

Литература

1. Барцев С.И., Барцева О.Д. Эвристические нейросетевые модели в биофизике: приложение к проблеме структурно-функционального соответствия: моногр. – Красноярск: Изд-во СФУ, 2010. – 115 с.
2. Холодная М.А. Психология интеллекта. Парадоксы исследования. – СПб.: Питер, 2002. – 272 с.
3. Резникова Ж.И. Интеллект и язык животных и человека. Основы когнитивной этологии: учеб. пособие для вузов. – М.: ИКЦ «Академкнига», 2005. – 518 с.
4. Thorndike E.L. Animal intelligence. – N.Y.: Macmillan, 1911.
5. Yerkes R.M. The Mental Life of Monkeys and Apes: A Study of Ideational Behavior, Behavior Monographs ed. J.B. Watson, 3, 1, 1916.
6. Гавриков В.Л., Хлебопрос Р.Г. Две динамические модели научения типа «кошка Торндайка» // Вестн. Краснояр. гос. пед. ун-та им. В.П. Астафьева. – Красноярск, 2009. – С. 47–55.
7. Гавриков В.Л., Хлебопрос Р.Г. Контиуальность типов научения: динамическое моделирование на основе теории катастроф // Вестн. Томск. гос. ун-та. – Томск, 2010. – № 331. – С. 163–170.
8. Носков М.В., Симонов К.В., Щемель А.Л. Нелинейная многопараметрическая регрессия данных наблюдений // Вопросы математического анализа. – Красноярск: ИЦП КГТУ, 2003. – Вып. 7. – С. 103–120.



УДК 648.4:621.01.001

Б.К. Гусев, В.В. Пеленко, А.М. Ширшиков

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДИНАМИКИ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ МЕХАНИЗМА ПРИВОДА УТЮГА

В статье сформулировано управление движения механизма привода утюга, выраженное посредством операторов передачи движения.

Ключевые слова: математическая и физическая модель, уравнение движения механизма, энергия, момент инерции, силы трения, оператор передачи движения.

B.K. Gusev, V.V. Pelenko, A.M. Shirshikov

MATHEMATICAL MODEL OF THE IRON DRIVE MECHANISM FUNCTIONING DYNAMICS

Iron drive mechanism motion regulation, which is expressed by means of the motion translation operators, is formulated in the article.

Keywords: mathematical and physical model, mechanism motion equation, energy, inertia moment, friction forces, motion translation operator.

В качестве объекта исследования выступает основной элемент данного типа технологического оборудования – механизм привода сварочного утюга. В его состав входят кулачково-коромысловый механизм, передаточное звено, тяговая цепь, пружина шагового транспортера, сварочный утюг, механизм отрезки пленки, клиперное устройство и другие элементы.

Для решения поставленной задачи необходимо описать физическую и математическую модели механизма привода утюга.

Механизм привода утюга будем рассматривать как голономную систему с одной степенью свободы, считая при этом, что связи в системе являются идеальными, а звенья механизма это абсолютно твердое тело. Тогда гибкие звенья, имеющиеся в механизме, можно считать всегда напряженными элементами, что позволяет отнести данные связи к двухстороннему виду. В качестве обобщенных координат системы принимаем угловую координату φ и угловую скорость $\dot{\varphi}$ кулачка. Трением в шарнирах и колебанием утюга на пружине пренебрегаем. Последние допущения потребовали корректного обоснования, представляющего собой самостоятельную задачу.

За основу математической модели динамики функционирования механизма привода утюга выбрано дифференциальное уравнение движения. Для преобразования кинематических характеристик ведущих

звеньев механизма в характеристики его ведомого звена в модель вводятся независящие операторы передачи движения, которые являются не зависящими от времени функциями [1,5].

Определение операторов передачи движения всех звеньев [2], входящих в данный механизм, начнем с кулачкового механизма.

Учитывая схему механизма привода утюга (рис.1), определим геометрические характеристики кулачкового механизма

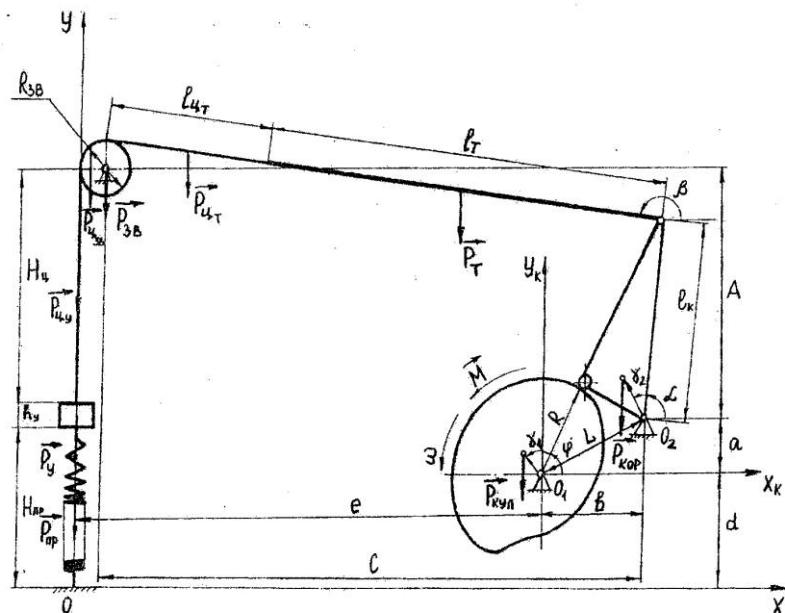


Рис. 1. Схема механизма привода утюга

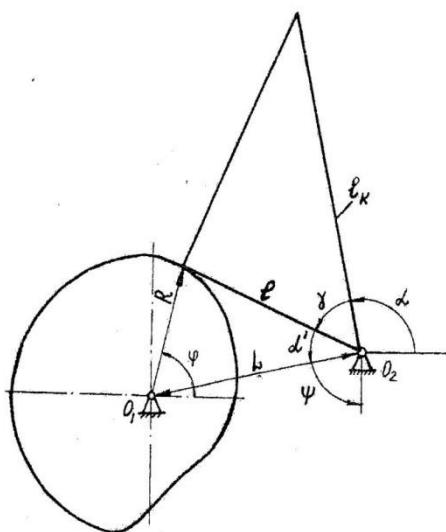


Рис. 2. Геометрические характеристики купачкового механизма

В качестве ведущего звена в данном механизме выступает кулачок. Тогда справедливы следующие выражения для операторов передачи движения звеньев механизма.

Кулачок (рис. 2):

Угол поворота

$$\varphi = \varphi; \quad (1)^*$$

скорость

$$\frac{d\varphi}{d\varphi} = 1; \quad (1)^{**}$$

ускорение

$$\frac{d^2\varphi}{d\varphi^2} = 0. \quad (1)^{***}$$

Коромысло (рис.2):

Угол поворота

$$\alpha = \Theta - \arccos\left(\frac{L^2 + l^2 - R^2}{2Ll}\right); \quad (2)$$

скорость

$$\frac{d\alpha}{d\varphi} = -\left\{\frac{2R}{\sqrt{4L^2l^2 - (L^2 + l^2 - R^2)^2}}\right\} \frac{dR}{d\varphi}; \quad (3)$$

ускорение

$$\frac{d^2\alpha}{d\varphi^2} = \frac{d\alpha}{d\varphi} \left\{ \left(\frac{d^2R}{d\varphi^2} / \frac{dR}{d\varphi} \right) + \frac{dR}{d\varphi} \left(\frac{1}{R} - \frac{2R(L^2 + l^2 - R^2)}{4L^2l^2 - (L^2 + l^2 - R^2)^2} \right) \right\}. \quad (4)$$

Тяга

угол поворота

$$\beta = \pi - \arctg \frac{A_1 - l_\kappa \sin \alpha}{C + l_\kappa \cos \alpha}; \quad (5)$$

скорость

$$\frac{d\beta}{d\varphi} = \frac{d\beta}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{d\varphi}; \quad (6)$$

ускорение

$$\frac{d^2\beta}{d\alpha^2} = \frac{d^2\beta}{d\varphi^2} \left(\frac{d\alpha}{d\varphi} \right)^2 + \frac{d\beta}{d\alpha} \frac{d^2\alpha}{d\varphi^2}, \quad (7)$$

где скорость

$$\frac{d\beta}{d\alpha} = \frac{l_\kappa(l_\kappa - A_1 \sin \alpha + C \cos \alpha)}{(C + l_\kappa \cos \alpha)^2 + (A_1 - l_\kappa \sin \alpha)^2}; \quad (8)$$

ускорение

$$\frac{d^2\beta}{d\varphi^2} = \frac{l_\kappa(l_\kappa^2 - A_1^2 - C^2)(A_1 \cos \alpha + C \sin \alpha)}{\{(C + l_\kappa \cos \alpha)^2 + (A_1 - l_\kappa \sin \alpha)^2\}^2}, \quad (9)$$

где $A_1 = A + R_{36}$;

l_κ – длина большого плеча коромысла, м;

A, C – расстояние между осями вращения коромысла звездочки по осям ординат и абсцисс, мм;

R_{3B} – радиус делительной окружности звездочки, м.

Цепь

суммарная длина цепи

$$H_u = l_u + l_T + \frac{C + l_\kappa \cos \alpha}{\cos \beta} - \frac{\pi}{2} R_{36}; \quad (10)$$

скорость

$$\frac{dH_u}{d\varphi} = \frac{dH_u}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{d\varphi}; \quad (11)$$

ускорение

$$\frac{d^2 H_u}{d\varphi^2} = \frac{d^2 H_u}{d\alpha^2} \left(\frac{d\alpha}{d\varphi} \right)^2 + \frac{dH_u}{d\alpha} \frac{d^2 \alpha}{d\varphi^2}, \quad (12)$$

где скорость

$$\frac{dH_u}{d\varphi} = \frac{1}{\cos \beta} \{ (C + l_k \cos \alpha) \operatorname{tg} \beta \frac{d\beta}{d\alpha} - l_k \sin \alpha \}; \quad (13)$$

ускорение

$$\frac{d^2 H_u}{d\alpha^2} = \frac{1}{\cos \beta} [(C - l_k \cos \alpha) \{ \frac{d^2 \beta}{d\alpha^2} \operatorname{tg} \beta + (\frac{d\beta}{d\alpha})^2 \} - l_k \cos \alpha]; \quad (14)$$

l_u – длина цепи, м;

l_T – длина тяги, м.

Пружина

общая длина пружины

$$H_{np} = H_{np0} + H_{u0} - H_u \quad (15)$$

скорость

$$\frac{dH_{np}}{d\varphi} = - \frac{dH_u}{d\varphi}; \quad (16)$$

ускорение

$$\frac{d^2 H_{np}}{d\varphi^2} = - \frac{d^2 H_u}{d\varphi^2}, \quad (17)$$

где H_{np0}, H_{u0} – длина пружины и части цепи в момент, когда утюг находится в крайнем нижнем положении, м;

H_u – длина той же части цепи в текущий момент, м.

Приводной механизм

угол поворота

$$\varphi_p = \frac{1}{i} \varphi; \quad (18)^*$$

скорость

$$\frac{d\varphi_p}{d\varphi} = \frac{1}{i}; \quad (18)^{**}$$

ускорение

$$\frac{d^2 \varphi_p}{d\varphi^2} = 0 \quad (18)^{***}$$

где i – передаточное число привода;

φ_p – угловая координата ротора электродвигателя, рад.

Решая задачу по формированию математической модели, составим обобщенное дифференциальное уравнение движения динамической модели (для механизма привода утюга), где кинематические характеристики механизма выразим посредством операторов передачи движения. Для этого значения скорости и ускорения звеньев определим через следующие выражения:

Коромысло

скорость

$$\frac{d\alpha}{dt} = \frac{d\varphi}{dt} \frac{d\alpha}{d\varphi}; \quad (19)$$

ускорение

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} = \frac{d^2\varphi}{dt^2} \frac{d\alpha}{d\varphi} + \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)^2 \frac{d^2\alpha}{d\varphi^2}. \quad (20)$$

Тяга
скорость

$$\frac{d\beta}{dt} = \frac{d\varphi}{dt} \frac{d\beta}{d\varphi}; \quad (21)$$

ускорение

$$\frac{d^2\beta}{dt^2} = \frac{d^2\varphi}{dt^2} \frac{d\beta}{d\varphi} + \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)^2 \frac{d^2\beta}{d\varphi^2}. \quad (22)$$

Цепи утюга и пружины

скорость

$$\frac{dH_u}{dt} = -\frac{dH_{np}}{dt} = \frac{d\varphi}{dt} \frac{dH_u}{d\varphi}; \quad (23)$$

ускорение

$$\frac{d^2H_u}{dt^2} = -\frac{d^2H_{np}}{dt^2} = \frac{d^2\varphi}{dt^2} \frac{dH_u}{d\varphi} + \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)^2 \frac{d^2H_u}{d\varphi^2}. \quad (24)$$

Привод
скорость

$$\frac{d\varphi_p}{d\varphi} = \frac{1}{i} \frac{d\varphi}{dt}; \quad (25)$$

ускорение

$$\frac{d^2\varphi_p}{d\varphi^2} = \frac{1}{i} \frac{d^2\varphi}{dt^2}. \quad (26)$$

При составлении дифференциального уравнения для движения механизма привода утюга используем уравнения Лагранжа второго рода

$$\frac{d}{dt} \cdot \frac{dT}{d\dot{\varphi}} - \frac{dT}{d\varphi} = Q_\varphi, \quad (27)$$

где T – кинетическая энергия системы, выраженная через обобщенную координату;

Q_φ – обобщенная сила, соответствующая обобщенной координате.

Кинетическая энергия системы T состоит из кинетической энергии привода T_{pp} , кулака $T_{кул}$, коромысла $T_{кор}$, тяги $T_{тяги}$, цепи $T_{ц}$, звездочки $T_{зв}$, утюга T_y и пружины $T_{пруж}$.

$$T = T_{pp} + T_{кул} + T_{кор} + T_{тяги} + T_{ц} + T_{зв} + T_y + T_{пруж}. \quad (28)$$

Кинетическая энергия звеньев, совершающих вращательное движение (приводной механизм, кулак, коромысло, звездочка), определяется по следующему выражению [3]:

$$T = \frac{1}{2} J \omega, \quad (29)$$

где J – момент инерции, кгм^2 ;

ω – угловая скорость, с^{-1} .

В случае плоского движения кинетическая энергия твердого тела (в рассматриваемом механизме таким телом является тяга) находится из следующего соотношения [5]:

$$T = \frac{1}{2} \left(m V_c^2 + J_z \omega^2 \right), \quad (30)$$

где m – масса тяги, кг ;

J_z – момент инерции тяги относительно оси, перпендикулярной к плоскости движения и проходящий через центр масс, кгм^2 ;

V_c – скорость центра масс при поступательном движении тяги, м/с ;

ω – угловая скорость вращения, с^{-1} .

Как видно из схемы (рис. 3), для скорости центра масс тяги справедливо следующее выражение:

$$\overline{V}_c = \overline{V}_D + \overline{\omega D S}, \quad (31)$$

где \overline{V}_D – вектор скорости точки D ;

$DS = 0,5l_T$ – расстояние от точки D до центра масс S , м .

Величина вектора скорости точки D равна

$$\overline{V}_D = \frac{d\varphi}{dt} \frac{d\alpha}{d\varphi} l_\kappa. \quad (32)$$

После соответствующего преобразования получим следующее выражение кинетической энергии тяги:

$$T_T = \frac{1}{2} \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)^2 \left(m_T \left\{ \left(\frac{d\alpha}{d\varphi} \right)^2 l_r^2 + \frac{1}{4} l_T^2 + \left(\frac{d\beta}{d\varphi} \right)^2 + \frac{d\alpha}{d\varphi} l_\kappa \frac{d\beta}{d\varphi} l_T \cos(\beta - \alpha) + J_T \left(\frac{d\beta}{d\varphi} \right)^2 \right\} \right). \quad (33)$$

Кинетическая энергия цепи состоит из кинетической энергии цепи, присоединенной к тяге T_{uT} , находящейся на звездочке T_{u3B} и присоединенной к утогу T_{uV} .

Рассматривая цепь, присоединенную к тяге, как продолжение тяги, получим следующее выражение кинетической энергии этого участка цепи:

$$T_{uT} = \frac{1}{2} \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)^2 \left(m_{uT} \left\{ \left(\frac{d\alpha}{d\varphi} \right)^2 l_\kappa^2 + \left(l_T + \frac{1}{2} l_{uT} \right)^2 \left(\frac{d\beta}{d\varphi} \right)^2 + 2 \frac{d\alpha}{d\varphi} l_\kappa \frac{d\beta}{d\varphi} \left(l_T + \frac{1}{2} l_{uT} \right) \cos(\beta - \alpha) + J_{uT} \left(\frac{d\beta}{d\varphi} \right)^2 \right\} \right), \quad (34)$$

где $m_{uE} = m_u \frac{l_{uT}}{l_u}$ – масса цепи, присоединенная к тяге, кг ;

m_{uT} – масса цепи, кг ;

$$l_{uT} = \frac{C + l_k \cos \alpha}{\cos \beta} - l_T \text{ — длина этого участка цепи, м;}$$

J_{uT} — момент инерции рассматриваемого участка (определяется относительно оси проходящей через центр масс), кгм^2 .

Кинетическая энергия цепи, находящейся на звездочке, вычисляется по формуле (29), в которой под моментом инерции понимается момент инерции рассматриваемого участка цепи, относительно собственной оси вращения (совпадающей с осью вращения звездочки), а в качестве угловой скорости — угловая скорость звездочки.

Угловая скорость звездочки равна

$$\omega_{\text{зс}} = \frac{l}{R_{\text{зс}}} \cdot \frac{d\alpha}{dt} \sin(\beta - \alpha).$$

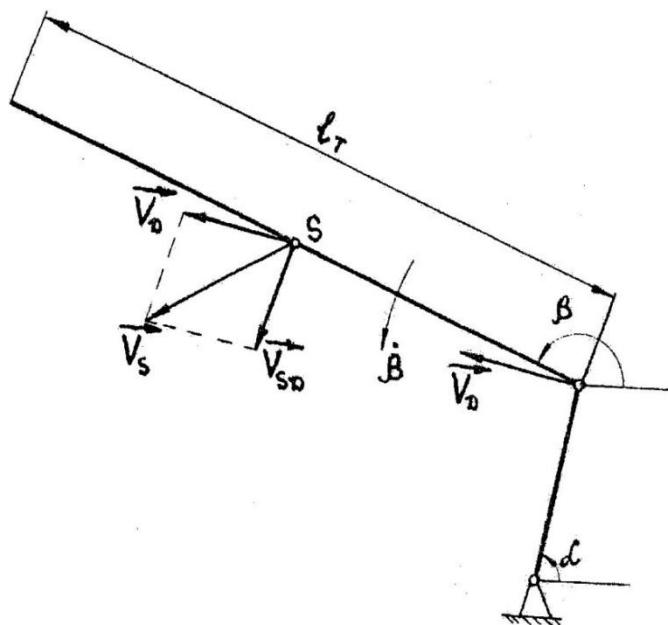


Рис. 3. Схема для определения скорости центра масс тяги

Тогда

$$T_{u.3B} = \frac{1}{2} \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)^2 J_{u3B} \left(\frac{d\alpha}{d\varphi} \right)^2 \left\{ \frac{l_k}{R_{\text{зс}}} \sin(\beta - \alpha) \right\}^2. \quad (35)$$

Участок цепи, присоединенный к утюгу, движется поступательно. Кинетическая энергия данного участка цепи вычисляется на основе следующего соотношения:

$$T_{uV} = \frac{1}{2} m_{uV} \left(\frac{dH}{dt} \right)^2, \quad (36)$$

где $m_{uV} = m_u \frac{H_u}{l_u}$ — масса цепи, присоединенная к утюгу, кг.

Подставляя (32)–(34) в (35), получим выражение кинетической энергии цепи

$$T_u = \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)^2 \left\{ m_{uT} \left[\left(\frac{d\alpha}{d\varphi} \right)^2 l_k^2 + \left(l_T + \frac{l_{uT}}{2} \right)^2 \left(\frac{d\beta}{d\varphi} \right)^2 + 2 \frac{d\alpha}{d\varphi} l_k \frac{d\beta}{d\varphi} \times \right. \right. \right. \\ \left. \left. \left. \times \left(l_T + \frac{l_{uT}}{2} \right) \cos(\beta - \alpha) \right] + J_{u3B} \left(\frac{l_k}{R_{3B}} \sin(\beta - \alpha) \right)^2 \left(\frac{d\alpha}{d\varphi} \right)^2 + m_{uy} \left(\frac{dH_u}{d\varphi} \right)^2 \right\}. \right. \quad (37)$$

Кинетическая энергия утюга и пружины вычисляется по формуле (29), в которую подставляются значения массы утюга m_y и пружины (0,33 $m_{ПРУЖ}$) соответственно, а для кинетической энергии системы получим следующее выражение:

$$T = \frac{1}{2} \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)^2 \left\{ J_{np} \left(\frac{1}{i} \right)^2 + J_{кул} + J_{коп} \left(\frac{d\alpha}{d\varphi} \right)^2 + J_T \left(\frac{d\beta}{d\varphi} \right)^2 + m_T \left[\left(\frac{d\alpha}{d\varphi} \right)^2 l_k^2 + \frac{1}{4} l_T^2 \left(\frac{d\beta}{d\varphi} \right)^2 + \right. \right. \\ \left. \left. \left(\frac{d\alpha}{d\varphi} \right)^2 l_k^2 + \left(l_T + \frac{1}{2} l_{uT} \right)^2 \left(\frac{d\beta}{d\varphi} \right)^2 + 2 \frac{d\alpha}{d\varphi} l_k \frac{d\beta}{d\varphi} \cdot \right. \right. \\ \left. \left. \cdot \left(l_T + \frac{1}{2} l_{uT} \right) \cos(\beta - \alpha) \right] + J_{uT} \left(\frac{d\beta}{d\varphi} \right)^2 + J_{u3B} + J_{3B} \right] \right. \\ \left. + \frac{d\alpha}{d\varphi} l_k \frac{d\beta}{d\varphi} l_T \cos(\beta - \alpha) \right] + m_{uT} \left[\left(\frac{l_k}{R_{3B}} \sin(\beta - \alpha) \right)^2 \left(\frac{d\alpha}{d\varphi} \right)^2 + \left(m_{uy} + m_y + \frac{1}{3} m_{пруж} \right) \cdot \right. \right. \\ \left. \left. \cdot \left(\frac{dH_u}{d\varphi} \right)^2 \right] \right\}. \quad (38)$$

Выражения для вычисления величины момента инерции звеньев механизма привода утюга приведены ниже.

Для вычисления величины обобщенной силы используем принцип возможных перемещений [4, 5], согласно которому придаём системе возможное перемещение $\delta\varphi \geq 0$.

Получим сумму элементарных работ

$$\delta A_{\varphi} = M\delta\varphi - \frac{d\Pi}{d\varphi}\delta\varphi - F_T\delta H, \quad (39)$$

где M – крутящий момент на валу звездочки, Нм;

$\frac{d\Pi}{d\varphi}\delta\varphi$ – элементарная работа консервативных сил, дж;

$F_T\delta H$ – элементарная работа сил трения на направляющих утюга, дж.

Как следует из формулы (39), для обобщенной силы справедливо выражение

$$Q_{\varphi} = M - \frac{d\Pi}{d\varphi} - F_T \frac{dH}{d\varphi}. \quad (40)$$

Для вычисления обобщенной силы необходимо выразить потенциальную энергию системы в функции обобщенной координаты.

Потенциальная энергия механизма (рис.1) складывается из потенциальной энергии кулачка $P_{кул}$, коромысла P , тяги P_m , цепи P_u , утюга P_y и пружины $P_{пруж}$, которые определяются из следующих соотношений:

для кулачка

$$P_{кул} = P_{кул} \cdot \sin(\varphi + \gamma_1) + \alpha \quad (41)$$

для коромысла

$$P_{кор} = P_{кор} \cdot \sin(\alpha + \gamma_2) \quad (42)$$

для тяги

$$P_T = P_T \left(\alpha + d + l_k \sin \alpha + \frac{1}{2} l_T \sin \beta \right); \quad (43)$$

для цепи

$$\begin{aligned} P_u = & \frac{P_u}{l_u} \left\{ l_{uT} (a + d + A + R_{36} - \frac{1}{2} l_{uT} \sin \beta) + \frac{\pi}{2} R_{36} [a + d + \right. \\ & \left. + A + R_{36} \sin(\frac{\pi}{4})] + H_u (a + d + A + - \frac{1}{2} H_u) \right\}; \end{aligned} \quad (44)$$

для утюга

$$P_y = P_y \left(a + d + A - H_u - \frac{h_y}{2} \right); \quad (45)$$

для пружины

$$P_{пруж} = \frac{1}{2} \cdot H_{пруж} + C_{пруж} \cdot H_{пруж} - H_{пруж0} \quad (46)$$

где $P_{кул}$, $P_{кор}$, P_T , P_u , P_y , $P_{пруж}$ – силы тяжести кулачка коромысла, тяги, цепи, утюга и пружины, соответственно, Н;

$R_{uTкул}$, $R_{uTкор}$ – расстояния от центра масс до оси вращения кулачка и коромысла, соответственно, м;

a, d, A, h_y – геометрические характеристики механизма, выбираемые конструктивно, м;

γ_1, γ_2 – угловые характеристики, рад.

Произведя соответствующие преобразования, получим формулу для потенциальной энергии механизма, выраженную через обобщенную координату

$$\begin{aligned} \frac{dP}{d\varphi} = & P_{кул} R_{uTкул} \cos(\varphi + \gamma_1) + P_{кор} R_{uTкор} \cos(\alpha + \gamma_2) \frac{d\alpha}{d\varphi} + P_T (l_k \cos \alpha \frac{d\alpha}{d\varphi} + \\ & + \frac{1}{2} l_T \cos \beta \frac{d\beta}{d\varphi}) + \frac{P_u}{l_u} \left\{ \frac{dH_u}{d\varphi} (l_{uT} \sin \beta - R_{36} - H_u) - \frac{1}{2} l_{uT}^2 \cos \beta \frac{d\beta}{d\varphi} \right\} - \\ & - P_u \frac{dH_u}{d\varphi} + \left\{ C_{пр} (H_{пр} - H_{пр0}) + \frac{1}{2} P_{пруж} \right\} \frac{dH_{пруж}}{d\varphi}. \end{aligned} \quad (47)$$

Ввиду того, что ранее рассматривался вопрос о действующих в механизме силах трения, принимаем во внимание только силу трения в направляющих утюга

$$F_T = K \cdot H_y + C_{np} (H_{пруж} - H_{пруж0}) + P_{пруж} - F_{ut} \quad (48)$$

где F_{uu} – сила инерции утюга, H (величина силы инерции определяется по формуле $F_{uu} = -m_y \frac{d^2 H_u}{dt^2}$);

K – коэффициент, учитывающий направление движения утюга ($K = -0,0747$ – при движении вниз, $K = 0,089$ – при движении вверх).

Подставим выражения кинетической энергии (38), потенциальной энергии, вычисленной через обобщенные координаты (47), и силы трения (48) в уравнение Лагранжа второго рода и при этом осуществим соответствующие преобразования. В результате получим обобщенное уравнение движения механизма привода утюга, выраженное посредством операторов передачи движения.

$$C_1 = \frac{d^2 \varphi}{dt^2} a_1 - \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)^2 \epsilon_1, \quad (49)$$

$$a_1 = J_{np} \left(\frac{1}{i} \right)^2 + J_{кул} + J_{коп} \left(\frac{d\alpha}{d\varphi} \right)^2 + m_T \left\{ \left(\frac{d\alpha}{d\varphi} \right)^2 l_{\kappa}^2 + \frac{1}{4} l_T^2 \left(\frac{d\beta}{d\varphi} \right)^2 + \frac{d\alpha}{\epsilon\varphi} l_{\kappa} \frac{d\beta}{d\varphi} \right\} \cdot l_T \cos(\beta - \alpha) + (J_T + J_{uT}) \left(\frac{d\beta}{d\varphi} \right)^2 + m_{uT} \left\{ \left(\frac{d\alpha}{d\varphi} \right)^2 l_{\kappa}^2 + \left(l_T + \frac{l_{uT}}{2} \right)^2 \left(\frac{d\beta}{d\varphi} \right)^2 + \right.$$

$$\left. \cdot l_T \cos(\beta - \alpha) \right\} + (J_{uT} + J_{36}) \left(\frac{d\beta}{d\varphi} \right)^2 + m_{36} \left\{ \left(\frac{d\alpha}{d\varphi} \right)^2 l_{\kappa}^2 + \left(l_T + \frac{l_{uT}}{2} \right)^2 \left(\frac{d\beta}{d\varphi} \right)^2 + \right.$$

где

$$+ 2 \frac{d\alpha}{d\varphi} l_{\kappa} \frac{d\beta}{d\varphi} \left(l_T + \frac{l_{uT}}{2} \right) \cos(\beta - \alpha) + ((J_{u36} + J_{36}) \left(\frac{l_{\kappa}}{R_{36}} \sin(\beta - \alpha) \right)^2 +$$

$$+ (m_{u\varphi} + m_y + \frac{1}{3} m_{np\varphi}) \left(\frac{dH_w}{d\varphi} \right)^2 - m_u K \left(\frac{dH_w}{d\varphi} \right)^2;$$

$$\begin{aligned} \epsilon_1 = & J_{коп} \left(\frac{d\alpha}{d\varphi} \right) \left(\frac{d^2 \alpha}{d\varphi^2} \right) + (m_T + m_u \frac{l_{uT}}{l_u}) \left\{ \frac{d^2 \alpha}{d\varphi^2} \frac{d\alpha}{d\varphi} l_{\kappa}^2 + l \frac{1}{3} (l_T + l_{uT}) + \frac{d\beta}{d\varphi} \frac{dl}{d\varphi} \right\} + \\ & + \frac{1}{2} l_{\kappa} (l_T + l_{uT}) \cos(\beta - \alpha) \times \frac{d^2 \alpha}{d\varphi^2} \frac{d\beta}{d\varphi} + \frac{d\alpha}{d\varphi} \frac{d^2 \beta}{d\varphi^2} + \frac{1}{l_T + l_{uT}} \frac{d\alpha}{d\varphi} \frac{d\beta}{d\varphi} \frac{dl_{uT}}{d\varphi} - \frac{d\alpha}{d\varphi} \frac{d\beta}{d\varphi} \times \\ & \times \operatorname{tg}(\beta - \alpha) \left(\frac{d\beta}{d\varphi} - \frac{d\alpha}{d\varphi} \right) + \frac{m_u}{2l_u} \frac{dl}{d\varphi} \left\{ \left(\frac{d\alpha}{d\varphi} \right)^2 l_{\kappa}^2 + l \frac{1}{3} (l_T + l_{uT})^2 \times \left(\frac{d\beta}{d\varphi} \right)^2 + \right. \\ & \left. + \frac{d\alpha}{d\varphi} l_{\kappa} \frac{d\beta}{d\varphi} (l_T + l_{uT}) \cos(\beta - \alpha) \right\} + (m_u \frac{l_{u36}}{l_u} + \frac{J_{36}}{R_{36}^2}) \times \frac{d\alpha}{d\varphi} l_{\kappa}^2 \sin^2(\beta - \alpha) \left\{ \frac{d^2 \alpha}{d\varphi^2} + \right. \\ & \left. + \frac{d\alpha}{d\varphi} \operatorname{ctg}(\beta - \alpha) \cdot \left(\frac{d\beta}{d\varphi} - \frac{d\alpha}{d\varphi} \right) \right\} + \left\{ \frac{m_u}{l_u} \frac{dH_u}{d\varphi} \left(H_u \frac{d^2 H_u}{d\varphi^2} + \frac{1}{2} \left(\frac{dH_u}{d\varphi} \right)^2 \right) + \right. \\ & \left. + \{m_y(1+K) + \frac{1}{6} m_{np\varphi}\} \times \frac{d^2 H_u}{d\varphi^2} \frac{dH_u}{d\varphi} \right\}; \end{aligned} \quad (51)$$

$$\begin{aligned} c_1 = & M_{кул} - P_{кул} R_{uTкул} \cos(\alpha + \gamma_1) - P_{коп} R_{uTкоп} \cos(\alpha + \gamma_2) \frac{d\alpha}{d\varphi} - \\ & - P_T (l_{\kappa} \cos \alpha \frac{d\alpha}{d\varphi} + \frac{1}{2} l_T \cos \beta \frac{d\beta}{d\varphi}) - \frac{P_u}{l_u} \left\{ \frac{dH_u}{d\varphi} (l_{uT} \sin \beta - R_{36} - H_u) - \right. \\ & \left. - \frac{1}{2} l_{uT}^2 \cos \varphi \frac{d\beta}{d\varphi} \right\} + \left\{ P_y \frac{dH_u}{d\varphi} - (C_{np} \Delta H_{np} + \frac{1}{2} P_{np}) \frac{dH_u}{d\varphi} \right\} (1+K). \end{aligned} \quad (52)$$

Выводы

На основе преобразованного уравнения Лагранжа второго рода (в данное уравнение введены выражения: кинетической и потенциальной энергии, вычисленные через обобщенные координаты; силы трения) получено уравнение движения механизма привода утюга, выраженное через операторов передачи движения.

Литература

1. Горский Б.Е. Динамическое совершенствование механических систем. – Киев: Техника, 1987. – 200 с.
2. Крысин А.Г., Ширшиков А.М. Математическая модель оптимизации механизма привода упаковочной машины по удельным действиям // Интенсификация процессов, оборудования и управления пищевых производств: межвуз. сб. науч. тр. – Л.: Изд-во ЛТИХП, 1991. – С. 65–72.
3. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1975. – 639 с.
4. Левитский Н.И. Теория механизмов и машин: учеб. пособие для вузов. – 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Наука, 1990. – 592 с.
5. Гусев Б.К., Ширшиков А.М. Разработка принципа удельных действий применительно к совершенствованию торгово-технологического оборудования: моногр. – Красноярск, 2011. – 134 с.



УДК 648.4:621.01.001

Б.К. Гусев, В.В. Пеленко, А.М. Ширшиков

ФОРМИРОВАНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ МЕХАНИЗМА ПРИВОДА УТЮГА НА БАЗЕ УДЕЛЬНЫХ ДЕЙСТВИЙ

Раннее было сформировано уравнение движения механизма привода утюга, выраженное посредством операторов передачи движения. Но для решения поставленной задачи по определению путей совершенствования торгово-технологического оборудования этого мало. Необходимо построить математическую модель рассматриваемого механизма, не только на базе операторов передачи движения, но и на базе удельных действий. При этом необходимо учитывать полезные затраты в механических средах.

Ключевые слова: математическая и физическая модель, удельное действие, выражение принуждения, крутящий момент, энергия ускорений, количество движения, оптимизация.

B.K. Gusev, V.V. Pelenko, A.M. Shirshikov

MATHEMATICAL MODEL FORMATION OF THE IRON DRIVING MECHANISM ON THE BASIS OF SPECIFIC ACTIONS

The equation of iron driving mechanism motion expressed in terms of transferring motion operators was formulated earlier. However, it is not sufficient for solving the problem of defining trade-related and technological equipment improvement methods. It is necessary to create the mathematical model of the considered mechanism not only based on transferring motion operators, but also on the basis of specific actions. In addition, effective outlays in mechanical environments must be also considered.

Key words: mathematical and physical model, specific action, expression for forcing, torque moment, acceleration energy, momentum, optimization.

Расфасовочно-упаковочное оборудование следует отнести к классу машин, предназначенных для преодоления технологических сопротивлений при перемещении рабочего органа с требуемой скоростью [3].