

**Выводы:** В заключение отметим, что система дифференциальных уравнений равновесия

$$\sigma_{ij,j} + F_i = 0, \quad (31)$$

кинематические зависимости (5), условие несжимаемости (19), определяющие соотношения (24), уравнение состояния (20) вместе с начальными данными и условиями на поверхности (28), (30) составляют полную систему уравнений, достаточную для исследования процессов пластического формообразования в широком диапазоне температур и скоростей деформаций для обширного класса металлов и сплавов. Приведенная система уравнений с конкретизацией [4] уравнения состояния (20) использована для постановки и решения класса задач управления процессами объемного формоизменения алюминиевых сплавов в условиях сверхпластичности [4–6].

#### Список литературы

1. Ильюшин А.А., Ленский В.С. Сопротивление материалов. – М.: Физматгиз, 1959. – 371 с.
2. Кийко И.А. Пластическое течение металлов / Научные основы прогрессивной техники и технологии. – М.: Машиностроение, 1985. – С. 102-133.
3. Малинин Н.Н. Технологические задачи пластичности и ползучести. – М.: Высш. шк., 1979. – 119 с.
4. Рудской А.И., Рудаев Я.И. Механика динамической сверхпластичности алюминиевых сплавов. – СПб.: Наука, 2009. – 218 с.
5. Сулайманова С.М. Моделирование процессов объемного формоизменения в режимах сверхпластичности. – Бишкек: КРСУ, 2012. – 176 с.
6. Rudaev Ja., Kodzhaspirov G., Kitaeva D., Subbotina E. Modeling of longitudinal rolling procedure of aluminum sheet under superplasticity conditions // Metal 2015, Brno, Czech Rep, EU. – 2015. – 7 pp.

#### Reference

1. Ilyushin A.A., Lenskiy V.S. Resistance of materials. – M: Fizmatgiz, 1959. – 371 p.
2. Kiyko I.A. Plastic flow for metal / Progressive scientific basis of engineering and technology. – M.: Mashinostroenie, 1985. – pp. 102–133.
3. Malinin N.N. Technological problems of plasticity and creep. – M.: Vish. Scho., 1979. – 119 p.
4. Rudskoy A.I., Rudaev Ja. The mechanics of dynamic superplasticity aluminum alloys. – SPb.: Nauka, 2009. – 218 p.
5. Sulaimanova S.M. Modelling of processes volumetric forming modes on superplasticity. – Bishkek KRSU, 2012. – 176 p.
6. Rudaev Ja., Kodzhaspirov G., Kitaeva D., Subbotina E. Modeling of longitudinal rolling procedure of aluminum sheet under superplasticity conditions // Metal 2015, Brno, Czech Rep, EU. – 2015. – 7 pp.

УДК. 621.01

### НЕКОТОРЫЕ МЕТОДЫ ПОСТРОЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ МНОГОМАССОВЫХ МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ С УПРУГИМИ ЗВЕНЬЯМИ

*Г. Уалиев<sup>1</sup>, З.Г. Уалиев<sup>1</sup>, И.М. Уалиева<sup>2</sup>,*

<sup>1</sup>Казахский Национальный педагогический университет имени Абая, Алматы, Казахстан (050010, г.Алматы, ул. Толе би, 86), e-mail: [z.ualiyev@mail.ru](mailto:z.ualiyev@mail.ru)

<sup>2</sup>Казахский Национальный Университет имени аль-Фараби, e-mail: [i.ualiyeva@mail.ru](mailto:i.ualiyeva@mail.ru)

В данной работе рассмотрены вопросы построения динамических моделей многомассовых передаточных механизмов с существенно (конечные упругие перемещения) упругими звеньями. Приводятся модели цепных передаточных систем с закрепленными и свободными концами.

**Ключевые слова:** динамическая модель, механизм, упругие звенья, многомассовые системы.

### SOME METHODS OF THE BUILDING OF THE DYNAMIC MODELS OF MULTIMASS MECHANICAL SYSTEM WITH ELASTIC LINKS

*G. Ualiyev<sup>1</sup>, Z.G. Ualiyev<sup>1</sup>, I.M. Ualiyeva<sup>2</sup>*

<sup>1</sup>Kazakh National Pedagogical University named after Abai, Almaty, Kazakhstan (050010, Almaty, Tole bi, 86), e-mail: [z.ualiyev@mail.ru](mailto:z.ualiyev@mail.ru)

<sup>2</sup>Kazakh National University named after al-Farabi, Almaty, Kazakhstan, e-mail: [i.ualiyeva@mail.ru](mailto:i.ualiyeva@mail.ru)

In this paper the questions of the building of the dynamic models of multimass mechanisms with essential (finite elastic movements) elastic links are considered. The models of the chain transfer systems with fixed and free ends are presented.

**Keywords:** dynamic model, mechanism, elastic links, multi-mass system.

Во многих быстроходных машинах-автоматах применяются шарнирно-стержневые или кулачково-рычажные механизмы с существенно упругими (конечные линейные деформации) звеньями. Раскручивания деформированных валов и расжатия упругих пружин осуществляются под действием потенциальных энергий деформированных упругих тел. Движение таких исполнительных механизмов в этом переходном процессе, где осуществляется заданная технологическая работа, не зависит от движения двигателя. Эти механизмы носят название – механизмы независимого движения [1]. В данной статье приводятся некоторые принципы составления математических моделей передаточных и исполнительных механизмов независимого движения с существенно упругими звеньями. Полный цикл движения этих механизмов рассматривается как отдельные периоды, в которых упругие звенья представляются как связи, так и источники движения. Необходимо отметить, что в каждом периоде движения изменяются класс механизма, число подвижных звеньев и кинематических пар, характер изменения внешних нагрузок и сил сопротивления. Таким образом, как показано в [2], указанные механизмы независимого движения являются механизмами переменной структуры с упругими звеньями и связями.

В работе [2] впервые сформулирована обратная задача динамики механизмов с существенно упругими звеньями, получено аналитическое решение уравнения движения. Решение обратной задачи позволяет автоматизировать построение математических моделей многомассовых систем без проведения предварительных расчетно-экспериментальных исследований по определению центра масс и моментов инерции деталей многозвенных механизмов. Инерционные параметры механизмов независимого движения определяются как решение обратной задачи динамики и используются при составлении дифференциальных уравнений движения звена привода.

Исследование движения механизмов и машин связано с построением сложных моделей механических систем. Составление дискретных моделей многомассовых механических систем начинается с выделения инерционных и упругих элементов. Учет различных видов нелинейности, упругости элементов механической системы решается в каждом конкретном случае, исходя из целей изучения динамических процессов. Зачастую сначала учитывают податливость валов и упругих муфт на кручение, податливость шпоночных, шлицевых и фланцевых соединений, гибких связей в ременных и цепных передачах. При необходимости дальнейшего уточнения модели учитывают податливость зубчатых зацеплений, винтовых и червячных передач и трение в кинематических парах. Будем предполагать, что все эти элементы обладают «линейными» характеристиками, т.е. при их деформации возникают упругие силы или моменты, пропорциональные деформации, и диссипативные силы или моменты, пропорциональные скорости деформации. Жесткости упругих элементов определяют экспериментально или рассчитывают по известным формулам. При таком выделении упругих элементов инерционные элементы обычно оказываются системами с одной степенью свободы. Это - либо твердые тела, вращающиеся вокруг неподвижной оси или движущиеся поступательно, либо механизмы с жесткими звеньями. В простых цепных моделях будем нумеровать инерционные элементы, начиная от двигателя, при этом выходному звену роторного двигателя присваивается нулевой номер. Жесткости  $c$  и коэффициенты сопротивления  $b$  упругих элементов снабжаются двойными индексами, образуемыми номерами соединяемых инерционных элементов. В качестве обобщенных координат условимся выбирать.

а) для твердых тел - угол поворота или абсолютное перемещение;

б) для механизмов с жесткими звеньями - угловую или линейную координату входного звена механизма.

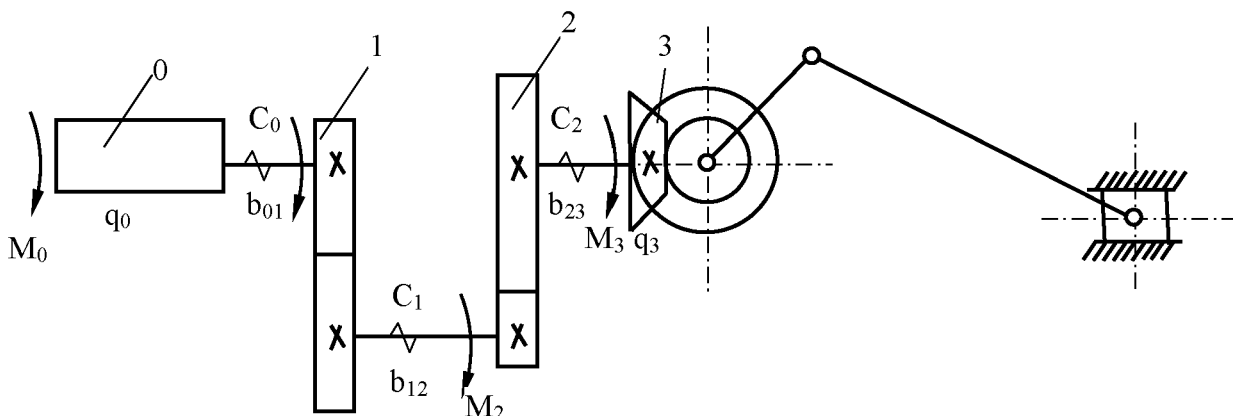


Рисунок 1. Обобщенные координаты многомассовой динамической модели

Пример разделения механической системы на инерционные элементы показан на рис. 1. Здесь система разделена упругими элементами на четыре инерционных элемента: ротор двигателя 0, зубчатые передачи 1 и 2, механизм с жесткими звеньями 3, состоящий из конической передачи и кривошипно-ползунного механизма. В

качестве обобщенных координат этой системы с четырьмя степенями свободы выбираются угол поворота ротора  $q_0$ , углы поворота ведущих колес зубчатых передач  $q_1$  и  $q_2$ , и угол поворота  $q_3$  выходного звена механизма 3.

На рис. 2 приведена динамическая модель машины с четырехцилиндровым двигателем, в которой

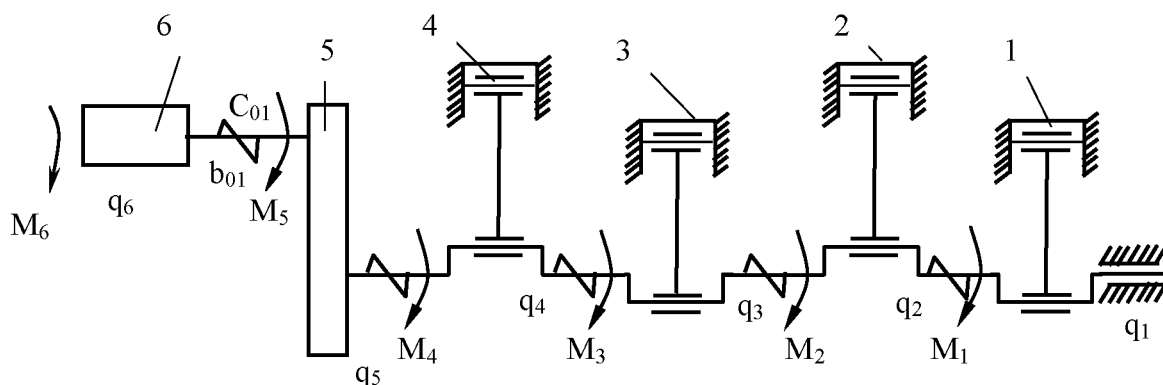


Рисунок 2. Динамическая модель машины с четырехцилиндровым двигателем

учитывается податливость участков коленчатого вала, соединяющего двигатель с исполнительным механизмом. Инерционными элементами здесь являются кривошипно-ползунные механизмы 1-4, зубчатая передача 5 и вращающееся исполнительное звено 6. Обобщенные координаты  $q_1 - q_4$  – углы поворота кривошипов коленчатого вала. Нулевая масса в этой модели отсутствует.

Обобщенные координаты механической системы могут выбираться различными способами. Например, положение механической системы, показанной на рис.1, можно определить заданием координаты  $q_0$  и «деформационных» координат

$$\theta_{01} = q_1 - q_2; \quad \theta_{12} = q_2 - q_1 i_1^{-1}; \quad \theta_{23} = q_3 - q_2 i_2^{-1},$$

где  $i_1$  и  $i_2$  – передаточные отношения соответствующих зубчатых передач. Введенные таким образом деформационные координаты определяют углы закручивания упругих элементов, соединяющих инерционные элементы системы. Переход от обобщенных координат  $q_s$  к координатам  $\theta_{s-1,s}$  оказывается удобным при проведении расчетов на ЭВМ, поскольку в этом случае малые деформации определяются непосредственно, а не как разности больших перемещений [3].

Будем предполагать, что ротор двигателя может рассматриваться как вращающееся твердое тело, а входные звенья всех инерционных элементов связаны с ротором механизмами с линейными функциями положения. Пусть  $i_{0s}$  – передаточное отношение, связывающее ротор с входным звеном  $s$ -го инерционного элемента. Обобщенной координатой  $s$ -го инерционного элемента, приведенной к ротору, будет называться величина

$$\varphi_s = i_{0s} q_s, \tag{1}$$

где  $q_s$  – абсолютная координата.

Для системы, показанной на рис. 1, приведенными координатами будут  $\varphi_0 = q_0$ ;  $\varphi_1 = q_1 i_{01}$ ;  $\varphi_2 = q_2 i_{02} = q_2 i_{12}$ ;  $\varphi_3 = q_3 i_{03} = q_3 i_{12} i_{13}$ . Очевидно, что в машине с жесткими звеньями все приведенные углы поворота равны  $q_0$ . В системе с упругими элементами начало отсчета координат  $q$  выбирают таким образом, чтобы все  $\varphi_s$  равнялись  $q_0$  при недеформированных упругих элементах.

Составим уравнение движения механической системы в форме уравнений Лагранжа второго рода. Определим выражение для кинетической энергии системы. Пусть  $J_s$  – момент инерции  $s$ -го инерционного

элемента, приведенный к его входному звену, который может быть постоянным или являться функцией координаты  $q_s$ . В системе, показанной на рис. 1, приведенные моменты инерции  $J_0, J_1, J_2$  постоянны, а момент инерция  $J_s$  зависит от  $q_3$

$$T = \frac{1}{2} \sum_{s=0}^n J_s(q_s) \dot{q}_s^2, \tag{2}$$

где  $n$  – число инерционных элементов в механической системе, не считая ротора двигателя. Перейдем в (2) к приведенным координатам (1):

$$T = \frac{1}{2} \sum_{s=0}^n i_{0s}^{-2} J_s(i_{0s}^{-1} \varphi_s) \dot{\varphi}_s^2 = \frac{1}{2} \sum_{s=0}^n J_s^*(\varphi_s) \dot{\varphi}_s^2; \tag{3}$$

где  $J_s^*(\varphi_s) = i_{0s}^{-2} J_s(i_{0s}^{-1} \varphi_s)$  – момент инерции  $s$ -го элемента, приведенный к оси ротора.

Введем в рассмотрение  $n + 1$  – мерный вектор-столбец обобщенных координат

$$\varphi = \begin{pmatrix} \varphi_1 \\ \varphi_2 \\ \dots \\ \varphi_n \end{pmatrix} \tag{4}$$

и диагональную  $(n + 1) \times (n + 1)$  – матрицу

$$J = \begin{pmatrix} J_0^* & 0 & \dots & 0 \\ 0 & J_1^* & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & \dots & J_n^* \end{pmatrix} = \text{diag}(J_0^*, J_1^*, \dots, J_n^*) \tag{5}$$

Тогда выражение (5.3) может быть записано в виде:

$$T = \frac{1}{2} \dot{\varphi}^T J \dot{\varphi} = \frac{1}{2} \{ \dot{\varphi}^T \} \{ J \} \{ \dot{\varphi} \},$$

где индекс верхний  $T$  – знак транспонирования матрицы.

Активными силами, действующими в рассматриваемой системе, являются: а) упругие и диссипативные силы, возникающие при деформации упругих элементов; б) движущие силы, приводящиеся к движущему моменту  $M_0$ , приложенному к ротору двигателя; в) силы сопротивления, которые могут быть приложены как к  $n$ -му звену (силы, вызванные выполняемым технологическим процессом), так и к остальным инерционным элементам. Определим обобщенные силы, соответствующие всем этим активным силам. Для определения  $s$ -й обобщенной силы следует  $s$ -й обобщенной координате  $\varphi_s$  дать приращение  $\delta\varphi_s$  и определить работу активных сил на этом перемещении. Обобщенная сила определяется как отношение этой работы к  $\delta\varphi_s$  [4].

Рассмотрим силы, действующие на s-й инерционный элемент (рис 3). В общем случае это – механизм с жесткими звеньями, в соответствии с введенными обозначениями  $q_s$  – угол поворота его входного звена. Силы сопротивления, приложенные к звеньям этого механизма, могут быть сведены к обобщенной силе сопротивления – приведенному моменту  $M_s$ . Следуя принятым допущениям, будем полагать, что он является функцией от  $q_s, \dot{q}_s$ . Входное звено s-го инерционного элемента связано упругим элементом с выходным звеном s – 1-го инерционного элемента. В соответствии со сделанными выше предположениями угол поворота выходного звена s – 1-го элемента может быть получен делением угла поворота  $q_{s-1}$  его входного звена на передаточное отношение s – 1-го механизма, равное  $i_{0s}/i_{0,s-1}$ . Деформация упругого элемента, соединяющего s-й и s-1 – й инерционные элементы, определяется

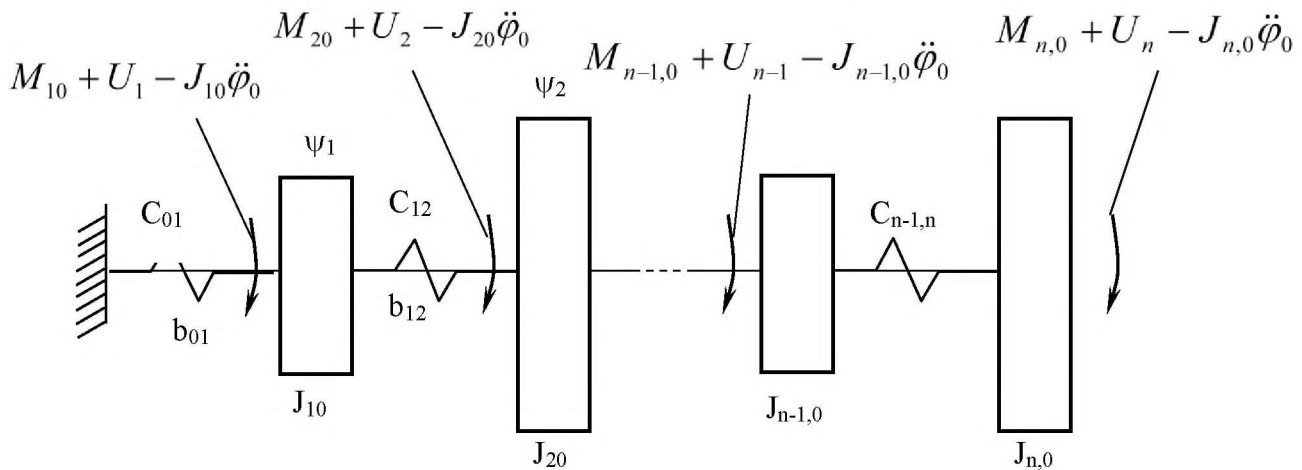


Рисунок 3. Приведенная модель системы с закрепленным концом

$$\theta_{s-1,s} = q_{s-1}i_{0,s-1}/i_{0s} - q_s. \tag{6}$$

Моменты упругих и диссипативных сил, возникающих в этом элементе, определяем по формуле:

$$\begin{aligned} M_{s-1,s} &= c_{s-1,s}(q_{s-1}i_{0,s-1}/i_{0s} - q_s) + b_{s-1,s}(\dot{q}_{s-1}i_{0,s-1}/i_{0s} - \dot{q}_s) = \\ &= [c_{s-1,s}(\varphi_{s-1} - \varphi_s) + b_{s-1,s}(\dot{\varphi}_{s-1} - \dot{\varphi}_s)]/i_{0s} \end{aligned} \tag{7}$$

Момент в упругом элементе, соединяющем s-й и s+1-й элементы, находим из выражения

$$\begin{aligned} M_{s,s+1} &= c_{s,s+1}(q_{s+1} - q_s i_{0,s}/i_{0,s+1}) + b_{s,s+1}(\dot{q}_{s+1} - \dot{q}_s i_{0,s}/i_{0,s+1}) = \\ &= [c_{s,s+1}(\varphi_{s+1} - \varphi_s) + b_{s,s+1}(\dot{\varphi}_{s+1} - \dot{\varphi}_s)]/i_{0,s+1} \end{aligned} \tag{8}$$

Изменению приведенного угла поворота на  $\delta\varphi_s$  соответствует поворот входного звена s-го инерционного элемента на  $\delta q_s = \delta\varphi_s i_{0s}^{-1}$ , а выходного звена –  $\delta\varphi_s i_{0,s+1}^{-1}$ . Тогда работа всех сил на взаимном перемещении  $\delta\varphi_s$  будет

$$\delta W = i_{0s}^{-1}[M_s(q_s, \dot{q}_s)\delta\varphi_s + M_{s-1,s}\delta\varphi_s] + M_{s,s+1}\delta\varphi_s i_{0,s+1}^{-1}.$$

Обобщенная сила определяется из следующего выражения

$$\begin{aligned}
 Q_s &= i_{0s}^{-1} [M_s(q_s, \dot{q}_s) + M_{s-1,s}] + i_{0,s+1}^{-1} M_{s,s+1} = \\
 &= i_{0s}^{-1} M_s(\varphi_s i_{0s}^{-1}, \dot{\varphi}_s i_{0s}^{-1}) + c_{s-1,s} i_{0s}^{-2} (\varphi_{s-1} - \varphi_s) + \\
 &+ b_{s-1,s} i_{0s}^{-2} (\dot{\varphi}_{s-1} - \dot{\varphi}_s) + c_{s,s+1} i_{0,s+1}^{-2} (\varphi_{s+1} - \varphi_s) + \\
 &+ b_{s,s+1} i_{0,s+1}^{-2} (\dot{\varphi}_{s+1} - \dot{\varphi}_s) = M_s^*(\varphi_s + \dot{\varphi}_s) + c_{s-1,s}^* (\varphi_{s-1} - \varphi_s) + \\
 &+ b_{s-1,s}^* (\dot{\varphi}_{s-1} - \dot{\varphi}_s) + c_{s,s+1}^* (\varphi_{s+1} + \varphi_s) + b_{s,s+1}^* (\dot{\varphi}_{s+1} - \dot{\varphi}_s).
 \end{aligned} \tag{9}$$

$$\text{где } M_s^*(\varphi_s, \dot{\varphi}_s) = i_{0s}^{-1} M_s(\varphi_s i_{0s}^{-1}, \dot{\varphi}_s i_{0s}^{-1}) \tag{10}$$

При  $s = 0$  в (10) вместо  $M_s^*$  следует подставлять движущий момент  $M_0$ , зависимость которого от параметров движения определяется характеристикой двигателя.

Параметры

$$\left. \begin{aligned}
 c_{s-1,s}^* &= c_{s-1,s} i_{0s}^{-2}; & c_{s,s+1}^* &= c_{s,s+1} i_{0,s+1}^{-2}; \\
 b_{s-1,s}^* &= b_{s-1,s} i_{0s}^{-2}; & b_{s,s+1}^* &= b_{s,s+1} i_{0,s+1}^{-2};
 \end{aligned} \right\} \tag{11}$$

представляют собой приведенные к ротору жесткости и коэффициенты сопротивления.

Составим уравнение движения системы в форме уравнений Лагранжа второго рода

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_s} - \frac{\partial T}{\partial \varphi_s} = Q \tag{12}$$

Подставляя в (12) выражения (3) и (9), получаем:

$$\begin{aligned}
 J_s^*(\varphi_s) \ddot{\varphi}_s + \frac{1}{2} \frac{dJ_s^*}{d\varphi_s}(\varphi_s) \dot{\varphi}_s^2 &= c_{s-1,s}^* (\varphi_{s-1} - \varphi_s) + \\
 + b_{s-1,s}^* (\dot{\varphi}_{s-1} - \dot{\varphi}_s) + c_{s,s+1}^* (\varphi_{s+1} - \varphi_s) + b_{s,s+1}^* (\dot{\varphi}_{s+1} - \dot{\varphi}_s) + M_s^*(\varphi_s, \dot{\varphi}_s)
 \end{aligned} \tag{13}$$

( $s = 1, \dots, n$ );

$$J_0 \ddot{\varphi}_0 + c_{01}(\varphi_0 - \varphi_1) + b_{01}(\dot{\varphi}_0 - \dot{\varphi}_1) = M_0 \tag{14}$$

В последнем уравнении учтено, что при роторном двигателе  $J_0^*(q_0) = J_0 = const$ .

Присоединив к уравнениям (13) и (14) характеристику двигателя, получим систему уравнений движения упругой машины. Выбрав характеристику двигателя в виде [5], имеем

$$\tau \dot{M}_0 + M_0 = M_{ct}(u, \varphi_0, \dot{\varphi}_0) \tag{15}$$

Приведем уравнение движения к форме, удобной для применения метод возмущений метода [6]. Переменные моменты инерции представим в следующем виде:

$$J_S^* J_{S0}^* + \tilde{J}_S^*(\varphi_S); \quad J_{S0}^* = (2\pi i_{0S})^{-1} \int_0^{2\pi i_{0S}} J_S^*(\varphi_S) d\varphi_S, \quad (16)$$

где  $J_S^*(\varphi_S)$  – периодическая функция  $\varphi_S$  с периодом  $2\pi i_{0S}$ , что соответствует периоду  $2\pi$  функции  $J_S(q_S)$ . Моменты сил имеют следующий вид:

$$M_S^*(\varphi_S, \dot{\varphi}_S) = M_{S0}^*(\dot{\varphi}_S) + \tilde{M}_S^*(\varphi_S, \dot{\varphi}_S) \quad (17)$$

$$M_{S0}^* = (2\pi i_{0S})^{-1} \int_0^{2\pi i_{0S}} M_S^*(\varphi_S, \dot{\varphi}_S) d\varphi_S;$$

$$M_{CT} = M_{ДО}(u, q_0) + \tilde{M}_{CT}(u, \dot{q}_0, q_0); \quad (18)$$

$$M_{ДО} = (2\pi)^{-1} \int_0^{2\pi} M_{CT}(u, \dot{q}_0, q_0) dq_0.$$

С учетом (16) - (18) перепишем уравнения (13) - (15) таким образом:

$$\begin{aligned} J_S^* \ddot{\varphi}_S + b_{s-1,s}^* (\dot{\varphi}_S - \dot{\varphi}_{s-1}) + b_{s,s+1}^* (\dot{\varphi}_S - \dot{\varphi}_{s+1}) + c_{s-1,s}^* (\varphi_S - \varphi_{s-1}) + \\ + c_{s,s+1}^* (\varphi_S - \varphi_{s+1}) - M_{S0}^*(\dot{\varphi}_S) = -\tilde{J}_S^*(\varphi_S) \ddot{\varphi}_S - \frac{1}{2} \frac{d\tilde{J}_S^*}{d\varphi_S}(\varphi_S) \dot{\varphi}_S^2 + \\ + \tilde{M}_S^*(\varphi_S - \dot{\varphi}_S) \quad (s = 1, \dots, n); \end{aligned} \quad (19)$$

$$J_0 \ddot{\varphi}_0 + b_{01}(\dot{\varphi}_0 - \dot{\varphi}_1) + c_{01}(\varphi_0 - \varphi_1) = M_0 \quad (20)$$

$$\pi \dot{M}_0 + M_0 - M_{ДО}(u, \dot{\varphi}_0) = \tilde{M}_{CT}(u, \dot{\varphi}_0, \varphi_0) \quad (21)$$

В дальнейшем будем опускать звездочки в обозначениях приведенных характеристик и приведенных параметров системы, входящих в уравнение (19).

Уравнения (19) и (20) могут быть записаны как одно векторное уравнение

$$J\ddot{\varphi} + B\dot{\varphi} + C\varphi = M(u, \varphi) + U(u, \varphi, \dot{\varphi}, \ddot{\varphi})$$

$$J = \text{diag}(J_0, J_{10}, \dots, J_{n0}) \quad (22)$$

Уравнения (19) и (20) описывают движение многомассовой механической системы с упругими звеньями.

#### Список литературы

1. Джолдасбеков У.А., Уалиев Г. Совершенствование механизмов прокладывания утка ткацких станков СТБ. - М.: Легпромбыгиздат. - 1986. -192с.
2. Уалиев Г., Уалиев З.Г. Математическое моделирование динамики механических систем нелинейными характеристиками, Алматы, 2007 г., -332 с.
3. Коловский М.З. Динамика машин // Л.Машиностроение. – 1989. - 263с.

4. Бухгольц Н.И. Основной курс теоретической механики. - Т.1,2. М.: -1967. -468с.
5. Вульфсон И.И. Колебания машин с механизмами циклового действия. - Л.: - 1990. -240с.
6. Гантмахер Ф.Р. Лекции по аналитической механике. - М.: -1960. -296с.

#### References

1. Djoldasbekov U.A., Ualiev G. Perfection of mechanisms of laying duck of looms STB. - М.: Легпромбытиздат. - 1986. -192с.
2. Ualiev G., Ualiev Z.G. Mathematical design of dynamics of the mechanical systems by nonlinear descriptions, Almaty, 2007, - 332 p.
3. Kolovskiy M.Z. Dynamics of machines // of L.Mashinostroenie. - 1989. - 263с.
4. Buhgolc N.I. Basic course of theoretical mechanics. - Т.1, 2. М.: - 1967. -468с.
5. Vulfson I.I. Vibrations of machines with the mechanisms of sequencing action. - Л.: - 1990. -240с.
6. Гантмахер Ф.Р. Lectures on analytical mechanics. - М.: - 1960. -296с.

УДК 675.05.08.002

### МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА РАБОТЫ АДАПТИВНОГО УСТРОЙСТВА ДЛЯ МЕЗДРИЛЬНЫХ И СТРОГАЛЬНЫХ МАШИН

*Баубеков Сабит Жумабаевич, д.т.н., профессор, Таразский инновационный гуманитарный институт, проректор по науке, город Тараз, Толеби 61, 080000, Казахстан*

*Байешов Бакыт Турмаханович, к.т.н., доцент кафедры ТКиЛП и Дизайн, Таразский государственный университет им. М. Х. Дулати, город Тараз, Толеби 60, 080000, Казахстан, e-mail: bayeshov\_baxa@mail.ru*

*Байешов Бекжан Бакытович, магистрант кафедры ТКиЛП и Дизайн, Таразский государственный университет им. М. Х. Дулати, город Тараз, Толеби 60, 080000, Казахстан, e-mail: 4e\_love\_kaa@mail.ru*

В статье приведены результаты разработки адаптивного устройства для мездрения шкурок средних размеров. Проведенные исследования позволили составить математическую модель процесса работы адаптивного устройства, обеспечивающего равномерное усилие прижатия полуфабриката во время процесса его транспортирования к кожевому валу. Применение разработанной адаптивной системы позволяет произвести моделирование процесса опознавания неровностей обрабатываемой поверхности кожевой ткани шкурки, что имеет практическую значимость и новизну. Найденные математические зависимости дают возможность управлять процессом работы адаптивной системы при мездрении и добиваться улучшения качества процесса мездрения.

**Ключевые слова:** Адаптивное устройство для мездрильных машин, кожевая ткань, процесс мездрения, АЦП(аналоговый цифровой преобразователь) и ножевой вал

### MATHEMATICAL MODELING OF THE ADAPTIVE FLESHING DEVICES AND MACHINES STROGOLNYH

*Baubek Sabit Zhumabaevich, Professor, Taraz innavatsionny Humanities Institute, vice-rector for science, Taraz, Tolebi 61, 080000, Kazakhstan*

*Bayeshov Bakyt Turmahanovich, Ph.D., Associate Professor, Department of Design and TKiLP, Taraz State University im.M, H.Dulati, Taraz, Tolebi 60, 080000, Kazakhstan, e-mail: bayeshov\_baxa@mail.ru*

*Bayeshov Bekzhan Bakytovich, graduate student, Department of Design and TKiLP, Taraz State University im.M, H.Dulati, Taraz, Tolebi 60, 080000, Kazakhstan, e-mail: 4e\_love\_kaa@mail.ru*

The article presents results of the development in adaptive devices to take the bones out of inner side skin middle size. The carried out researches have allowed making a mathematical model of the process in adaptive devices that ensure equal effort of pressing for semi-finished products during the process of transportation to skins shaft. Application of the adaptive system allows producing the simulation of process the identification roughness of processed surface of the skin, which is of practical importance and novelty. Found the mathematical dependences give the opportunity to manage the process working of the adaptive system with and to improve the quality of the process devices to take the bones out of inner side skin.

**Keywords:** Adaptive device for fleshing machines, leather fabric, the process of fleshing, ADC (analog digital probrozovatel) and the blade shaft

Вследствие того, что в Казахстане преобладает мелкотоварное производство животноводческой продукции, в объеме перерабатываемой отрасли значительную долю сырья составляют шкурки средних размеров.