

УДК 621.01.03
ББК 34.4

ИССЛЕДОВАНИЕ ЗАКОНА ДВИЖЕНИЯ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА С УЧЕТОМ ДЕФОРМАЦИЙ КОНСТРУКТИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Ю.И. Подгорный¹, А.В. Кириллов¹, О.В. Максимчук²

¹Новосибирский государственный технический университет
630090, г. Новосибирск, пр. К.Маркса, 20

E-mail: ptm_ngtu@mail.ru

²Новосибирский технологический институт (филиал) Московского государственного университета дизайна и технологии,
630099, г. Новосибирск, ул. Потанинская, 5

E-mail: kirillovalvs@mail.ru, ovmak@mail.ru

Рассматриваются вопросы усовершенствования закона движения кулачкового механизма. Целью работы является корректировка закона движения кулачкового механизма на основе анализа существующего закона движения с точки зрения энергетического баланса от действия различных факторов. В работе предлагается алгоритм корректировки закона движения, позволяющий учитывать энергию деформации механизма и элементов, с которыми он контактирует, на примере батанного механизма ткацкой машины. Для снижения величины работы сил, затрачиваемой на деформации конструктивных элементов, осуществлены конструктивные мероприятия по увеличению жесткости несущей системы и элементов батанного механизма. В результате проведенных исследований предложен новый закон движения механизма, позволяющий снизить энергетические потери практически в 2 раза по сравнению с серийным законом, а также уменьшить величину контактных напряжений в паре «кулачок – ролик».

Ключевые слова: кулачковый механизм, коромысло, ролик, дисковый кулачок, закон движения, деформации конструктивных элементов.

Применение кулачковых механизмов, осуществляющих прерывистые движения ведомых частей, ставит задачу всестороннего и полного изучения закономерностей движения рабочих органов. Решение этой задачи становится особенно актуальным в связи с энергетическими затратами для момента осуществления технологической операции, а также для механизмов, работающих в условиях повышенных динамических режимов. В связи с этим при синтезе кулачковых механизмов предлагается учитывать деформации конструктивных элементов, с которыми взаимодействует их ведомое звено.

В настоящее время синтез законов движения кулачковых механизмов производится без учета энергии деформации их конструктивных элементов. Действие технологической нагрузки для механизмов данного типа приходится,

Юрий Ильич Подгорный (д.т.н., проф.), кафедра «Проектирование технологических машин».

Александр Всеволодович Кириллов (к.т.н., доц.), кафедра «Проектирование технологических машин».

Ольга Владимировна Максимчук (к.т.н., доц.), кафедра «Информационные технологии».

главным образом, на отрицательные участки графика ускорений. Энергия, которая расходуется на преодоление полезных сопротивлений, также зависит от величины и характера нагрузок, от сил инерции, развиваемых кулачковым механизмом.

Объектом исследования был выбран механизм прибора уточных нитей бесчелночного ткацкого станка типа СТБ (батанный механизм). Анализ кинематических характеристик этого механизма, приведенный в работах [1, 2], указывает на наличие значительных отклонений (на графиках скоростей и ускорений) от тех законов, которые были заложены первоначально. Кроме того, следует отметить, что ведомое звено этого механизма (бердо) в момент прибора уточных нитей к опушке ткани посредством нитей основы и сформированной ткани воздействует на целый ряд элементов ткацкой машины. Это приводит к возникновению значительных деформаций элементов самого батанного механизма и элементов, с которыми контактируют нити основы и ткань.

Целью данной статьи является корректировка закона движения кулачкового механизма с учетом деформаций конструктивных элементов батанного механизма ткацкой машины.

Для достижения данной цели были поставлены и решены следующие задачи:

- 1) исследован существующий закон движения;
- 2) определена энергия деформации элементов ткацкой машины;
- 3) произведена корректировка закона движения механизма с учетом энергии деформации элементов машины.

Исследование существующего закона движения кулачкового механизма

Исследование кинематических характеристик проводилось для механизма прибора уточных нитей (батанный механизм) бесчелночных ткацких станков (СТБ), выпускаемых заводом-изготовителем серийно. Исследования проводились для выбранного закона, который представлен в виде таблицы профиля кулачка.

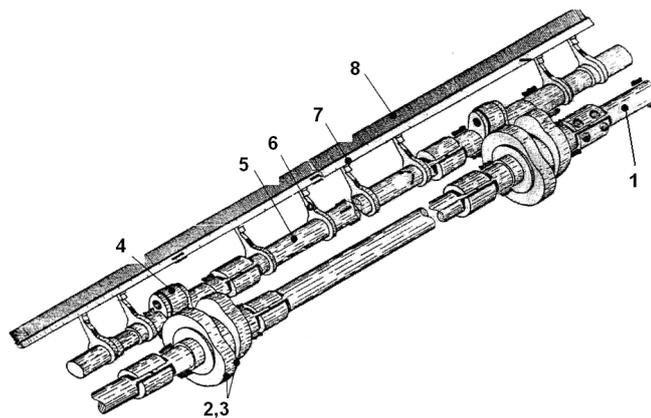


Рис. 1. Конструктивная схема кулачкового механизма

Конструкция кулачкового механизма представлена на рис. 1.

Кулачковый механизм (см. рис. 1) работает следующим образом: ведомый вал 5 получает вращательное движение от кулачков 2, 3, укрепленных на

главном валу 1, и роликов 4. Кулачки сообщают возвратно-качательное движение валу 5, на котором закреплены лопасти 6 и брус 7, несущий бердо 8. Кинематическая схема механизма приведена на рис. 2.

Угол поворота $\psi(i)$ ведомого звена ВС определяется из выражения

$$\psi_i = \arccos\left(\frac{L^2 + A_k^2 - R_i^2}{2 \cdot L \cdot A_k}\right), \quad (1)$$

где R_i – текущее значение радиус-вектора профиля кулачка в соответствии с технической документацией [1], $A_k = 128,1$ мм; $L = 60$ мм.

На основании формулы (1) произведены расчеты углов качания ведомого звена, угловых скоростей и ускорений.

График угловых ускорений с учетом динамического характера нагрузки, учитывающий возбуждение колебаний в связи с наличием зазора в паре «кулачок – ролик», приведен на рис. 3.

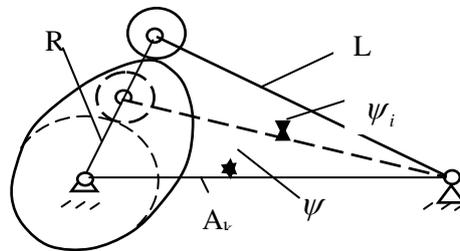


Рис. 2. Схема к определению угла поворота ведомого звена кулачкового механизма (приборя уточных нитей)

С целью получения нового закона движения кулачкового механизма был проведен анализ существующего закона движения с точки зрения уравнения энергетического баланса. Анализ был проведен при частоте вращения главного вала $n = 400$ мин⁻¹ и выработке джинсовой ткани саржевого переплетения 3/1 с усилием приборя $P_{пр} = 5210$ Н.

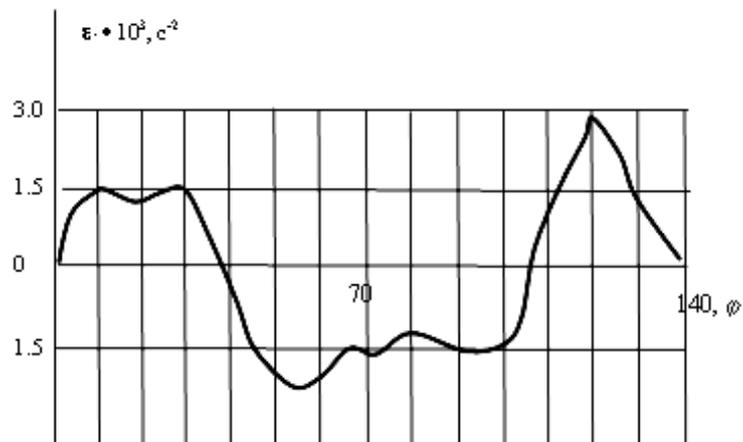


Рис. 3. Ускорения кулачкового механизма (приборя уточных нитей)

Для расчета энергетического баланса определялись работы движущих сил, сил инерции и сил полезных сопротивлений. Работа движущих сил на ведомом валу определяется по формуле

$$A_{DV} = \int_0^{\varphi} M_{VEDV}(\varphi) d\varphi, \quad (2)$$

где $M_{VEDV}(\varphi)$ – момент движущих сил на ведомом (подбатанном) валу, определяемый по формуле

$$M_{VEDV}(\varphi) = \frac{M_{GV}}{\Pi'(\varphi)}. \quad (3)$$

В выражении (2) M_{GV} – момент движущих сил на главном валу, определяемый в виде

$$M_{GV}(\varphi) = \frac{N_{GV}}{\omega_{GV}}, \quad (4)$$

где N_{GV} – мощность на главном валу, определяемая в зависимости от мощности электродвигателя и коэффициента полезного действия клиноременной передачи;

ω_{gv} – угловая скорость вращения главного вала.

В выражении (3) $\Pi'(\varphi)$ – первая передаточная функция, определяемая в соответствии с выражением [3]

$$\Pi'(\varphi) = \frac{\omega_{VEDV}}{\omega_{GV}}. \quad (5)$$

Графики зависимости моментов движущих сил на главном валу (без учета неравномерности вращения вала) и ведомом валу от угла поворота приведены на рис. 4.

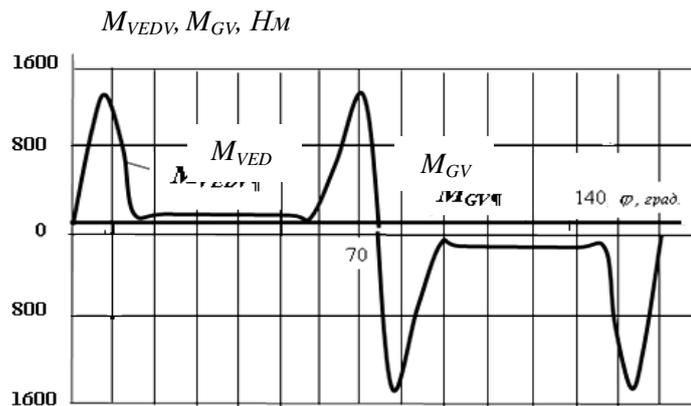


Рис. 4. Графики зависимости моментов движущих сил от угла поворота кулачка

Работа сил инерции определяется в соответствии с выражением

$$A_{IN} = \int_0^{\varphi} M_{IN}(\varphi) d\varphi, \quad (6)$$

где $M_{IN}(\varphi)$ – момент сил инерции, определяемый по формуле

$$M_{IN}(\varphi) = I_{PR} \cdot \varepsilon(\varphi). \quad (7)$$

График зависимости момента сил инерции от угла поворота главного вала приведен на рис. 5.

Графики зависимости работ движущих сил и сил инерции от угла поворота главного вала приведены на рис. 6.

Работа сил полезных сопротивлений определяется в форме

$$A_{PS} = \int_0^{\varphi} M_{PS}(\varphi) d\varphi. \quad (8)$$

График суммарной работы движущих сил, сил инерции, сил полезных сопротивлений и деформаций конструктивных элементов представлен на рис. 7.

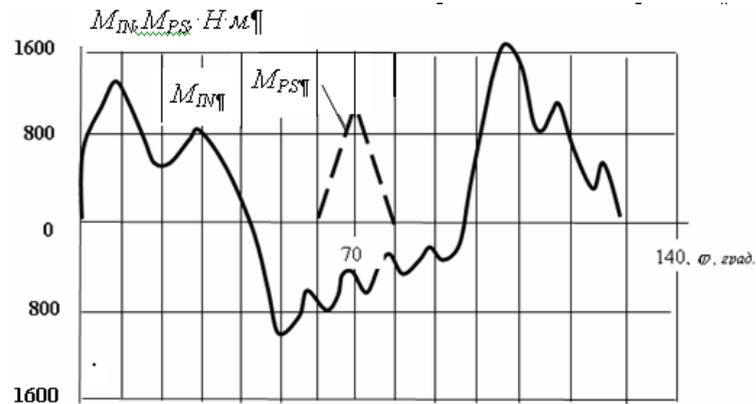


Рис. 5. Графики зависимости моментов сил инерции ведомого звена механизма и момента сил полезных сопротивлений

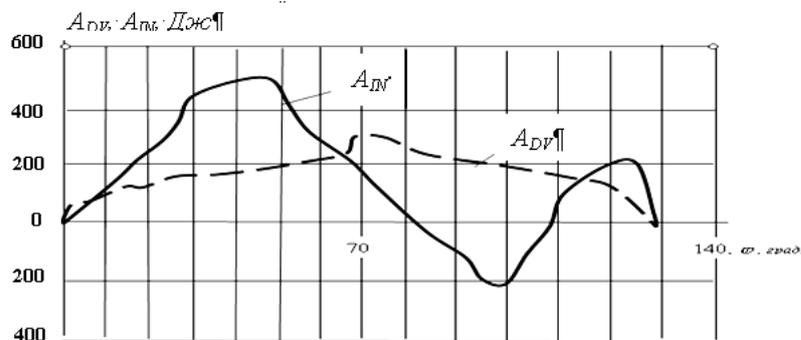


Рис. 6. Графики зависимости работ движущих сил на ведомом валу и сил инерции для механизма от угла поворота главного вала для базового закона движения

Корректировка закона движения кулачкового механизма

Работа сил, затраченная на деформации элементов системы батана, нитей основы, несущей системы и элементов станка, с которыми контактируют нити и ткань (скальная система), определялась с помощью графиков, приведенных на рис. 5 и 6. Графики зависимости суммарной работы движущих сил и сил инерции, работ сил полезного сопротивления и деформаций вышеуказанных элементов от угла поворота главного вала представлены на рис. 7. График суммарной работы приведен на рис. 8.

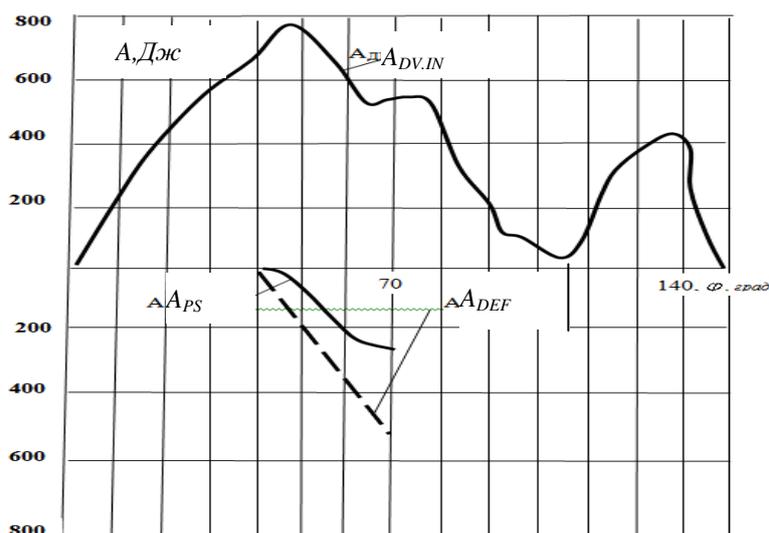


Рис. 7. Графики зависимости суммарной работы движущих сил на подбатанном валу и сил инерции, работ сил полезного сопротивления и деформации батанного механизма и несущей системы от угла поворота главного вала для базового закона движения

Как видно из графика на рис. 8, имеется такой интервал угла поворота главного вала, в пределах которого суммарная работа меньше нуля, поэтому на данном участке работы механизма возможны перегрузки в работе двигателя, что отрицательно сказывается на качестве вырабатываемого продукта. Это особенно актуально при выработке плотных тканей, для получения которых необходимо большое усилие прибора (более 500 кгс), причем с ростом усилия прибора растет величина работ сил полезных сопротивлений и работ сил, расходуемой на деформации элементов батанного механизма, несущей и скальной систем.

С целью уменьшения энергетических потерь при работе механизма и уменьшения контактных напряжений в паре «кулачок – ролик» был скорректирован закон движения механизма, график которого представлен на рис. 9.

Для снижения величины работы сил, затрачиваемой на деформации конструктивных элементов, также были осуществлены конструктивные мероприятия по увеличению жесткости несущей системы и элементов батанного механизма, позволившие уменьшить величину работы деформации в 2,26 раза. График суммарной работы для скорректированного закона движения с учетом вышеуказанной модернизации конструкции несущей системы и батанного механизма приведен на рис. 10.

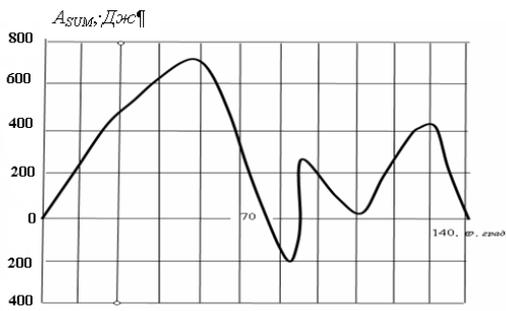


Рис. 8. График зависимости суммарной работы на подбатанном валу от угла поворота главного вала для базового закона движения

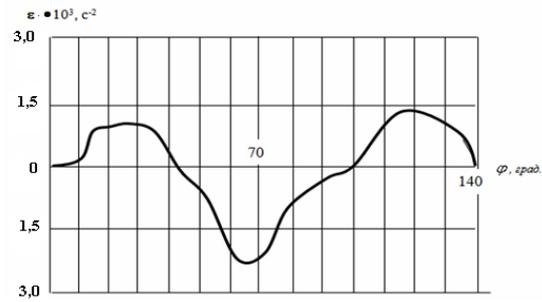


Рис. 9. График скорректированного закона ускорений

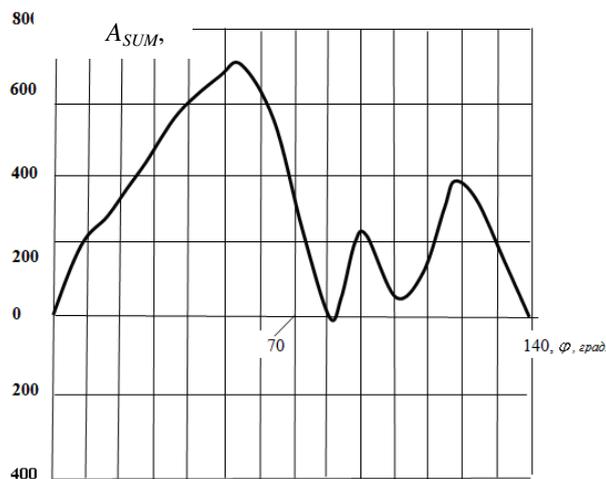


Рис. 10. График зависимости суммарной работы на подбатанном валу от угла поворота главного вала для скорректированного закона движения

Заключение

1. В результате проведенных исследований установлено, что работа сил инерции батанного механизма в интервале 0-80 градусов угла поворота главного вала превосходит по величине работу движущих сил; в интервале 70-140 градусов работа сил инерции меняет знак.
2. Для момента приобоя уточных нитей суммарная величина работы сил полезных сопротивлений и деформаций конструктивных элементов превосходит величину суммарной работы движущих сил и сил инерции, что в конечном итоге приводит к увеличению динамических нагрузок в паре «кулачок – ролик».
3. Скорректирован закон движения ведомого звена батанного механизма ткацкой машины, что позволяет снизить энергетические потери практически в 2 раза по сравнению с серийным законом, а также уменьшить величину контактных напряжений в паре «кулачок – ролик».

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Подгорный Ю.И.* Исследование и синтез законов движения кулачковых механизмов: Монография / *Ю.И. Подгорный, А.В. Кириллов, О.В. Максимчук, М.В. Лукин.* – Новосибирск: Изд. НГПУ, 2011. – 219 с.
2. *Подгорный Ю.И.* Проектирование механизмов с использованием пакетов прикладных программ: Учеб.-метод. пособие / *Ю.И. Подгорный, А.В. Кириллов, О.В. Максимчук, В.В. Крашенинников, В.М. Потапов* // Допущ. УМО по профессионально-педагогическому образованию для студентов вузов, обучающихся по специальности «Профессиональное обучение (машиностроение и технологическое оборудование)». – Новосибирск: Изд. НГПУ, 2012. – 187 с.
3. *Фролов К.В.* Теория механизмов и механика машин: учебник для вузов: рек. Министерством образования РФ / *К.В. Фролов, С.А. Попов, А.К. Мусатов* и др.; под ред. К.В. Фролова. – М.: Высшая школа, 2005. – 496 с.: ил.

Статья поступила в редакцию 24 февраля 2014 г.

INVESTIGATION OF THE CAM MECHANISM MOTION LAW WITH STRUCTURAL ELEMENTS DEFORMATIONS

Yu.I. Podgorny¹, A.V. Kirillov¹, O.V. Maksimchuk²

¹ Novosibirsk State Technical University
20, K. Marksa pr., Novosibirsk, 630090, Russian Federation

² Novosibirsk Technological Institute (branch)
5, Potaninskaya, Novosibirsk, 630099, Russian Federation

Improvements of cam-gear motion law are examined in the paper. The goal of the study is to adjust the cam-gear motion law on the basis of existing motion law analysis to balance the action of different factors. Today the synthesis of cam-gear motion law is produced without the account of the deformation energy of structural elements. The algorithm for correction the motion law taking into the account the deformation energy of the cam-gear and contacting elements is suggested in the paper using a slay mechanism of a weaving machine as an example. Structural modifications increasing the rigidity of load-carrying system and slay mechanism elements are carried on to diminish the forces required to deform the construction elements. As a result of the research, a new motion law of the mechanism is proposed. It allows to decrease power loss twice during the work of the mechanism compared to the existing law and to decrease contact tensions in a fist-roller pair.

Keywords: *cam-gear, yoke, roller, disk fist, law of motion, deformations of structural elements.*

*Yury I. Podgorny (Dr. Sci. (Techn.)), Professor.
Alexander V. Kirillov (Ph.D. (Techn.)), Associate Professor.
Olga V. Maksimchuk (Ph.D. (Techn.)), Associate Professor.*