от их структуры и трения в шарнирах. Для повышения эффективности экспериментальных исследований необходимо иметь различные варианты механизмов, состоящих из произвольного количества кинематических пар. Обеспечение многовариантности исследуемых механизмов позволит бо-

лее точно определить зависимости между структурой механизма, трением в шарнирах и его КПД.

Целью работы является экспериментально-теоретическое исследование КПД плоских рычажных механизмов, коэффициентов трения, сил трения и углов давления, влияющих на точность и плавность движения выходного звена, и составление рекомендаций по оптимизации параметров синтезируемых механизмов.

Данное исследование осуществляется поэтапно (рис. 1).

Эксперимент является активным, все факторы (смазка, подшипники, структура механизма, режим нагружения, температура в узле трения) управляемые.

Приведем методику расчета КПД плоского рычажного механизма в зависимости от угла давления, на примере плоского рычажного кривошипно-шатунного механизма (рис. 2).

В плоском рычажном механизме работа движущих сил затрачивается как на производство полезной работы, так и на преодоление трения в кинематических парах [2].

Момент трения в кинематической паре 1–4 определяется формулой

$$M_1 = \mu_1 \cdot F_{1-4} \cdot \frac{d_1}{2},$$

где  $\mu_1$ ,  $F_{1-4}$ ,  $d_1$  – соответственно приведенный коэффициент трения, сила давления и диаметр цапфы в кинематической паре 1–4.

Аналогично для кинематических пар 1–2 и 2–3:

$$M_{1-2} = \mu_2 \cdot F_{1-2} \cdot \frac{d_2}{2}, \quad M_{2-3} = \mu_3 \cdot F_{2-3} \cdot \frac{d_3}{2}.$$

Сила трения при поступательном движении будет выражена формулой

$$F_{\text{тр}} = \mu_4 \cdot N.$$

\*Работа выполнена при финансовой поддержке гранта президента Российской Федерации (МК-663.2010.8).



Рис. 1. Блок-схема последовательности проведения исследования

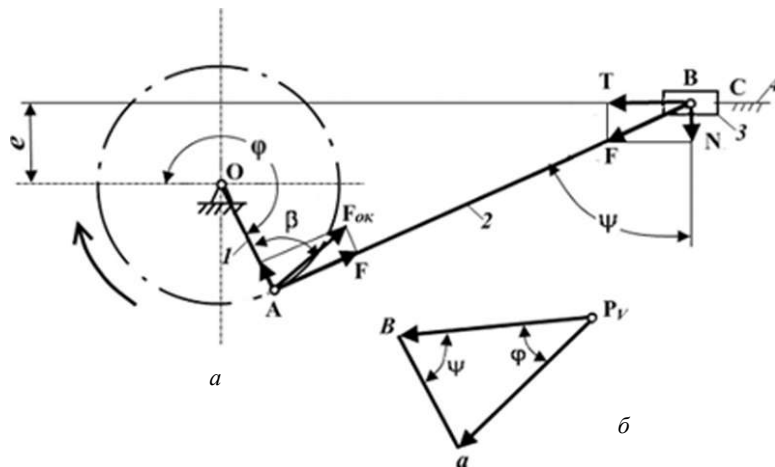


Рис. 2. Кривошипно-шатунный механизм:  
а – кинематическая схема; б – план скоростей

Без значительной погрешности можно принять (при больших углах давления)

$$F_{1-2} \approx F_{2-3} \approx F,$$

где  $F = \frac{T}{\cos(90^\circ - \psi)} = \frac{T}{\sin \psi}$ , и так как  $N = \frac{T}{\operatorname{tg} \varphi}$  (рис. 2, а), то

$$M_{1-4} = \mu_1 \cdot \frac{T}{\sin \psi} \cdot \frac{d_1}{2},$$

$$M_{1-2} = \mu_2 \cdot \frac{T}{\sin \psi} \cdot \frac{d_2}{2},$$

$$M_{2-3} = \mu_3 \cdot \frac{T}{\sin \psi} \cdot \frac{d_3}{2}, \quad F_{\text{тр}} = \mu_4 \cdot \frac{T}{2\psi}.$$

В выражениях моментов и силы трения  $\mu_1, \mu_2, \mu_3, \mu_4$  коэффициенты трения и диаметры шарниров  $d_1, d_2, d_3$  в кинематических парах 1–4, 1–2, 2–3, 3–4 соответственно. Мгновенная мощность сил трения в механизме будет:

$$P = M_{1-4} \cdot \omega_1 + M_{1-2} \cdot (\omega_1 + \omega_2) + M_{2-3} \cdot \omega_2 + F_p \cdot V,$$

где  $\omega_1, \omega_2$  и  $V$  – абсолютные угловые частоты кривошипа, шатуна и скорость ползуна соответственно.

Внося в полученное выражение для мгновенной мощности найденные ранее значения  $M_{1-4}$ ,  $M_{1-2}$ ,  $M_{2-3}$  и  $F_{тр}$ , получим

$$P = \left( \frac{\mu_2 \cdot d_2 + \mu_1 \cdot d_1}{2} \omega_1 + \frac{\mu_2 \cdot d_2 + \mu_3 \cdot d_3}{2} \omega_2 + \mu_3 \cdot V \cdot \cos \psi \right) \cdot \frac{T}{\sin \psi}.$$

Построив план скоростей (рис. 2, б), нетрудно найти зависимость  $\omega_2$  и  $V$  от  $\omega_1$ . Из плана скоростей получим

$$\frac{V}{\sin(\psi + \varphi)} = \frac{\omega_1 \cdot l_1}{\sin \psi},$$

откуда

$$\begin{aligned} V &= \omega_1 \cdot l_1 \cdot \sin(\psi + \varphi) \cdot \frac{1}{\sin \psi} = \\ &= \omega_1 \cdot l_1 \cdot \frac{\sin \psi \cos \varphi + \cos \psi \sin \varphi}{\sin \psi} = \\ &= \omega_1 \cdot l_1 \cdot (\cos \varphi + \operatorname{ctg} \psi \sin \varphi). \end{aligned}$$

Угловая скорость шатуна по отношению к стойке 4 находится по формуле

$$\omega_2 = \omega_1 \cdot \frac{l_1 \sin \varphi}{l_2 \sin \psi}.$$

После преобразований мгновенную мощность сил трения можно определить по формуле

$$\begin{aligned} P &= \left( \frac{\mu_2 \cdot d_2 + \mu_1 \cdot d_1}{2l_1} + \frac{\mu_2 \cdot d_2 + \mu_3 \cdot d_3}{2l_2} \frac{\sin \varphi}{\sin \psi} + \right. \\ &\left. + \mu_3 \cdot \cos \varphi \cdot \cos \psi + \mu_3 \frac{\sin \varphi}{\sin \psi} \right) \cdot F \cdot \omega_1 \cdot l_1. \end{aligned}$$

Следовательно, коэффициент потерь определяется по формуле

$$\begin{aligned} a &= \frac{\mu_2 \cdot d_2 + \mu_1 \cdot d_1}{2l_1 \sin \beta} + \frac{\mu_2 \cdot d_2 + \mu_3 \cdot d_3}{2l_2 \sin \beta} \frac{\sin \varphi}{\sin \psi} + \\ &+ \mu_3 \cdot \frac{\cos \varphi}{\sin \beta} \cdot \cos \psi + \mu_4 \frac{\sin \varphi}{\sin \psi \sin \beta}. \end{aligned}$$

Из полученного выражения видно, что для уменьшения коэффициента потерь необходимо стремиться к получению больших значений для углов давления.

Для проверки теории, а также для составления рекомендаций по синтезу плоских рычажных механизмов необходимо создание стенда, который позволял

бы исследовать кинематику и динамику работы плоских рычажных механизмов.

Технической задачей является исследование влияния трения под действием динамической нагрузки на узлы шарниров, сравнительные испытания втулок из разных материалов, испытания механизмов одной структуры, но с различными длинами звеньев, для выявления длин звеньев, при которых КПД механизма будет наибольшим.

Предлагается аппаратно-программный комплекс, позволяющий синтезировать механизмы любой сложности из элементарных компонентов, таких как стойки, кривошип и ползуны [3].

Для изучения сил трения и их влияния на сопротивление в шарнирах механизма предусмотрено подключение электродвигателя. Снятие характеристик угловых и линейных перемещений звеньев механизма обеспечивается подключением к соответствующим условиям эксперимента точкам звеньев датчиков измерения угловых и линейных перемещений.

Основные элементы аппаратно-программного комплекса (рис. 3): аппаратная часть – стенд для исследования плоских рычажных механизмов, система измерений и программная часть, выполненная в виде программного обеспечения для персональных ЭВМ типа PC/AT.

Аппаратная часть комплекса (рис. 4) включает стол 1, с закрепленным на нем двигателем 2, вращающий момент с которого через ведущий кривошип 3 передается на шатун 5 и кулису 9.

Шарнирное соединение звеньев реализовано посредством сменных втулок 4, которые являются объектом изучения. Износ втулки влияет на кинематическую точность и плавность движения механизма. На каждом звене для задания своей длины предусмотрен ползун 6, выполняющий две функции: в фиксированном положении он определяет расстояние до крепления следующего звена механизма с точностью до 0,1 мм, в свободном положении выполняет функцию элемента линейного перемещения. Фиксация данных происходит абсолютными цифровыми датчиками углового 7 и линейного перемещения 10, 11. Датчики линейного перемещения устанавливаются на ползуны и регистрируют перемещение ползуна с точностью 0,01 мм. Датчики углового перемещения устанавливаются на стационарные оси 8 и регистрируют угловые перемещения звеньев механизма на осях с точностью 200 делений на оборот. Передача информации с абсолютных цифровых датчиков угловых и линейных перемещений на ЭВМ осуществляется через интерфейс RS-485.



Рис. 3. Основные элементы аппаратно-программного комплекса для исследования плоских рычажных механизмов

Данные о положении механизма поступают на ЭВМ через COM-порт, описание подсоединения датчиков и диаграмма работы которого приведены в работе [2]. Алгоритм функционирования программного обеспечения приведен на рис. 5.

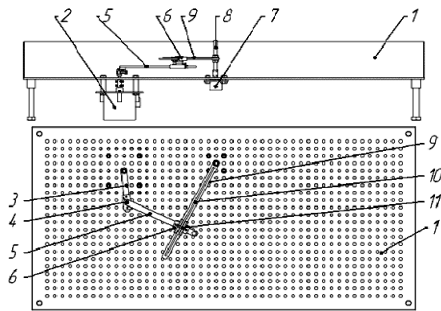


Рис. 4. Аппаратно-программный комплекс с синтезированным плоско-рычажным механизмом

Программное обеспечение позволяет регистрировать и обрабатывать сигналы, полученные со стенда, структурировать полученные данные, выводить в отдельный файл, отображать графики изменения показаний датчиков.

Основное окно приложения состоит из следующих элементов управления (рис. 6): 1 – «Начать запись сигнала»; 2 – «Остановить запись сигнала»; 3 – «Показать графики сохраненных сигналов»; 4 – «Показать графики в реальном времени»; 5 – «Добавить модификацию существующего сигнала»; 6 – «Наименование выделенного сигнала»; 7 – отображает, какие модификации и от какого сигнала были произведены; 8 – дерево сигналов; 9 – таблица данных выделенного сигнала; 10 – график выделенного сигнала, отображает эмулятор синусоидальной функции сигнала датчика углового перемещения приводного кривошипа.

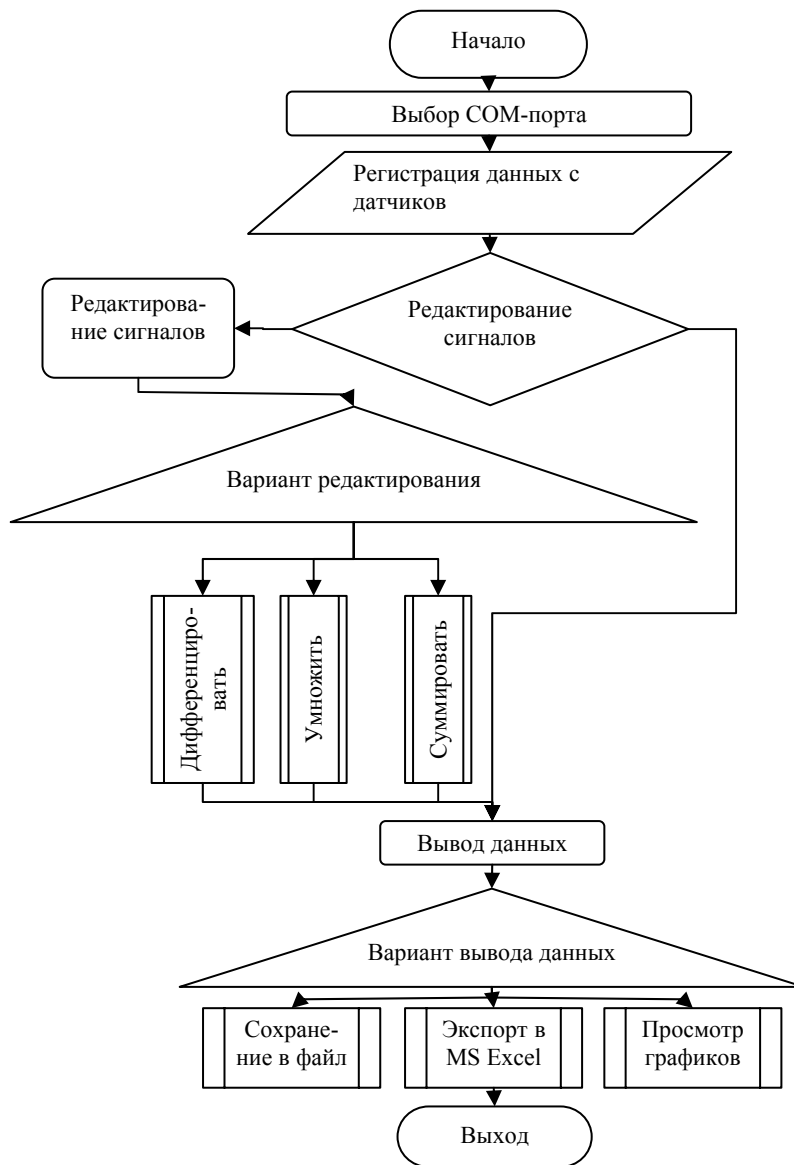


Рис. 5. Алгоритм программного обеспечения для регистрации и обработки сигналов с датчиков

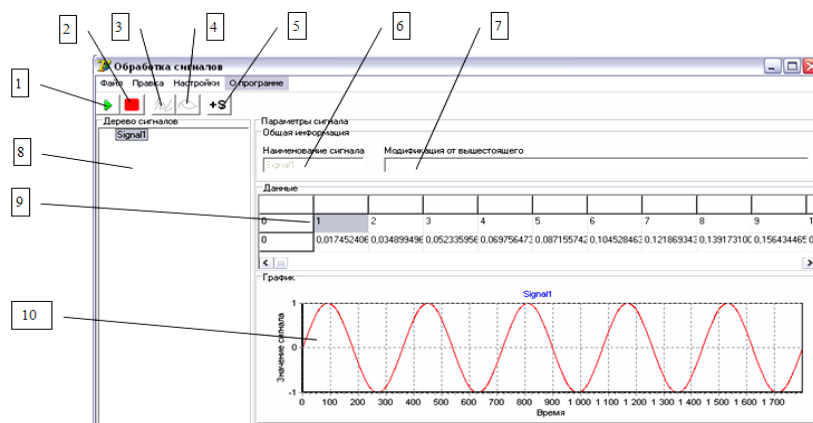


Рис. 6. Окно пользовательского интерфейса программы регистрации и обработки сигналов датчиков угловых и линейных перемещений комплекса

Для функционирования программы достаточно запустить приложение и выбрать порт, через который подключены датчики. Нажать кнопку «Начать запись» для начала регистрирования сигналов. Кнопка «Остановить запись» останавливает регистрацию сигналов и сохраняет их в оперативной памяти ЭВМ. Команда меню *Файл* → *Экспорт* позволяет экспортировать данные в MS Excel для удобного редактирования и просмотра. Реализованный модуль обработки сигналов позволяет масштабировать, суммировать либо дифференцировать массив данных сигнала. После обработки исходный сигнал остается без изменений, но создается новый сигнал, порожденный исходным сигналом. Реализована возможность просмотра графиков изменения исследуемых параметров в режиме реального времени, а также аппроксимированных экспериментальных данных функций отклика.

Программное обеспечение имеет внутреннюю диагностику и набор подпрограмм – эмуляторов сигнала с датчиков. На представленные стенд и программное обеспечение поданы соответствующие заявки в Роспатент.

Рассмотренный аппаратно-программный комплекс может служить учебно-научно-исследовательской установкой для ведения лабораторных работ по курсу

«Теория механизмов и машин», а также для проведения экспериментов при выполнении научно-исследовательских работ аспирантов по специальности «Машиноведение, системы приводов и детали машин».

Использование комплекса дает возможность исследовать физические модели конкретных механизмов, при этом не требуется изготовления прототипов конкретных механизмов, достаточно проверить их работоспособность в заданных условиях на аппаратно-программном комплексе, что в итоге позволяет сократить расходы при проектировании и отладке опытных образцов рассмотренных механизмов в производстве.

#### Библиографические ссылки

1. Фролов К. В. Теория механизмов и машин. М.: Высш. шк., 2005.
2. Штыцко П. И., Иванова А. П., Каряченко Н. В. Влияние угла давления на КПД кривошипно-шатунного механизма стана ХПТ // Системные технологии. № 3(68). 2010. С. 3–7.
3. Казанцев А. А., Ереско С. П. Аппаратно-программный комплекс для исследования плоских рычажных механизмов // Актуал. пробл. авиации и космонавтики: сб. науч. ст.: в 2 т. Т. 1 / ред. Ю. Ю. Логинов; Сиб. гос. аэрокосмич. ун-т. Красноярск, 2010. С. 139–140.

A. A. Kazantsev, S. P. Eresko, A. S. Eresko, S. M. Shevtsov

#### RESEARCH OF PLANAR LEVER MECHANISMS OF SPECIAL SYSTEMS

*The article presents description of hardware and software system designed to study the kinematics and dynamics of planar lever mechanisms, and providing for synthesis of Assur groups. The authors investigate the kinematic parameters of the sensors are removed angular and linear movement with the subsequent transfer and processing by computer. The complex allows to investigate the effect of the kinematic structure of the mechanism and design of articulation joint on the kinematic and dynamic parameters of synthesized instruments, moreover, the complex allows to test different types of joints and comparative trials used in the joints of anti-friction materials and lubricants, to test the mechanisms of any structure to optimize the kinematic relations and tribological parameters on the criterion of maximum efficiency of the mechanism.*

*Keywords: design, programming, plain lever motion mechanism, structural kinematic synthesis, dynamic analysis, pressure angle, the parameters of lubrication.*

© Казанцев А. А., Ереско С. П., Ереско А. С., Шевцов С. М., 2011