DOI: 10.65322/j.srd.03172026.15

УДК 621.87.068-675

СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ КОМБИНИРОВАННОГО ПЕРЕДАТОЧНОГО МЕХАНИЗМА ДЛЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

Рахмонов Х.Н., *м.н.с,*
E-mail: xushnudbekraxmonov1994@gmail.com,
Турсунбоев Т.Л., *докторант,*
E-mail: tursunboyevlochinbek027@gmail.com
Институт механики и сейсмостойкости сооружений им. М.Т. Уразбаева,
Ташкент, Узбекистан

Аннотация. *Рассмотрен комбинированный передаточный механизм для вращающихся рабочих органов технологических машин, используемый в легкой промышленности. Изложены устройство и принцип работы разработанного комбинированного зубчато-рычажного цепного механизма, предназначенного для вращения рабочих органов отжимной машины вертикального типа. В передаточном механизме используются зубчатые колеса, звездочки, цепь, рычаги и другие. Данный передаточный механизм обеспечивает синхронность вращения рабочих органов технологической обрабатывающей машины. Следовательно, нагрузка, передаваемая на правую и левую поверхности обрабатываемого материала (сырья) распределяется одинаково по их контактным зонам. Таким образом, достигается равномерная обработка между вращающимися рабочими органами технологической машины. Определена степень подвижности (свободы) основных звеньев модификаций комбинированного зубчато-рычажного передаточного механизма.*

Abstract. *Abstract. A combined transmission mechanism for rotating working parts of technological machines used in the light industry has been considered. The structure and operating principle of the developed combined gear-lever chain mechanism, designed for rotating the working parts of a vertical-type pressing machine, are described. In the transmission mechanism, gear wheels, sprockets, chains, levers, and others are used. This transmission mechanism ensures the synchronous rotation of the technological machining machine's working parts. Consequently, the load transmitted to the right and left surfaces of the processed material (raw material) is distributed equally across their contact zones. Thus, uniform machining is achieved between the rotating working parts of the technological machine. The degree of mobility (freedom) of the main links in the modifications of the combined gear-lever transmission mechanism has been determined.*

Ключевые слова: *валковая пара, передаточный механизм, обрабатываемый материал, шарнир, зубчатое колесо, рычаг, цепь.*

Keywords: *roller pair, transmission mechanism, material being processed, hinge, gear wheel, lever, chain.*

Введение. Механизмы классифицируются следующим образом. Прежде всего, они делятся на низшие и высшие парные механизмы. Наиболее распространенные кинематические парные механизмы могут быть представлены рычажными, шестеренными и винтовыми механизмами.

При структурном анализе механизмов их соединения и кинематические пары определяют по их конструктивной схеме.

В зависимости от толщины материала, обрабатываемого на прессовой машине, расстояние между осями рабочих валов изменяется, в результате чего зубчатые колеса часто обрываются. Частые обрывы колес приводят к геометрическому скольжению между

DOI: 10.65322/j.srd.03172026.15

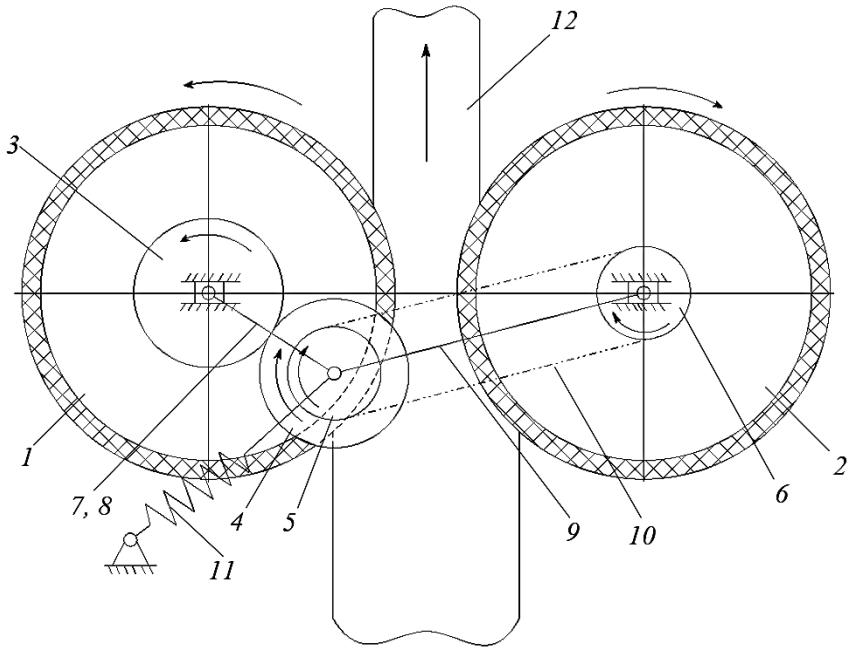
рабочими валами и обрабатываемым материалом, что снижает качество обрабатываемого материала и надежность технологической машины.

Зубчатые рычажные дифференциальные передаточные механизмы состоят из четырёх зубчатых передач, которые последовательно сцепляются друг с другом на рыхлительной машине ТМПХ 1800-К (Россия) [1].

Такой зубчатый рычажный дифференциальный передаточный механизм можно применять в валковых технологических машинах. Однако это приводит к увеличению потребления металла и резкому увеличению силы инерции в этих дифференциальных передаточных механизмах. Задача предлагаемого нами комбинированного зубчатого рычажного цепного дифференциального передаточного механизма заключается в передаче крутящего момента с одного рабочего вала на другой рабочий вал в технологических машинах вертикального типа и непрерывном обеспечении крутящего момента даже при изменении межосевого расстояния между этими рабочими валами.

Механизм является системой твердых тел. Механизмы бывают от простейших до сложных и имеют различное строение. Основные характеристики механизмов, такие как виды движений, способы их преобразования, количество степеней свободы, определяются их структурой [2-6].

Порядок работы межвалкового передаточного механизма валковой технологической машины вертикального типа следующий:



1,2-рабочие валы, 3,4-зубчатые колеса, 5,6-звездочки, 7,8,9-рычаги,
10-цепь, 11-пружина, 12-обрабатываемый материал

Рисунок 1. Схема зубчато-рычажного цепного дифференциального передаточного механизма для технологической машины вертикального типа

На рисунке 1 при прохождении обрабатываемого материала 12 между рабочими валами 1 и 2, кроме вращательного движения в зависимости от толщины материала, происходит поступательно-обратное движение относительно друг друга. Рычаги 7, 8, 9 связывают зубчатые колеса 3, 4 и звездочки 5, 6. Крутящий момент от вала 1 к валу передается через пару зубчатых колес 3 и 4. Зубчатое колесо 4 приходит в вращательное движение, а звездочка 5, закрепленная на одной оси с зубчатым колесом 4, также приходит

DOI: 10.65322/j.srd.03172026.15

в вращательное движение. Рычаг 9 обеспечивает межосевое расстояние цепной передачи. Через цепь 10 крутящий момент передается от звездочки 5 к звездочке 6. Приводится в движение звездочка 6, закрепленная на одном конце рабочего вала 2, одновременно с которой движется и вал 2. Предлагаемый передаточный механизм обеспечивает одинаковое количество передач при изменении расстояния между рабочими валами при передаче крутящего момента от одного рабочего вала к другому.

Разработаны модификации комбинированного зубчато-рычажного цепного дифференциального передаточного механизма для технологических машин вертикального типа. Дифференциальный механизм с комбинированной передачей относится к машиностроительной промышленности и может быть использован в технологических валковых машинах вертикального типа. В валковых машинах с переменным расстоянием между осями рабочих валов, работающих в кожевенном производстве, металлургии, строительстве и других отраслях промышленности, применяются различные передаточные механизмы между валами. Эти механизмы используются для передачи крутящего момента с одного рабочего органа на другой.

При структурном анализе механизмов по их структурной схеме определяются звенья и кинематические пары. Выявленные звенья нумеруются по порядку. По определению механизма в нем имеется только одно неподвижное звено. Механизмы с двумя и более ведущими звеньями называются дифференциальными механизмами [3-6].

Известно, что в современных технике и технологиях, если одно из звеньев кинематической цепи неподвижно и оно теряет пять степеней свободы в пространстве, то в плоскости теряет две степени свободы [3-6]. Следовательно, степень подвижности кинематической цепи с неподвижным звеном определяется следующим образом [3-5].

$$W = 6n - 5P_5 - 4P_4 - 3P_3 - 2P_2 - P_1. \quad (1)$$

где: W -степень свободы кинематической цепи; n -общее число звеньев, входящих в состав кинематической цепи; P_5-число кинематических пар класса V, входящих в кинематическую цепь; P_4-число кинематических пар IV класса, входящих в кинематическую цепь; P_3-число кинематических пар III класса, входящих в кинематическую цепь; P_2-число кинематических пар II класса, входящих в состав кинематической цепи; P_1-число кинематических пар класса I, входящих в состав кинематической цепи.

Формула (1) Сомова-Малышева называется общей формулой подвижности или структурной формулой кинематической цепи, одно звено которой неподвижно [4,5].

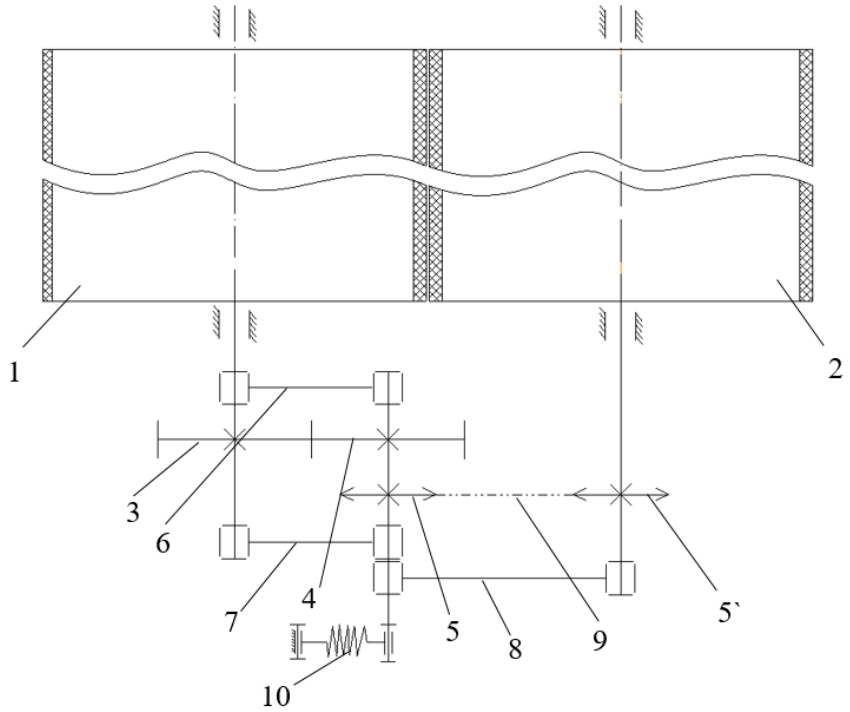
Если все звенья в составе механизмов движутся в одной плоскости или в параллельных друг другу плоскостях, то такие механизмы называются плоскостными. Структурную формулу таких механизмов доказал русский академик П.Л.Чебышев следующим образом:

$$W = 3n - 2P_5 - P_4. \quad (2)$$

где:W - степень свободы плоского механизма;n - число подвижных звеньев в плоском механизме; P_5-V число кинематических пар, принадлежащих классу; P_4-IV число кинематических пар, принадлежащих классу.

Используя формулу (2), можно определить, является ли любая механическая система механизмом или нет. Если при расчете по формуле П.Л.Чебышева степень свободы системы равна нулю, то такая система неподвижна, что означает, что она является фермой [6].

DOI: 10.65322/j.srd.03172026.15



1,2-рабочие валы, 3,4-зубчатые колеса, 5,5`-звездочки, 6,7,8-рычаги, 9-цепь, 10-пружина

Рисунок 2. Структурно-кинематическая схема зубчато-рычажного цепного дифференциального передаточного механизма для технологической машины вертикального типа

В результате наших исследований мы установили, что можно создать более двадцати модификаций нового комбинированного зубчато-рычажного цепного дифференциального передаточного механизма. На рис. 3 показана схема комбинированного зубчато-рычажного дифференциального передаточного механизма и его модификации. Структурный анализ первой модификации комбинированного зубчато-рычажного цепного дифференциального передаточного механизма.

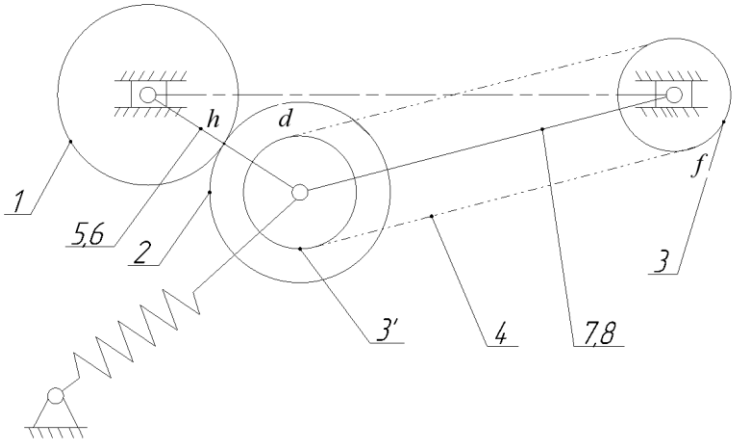
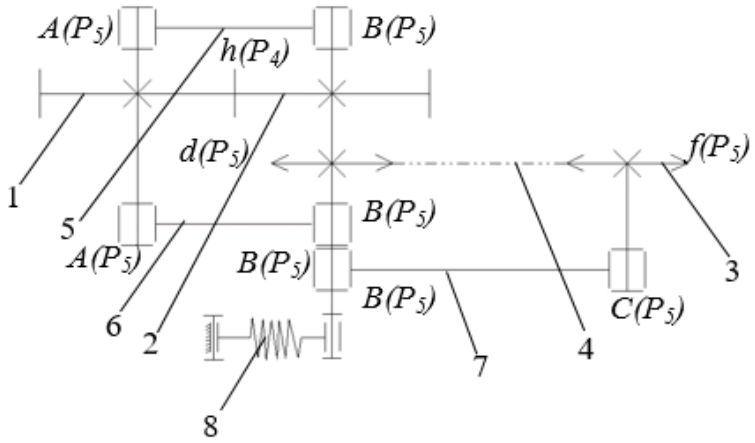


Рисунок 3. Вариант комбинированного зубчато-рычажного цепного дифференциального передаточного механизма

DOI: 10.65322/j.srd.03172026.15

На рис. 4 показана схема модификации комбинированного зубчато-рычажного дифференциального передаточного механизма.

Степень свободы этого механизма определяется с помощью формулы (2) для определения степени свободы механизмов на плоскости, то есть формулы П.Л.Чебышева [2].



1,2-зубчатое колесо; 3-звездочка; 5,6,7 - рычаги; 4 – цепь; 8-пружина

Рисунок 4. Структурная схема первой модификации комбинированного зубчато-рычажного цепного дифференциального передаточного механизма

Из структурной схемы механизма на рис. 4 определяем следующее. Степень свободы вышеуказанного передаточного механизма определяем по формуле П.Л.Чебышева (2).

По структурной схеме на рисунке 3 определим следующее:

$$n=7; \qquad P_V=9; \qquad P_{IV}=1 \ ;$$
$$W = 3n - 2P_V - P_{IV} = 3 \cdot 7 - 2 \cdot 9 - 1 = 2. \qquad (3)$$

где: W-степень свободы; n-количество подвижных звеньев; P_{IV}, P_V-IV и V число кинематических пар, принадлежащих классу. q-избыточное число связей.

Избыточные (пассивные) связи - это связи, устранение которых не повышает подвижности механизма.

Избыточные связи в механизме вредны, так как они усложняют изготовление и эксплуатацию механизмов и снижают их надежность.

В настоящее время наиболее распространенными звеньями являются плоские механизмы, движущиеся в параллельных плоскостях. Число избыточных связей для этих механизмов можно определить по формулам А.П.Малышева и О.Г.Озола. Однако при невозможности их полного устранения можно воспользоваться плоской схемой, чтобы решить, какие излишние связи следует оставить. Для этого можно рассмотреть проекцию всех звеньев на одну плоскость или объединить все звенья одной плоскостью. Такие способы искусственны, так как обычно звенья и кинематические пары расположены в параллельных плоскостях [7].

Мы определии избыточные связи по формулам А.П.Малышева, О.Г.Озола.

Формула О.О.Гальперина

$$q_{\text{п}} = w_{\text{п}} - n + 2k,$$
$$q_{\text{п}} = w_{\text{п}} - s + 2k + 1,$$
$$q_{\text{п}} = w_{\text{п}} - 3n + 2p_{\text{н}}.$$

Формула А.П.Малышева для плоских механизмов;

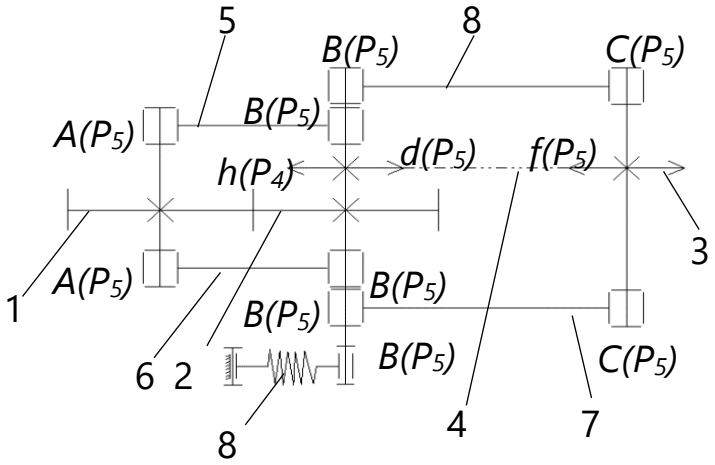
DOI: 10.65322/j.srd.03172026.15

$$q_{\text{п}} = w_{\text{п}} - 3s + 2p_{\text{н}} + 3,$$
$$q_{\text{п}} = w_{\text{п}} - 2p_y + n + 4,$$
$$q_{\text{п}} = w_{\text{п}} - 2p_y + s + 3,$$
$$q_{\text{п}} = w_{\text{п}} - 3n + 2f_{\text{п}},$$
$$q_{\text{п}} = w_{\text{п}} - 3n + 2f_{\text{П}} + 3,$$
$$q_{\text{п}} = w_{\text{п}} + 3k - p_{\text{н}},$$
$$q_{\text{п}} = w_{\text{п}} - p_y + k + 2,$$
$$q_{\text{п}} = w_{\text{п}} + 3k + f_{\text{п}}.$$

Формула Озола для пространственных и плоских механизмов произвольного строения.

$$q_{\text{п}} = w_{\text{п}} - \frac{3}{2}\text{p}_{\text{у}} + \frac{\text{p}_{\text{н}}}{2} + 3q_{\text{п}} = w_{\text{п}} - \frac{3}{2}\text{p}_{\text{у}} + \frac{f_{\text{н}}}{2} + 3.$$

Степень свободы приведенного выше передаточного механизма определяем по формуле П.Л.Чебышева (2).



1,2-зубчатые колеса; 3-звездочки; 4 – цепь; 5, 6, 7 - рычаги; 8-пружина

Рисунок 5. Структурная схема второй модификации комбинированного зубчато-рычажного дифференциального передаточного механизма для технологической машины вертикального типа

Для определения степени свободы плоских механизмов используется следующая формула:

$$W = 3n - 2P_V - P_{IV} + q., \qquad (4)$$

По структурной схеме на рис. 5 определим следующее.:

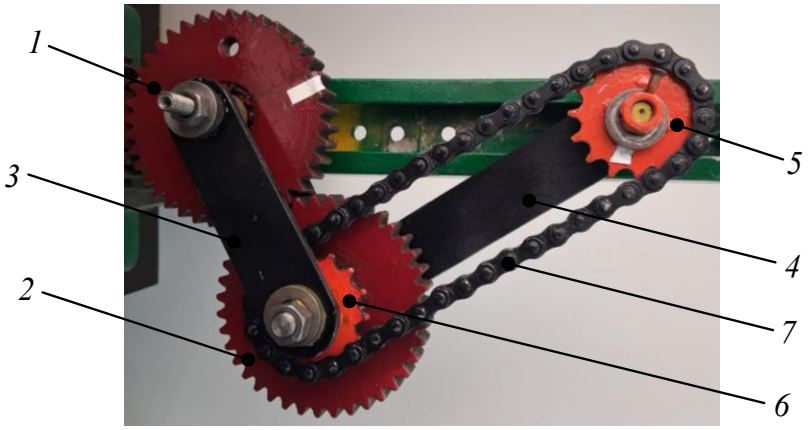
$$n=8; \quad P_V=11; \quad P_{IV}=1 \; ; \quad q=1 \; ;$$
$$W = 3n - 2P_V - P_{IV} + q = 3 \cdot 8 - 2 \cdot 11 - 1 + 1 = 2. \qquad (5)$$

где: *W*-степень свободы; *n*-количество подвижных звеньев; P_{IV}, P_V-*IV* и*V*число кинематических пар, принадлежащих классу.

Отсюда видно, что рассмотренный механизм является дифференциальным [8, 9].

На рис. 6 приведен один из возможных вариантов лабораторного комбинированного передаточного механизма, разработанного и изготовленного в ИМиСС АН РУз [8].

DOI: 10.65322/j.srd.03172026.15



1, 2 – зубчатые колеса, 3, 4 – рычаги; 5, 6 – звездочки; 7 – цепь

Рисунок 6. Макет (вариант) комбинированного передаточного механизма

Следует отметить, что вертикальная подача обрабатываемого материала 12 может быть осуществлена с помощью опорных плит и транспортирующих цепей (на рисунках не показано). При этом обрабатываемый материал укладывается в перегиб на опорную плиту с округленными концами. Устойчивость опорной плиты можно обеспечить с помощью направляющих дорожек. Таким образом, от поступления обрабатываемого материала 12, рабочие валы 1, 2 при контакте с ним будут соответственно перемещаться по горизонтальной линии [11,12].

В результате структурного анализа двух модификаций разработанного комбинированного зубчато-рычажного цепного дифференциального передаточного механизма установлено наличие в них избыточных связей. Данное обстоятельство обуславливает необходимость проектирования и изготовления элементов механизма с высокой точностью.

Финансирование: Исследование выполнено в рамках научной темы за счет бюджетного финансирования Института механики и сейсмостойкости сооружений имени М.Т.Уразбаева Академии наук Республики Узбекистан (2026 г.)

Использованная литература:

1. А.С. 1632047. Передаточный механизм валичных машин / Абдукаримов А., Аманов Т.Ю., Бахадиров Г.А. // Б.И. - 1990.

2. Шашкин А.С. Структура и классификация регулируемых зубчато-рычажных и валновых механизмов. Москва: 1986. 380 с.

3. Фролов К.В. и др. Теория механизмов и механика машин: Учеб. Для втузов. - 4-е изд., испр. - М.: Высш. шк., 2003. - 496 с.: ил ИСБН 5-06-003118-7

4. Жўраев А.Д. Механизм ва машиналар назарияси. - Т.: Ғ.Ғулом номидаги нашриёт-матбаа ижодий уйи, 2004. 592 б.

5. Жўраев А., Ғаниев А. Ўзгарувчан ўлчамли эгулувчан звеноли кулисали механизмнинг ҳаракат қонкнлари. Механика муаммолари журнали. Тошкент-1997.- №2 сс-47-51.

6. Усмонхўжаев Ҳ.Ҳ. Механизм ва машиналар назарияси. − Тошкент: Ўқитувчи, 1981. − 520 б.

7. Қодиров П.Х., Алимухамедов Ш.П., Ахмеджанов Ю.А. Механизм ва машиналар назариясидан курсавий лойиҳалаш. − Тошкент: ТАЙИ, 2008.

DOI: 10.65322/j.srd.03172026.15

8. Решетов Л.Н. Самоустанавливающиеся механизмы. Справочник. Москва: Машиностроение, 1985. 272 с.

9. Abdukarimov A., Abdullajonov A., Raxmonov X. Valli texnologik mashinalarning kombinatsiyalashgan tishlirichagli uzatish mexanizmi// Mexanika va texnologiya ilmiy jurnal. ISSN 2181-158X, Volume 5, Issue 1, Special Issue 2024.

10. Рахмонов Х.Н. Исследование передаточного механизма валичных машин // Механика муаммолари журнали . Тошкент, 2025.- № 1 ISSN:2010-7250. С – 77-85.

11. Bahadirov G.A. et al. Study of the zone between roller pairs for processing piece goods made of fibrous material // Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii, Seriya Teknologiya Tekstil'noi Promyshlennosti. – 2024. – Т. 2. – С. 164-171.

12. Бахадиров Г.А. и др. Классификация и анализ опорных плит валковой машины // Машиностроение и техносфера XXI века // Сборник трудов XXIV международной научно-технической конференции в г. Севастополе. – 2017. – С. 11-17.