

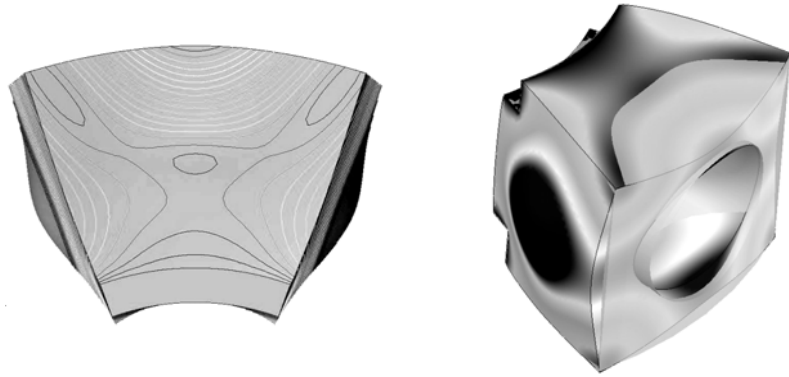


Рис. 12. Результаты численных исследований:

а – распределение перемещений; *б* – общий вид деформированной модели

Список литературы: 1. Аврунин Г.А., Кабаненко И.В., Хавиль В.В. Объемная гидropередача с шариковыми поршнями ГОП-900: характеристики и технический уровень // *Механіка та машинобудування*, 2004. – №1. – С.14-22. 2. Ткачук Н.А. Расчетно-экспериментальное исследование напряженно-деформированного состояния элементов сложных механических систем // *Вісник НТУ "ХПИ". Тематический выпуск „Динамика и прочность машин”*, 2002. – №10. – С.126-132. 3. Самородов В.Б. Общая постановка параметрического синтеза гидрообъемно-механических трансмиссий. // *Механіка та машинобудування*. – 2000. – №1,2. – С.144-151 4. Ткачук А.В., Ткачук Н.Н. Математическое моделирование динамических процессов и напряженно-деформированного состояния элементов гидрообъемной передачи // *Вісник НТУ "ХПИ". Тематический выпуск “Колісні і гусеничні машини спеціального призначення”* – Харків: НТУ “ХПИ”, 2003. – № 28. – С.9-19. 5. Ткачук А.В., Васильев А.Ю., Мартыненко А.В. и др. Влияние конструктивных факторов на напряженно-деформированное состояние корпусов гидрообъемных передач // *Механіка та машинобудування*, 2004. – №1. – С.78-85. 6. Мартыненко А.В., Ткачук А.В., Зарубина А.А., Васильев А.Ю. Расчетно-экспериментальное исследование элементов гидрообъемных передач // *Вісник НТУ "ХПИ" Тематический выпуск “Динамика и прочность машин”*. – Харків: НТУ “ХПИ”, 2005. – № 47. – С.99-107. 7. Гриценко Г.Д., Малакей А.Н., Миргородский Ю.Я., Ткачук А.В., Ткачук Н.А. Интегрированные методы исследования прочностных, жесткостных и динамических характеристик элементов сложных механических систем // *Механіка та машинобудування*. – 2002. – №1. – С.6-13. 8. Аврунин Г.А. Выбор параметров насоса подпитки объемной гидropередачи // *Механіка та машинобудування*, 2004. – №1. – С.3-9. 9. Аврунин Г.А., Белый О.И., Кабаненко И.В. и др. Экспериментальные исследования потерь мощности в современных аксиально-поршневых гидромашинах для мобильной техники // *Механіка та машинобудування*, 2006. – №1. – С.80-87. 10. Ткачук А.В. Влияние эксплуатационных нагрузок на напряженно-деформированное состояние корпуса гидронасоса ГОП. // *Вісник НТУ "ХПИ"*. – 2001. – № 7. – С.239-242. 11. Мартыненко А.В. Применение экспериментальных голографических методов при исследовании элементов гидрообъемных передач // *Вісник НТУ "ХПИ" Тематический выпуск "Машиноведение и САПР"*, 2006. – № 3. – С.117-133. 12. Ярмак Н.С. Исследование динамических процессов гидромашин объемного типа, диагностика и идентификация дефектов // *Механіка та машинобудування*. – 2004. – №1. – С.35-46.

Поступила в редколлегию 21.01.2007

УДК 623.4.047

Н.Г. МЕДВЕДЕВ, канд. техн. наук, **В.И. СЕРИКОВ**, канд. техн. наук, **Р.В. ПРОТАСОВ**, студент, НТУ „ХПИ”

АНАЛИЗ АДЕКВАТНОСТИ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ МЕХАНИЗМА ПУТЕМ СРАВНЕНИЯ С КОСВЕННЫМИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫМИ ДАННЫМИ

У статті обґрунтований і описаний метод оцінки кінематичних параметрів механізму за допомогою непрямих даних, які отримані в ході проведення низки експериментів. Доведено, що такий підхід має малу похибку через прогнозованість похибки вимірального ланцюга.

In the article method of mechanism kinematics parameters estimation is grounded and described using experimental substituted data. It is proved that such approach has a small error in connection with a prediction of measuring chain error.

Постановка проблемы. В практике проведения научных исследований приходится прибегать к анализу тех или иных процессов, происходящих в исследуемом объекте, с помощью косвенных показателей [1-4]. Такой подход может быть обусловлен:

- техническими причинами (малые объемы для установки регистрирующих приборов значительных габаритов, несовершенная элементная база и т.п.);
- организационными условиями (соотношение между затратами и планируемым эффектом требует упростить проведение эксперимента).

В связи с этим актуальной является оценка возможности применения анализа его погрешности с помощью косвенных показателей в тех или иных условиях.

Формулирование цели. При проведении экспериментов с целью анализа адекватности математической модели механизма реальному объекту проводились измерения параметров его привода. Однако математическая модель исследуемого объекта в качестве выходных параметров имеет параметры движения. В связи с этим необходимо оценить возможность использования экспериментальных данных, представленных в виде косвенной информации, для анализа кинематики и динамики исследуемого механизма.

Математическая модель. Расчетная схема исследуемого механизма показана на рис.1. Он представляет собой незамкнутый двухзвенник, состоящий из рычага сложной формы, шарнирно соединенного с лотком для груза. Механизм совершает движение вниз с грузом и вверх без груза, причем величина рабочего хода зависит от позиции, занимаемой следующим элементом технологической цепочки.

Несмотря на принципиальные отличия в конструкции механических частей, механизмы такого вида при построении математической модели целесообразно привести к одномассовой системе, вращательное движение кото-

рой в общем случае описывается уравнением Лагранжа II рода в виде [5]:

$$J\ddot{\varphi} + \frac{1}{2} \frac{dJ}{d\varphi} \dot{\varphi}^2 = M_o + M_T - M_{TP}, \quad (1)$$

где $J = J(\varphi)$ – приведенный момент инерции системы, включающий моменты инерции собственно механизма, редукторов и приводных электродвигателей; φ – угол поворота звена привода; M_o – приложенный к звену привода движущий момент; M_T – момент, обусловленный действием сил тяжести перемещаемых грузов и звеньев механизма; M_{TP} – момент сил трения, действующих в сопряжениях деталей механизма.

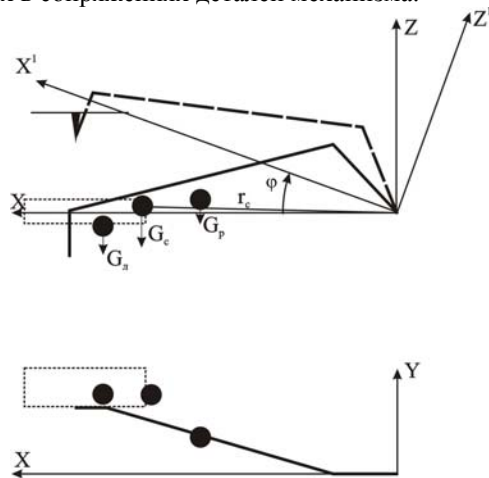


Рис.1. Расчетная схема механизма

Потери учитываются КПД редуктора. В качестве звена привода принимается выходной вал редуктора, угол поворота которого φ (см. рис. 1). Приведенный момент инерции системы во время движения можно считать постоянным.

В расчетной модели не учтены дополнительные механические сопротивления, возникающие при срабатывании стопоров и защелок.

Сравним полученные результаты расчетов с экспериментальными данными. Для этого воспользуемся осциллограммами, на которых зафиксированы сила тока и напряжение приводного двигателя механизма (рис. 2). Расстояние между вертикальными линиями соответствуют 0,1 секунды. Для удобства дальнейшего анализа разобьем осциллограмму три участка: I – момент старта; II – рабочий ход; III – постановка на стопор (рис. 2).

Процесс старта двигателя характеризуется значительным скачком силы

тока (зона I на рис. 2). Затем сила тока несколько снижается, что обусловлено траекторией исполнительного органа (зона II на рис. 2). В зоне III вновь наблюдается всплеск, который фактически связан с торможением двигателя в момент постановки на стопор. Торможение двигателя связано с резко возросшим сопротивлением движению. То, что частота вращения двигателя значительно снизилась, можно наблюдать по кривой 3 в этой зоне.

Как было указано выше, в процессе эксперимента измерялись сила тока и напряжение на приводном электродвигателе, замеры ускорений не проводились. С другой стороны, в математическую модель рассматриваемого механизма не входила полная математическая модель электродвигателя, позволяющая иметь в качестве выходных параметров силу тока и напряжение. Характеристика двигателя была получена от заказчика в виде графиков и аппроксимированы как функция зависимости момента от угловой скорости двигателя.

В связи с этим в качестве характеристики, которая позволила бы провести сравнение адекватности математической модели и реального механизма, была выбрана мощность. Указанный параметр легко вычислить двумя путями. Перемножая силу тока на напряжение, можно оценить изменение потребляемой двигателем мощности при движении механизма. Произведение вычисленных момента двигателя и его угловой скорости также дает необходимую для движения мощность. График изменения расчетной потребляемой мощности в процессе работы механизма изображен на рис. 3.

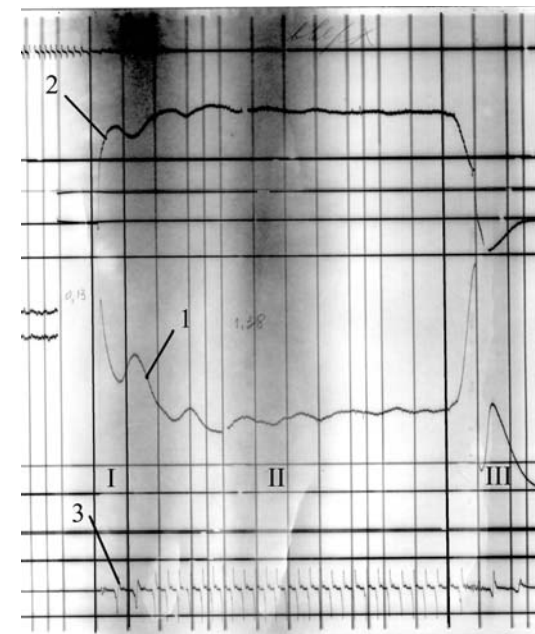


Рис.2. Фрагмент осциллограммы:
1 – сила тока; 2 – напряжение;
3 – отсчет оборотов вала двигателя;
I – момент старта; II – рабочий ход;
III – постановка на стопор

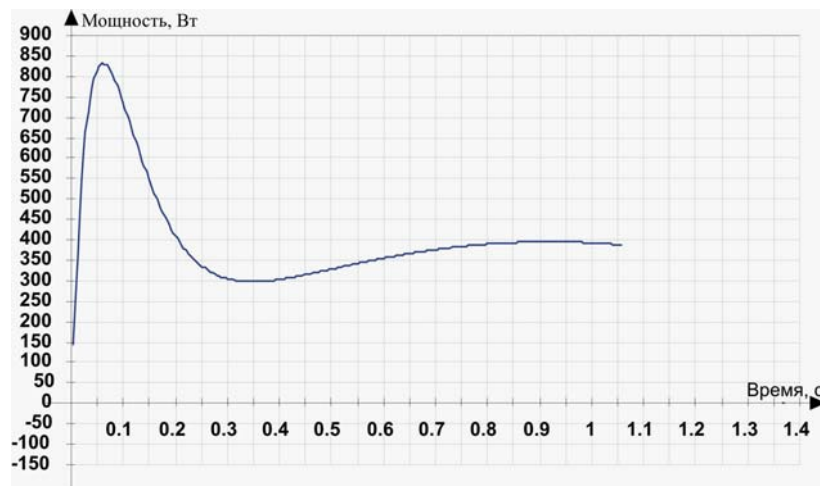


Рис. 3. Расчетная потребляемая мощность

Для получения численных значений потребляемой мощности во время проведения эксперимента кривые на осциллограмме (см. рис. 1) были оцифрованы при помощи программы Graph Digitizer по описанному выше алгоритму. Подготовленная к оцифровке осциллограмма изображена на рис. 4, *а*, результат оцифровки силы тока показан на рис. 4, *б*, на рис. 4, *в* — напряжения. Кривая мощности (рис. 4, *г*), получена как результат перемножения ординат двух предыдущих графиков.

Для дальнейшего анализа расчетная и экспериментальная кривые совмещаются на одном графике (рис. 5).

Анализируя совмещенные графики, можно отметить следующее:

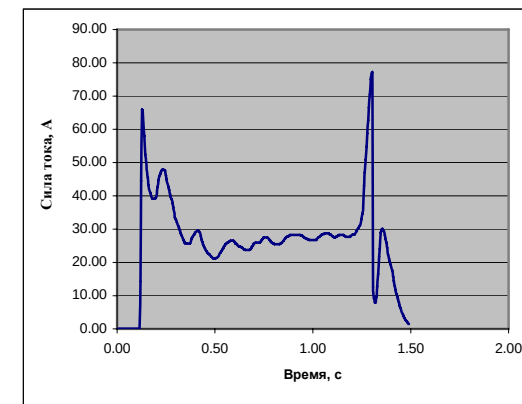
1. Кривые мощности в целом совпадают друг с другом (количественная оценка дается ниже), что говорит об удовлетворительном совпадении реального и смоделированного процессов.

2. Расчетное время работы механизма ниже экспериментального (1,05 с по расчетам против 1,38 с по осциллограмме). Расхождение объясняется тем, что расчет выполнен на основании математической модели, которая не учитывает наличие дополнительных устройств (стопоры, защелки и пр.). Поэтому участок III (см. рис. 2) длительностью 0,28 с не должен учитываться в данной оценке. Таким образом, сравнение должно выглядеть как 1,05 секунды по расчетам против 1,10 секунды согласно эксперименту, что свидетельствует об относительной погрешности около 5%.

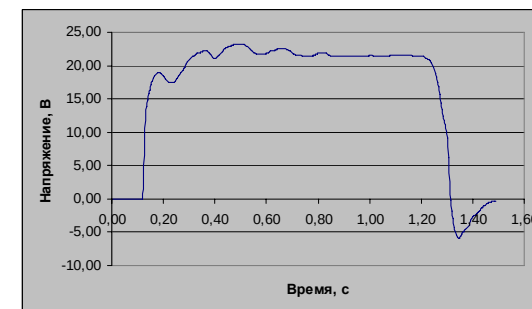
Сравнение опытных и расчетных значений времени движения механизма проведено и для других начальных углов работы механизма приведены в таблице.



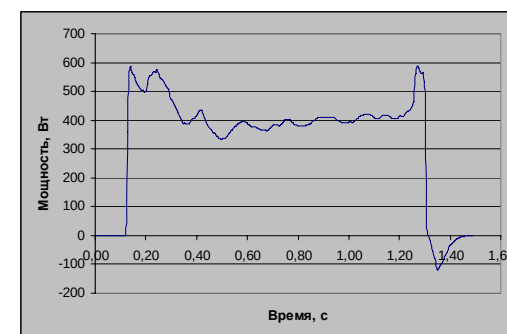
а



б



в



г

Рис. 4. Результаты оцифровки осциллограммы:

а — подготовленная к оцифровке осциллограмма;
б, *в* — результаты оцифровки силы тока и напряжения;
г — мощность, как результат перемножения кривых "*б*" и "*в*"

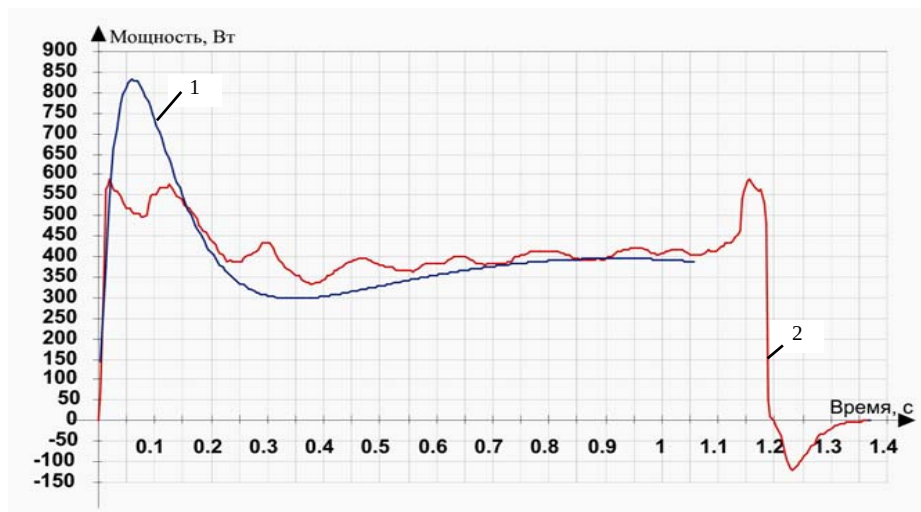


Рис. 5. Расчетная (1) и экспериментальная (2) кривые мощности

Для количественной оценки совпадения графиков построим кривую абсолютной погрешности, полученную как разность измеренных и вычисленных значений мощности (рис. 6). Максимальная разность между исследуемыми кривыми превышает 300 Вт (38,6%).

Математическое ожидание погрешности вычислено по формуле:

$$M(x) = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i,$$

где n – число значений, x_i – величина погрешности.

Таблица

Результаты сравнения экспериментальных и расчетных данных

Номер серий эксперимента	Ход механизма	Погрешность в расчете быстродействия, %
1	вверх	4,7
2	вверх	10,1
3	вверх	7,2
4	вверх	9,5
1	вниз	11,3
2	вниз	8,4
3	вниз	10,8
4	вниз	11,2
Среднее значение		9,2



Рис.6. Разность между вычисленными и экспериментальными значениями мощности

Значение математического ожидания погрешности составляет 5,92 Вт. Среднее квадратическое отклонение определяется формулой [5, 6]

$$S = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (x_i - x)^2}$$

и имеет величину 86,52 Вт.

Выводы.

Малое значение математического ожидания погрешности говорит о качественном совпадении исследуемого и моделируемого процессов, то есть о решении поставленной задачи. С другой стороны, значительное максимальное отличие опытных и расчетных значений мощности, полученная величина среднего квадратического отклонения требуют дальнейших исследований с целью установления природы расхождений экспериментальных и расчетных данных.

Список литературы: 1. Шевчук В.П. Исследование динамических погрешностей информационно-измерительных каналов в системах автоматического управления по косвенным показателям: Автореф. дисс... д-ра техн. наук: 05.11.16 – СПб., 1995. – 31 с. 2. Рубцова Е. В. Разработка способа косвенного определения веса материала в ковше погрузочно-транспортной машины: Автореф. дисс... канд.техн.наук:05.05.06 – Новосибирск, 1996. – 24 с. 3. Фатьянов. С. О. Математическое и программное обеспечение решения задачи интерпретации результатов косвенных измерений в спектрометрии методами калмановской фильтрации: Автореф. дисс... канд.техн.наук: 05.13.14 – Рязань, 1998. – 16 с. 4. Григорьян. Э. Л. Повышение эффективности управления в технических системах на основе косвенной оценки и компенсации неизмеряемых возмущений: Автореф.. дисс... канд.техн.наук: 05.13.01 – Ростов-на-Дону, 2000. – 23 с. 5. Бать М. И., Джанелидзе Г.Ю., Кельзон А.С. Теоретическая механика в примерах и задачах: учеб. пособие для вузов. Т. 2: Динамика. - М: Наука. - 1968. - 624 с. 6. Грановский В.А., Сирая Т.Н. Методы обработки экспериментальных данных при измерениях. - Л.: Энергоатомиздат, Ленингр. отд-ние, 1990. – 287с.

Поступила в редакцию 01.02.07