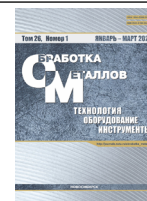




Обработка металлов (технология • оборудование • инструменты)

Сайт журнала: http://journals.nstu.ru/obrabotka_metallov



Синтез механизма привода ремиз

Юрий Подгорный^{1, 2, a, *}, Вадим Скиба^{1, b}, Татьяна Мартынова^{1, c}, Дмитрий Лобанов^{3, d},
Никита Мартюшев^{4, e}, Семён Папко^{1, f}, Егор Рожнов^{1, g}, Иван Юлусов^{1, h}

¹ Новосибирский государственный технический университет, пр. К. Маркса, 20, г. Новосибирск, 630073, Россия

² Новосибирский технологический институт (филиал) Российского государственного университета им. А.Н. Косыгина (Технологии. Дизайн. Искусство), Красный пр., 35 (ул. Потанинская, 5), г. Новосибирск, 630099, Россия

³ Чувашский государственный университет им. И.Н. Ульянова, Московский пр-т, 15, г. Чебоксары, Чувашская Республика, 428015, Россия

⁴ Национальный исследовательский Томский политехнический университет, пр. Ленина, 30, г. Томск, 634050, Россия

^a <https://orcid.org/0000-0002-1664-5351>, pjui@mail.ru; ^b <https://orcid.org/0000-0002-8242-2295>, skeeba_vadim@mail.ru;

^c <https://orcid.org/0000-0002-5811-5519>, martynova@corp.nstu.ru; ^d <https://orcid.org/0000-0002-4273-5107>, lobanovdv@list.ru;

^e <https://orcid.org/0000-0003-0620-9561>, martjushev@tpu.ru; ^f <https://orcid.org/0009-0004-4512-5963>, paoko.duty@yandex.ru;

^g <https://orcid.org/0009-0003-6779-0553>, EgoRozhnov@yandex.ru; ^h <https://orcid.org/0009-0006-7566-6722>, yulusov.2017@stud.nstu.ru

ИНФОРМАЦИЯ О СТАТЬЕ

УДК 621.8, 519.6:539.3

История статьи:

Поступила: 12 декабря 2023

Рецензирование: 08 января 2024

Принята к печати: 17 февраля 2024

Доступно онлайн: 15 марта 2024

Ключевые слова:

Ткацкий станок
Механизм ремизного движения
Нити основы
Кинематическая цепь
Структурный синтез механизма
Группы Ассура
Кинематическая схема
Кулачковый механизм
Радиус кулачка
Ролик
Скорости
Ускорения
Перемещения
Оси

Финансирование

Работа выполнена при финансовой поддержке в рамках Тематического плана НИР НГТУ по проекту ТП-ПТМ-1_24.

Благодарности

Исследования выполнены на оборудовании ЦКП «Структура, механические и физические свойства материалов» (согласие с Минобрнауки № 13. ЦКП.21.0034).

АННОТАЦИЯ

Введение. На отечественных предприятиях в различных отраслях промышленности насчитывается множество наименований технологического оборудования, в том числе и машины (станки) ткацкого производства. Современные технологические машины обладают рядом особенностей, среди которых прежде всего следует отметить тесную зависимость между техническим состоянием, с одной стороны, и производительностью и качеством выпускаемой продукции – с другой. Ткацкие станки широко распространены в текстильной промышленности России и других стран. Для выработки хлопчатобумажных, шелковых, шерстяных, льняных, технических и других видов тканей разработаны соответствующие станки: челночные, бесчелночные, пневматические или гидравлические. Механизм, предназначенный для подъема ремиз, является одним из наиболее ответственных узлов станка, от работы которого зависит раппорт переплетения и качество выработанной на станке ткани. **Цель работы:** уменьшение габаритов ткацкого станка за счет изменения конструктивных параметров ремизоподъемного механизма. **Методика исследований** основывается на методах ТММ. Они позволили разработать методику синтеза механизма привода ремиз и спроектировать устройство, обеспечивающее уменьшение его габаритов. Представлен алгоритм синтеза и анализа структурных групп Ассура, позволивший определить кинематические характеристики механизма. **Результаты и обсуждения.** В соответствии с предложенной методикой было проведено изменение конструкции механизма за счет удаления из зоны работы рычажного механизма фиксирующего устройства. Это позволило уменьшить межосевые расстояния и изменить кинематическую схему. В связи с новым положением неподвижных осей претерпели изменения и некоторые рычаги, соединительная тяга, а также угол двуплечего рычага. Синтез механизма предлагается начать с последней группы Ассура, задав ей конкретное значение для перемещения точки G , равное 75 мм (перемещение для четвертой ремизки). В качестве ограничения было принято равенство дуг (хорд) $E'E = F'F$. Присвоив эти значения входному элементу для группы Ассура второго класса первого вида и имея в виду принятые условия, были получены перемещения для точки D . Таким образом получили значение угла качания вала с роликами, равное $\beta = 22,46^\circ$, что составляет по хорде 27,44 мм. Применяя принцип интерполирования, нашли исходное значение перемещения, равное 28 мм. Поскольку устройство проектируется для рисунка переплетения тканей на 10 ремиз, то в конструкции был предусмотрен переменный параметр, позволяющий производить изменение перемещений ремиз в зависимости от их расположения по глубине станка. Такая роль была отведена рычагу BO_3D . Определив максимальные и минимальные значения перемещения центра ролика, приступили к синтезу кулачковой пары. Всего было рассмотрено пять типов законов движения: прямая линия, гармонический, двойной гармонический, степенной и циклоидальный. В качестве закона движения центра ролика был выбран циклоидальный закон перемещения как наиболее полно отвечающий заданным условиям. Построен профиль кулачка и проведены кинематические исследования для групп Ассура, подтверждающие правильность проведенного синтеза.

Для цитирования: Синтез механизма привода ремиз / Ю.И. Подгорный, В.Ю. Скиба, Т.Г. Мартынова, Д.В. Лобанов, Н.В. Мартюшев, С.С. Папко, Е.Е. Рожнов, И.С. Юлусов // Обработка металлов (технология, оборудование, инструменты). – 2023. – Т. 26, № 1. – С. 80–98. – DOI: 10.17212/1994-6309-2024-26.1-80-98.

*Адрес для переписки

Подгорный Юрий Ильич, д.т.н., профессор
Новосибирский государственный технический университет,
пр. К. Маркса, 20,
630073, г. Новосибирск, Россия
Тел.: 8 (383) 346-17-79, e-mail: pjui@mail.ru

Введение

На отечественных предприятиях в различных отраслях промышленности насчитывается множество наименований технологического оборудования, том числе и машины ткацкого производства. Современные технологические машины обладают рядом особенностей, среди которых прежде всего следует отметить тесную зависимость между техническим состоянием, с одной стороны, и производительностью и качеством выпускаемой продукции – с другой. Существенной особенностью технологического оборудования является также высокая кинематическая сложность движения основных механизмов машин и динамическая напряженность режимов их работы [1–5]. Совершенствование существующего и создание нового высокопроизводительного оборудования для ткацкого производства – одна из основных тенденций развития современного машиностроения. Возрастание динамической напряженности при увеличении рабочих скоростей предъявляет повышенные требования к проектированию отдельных элементов и узлов, в том числе и приводов, обеспечивающих прерывистые движения рабочих органов машины [1, 6–9].

В настоящее время производство массового ассортимента тканей для нужд народного потребления, включая и плотные ткани, осуществляется в основном на бесчелночных ткацких станках (СТБ) [2–18]. Станки СТБ обладают следующими преимуществами: небольшими габаритами, высокой производительностью и автоматизацией процесса производства ткани. На них вырабатываются хлопчатобумажные, шелковые, шерстяные, льняные, технические и другие виды тканей [3, 4, 9, 19]. Одно из важных требований к этим машинам заключается в том, что их ведомые рабочие звенья должны совершать движения, точно соответствующие определенному закону. При использовании простейших соединений деталей – например, с помощью рычагов – это требование в ряде случаев оказывается невыполнимым. Поэтому в механизмах ткацких станков СТБ применяют кулачки – звенья с различными контурными поверхностями, полученными с использованием математических зависимостей. По сравнению с другими передаточными механизмами они

обладают рядом преимуществ. Кулачку можно придать любые очертания, и благодаря этому легко приспособить его к кинематическим и динамическим требованиям разработчика. Конструирование кулачка несложно, и он дает возможность весьма точно осуществить требуемое движение ведомого звена [1, 4, 10, 12, 19–25]. Однако при формировании тканей на таких станках можно столкнуться с рядом проблем – например, усилением вибраций и ускоренным износом механизмов. Действие указанных факторов приводит к снижению производительности и качества вырабатываемой ткани. В связи с этим при проектировании механизмов станка следует учитывать и динамические характеристики, которые в первую очередь зависят от плавности и непрерывности графиков кинематических характеристик ведомых звеньев [10–12, 19–43].

Практика эксплуатации станков СТБ в промышленности указывает на то, что без существенного изменения отдельных элементов конструкции повысить производительность не представляется возможным. В первую очередь необходимо модернизировать механизмы, которые непосредственно принимают участие в формировании тканей. К ним относится и механизм, предназначенный для перемещения нитей основы, – ремизоподъемный механизм. Процесс образования ткани на станках СТБ аналогичен образованию на челночных станках: раскрытие зева, прокладывание уточной нити, закрытие зева, прибой уточной нити к опушке ткани, далее цикл повторяется [40]. В процессе переплетения нити основы огибают нити утка и переходят с одной стороны ткани на другую. Каждому основному перекрытию на одной стороне ткани соответствует уточное перекрытие на другой. Рисунок образуется различными чередованиями переплетений. Эту функцию выполняет ремизоподъемный механизм [40, 43].

Следует иметь в виду, что на фабриках Российской Федерации насчитывается значительное количество бесчелночных ткацких станков типа СТБ. Даже незначительное уменьшение габаритов одного станка позволит разместить на фабрике большее количество этого оборудования и внести значительный вклад в повышение производительности с единицы производственной площади. Следовательно, снижение габаритов станка СТБ за счет уменьшения размеров

ремизоподъемного механизма является задачей актуальной и практически значимой.

Цель работы: уменьшение габаритов ткацкого станка за счет изменения конструктивных параметров ремизоподъемного механизма.

Для достижения цели были поставлены следующие **задачи**:

- проанализировать возможность изменения размеров кинематической схемы механизма;
- разработать методику синтеза для рычажного механизма;
- выбрать необходимые параметры для синтеза кулачковой пары и провести синтез;
- представить методику кинематического анализа и получить критерии для оценки объективности предложенного решения.

Методика исследований

Рассмотрим конструктивную схему механизма ремизного движения, приведенную на рис. 1. Она включает в себя приводные кулачки 7, вал с роликами 6, соединительное звено 10, эксцентриковый механизм 11, двуплечий рычаг 1 и горизонтальную тягу 9. Как видно из схемы,

внутри рычажной системы расположен эксцентриковый механизм 11. Назначение этого механизма заключается в том, чтобы при установке набора кулачков и ремизных рам вывести систему рычагов и тяг в определенное положение, которое способствует их выставочным параметрам [44].

Предлагается эксцентриковый механизм 11 вынести из зоны рычажной системы на боковую сторону корпуса. В этом случае появится возможность изменить положения неподвижных осей и сократить расстояния между осями двуплечих рычагов и вала для роликов. В связи с изменением этих положений изменятся размеры рычагов и тяг, что потребует нового синтеза рычажной системы.

Уменьшение габаритов механизма обусловлено выносом механизма фиксации положения ремиз (эксцентриковый механизм) из зоны расположения рычажной системы. За счет этого приема появилась возможность уменьшить расстояние между осями O_2 и O_3 . В связи с изменением названных параметров возникла необходимость в синтезе присоединяемых структурных групп. Некоторые из элементов, такие как дву-

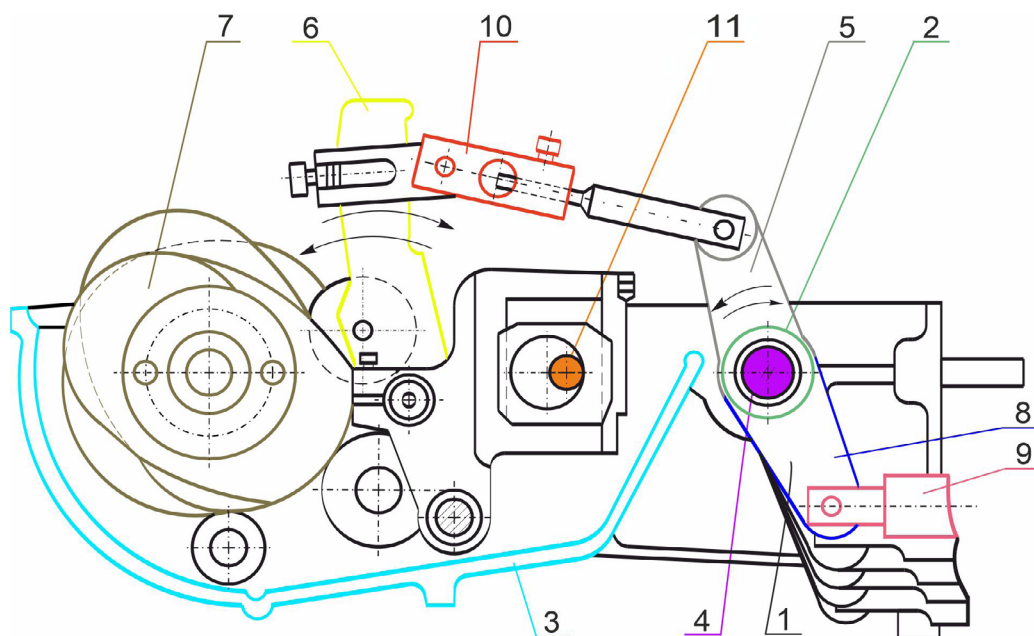


Рис. 1. Конструктивная схема ремизного движения:

1 – двуплечий рычаг; 2 – ступица; 3 – корпус; 4 – ось; 5 – верхнее плечо; 6 – роликовый рычаг; 7 – эксцентриковый привод; 8 – нижнее плечо; 9 – горизонтальная тяга; 10 – соединительное звено; 11 – эксцентриковый механизм

Fig. 1. The design scheme of the heddle motion consists of several components, including a two-arm lever (1), a hub (2), a body (3), a shaft (4), a top arm (5), a roller lever (6), eccentric drive (7), a bottom arm (8), a horizontal rod (9), a connecting rod (10), and eccentric mechanism (11)

плечий рычаг FO_4E и ползун G , представляющий собой ремизки, своих геометрических параметров менять не будут. Прежде всего проведем разметку неподвижных осей кинематической схемы механизма (рис. 2). Ось O_2 приняли на расстоянии 151 мм от начала координат, ось O_3 – на расстоянии 311 мм от оси O_1 , размер рычага O_2B приняли равным 192,5 мм. В связи с новым положением осей должны быть изменены рычаги O_2B , O_3C , O_3D и тяга BC , значения которых должны получиться в результате синтеза. Кроме этого, уменьшим угол двуплечего рычага AO_2B на 35° , чтобы при отклонении он не занимал много пространства.

Методика синтеза рычажного механизма предполагает проводить его с последнего звена, ход которого обеспечивается величиной подъема ремиз. Например, для четвертой ремизки ход должен составлять 75 мм [1, 19]. В качестве основного критерия синтеза выбрали симметрию хода ремиз относительно горизонтальной оси. Так, для четвертой ремизки он составил 37,5 мм. Согласно технической документации рычаг имеет размер $O_4E = 138,5$ мм. Тогда для четвертой ремизки получим значения угла μ_1 (рис. 2):

$$\mu_1 = \arctan\left(\frac{EE'}{2O_4E}\right), \quad (1)$$

где $EE' = 75$ мм.

Значение угла составило $\mu_1 = 15,15^\circ$.

Дальнейший синтез рычажного механизма проводим исходя из предположения, что угол поворота рычага O_3DD' равен углу O_4EE' , при этом жесткий угол для рычага CO_3D принят равным 155° . В таком случае угол ξ определится следующим образом (рис. 2):

$$\xi = 180^\circ - (\mu - (\mu_1 + 90^\circ)). \quad (2)$$

Значение угла $\xi = 130,15^\circ$.

Для определения угла ξ_1 необходимо рассмотреть треугольник O_2CO_3 . Прежде всего из косоугольного треугольника определим сторону O_2C_1 :

$$O_2C_1 =$$

$$= \sqrt{O_2O_3^2 + O_3C'^2 - 2O_2O_3 \cdot O_3C' \cos \xi}. \quad (3)$$

Получили $O_2C_1 = 270,849$ мм. Тогда угол ξ_1 определится из выражения

$$\xi_1 = 180^\circ - (\mu - (90^\circ - \mu_1)). \quad (4)$$

Его значение составило $\xi_1 = 99,85^\circ$.

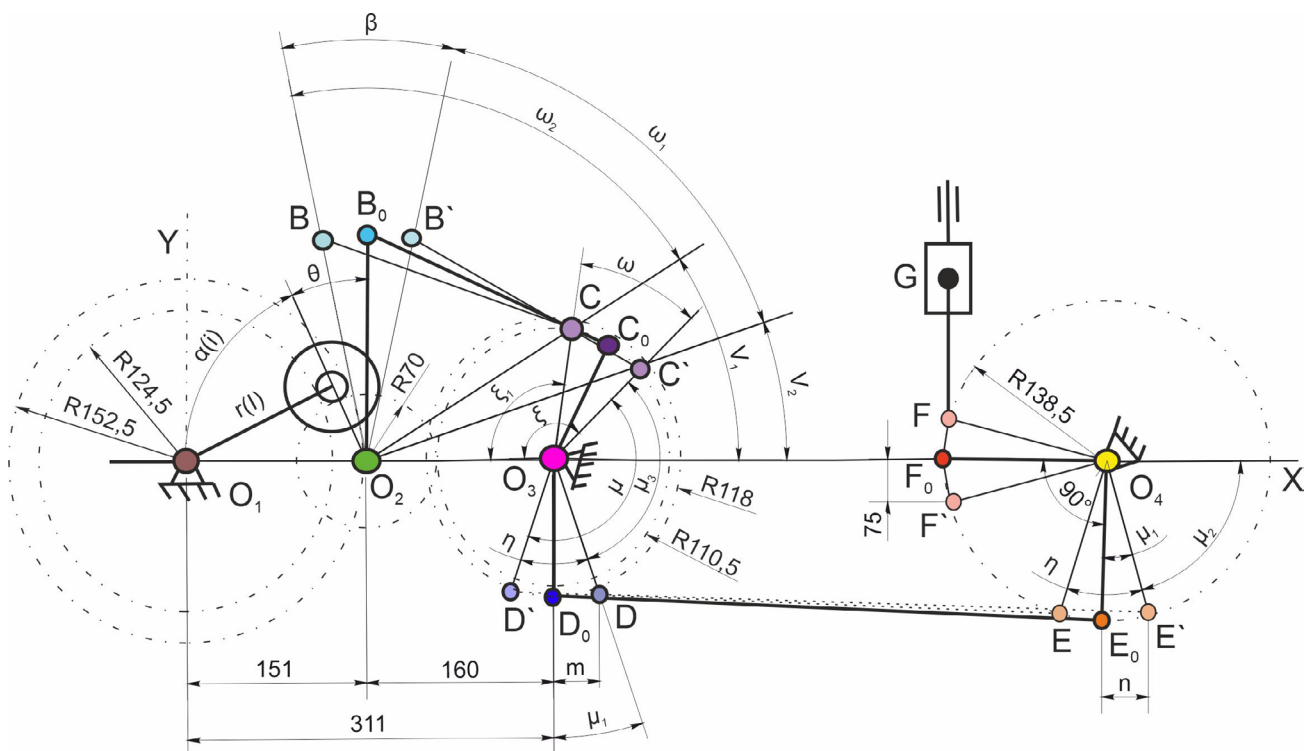


Рис. 2. Кинематическая схема механизма привода ремиз

Fig. 2. Kinematic scheme of the heddle drive mechanism

Из косоугольного треугольника $O_2C'O_3$ определим сторону O_2C' :

$$O_2C' = \sqrt{O_2C_3^2 + O_3C'^2 - 2O_2O_3 \cdot O_3C' \cos \xi_1}. \quad (5)$$

Величина стороны $O_2C' = 228,832$ мм.

Аналогично из косоугольных треугольников $O_2C_0O_3$ и $O_2B_0C_0$ найдена длина тяги $BC = 225$ мм.

Для определения углов ν_1 и ν_2 можно записать

$$\nu_2 = \arcsin \left(\sin \xi \cdot \frac{O_3C'}{O_2C'} \right), \quad (6)$$

значение этого угла составило $\nu_2 = 23,008^\circ$;

$$\nu_1 = \arcsin \left(\sin \xi_1 \cdot \frac{O_3C}{O_2C} \right), \quad (7)$$

значение угла $\nu_1 = 36,607^\circ$.

Углы ω_1 и ω_2 определяются из треугольников $O_2B'C'$ и O_2BC :

$$\omega_1 = \arccos \left(\frac{O_2B'^2 + O_2C'^2 - C'B'^2}{2O_2B' \cdot O_2C'} \right), \quad (8)$$

тогда угол получился равным $\omega_1 = 55,014^\circ$;

$$\omega_2 = \arccos \left(\frac{O_2B^2 + O_2C^2 - CB^2}{2O_2B \cdot O_2C} \right), \quad (9)$$

тогда $\omega_2 = 63,874^\circ$.

Угол качания вала роликов определится следующим образом:

$$\beta = \omega_2 + \nu_1 - (\omega_1 + \nu_2), \quad (10)$$

он получил значение $\beta = 22,46^\circ$. При этом ход центра ролика составил 27,44 мм.

Величина соединительного звена DE определялась размером положения одноименных точек DE и составила для четвертой ремизки 1133 мм.

На основании данных технической документации завода-изготовителя ткацких станков (завод «Сибтекстильмаш») минимальный и максимальный радиус-векторы кулачка составили $r_{\min} = 124,5$ мм и $r_{\max} = 152,5$ мм, в этом случае ход центра ролика по хорде будет равен 28 мм. Для того чтобы оставить эти параметры без изменения, поменяли размеры рычага O_3C и, интерполируя полученные значения, нашли необходимый размер для рычага, равный 142,5 мм, который обеспечил необходимый ход центра ролика (28 мм). Основные размеры рычажной системы, полученные в результате синтеза, сведены в таблицу.

Размеры звеньев

Link dimensions

Размеры звеньев, мм						
AO_2	BO_2	BC	CO_3	DO_3	DE	EO_4
70	192,5	225	142,5	138,5	1133	138,5

Поскольку ремизоподъемный механизм должен предусматривать рисунок переплетения исходя из 10 ремиз, то необходимо предусмотреть возможность определения хода для любой ремизки [10]. Для этой цели рассмотрим схему, представленную на рис. 3, где введены следующие обозначения: h_i – высота зева; t – шаг между ремизками; Δh_i – приращения хода ремиз; α_p – половина угла зева. Она представляет собой только одну часть зева. В этом случае величина раскрытия для полного зева (ход ремиз) может быть определена по формуле

$$H_n = [(h_1 + (n-1) \cdot t \cdot \tan(\alpha_p))] \cdot 2. \quad (11)$$

Для реализации зависимости (11) необходимо, чтобы и размеры рычага DO_3 соответствовали заданному перемещению ремиз.

Рассмотрим кинематическую схему, приведенную на рис. 2. Угол μ_1 для плеча DO_3 оставляем неизменным, а хорда D_0D будет принимать значение, равное половине хода ремизки. В этом случае с учетом выражения (11) получим

$$L_n = \frac{H_n}{2} \tan(\mu_1), \quad (12)$$

где L_n – размер рычага; H_n – полный ход соответствующей своему номеру ремизки; μ_1 – угол, определяющий положение рычага относительно вертикальной оси.

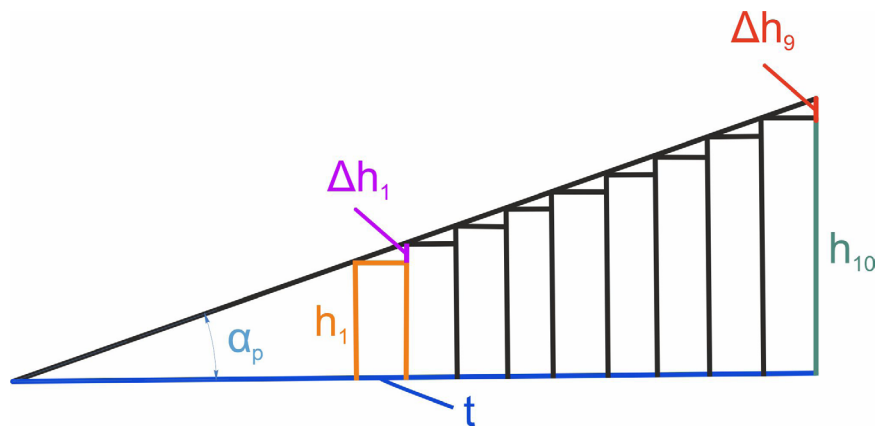


Рис. 3. Фрагмент половины раскрытого зева на ткацком станке

Fig. 3. A fragment of a half-open shed of a loom

После определения необходимых размеров рычажной системы можно приступить к синтезу кулачкового механизма. Синтез механизма следует начать с определения основных параметров и закона движения центра ролика [10–12, 24–39, 45, 46]. Поскольку нам была представлена только таблица значений радиус-векторов, а закон перемещения центра ролика неизвестен, то необходимо было его определить. Было рассмотрено пять законов: степенной, прямая линия, простой гармонический, двойной гармонический и циклоидальный. Нет необходимости более подробно останавливаться на этом, так как это хорошо изложено в [10–12, 19, 24–28, 35–38, 45, 46]. Наиболее приемлемым для рассматриваемого случая оказался закон движения центра ролика по циклоиде.

Для синтеза кулачкового механизма использовали следующие расчетные данные: минимальный радиус кулачка $r_{\min} = 124,5$ мм, максимальный радиус кулачка $r_{\max} = 152,5$ мм; радиус ролика $R = 75$ мм; фазовые углы: подъем ремиз $\varphi_1 = 70^\circ$, выстой в верхнем положении $\varphi_2 = 110^\circ$, опускание ремиз $\varphi_3 = 70^\circ$, выстой в нижнем положении $\varphi_4 = 110^\circ$; межосевое расстояние $O_1O_2 = 151$ мм.

Для расчетов приняты коэффициенты для циклоиды [10–12, 19, 24–28, 35–38, 45, 46]:

$$k_1 = S_{\max} \frac{2\pi}{\varphi_1^2}; \quad k_3 = S_{\max} \frac{2\pi}{\varphi_3^2}.$$

Расчет аналогов ускорений производили по формуле

$$a(\varphi) = \begin{cases} k_1 \sin\left(\varphi \frac{2\pi}{\varphi_1}\right), & \text{if } 0 \leq \varphi \leq \varphi_1 \\ 0, & \text{if } \varphi_1 \leq \varphi \leq \varphi_2 + \varphi_1 \\ k_3 \sin\left(\varphi \frac{2\pi}{\varphi_3}\right), & \text{if } \varphi_1 + \varphi_2 \leq \varphi \leq \varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3 \\ 0, & \text{if } \varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3 \leq 360^\circ \end{cases}. \quad (13)$$

Для определения скорости центра ролика проинтегрировали ускорения от 0° до 360° оборота кулачка:

$$V(\varphi) = \int_0^\varphi a(\varphi) d(\varphi). \quad (14)$$

Для определения перемещений центра ролика проинтегрировали скорости от 0° до 360° оборота кулачка:

$$S(\varphi) = \int_0^\varphi V(\varphi) d(\varphi). \quad (15)$$

Графики кинематических характеристик для центра ролика кулачкового механизма представлены на рис. 4.

Для обеспечения отрицания заклинивания и прочности кулачковой пары механизма необходимо знать численные значения углов давления, которые в нашем случае не должны превышать 45° . Для этой цели была разработана программа и определены значения углов давления. В связи с громоздкостью процедуры их определения в работе не представлены. Во всем диапазоне проведенных исследований они не превысили допустимых значений. Для подтверждения правильности выбранного размера ролика сравни-

вали его величину с действительным радиусом кривизны, определяемым по формуле

$$\rho_i = \frac{\left[y_i^2 + (\dot{y}_i)^2 \right]^{\frac{3}{2}}}{y_i + 2(\dot{y}_i)^2 - y_i \ddot{y}_i}, \quad (16)$$

где $\rho_i, y_i, \dot{y}_i, \ddot{y}_i$ – радиус-вектор центрального профиля кулачка и производные в i -й точке.

Для определения радиусов кривизны кулачка была разработана программа для математического пакета. Результаты расчетов представлены на рис. 5.

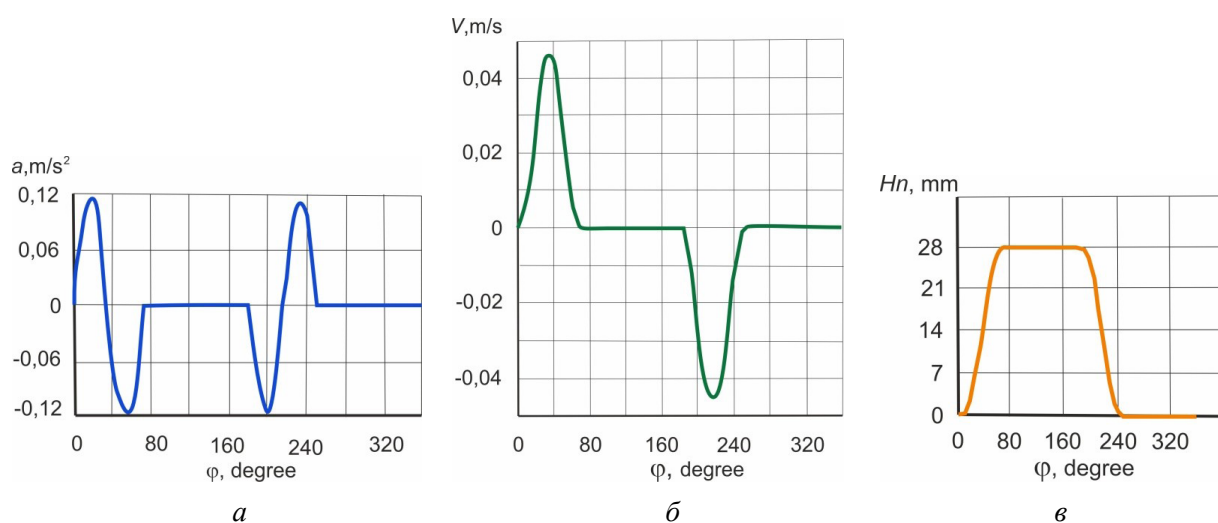


Рис. 4. Графики аналогов кинематических характеристик для центра ролика:

a – ускорения; b – скорости; c – перемещения

Fig. 4. Graphs of kinematic characteristics' analogs for the center of the roller:

a – acceleration; b – speed; c – motion

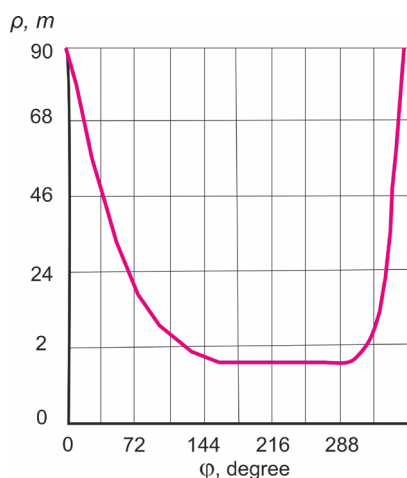


Рис. 5. Углы давления для кулачкового механизма

Fig. 5. Pressure angles for cam mechanism

Условия хорошо согласуются с выражением

$$r \leq 0,7\rho_{\min}; \quad r \leq 0,4r_0, \quad (17)$$

где $\rho_{\min}$ – минимальный радиус кривизны центрального профиля кулачка.

Результаты анализа полученных данных свидетельствуют о правильном выборе радиуса ролика для кулачкового механизма.

Далее определили профиль кулачка (радиус-векторы кулачка $r(i)$), используя уравнение (15). Расчет был проведен в математическом пакете, матрица значений радиус-векторов и форма профиля кулачка приведена на рис. 6.

Для подтверждения правильности выбранных размеров звеньев необходимо провести кинематический анализ для отдельных групп

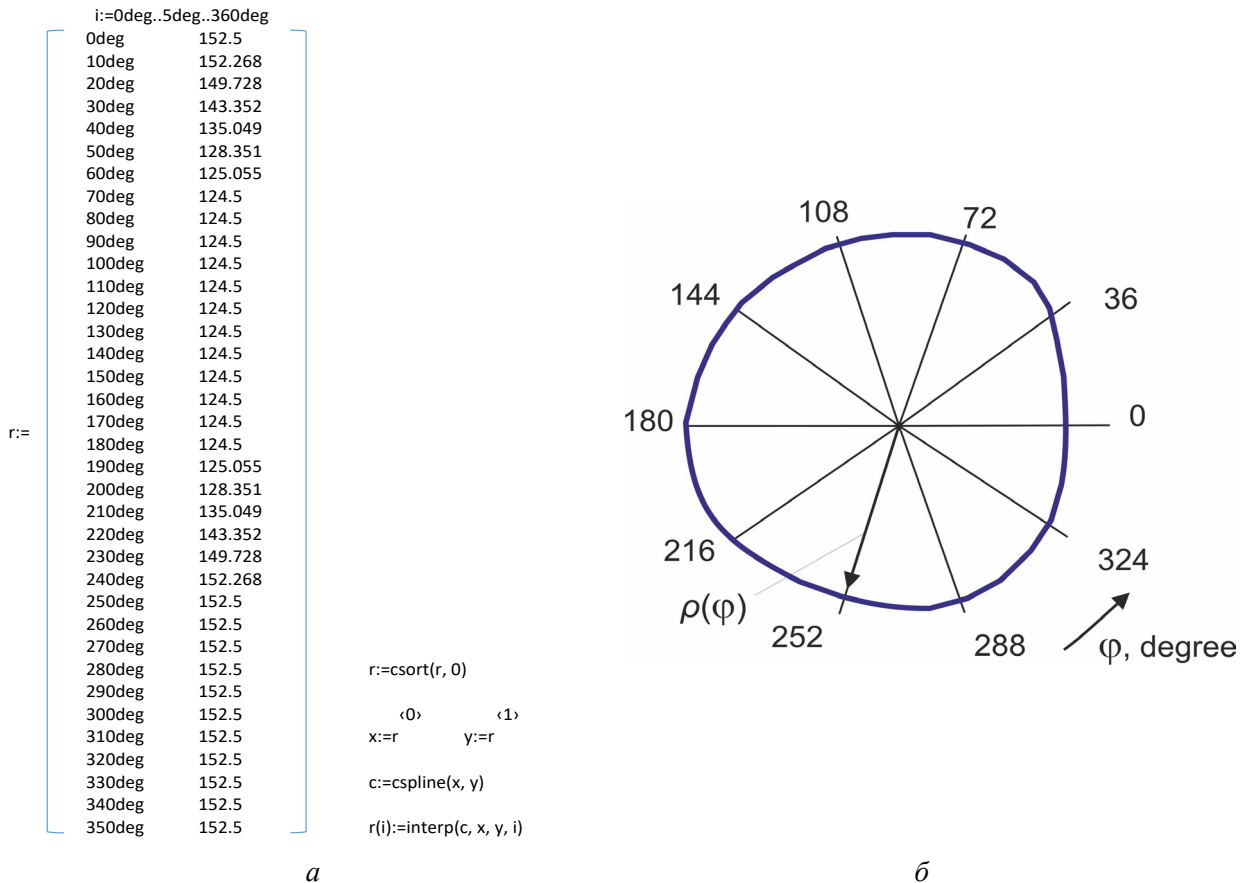


Рис. 6. Матрица значений радиус-векторов и форма профиля кулачка:

a – радиус-векторы кулачка; b – форма профиля кулачка

Fig. 6. The matrix of values of radius vectors and the shape of the cam profile:

a – radius vectors of the cam; b – shape of the cam profile

Ассура. При этом если графики для них будут иметь плавные и непрерывные характеристики, то будем считать, что синтез проведен верно. Для кинематического анализа были использованы размеры звеньев, полученные в результате синтеза рычажной системы (см. таблицу на с. 84). Кинематический анализ начинали с механизма первого класса первого вида, в качестве которого использовали переменный радиус-вектор, представленный в таблице (рис. 6) [10–12, 19, 24–28, 35–38, 45, 46]. На рис. 7 показана схема для определения координаты точки B . В этом случае необходим радиус-вектор кулачка $r(i)$, а также длины звеньев AB , BO_2 , координаты O_1 и O_2 (см. таблицу) и жесткий угол θ .

Из треугольника AO_1O_2 находим угол α (рис. 8) по теореме косинусов:

$$\alpha = \arccos\left(\frac{O_1O_2^2 + AO_2^2 - r(i)^2}{2O_1O_2AO_2}\right). \quad (18)$$

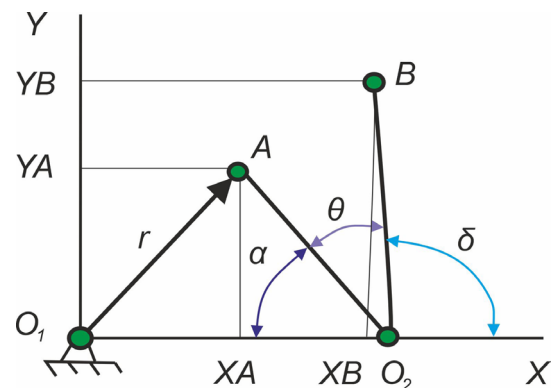


Рис. 7. Группа Ассура второго класса первого вида, присоединенная к механизму первого класса и первого вида

Fig. 7. The second-class first-type Assur group attached to the first-class first-type mechanism

Угол δ определится следующим образом:

$$\delta = \pi - (\alpha + \theta). \quad (19)$$

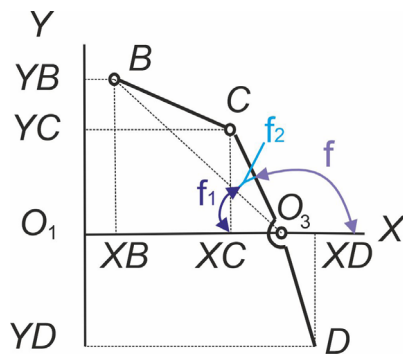


Рис. 8. Группа Ассура второго класса первого вида

Fig. 8. The second-class first-type Assur group

Координаты точки B находим как проекции на оси X и Y :

$$XB = O_1O_2 - BO_2 \cos(\delta); \quad (20)$$

$$YB = BO_2 \sin(\delta). \quad (21)$$

Определив координаты точки B , можно найти результирующее значение в соответствии с выражением

$$B = \sqrt{XB^2 + YB^2}. \quad (22)$$

Для группы Ассура второго класса первого вида (рис. 8) должны быть заданы следующие величины: координаты точки B и O_3 , длины звеньев BC , CO_3 , CD (см. таблицу на с. 84), а также угол, определяющий положение вектора B .

Для нахождения координат точки D необходимо определить угол f рычага DC и величину отрезка BO_3 из треугольника BO_2O_3 по теореме косинусов:

$$f_1 = \arctan\left(\frac{y}{O_1O_3 - x}\right); \quad (23)$$

$$BO_3 = \sqrt{BO_2^2 + O_2O_3^2 - 2BO_2 \cdot O_2O_3 \cos(f_1)}; \quad (24)$$

$$f_2 = \arccos\left(\frac{BO_3^2 + CO_3^2 - BC^2}{2 \cdot BO_3CO_3}\right); \quad (25)$$

$$f = \pi - (f_1 + f_2). \quad (26)$$

Координаты точек C и D находим как проекции на оси OX и OY :

$$XC = O_1O_3 + CO_3 \cos(f); \quad (27)$$

$$YC = CO_3 \sin(f); \quad (28)$$

$$XD = O_1O_3 - DO_3 \cos(f); \quad (29)$$

$$YD = DO_3 \sin(f). \quad (30)$$

Далее по теореме Пифагора нашли их результирующие значения:

$$C = \sqrt{XC^2 + YC^2}; \quad (31)$$

$$D = \sqrt{XD^2 + YD^2}. \quad (32)$$

Рассмотрим вторую группу Ассура, входящую в общую схему механизма ремизного движения. Эта группа относится также ко второму классу первого вида (рис. 9).

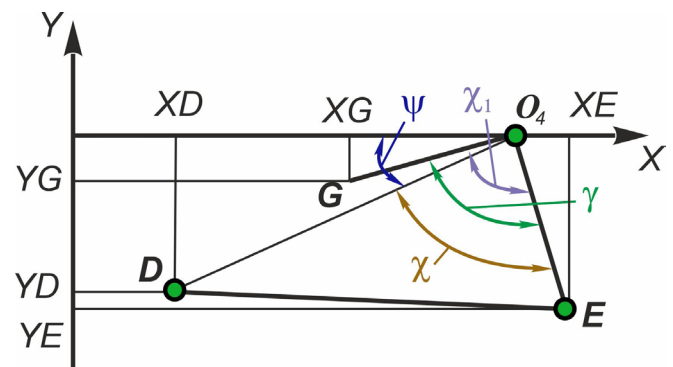


Рис. 9. Группа Ассура второго класса первого вида, входящая в общую схему механизма ремизного движения

Fig. 9. The second-class first-type Assur group, which is part of the general scheme of the heddle motion mechanism

Для этой группы должны быть заданы следующие величины: координаты точек D и O_4 , длины звеньев DE , GO_4 и жесткий угол между EO_4 и GO_4 .

Из треугольника DEO_4 по теореме Пифагора определяем гипотенузу DO_4 по формуле

$$DO_4 = \sqrt{(O_1O_4 - XD)^2 + YD^2}. \quad (33)$$

Из треугольника DEO_4 находим угол χ по теореме косинусов:

$$\chi = \arccos\left(\frac{DO_4^2 + EO_4^2 - DE^2}{2DO_4 \cdot EO_4}\right). \quad (34)$$

Угол ψ определится следующим образом:

$$\psi = \arcsin\left(\frac{YD}{DO_4}\right). \quad (35)$$

Тогда угол χ_1 будет найден как

$$\chi_1 = \psi + \chi. \quad (36)$$

Координаты точки E находим как проекции на оси OX и OY :

$$XE = O_1O_4 - EO_4 \cos(\chi_1); \quad (37)$$

$$YE = EO_4 \sin(\chi_1). \quad (38)$$

Величина перемещения E определится как

$$E = \sqrt{XE^2 + YE^2}. \quad (39)$$

Угол положения рычага GO_4E находим как разность углов:

$$\varepsilon = \chi_1 - \gamma. \quad (40)$$

Координаты и длина вектора точки G определяются как

$$XG = O_1O_4 - GO_4 \cos(\varepsilon); \quad (41)$$

$$YG = GO_4 \sin(\varepsilon). \quad (42)$$

Равнодействующая определится следующим образом:

$$G = \sqrt{XG^2 + YG^2}. \quad (43)$$

Рассмотрим последнюю группу Ассур для нашего механизма. Она относится ко второму классу и второму виду (рис. 10). Для определения траектории движения точки F необходимо знать длину звена GF и координату x направляющей, по которой движется ползун F (в данном случае она равна нулю). Длина проекции звена GF на ось OX будет равна разности координат точки G и направляющей для ползуна.

На основании рис. 10 величина T определится как

$$T = XF - XG. \quad (44)$$

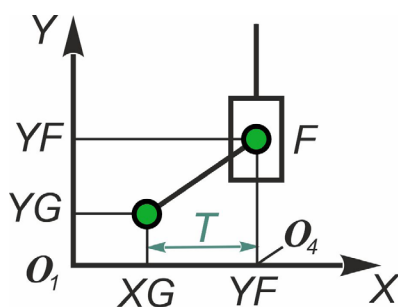


Рис. 10. Группа Ассур второго класса второго вида

Fig. 10. The second-class second-type Assur group

Из треугольника GFT по теореме Пифагора вычислим

$$YF = \sqrt{GF^2 - T^2}. \quad (45)$$

Тогда общее перемещение точки F определится следующим образом:

$$(YF)_0 = EG + YF. \quad (46)$$

Результаты и их обсуждение

В результате проведенного анализа удалось вынести механизм для фиксации ремиз на внешнюю сторону коробки ремизного движения. В результате этого уменьшили значения межосевого расстояния O_2O_3 на 100 мм. Поскольку ход ремизки является величиной известной, полученной в результате расчетов геометрии зева [1] (точка G на рис. 2), то методика синтеза механизма [9, 29, 35, 36, 45–49] для перемещения ремиз предполагает начинать его с последней группы Ассур. В качестве известных параметров принято перемещение для четвертой ремизки, равное 75 мм [1, 9, 10, 29, 35, 36, 45–49]. Условием синтеза для данной группы является равенство хорд $E'E = F'F$ относительно горизонтальной оси. Углы поворота этих рычагов также равны и составляют $\mu_1 = 15,15^\circ$. Они были приведены выше и определены формулой (1). Дальнейший синтез проводили для четвертой группы Ассур второго класса первого вида. Следует отметить, что основным условием синтеза является приравнивание дуг (хорд) $E'E = D'D$, $EE_0 = DD_0$ и длин плеч $O_4E = O_3D$. Дальнейший синтез механизма свелся к определению угла качания рычага с роликами, который рассчитывается по формуле (10). Угол качания этого рычага зависит в том числе и от величины плеча O_3D . Размеры этого рычага были приняты в диапазоне от 138,5 мм и до 143,5 мм. Затем методом интерполирования значений угла β нашли необходимый угол, который составил $\beta = 22,926^\circ$, что в пересчете на хорду составило 28 мм, при этом размер плеча O_3D рычага O_3DC получили равным 143,5 мм. В заправке станка при выработке различного ассортимента тканей может быть предусмотрено до десяти ремиз, а их перемещения зависят от их расположения по глубине станка. Поэтому в качестве переменных параметров был выбран размер одного из рычагов, входящих

в кинематическую схему, который позволяет изменить ход ремиз. Эту роль для нашего случая выполнил рычаг DO_3 . Используя аналитические зависимости (11) и (12), можно рассчитать длину рычага DO_3 и величину хода ремиз.

После синтеза рычажного механизма, позволившего рассчитать величину перемещения центра ролика, равную 28 мм, были определены основные параметры для синтеза кулачкового механизма. В результате синтеза был обоснован закон движения центра ролика по циклоиде и определены радиусы кривизны (рис. 5), позволившие сделать вывод о том, что выбранный размер радиуса ролика, равный 37,5 мм, соответствуют условию (17). Рассчитаны углы давления, значения которых свидетельствуют о том, что во всем диапазоне поворота главного вала от 0° и до 360° они находятся в допустимых пределах. Радиус-векторы кулачка приведены в виде матрицы значений (рис. 6). Обработав сплайнами табличные значения радиус-векторов, приступили к кинематическому анализу механизма для характерных точек групп Ассура, целью которого было подтверждение правильности проведенного синтеза – плавности и непрерывности графиков кинематических параметров характерных точек групп Ассура. Для последней группы необходимо подтвердить и величину хода ремизки для точки G , так как именно ее значение было

принято в основу расчета и построения методики синтеза.

Так, для точки B кинематические характеристики представлены на рис. 12, а для точки C – на рис. 11, для точки D – на рис. 13.

Анализ показал, что скорости и ускорения для точек A, B, C, D, E, G и F имеют плавные и непрерывные графики, что свидетельствует о правильно проведенном синтезе рычажной системы для отдельных групп Ассура. Кинематические характеристики для точек G и E в работе не приводятся.

Перемещения для точки F показаны на рис. 14.

Экономический эффект от внедрения предложенного решения определялся исходя из данных работы [10], где съём продукции с 1 м^2 производственной площади с поправкой на частоту вращения главного вала, равную 300 мин^{-1} , составляет $1,035 \text{ м}^2/\text{час}$.

Закключение

Основной целью, которая была поставлена в работе, является уменьшение габаритов ткацкого станка за счет изменения конструктивных параметров ремизоподъемного механизма. В результате выноса фиксирующего механизма на внешнюю сторону коробки ремизного движе-

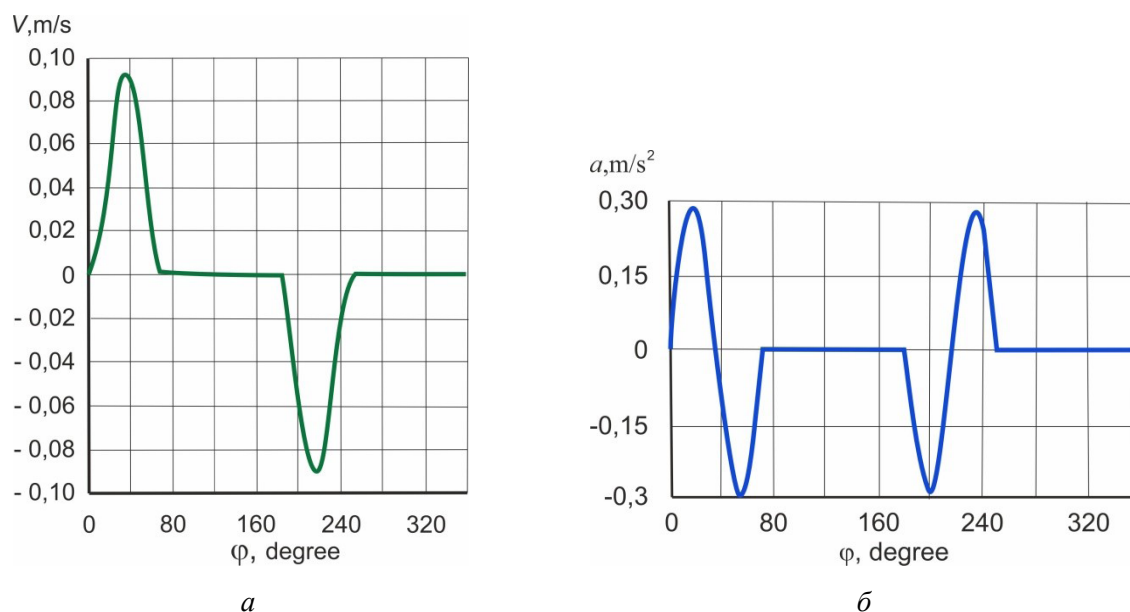


Рис. 11. Кинематические характеристики для точки B :

a – скорости; b – ускорения

Fig. 11. Kinematic characteristics for point B :

a – velocity; b – acceleration

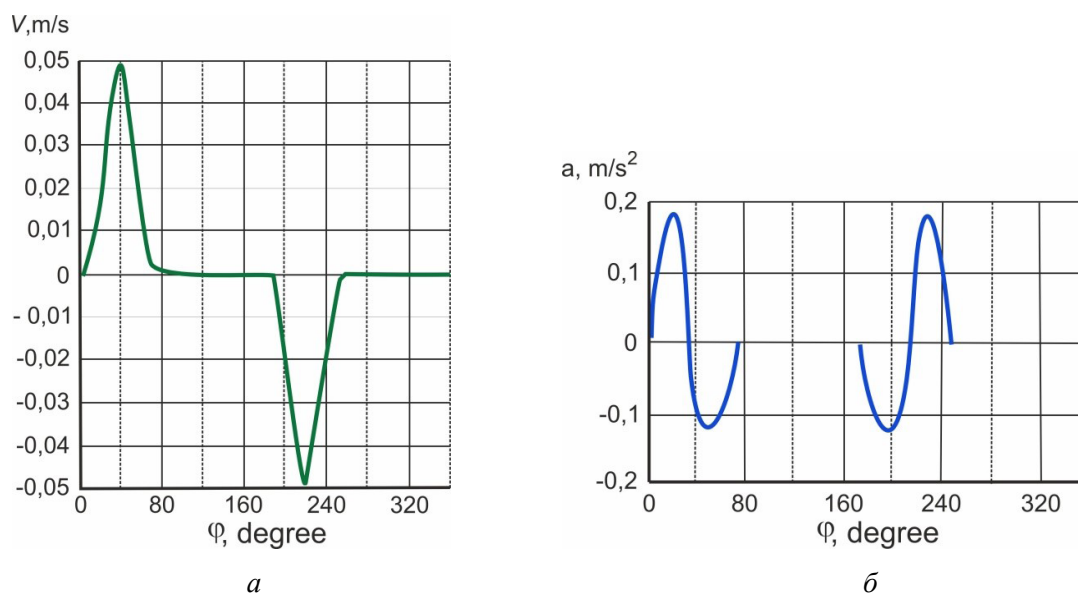


Рис. 12. Кинематические характеристики для точки C:

a – скорости; $\bar{b}$ – ускорения

Fig. 12. Kinematic characteristics for point C:

a – velocity; $\bar{b}$ – acceleration

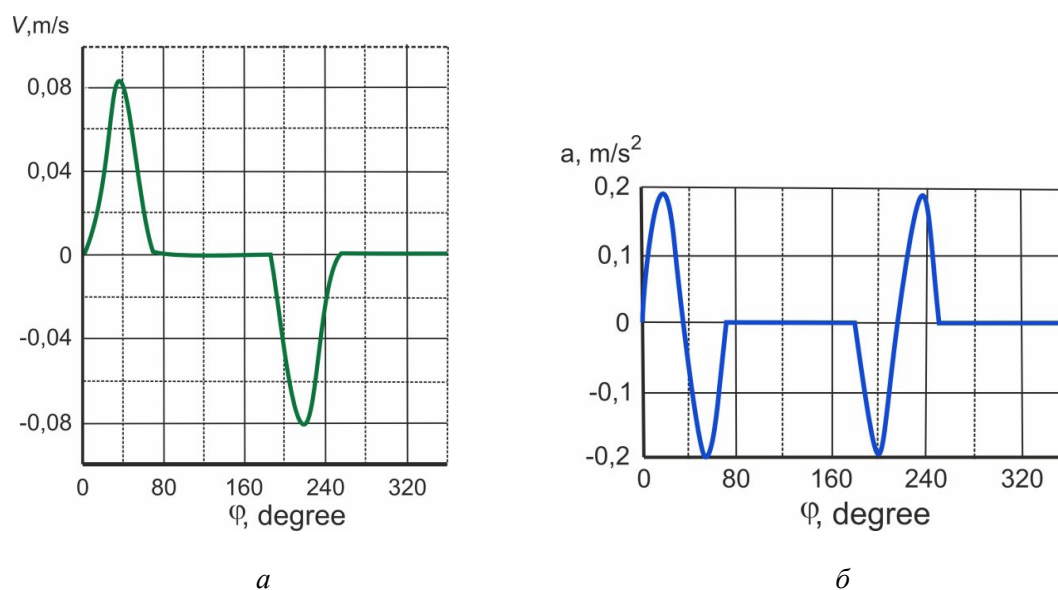


Рис. 13. Кинематические характеристики для точки D:

a – скорости; $\bar{b}$ – ускорения

Fig. 13. Kinematic characteristics for point D:

a – velocity; $\bar{b}$ – acceleration

ния уменьшили размер O_2O_3 на 100 мм. В этой связи все размеры для элементов, входящих в группы Ассур, подверглись изменению, за исключением последней. Представленная методика синтеза предполагает осуществлять его в последовательности, обратной их при-

соединению. Синтез для рычажной системы должен проводиться для четвертой ремизки, для чего задается перемещение для точки G , равное 75 мм. Прежде всего определяется угол качания рычага CO_3D , который приравнивается к углу качания другого рычага – EO_4F . Затем

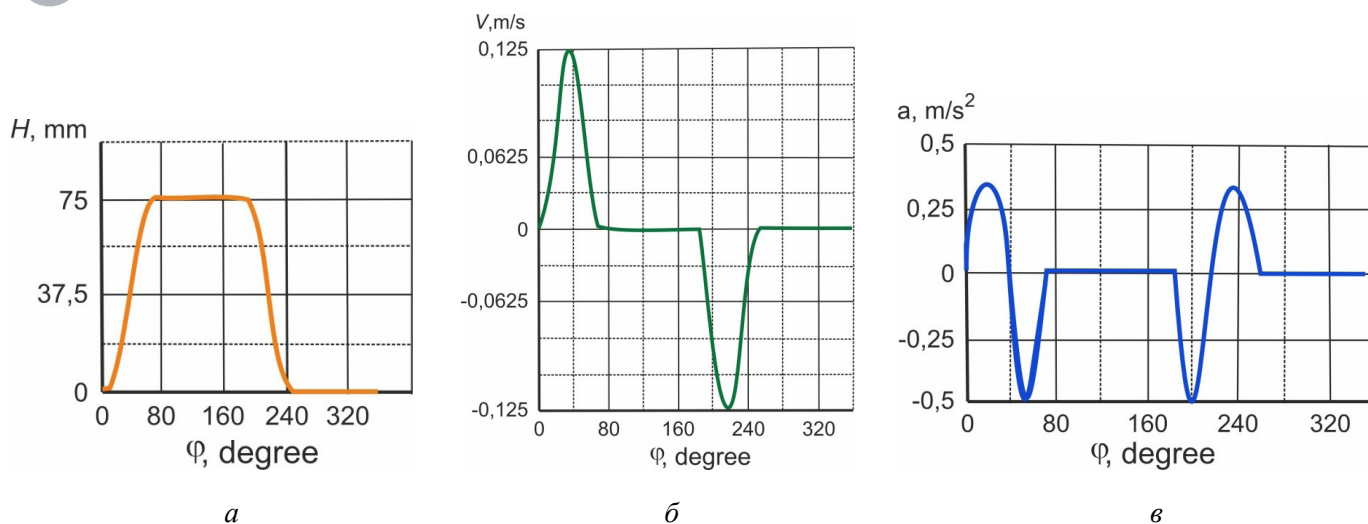


Рис. 14. Кинематические характеристики для точки F:

a – перемещения; б – скорости; в – ускорения

Fig. 14. Kinematic characteristics for point F:

a – motion; б – velocity; в – acceleration

определяется размер плеча CO_3 , который составил 143,5 мм. В результате получили ход центра ролика, равный 28 мм. Поскольку величина хода ремиз является разной по глубине станка, то в качестве переменных параметров была выбрана величина рычага DO_3 . Используя аналитические зависимости, представленные в работе [10], расчеты переменных параметров рычага DO_3 и хода ремиз были проведены в математическом пакете прикладных программ и представлены на рис. 10.

В результате проведенного синтеза размер соединительного звена BC получился равным 225 мм, звено O_3D составило 138,5 мм, а угол между плечами O_3D и CO_3 – 155° . Соединительная тяга DE приняла значение 1133 мм. Объективность синтеза подтверждают результаты проведенных исследований для групп Ассура. Кинематические характеристики для отдельных точек механизма представлены в виде графиков и имеют плавные непрерывные функции, что свидетельствует о качестве проведенного синтеза.

Список литературы

1. Основы проектирования машин ткацкого производства / А.В. Дицкий, Р.М. Малафеев, В.И. Терентьев, А.А. Туваева. – М.: Машиностроение, 1983. – 320 с.
2. Выбор конструктивных параметров несущих систем машин с учетом технологической нагруз-

ки / Ю.И. Подгорный, В.Ю. Скиба, А.В. Кириллов, О.В. Максимчук, Д.В. Лобанов, В.Р. Глейм, А.К. Жигулев, О.В. Саха // Обработка металлов (технология, оборудование, инструменты). – 2015. – № 4 (69). – С. 51–60. – DOI: 10.17212/1994-6309-2015-4-51-60.

3. Определение жесткостных характеристик и энергии деформации несущих систем технологических машин / Ю.И. Подгорный, В.Ю. Скиба, А.В. Кириллов, О.В. Максимчук, Т.Г. Мартынова, Д.В. Лобанов, И.С. Филатов, П.Ю. Скиба // Обработка металлов (технология, оборудование, инструменты). – 2016. – № 4 (73). – С. 24–33. – DOI: 10.17212/1994-6309-2016-4-24-33.

4. Проектирование кулачкового механизма с учетом технологической нагрузки и энергетических затрат / Ю.И. Подгорный, В.Ю. Скиба, А.В. Кириллов, О.В. Максимчук, П.Ю. Скиба // Обработка металлов (технология, оборудование, инструменты). – 2017. – № 2 (75). – С. 17–27. – DOI: 10.17212/1994-6309-2017-2-17-27.

5. Особенности циклограммирования машины с учетом взаимодействия звеньев механизмов с упорами / Ю.И. Подгорный, О.В. Максимчук, А.В. Кириллов, В.Ю. Скиба // Обработка металлов (технология, оборудование, инструменты). – 2018. – Т. 20, № 1. – С. 44–54. – DOI: 10.17212/1994-6309-2018-20.1-44-54.

6. Лушников С.В., Белый М.А. Исследование возможности уравнивания сил на главном валу ткацких станков СТБ с использованием кулачково-разгрузателей // Известия высших учебных заведений. Технология текстильной промышленности. – 2009. – № 2С. – С. 85–88.



7. Разработка методики оценки геометрической точности профилей кулачков батанного механизма станка СТБ / В.А. Гусев, В.В. Данилов, Д.М. Цветков, А.Б. Смирнов // Известия высших учебных заведений. Технология текстильной промышленности. – 2007. – № 6С. – С. 92–97.

8. Терёхина А.О., Соловьёв А.Б. Модернизированный кулачковый привод батанного механизма ткацкого станка типа СТБ // Известия высших учебных заведений. Технология текстильной промышленности. – 2004. – № 2. – С. 80–83.

9. Синтез закона движения механизма прибора уточных нитей станка СТБ с приводом от кулачков / Ю.И. Подгорный, А.В. Кириллов, В.Ю. Иванцовский, Д.В. Лобанов, О.В. Максимчук // Обработка металлов (технология, оборудование, инструменты). – 2019. – Т. 21, № 4. – С. 47–58. – DOI: 10.17212/1994-6309-2019-21.4-47-58.

10. Исследование и выбор параметров при проектировании технологических машин / Ю.И. Подгорный, В.Ю. Скиба, Т.Г. Мартынова, О.В. Максимчук. – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2020. – 260 с. – (Монографии НГТУ). – ISBN 978-5-7782-4177-0.

11. Вульфсон И.И. Динамика цикловых машин. – СПб.: Политехника, 2013. – 425 с. – ISBN 978-5-7325-1024-9.

12. Подгорный Ю.И., Мартынова Т.Г., Скиба В.Ю. Синтез технологических машин. Расчет и конструирование. – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2023. – 240 с. – (Монографии НГТУ). – ISBN 978-5-7782-4912-7. – DOI: 10.17212/978-5-7782-4912-7.

13. Патент № 2120508 Российская Федерация. Кулачковый зевобразовательный механизм бесчелночного ткацкого станка: заявл. 16.12.1997; опубл. 20.10.1998 / Ерохин Е.Г., Васильева Н.М., Соке-рин Е.Ф., Карева Т.Ю. – 4 с.

14. Патент № 2176692 Российская Федерация. Устройство ремизного движения ткацкого станка: заявл. 17.06.1997; опубл. 10.12.2001, Бюл. № 15 / Рыбаков Е.А., Воробьев М.И., Шумов Г.В. – 7 с.

15. Мишениерадзе А.П. Технология и оборудование ткацкого производства. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1984. – 376 с.

16. Оников Э.А. Технология, оборудование и рентабельность ткацкого производства. – М.: Текстильная промышленность, 2003. – 320 с.

17. Грановский Т.С., Мишениерадзе А.П. Строе-ние и анализ тканей. – М.: Легпромбытиздат, 1988. – 93 с.

18. Толубеева Г.И. Основы проектирования одно-слойных ремизных тканей. – Иваново: ИГТА, 2005. – 200 с.

19. Подгорный Ю.И. Методы исследования за-правов, их синтез и разработка критериев оптималь-

ности условий эксплуатации ткацких станков при формировании плотных тканей: дис. ... д-ра техн. наук: 05.19.03; 05.02.13: защищена 20.05.1990: утв. 07.12.1990. – Кострома, 1990. – 541 с.

20. Flores P., Souto A.P., Marques F. The first fifty years of the mechanism and machine theory: standing back and looking forward // Mechanism and Machine Theory. – 2018. – Vol. 125. – P. 8–20. – DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2017.11.017.

21. Topology and dimension synchronous optimiza- tion design of 5-DoF parallel robots for in-situ machin- ing of large-scale steel components / K. Chen, M. Wang, X. Huo, P. Wang, T. Sun // Mechanism and Machine The-ory. – 2023. – Vol. 179. – P. 105105. – DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2022.105105.

22. Eckhardt H.D. Kinematic design of machines and mechanisms. – 1st ed. – New York: McGraw-Hill, 1998. – 620 p. – ISBN 0070189536. – ISBN 978-0070189539.

23. Erdman A.G., Sandor G.N. Mechanism design: analysis and synthesis. – 4th ed. – Upper Saddle River, NJ: Pearson, 2001. – 688 p. – ISBN 0130408727. – ISBN 978-0130408723.

24. Hsieh J.-F. Design and analysis of indexing cam mechanism with parallel axes // Mechanism and Machine Theory. – 2014. – Vol. 81. – P. 155–165. – DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2014.07.004.

25. Design of compliant mechanisms using continu- um topology optimization: a review / B. Zhu, X. Zhang, H. Zhang, J. Liang, H. Zang, H. Li, R. Wang // Mechanism and Machine Theory. – 2012. – Vol. 143. – P. 103622. – DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2019.103622.

26. Faxin L., Xianzhang F. The design of parallel combination for cam mechanism // Procedia Environmental Sciences. – 2011. – Vol. 10, pt. B. – P. 1343–1349. – DOI: 10.1016/j.proenv.2011.09.215.

27. Sateesh N., Rao C.S.P., Janardhan Reddy T.A. Optimisation of cam-follower motion using B-splines // International Journal of Computer Integrated Manufacturing. – 2009. – Vol. 22 (6). – P. 515–523. – DOI: 10.1080/09511920802546814.

28. Rothbart H.A. Cam design handbook. – New York: McGraw-Hill Professional, 2003. – 606 p. – ISBN 0071377573. – ISBN 978-0875841830.

29. Myszka D.H. Machines & mechanisms: applied kinematic analysis. – 4th ed. – Upper Saddle River, NJ: Pearson, 2012. – 376 p. – ISBN 0132157802. – ISBN 978-0132157803.

30. Dresig H., Vul'fson I.I. Dynamik der mecha- nismen. – Wien; New York: Springer, 1989. – 328 p. – ISBN 978-3-7091-9036-4. – DOI: 10.1007/978-3-7091-9035-7.

31. Фролов К.В. Теория механизмов и машин. – М.: Высшая школа, 1987. – 496 с.

32. S&A – Expert system for planar mechanisms design / H. Varbanov, T. Yankova, K. Kulev, S. Lilov // Expert Systems with Applications. – 2006. – Vol. 31 (3). – P. 558–569. – DOI: 10.1016/j.eswa.2005.09.081.
33. Fomin A., Paramonov M. Synthesis of the four-bar double-constraint mechanisms by the application of the Grubler's method // Procedia Engineering. – 2016. – Vol. 150. – P. 871–877. – DOI: 10.1016/j.proeng.2016.07.034.
34. To the theory of mechanisms subfamilies / A. Fomin, L. Dvornikov, M. Paramonov, A. Jahr // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2016. – Vol. 124. – P. 012055. – DOI: 10.1088/1757-899X/124/1/012055.
35. Vulfson I. Dynamics of cyclic machines. – Cham: Springer International, 2015. – 390 p. – ISBN 978-3-319-12633-3. – DOI: 10.1007/978-3-319-12634-0.
36. Ondrášek J. The synthesis of a hook drive cam mechanism // Procedia Engineering. – 2014. – Vol. 92. – P. 320–329. – DOI: 10.1016/j.proeng.2014.12.129.
37. Mott R.L. Machine elements in mechanical design. – 5th ed. – Upper Saddle River, NJ: Pearson, 2013. – 816 p. – ISBN 0135077931. – ISBN 978-0135077931.
38. Design and analysis of high-speed cam mechanism using Fourier series / C. Zhoua, B. Hua, S. Chenb, L. Mac // Mechanism and Machine Theory. – 2016. – Vol. 104. – P. 118–129. – DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2016.05.009.
39. Артоблевский И.И. Теория механизмов и машин: учебник для вузов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука, 1988. – 640 с. – ISBN 5-02-013810-X.
40. Левитский Н.И. Теория механизмов и машин: учебное пособие для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука, 1990. – 592 с. – ISBN 5-02-014188-7.
41. Талавашек О., Святый В. Бесчелночные ткацкие станки. – М.: Легпромбытиздат, 1985. – 355 с.
42. Баиметов В.С., Баиметов А.В. Прокладывание уточных нитей на ткацких станках. – Витебск: ВГТУ, 2012. – 98 с.
43. Тур К.В. Комплексный расчет кулачковых механизмов. – М.: Машгиз, 1958. – 380 с.
44. Кузовкин К.С. Опыт работы на станках СТБ. – М.: Машиностроение, 1968. – 238 с.
45. Kinematic analysis of crank-cam mechanism of process equipment / Yu.I. Podgornyy, V.Yu. Skeebe, T.G. Martynova, N.S. Pechorkina, P.Yu. Skeebe // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2018. – Vol. 327. – P. 042080. – DOI: 10.1088/1757-899X/327/4/042080.
46. Kinematic accuracy analysis for cam mechanism considering dynamic behavior and form deviations / J. Yang, C. Wu, N. Shao, F. Liu, Y. Cao, Y. Cao, N. Anwer // Precision Engineering. – 2024. – Vol. 88. – P. 109–116. – DOI: 10.1016/j.precisioneng.2024.01.023.
47. Motion laws synthesis for cam mechanisms with multiple follower displacement / Yu.I. Podgornyy, V.Yu. Skeebe, A.V. Kirillov, T.G. Martynova, P.Yu. Skeebe // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2018. – Vol. 327. – P. 042079. – DOI: 10.1088/1757-899X/327/4/042079.
48. Неклютин Д.А. Оптимальное проектирование кулачковых механизмов на ЭВМ. – М.: Алмата, 1977. – 215 с.
49. Тартаковский И.И. Некоторые задачи синтеза оптимальных законов движения // Машиностроение. – 1971. – № 2. – С. 39–43.

Конфликт интересов

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

© 2024 Авторы. Издательство Новосибирского государственного технического университета. Эта статья доступна по лицензии Creative Commons «Attribution» («Атрибуция») 4.0 Всемирная (<https://creativecommons.org/licenses/by/4.0>).



Obrabotka metallov -

Metal Working and Material Science

Journal homepage: http://journals.nstu.ru/obrabotka_metallov



Synthesis of the heddle drive mechanism

Yuriy Podgornyy^{1,2,a,*}, Vadim Skeebe^{1,b}, Tatyana Martynova^{1,c}, Dmitry Lobanov^{3,e},
 Nikita Martyshev^{4,f}, Semyon Papko^{1,f}, Egor Rozhnov^{1,g}, Ivan Yulusov^{1,h}

¹Novosibirsk State Technical University, 20 Prospekt K. Marksa, Novosibirsk, 630073, Russian Federation

²Novosibirsk Technological Institute (branch) A.N. Kosygin Russian State University (Technologies, Design, Art) 35 Krasny prospekt (5 Potaninskayast.), Novosibirsk, 630099, Russian Federation

³I. N. Ulianov Chuvash State University, 15 Moskovsky Prospekt, Cheboksary, 428015, Russian Federation

⁴National Research Tomsk Polytechnic University, 30 Lenin Avenue, Tomsk, 634050, Russian Federation

^a  <https://orcid.org/0000-0002-1664-5351>,  pjui@mail.ru; ^b  <https://orcid.org/0000-0002-8242-2295>,  skeebe_vadim@mail.ru;
^c  <https://orcid.org/0000-0002-5811-5519>,  martynova@corp.nstu.ru; ^d  <https://orcid.org/0000-0002-4273-5107>,  lobanovdv@list.ru;
^e  <https://orcid.org/0000-0003-0620-9561>,  martjushev@tpu.ru; ^f  <https://orcid.org/0009-0004-4512-5963>,  papko.duty@yandex.ru;
^g  <https://orcid.org/0009-0003-6779-0553>,  EgoRozhnov@yandex.ru; ^h  <https://orcid.org/0009-0006-7566-6722>,  yulusov.2017@stud.nstu.ru

ARTICLE INFO

Article history:

Received: 12 December 2023

Revised: 08 January 2024

Accepted: 17 February 2024

Available online: 15 March 2024

Keywords:

Loom
 Heddle motion mechanism
 Warp threads
 Kinematic chain
 Structural synthesis of mechanism
 Assur groups
 Kinematic scheme
 Cam mechanism
 Cam radius
 Roller
 Speeds
 Accelerations
 Motions
 Axes

Funding

This study was supported by a NSTU grant (project No. TP-PTM-1_24).

Acknowledgements

Research were conducted at core facility "Structure, mechanical and physical properties of materials".

ABSTRACT

Introduction. Domestic enterprises in various industries use a variety of process equipment, including weaving machines. Modern weaving machines have several unique features, including a close relationship between technical condition, productivity, and product quality. Weaving machines are widely used in the textile industry in Russia and other countries. To produce cotton, silk, wool, linen, and other types of fabrics, appropriate machines are designed, including shuttle, shuttleless, pneumatic, and hydraulic machines. One of the most crucial parts of the machine is the heddle lifting mechanism, which determines the weave pattern and the quality of the fabric produced. **The purpose of the work** is to reduce the dimensions of the loom by changing the design parameters of the heddle lifting mechanism. **The research methods** are based on the theory of machines and mechanisms. They enable the development of a method for synthesizing the heddle lifting mechanism and designing a device with reduced dimensions. The paper presents the synthesis and analysis of the Assur group algorithm, which can determine the kinematic characteristics of the mechanism. **Results and discussion.** Following the proposed methodology, the mechanism design was modified by removing the fixing device from the lever mechanism operating area. This allowed for a reduction in interaxial distances and a change in the kinematic scheme. As a result of the new position of the fixed axes, some levers, the connecting rod, and the angle of the double-arm lever were also altered. The synthesis of the mechanism is proposed to begin with the last Assur group, setting it a specific value for the G-point motion equal to 75 mm. (motion of the fourth heddle shaft). As a limitation, the equality of arcs (chords) $E'E = F'F$ was accepted. By assigning these values to the input element for the second-class first-type Assur group and bearing in mind the accepted conditions, the motions for point D were obtained. Thus, the value of the swing angle β of the roller shaft equal to 22.46° was obtained, which is 27.44 mm along the chord. Applying the interpolation principle, we found the initial motion value of 28 mm. Since the loom is planned to produce interlacing fabric patterns using 10 heddles, the design provides for a variable parameter that allows changing the motion of the heddles depending on their location in the depth of the machine. This role was assigned to the lever $B0_1D$. A cam pair synthesis was performed after determining the maximum and minimum values of the center of the roller motion. In total, 5 types of laws of motion were considered: straight-line, harmonic, double harmonic, power-law, cycloidal ones. For the center of the roller, the cycloidal law of motion was selected since it better corresponds to the specified conditions. The synthesis's accuracy was confirmed by the constructed cam profile and conducted kinematic studies for the Assur groups.

For citation: Podgornyy Y.I., Skeebe V.Y., Martynova T.G., Lobanov D.V., Martyshev N.V., Papko S.S., Rozhnov E.E., Yulusov I.S. Synthesis of the heddle drive mechanism. *Obrabotka metallov (tekhnologiya, oborudovanie, instrumenty) = Metal Working and Material Science*, 2024, vol. 26, no. 1, pp. 80–98. DOI: 10.17212/1994-6309-2024-26.1-80-98. (In Russian).

* Corresponding author

Podgornyy Yuriy I., D.Sc. (Engineering), Professor
 Novosibirsk State Technical University,
 20 Prospekt K. Marksa,
 630073, Novosibirsk, Russian Federation
Tel: +7 (383) 346-17-79, **e-mail:** pjui@mail.ru

References

1. Ditskii A.V., Malafeev R.M., Terent'ev V.I., Tuvaeva A.A. *Osnovy proektirovaniya mashin tkatskogo proizvodstva* [Basics of designing weaving machines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1983. 320 p.
2. Podgornyy Yu.I., Skeebe V.Yu., Kirillov A.V., Maksimchuk O.V., Lobanov D.V., Gleim V.R., Zhigulev A.K., Sakha O.V. Vybor konstruktivnykh parametrov nesushchikh sistem mashin s uchetom tekhnologicheskoi nagruzki [Selection of form factors of machine carrying systems in reliance on the process duty]. *Obrabotka metallov (tekhnologiya, oborudovanie, instrumenty) = Metal Working and Material Science*, 2015, no. 4, pp. 51–60. DOI: 10.17212/1994-6309-2015-4-51-60.
3. Podgornyy Yu.I., Skeebe V.Yu., Kirillov A.V., Maksimchuk O.V., Martynova T.G., Lobanov D.V., Filatov I.S., Skeebe P.Yu. Opredelenie zhestkostnykh kharakteristik i energii deformatsii nesushchikh sistem tekhnologicheskikh mashin [Determination of the rigidity and deformation energy of the technological machine load-carrying systems]. *Obrabotka metallov (tekhnologiya, oborudovanie, instrumenty) = Metal Working and Material Science*, 2016, no. 4 (73), pp. 24–33. DOI: 10.17212/1994-6309-2016-4-24-33.
4. Podgornyy Yu.I., Skeebe V.Yu., Kirillov A.V., Maksimchuk O.V., Skeebe P.Yu. Proektirovanie kulachkovogo mekhanizma s uchetom tekhnologicheskoi nagruzki i energeticheskikh zatrat [Cam mechanism designing with account of the technological load and energy costs]. *Obrabotka metallov (tekhnologiya, oborudovanie, instrumenty) = Metal Working and Material Science*, 2017, no. 2 (75), pp. 17–27. DOI: 10.17212/1994-6309-2017-2-17-27.
5. Podgornyy Yu.I., Maksimchuk O.V., Kirillov A.V., Skeebe V.Yu. Osobennosti tsiklogrammirovaniya mashiny s uchetom vzaimodeistviya zven'ev mekhanizmov s uporami [Features of machine cyclogram optimization with the account of interaction of mechanism links with stops]. *Obrabotka metallov (tekhnologiya, oborudovanie, instrumenty) = Metal Working and Material Science*, 2018, vol. 20, no. 1, pp. 44–54. DOI 0.17212/1994-6309-2018-20.1-44-54.
6. Lushnikov S.V., Belyi M.A. Issledovanie vozmozhnosti uravnoveshivaniya sil na glavnom valu tkatskikh stankov STB s ispol'zovaniem kulachkov-razgruzhatelei [Investigation of the possibility of balancing forces on the main shaft of STB looms using fist-unloaders]. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Tekhnologiya tekstil'noi promyshlennosti = Proceedings of Higher Educational Institutions. Technology of the textile industry*, 2009, no. 2S, pp. 85–88.
7. Gusev V.A., Danilov V.V., Tsvetkov D.M., Smirnov A.B. Razrabotka metodiki otsenki geometricheskoi tochnosti profilei kulachkov batannogo mekhanizma stanka STB [Development of a methodology for evaluating the geometric accuracy of the cams of the sley mechanism of the STB machine]. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Tekhnologiya tekstil'noi promyshlennosti = Proceedings of Higher Educational Institutions. Technology of the textile industry*, 2007, no. 6S, pp. 92–97.
8. Terekhina A.O., Solov'ev A.B. Modernizirovannyi kulachkovyi privod batannogo mekhanizma tkatskogo stanka tipa STB [Modernized cam drive for the sley mechanism of the STB loom]. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Tekhnologiya tekstil'noi promyshlennosti = Proceedings of Higher Educational Institutions. Technology of the textile industry*, 2004, no. 2, pp. 80–83.
9. Podgornyy Yu.I., Kirillov A.V., Ivancivsky V.V., Lobanov D.V., Maksimchuk O.V. Sintez zakona dvizheniya mekhanizma priboya utochnykh nitei stanka STB s privodom ot kulachkov [Synthesis of the motion law of filling threads beat-up mechanisms of the STB loom with cam driven]. *Obrabotka metallov (tekhnologiya, oborudovanie, instrumenty) = Metal Working and Material Science*, 2019, vol. 21, no. 4, pp. 47–58. DOI: 10.17212/1994-6309-2019-21.4-47-58.
10. Podgornyy Yu.I., Skeebe V.Yu., Martynova T.G., Maksimchuk O.V. *Issledovanie i vybor parametrov pri proektirovanii tekhnologicheskikh mashin* [Analysis and choice of parameters in designing technological machines]. Novosibirsk, NSTU Publ., 2020. 260 p. ISBN 978-5-7782-4177-0.
11. Vul'fon I.I. *Dinamika tsiklovnykh mashin* [Dynamics of cyclic machines]. St. Petersburg, Politekhnik Publ., 2013. 425 p. ISBN 978-5-7325-1024-9.
12. Podgornyy Yu.I., Martynova T.G., Skeebe V.Yu. *Sintez tekhnologicheskikh mashin. Raschet i konstruirovaniye* [Synthesis of technological machines. calculation and design]. Novosibirsk, NSTU Publ., 2023. 240 p. ISBN 978-5-7782-4912-7. DOI: 10.17212/978-5-7782-4912-7.
13. Erokhin E.G., Vasil'eva N.M., Sokerin E.F., Kareva T.Y. *Kulachkovyi zevoobrazovatel'nyi mekhanizm beschelnochnogo tkatskogo stanka* [Cam shedding mechanism of shuttleless loom]. Patent RF, no. 2120508, 1998.
14. Rybakov E.A., Vorob'ev M.I., Shumov G.V. *Ustroistvo remiznogo dvizheniya tkatskogo stanka* [Loom harness motion]. Patent RF, no. 2176692, 2001.

15. Mshvenieradze A.P. *Tekhnologiya i oborudovaniya tkatskogo proizvodstva* [Technology and equipment for weaving production]. Moscow, Legkaya i pishchevaya promyshlennost' Publ., 1984. 362 p.
16. Onikov E.A. *Tekhnologiya, oborudovanie i rentabel'nost' tkatskogo proizvodstva* [Technology, equipment and profitability of weaving production]. Moscow, Tekstil'naya promyshlennost' Publ., 2003. 320 p.
17. Granovskii T.S., Mshvenieradze A.P. *Stroenie i analiz tkanei* [Structure and analysis of tissues]. Moscow, Legprombytizdat Publ., 1988. 93 p.
18. Tolubeeva G.I. *Osnovy proektirovaniya odnosloinykh remiznykh tkanei* [Basics of designing single-ply heald fabrics]. Ivanovo, IGTA Publ., 2005. 200 p.
19. Podgornyi Yu.I. *Metody issledovaniya zapravok, ikh sintez i razrabotka kriteriev optimal'nosti uslovii ekspluatatsii tkatskikh stankov pri formirovanii plotnykh tkanei*. Diss. dokt. tekhn. nauk [Research methods refills, their synthesis and development of criteria of optimality conditions looms in the formation of dense tissue. Dr. eng. sci. diss.]. Kostroma, 1990. 541 p.
20. Flores P., Souto A.P., Marques F. The first fifty years of the mechanism and machine theory: standing back and looking forward. *Mechanism and Machine Theory*, 2018, vol. 125, pp. 8–20. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2017.11.017.
21. Chen K., Wang M., Huo X., Wang P., Sun T. Topology and dimension synchronous optimization design of 5-DoF parallel robots for in-situ machining of large-scale steel components. *Mechanism and Machine Theory*, 2023, vol. 179, p. 105105. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2022.105105.
22. Eckhardt H.D. *Kinematic design of machines and mechanisms*. 1st ed. New York, McGraw-Hill, 1998. 620 p. ISBN 0070189536. ISBN 978-0070189539.
23. Erdman A.G., Sandor G.N. *Mechanism design: analysis and synthesis*. 4th ed. Upper Saddle River, NJ, Pearson, 2001. 688 p. ISBN 0130408727. ISBN 978-0130408723.
24. Hsieh J.-F. Design and analysis of indexing cam mechanism with parallel axes. *Mechanism and Machine Theory*, 2014, vol. 81, pp. 155–165. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2014.07.004.
25. Zhu B., Zhang X., Zhang H., Liang J., Zang H., Li H., Wang R. Design of compliant mechanisms using continuum topology optimization: a review. *Mechanism and Machine Theory*, 2012, vol. 143, p. 103622. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2019.103622.
26. Faxin L., Xianzhang F. The design of parallel combination for cam mechanism. *Procedia Environmental Sciences*, 2011, vol. 10, pt. B, pp. 1343–1349. DOI: 10.1016/j.proenv.2011.09.215.
27. Sateesh N., Rao C.S.P., Janardhan Reddy T.A. Optimisation of cam-follower motion using B-splines. *International Journal of Computer Integrated Manufacturing*, 2009, vol. 22 (6), pp. 515–523. DOI: 10.1080/09511920802546814.
28. Rothbart H.A. *Cam design handbook*. New York, McGraw-Hill Professional, 2003. 606 p. ISBN 0071377573. ISBN 978-0875841830.
29. Myszka D.H. *Machines & mechanisms: applied kinematic analysis*. 4th ed. Upper Saddle River, NJ, Pearson, 2012. 376 p. ISBN 0132157802. ISBN 978-0132157803.
30. Dresig H., Vul'fson I.I. *Dynamik der mechanismen*. Wien, New York, Springer, 1989. 328 p. ISBN 978-3-7091-9036-4. DOI: 10.1007/978-3-7091-9035-7.
31. Frolov K.V. *Teoriya mekhanizmov i mashin* [Theory of mechanisms and machines]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1987. 496 p.
32. Varbanov H., Yankova T., Kulev K., Lilov S. S&A – Expert system for planar mechanisms design. *Expert Systems with Applications*, 2006, vol. 31 (3), pp. 558–569. DOI: 10.1016/j.eswa.2005.09.081.
33. Fomin A., Paramonov M. Synthesis of the four-bar double-constraint mechanisms by the application of the Grubler's method. *Procedia Engineering*, 2016, vol. 150, pp. 871–877. DOI: 10.1016/j.proeng.2016.07.034.
34. Fomin A., Dvornikov L., Paramonov M., Jahr A. To the theory of mechanisms subfamilies. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2016, vol. 124, p. 012055. DOI: 10.1088/1757-899X/124/1/012055.
35. Vul'fson I. *Dynamics of cyclic machines*. Cham, Springer International, 2015. 390 p. ISBN 978-3-319-12633-3. DOI: 10.1007/978-3-319-12634-0.
36. Ondrášek J. The synthesis of a hook drive cam mechanism. *Procedia Engineering*, 2014, vol. 92, pp. 320–329. DOI: 10.1016/j.proeng.2014.12.129.
37. Mott R.L. *Machine elements in mechanical design*. 5th ed. Upper Saddle River, NJ, Pearson, 2013. 816 p. ISBN 0135077931. ISBN 978-0135077931.
38. Zhoua C., Hua B., Chenb S., Mac L. Design and analysis of high-speed cam mechanism using Fourier series. *Mechanism and Machine Theory*, 2016, vol. 104, pp. 118–129. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2016.05.009.

39. Artobolevskii I.I. *Teoriya mekhanizmov i mashin: uchebnik dlya vtuzov* [Theory of mechanisms and machines]. 4th ed. Moscow, Nauka Publ., 1988. 640 p. ISBN 5-02-013810-X.
40. Levitskii N.I. *Teoriya mekhanizmov i mashin* [Theory of mechanisms and machine]. 2nd ed. Moscow, Nauka Publ., 1990. 592 p. ISBN 5-02-014188-7.
41. Talavashek O., Svatyi V. *Beschelnochnye tkatskie stanki* [Shuttleless looms]. Moscow, Legprombytizdat Publ., 1985. 355 p.
42. Bashmetov V.S., Bashmetov A.V. *Prokladyvanie utochnykh nitei na tkatskikh stankakh* [Laying weft threads on looms]. Vitebsk, VGTU Publ., 2012. 98 p.
43. Tir K.V. *Kompleksnyi raschet kulachkovykh mekhanizmov* [Complex calculation of cam mechanisms]. Moscow, Mashgiz Publ., 1958. 380 p.
44. Kuzovkin K.S. *Opyt raboty na stankakh STB* [Experience working on STB machines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1968. 238 p.
45. Podgorniy Yu.I., Skeebe V.Yu., Martynova T.G., Pechorkina N.S., Skeebe P.Yu. Kinematic analysis of crank-cam mechanism of process equipment. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2018, vol. 327, p. 042080. DOI: 10.1088/1757-899X/327/4/042080.
46. Yang J., Wu C., Shao N., Liu F., Cao Y., Cao Y., Anwer N. Kinematic accuracy analysis for cam mechanism considering dynamic behavior and form deviations. *Precision Engineering*, 2024, vol. 88, pp. 109–116. DOI: 10.1016/j.precisioneng.2024.01.023.
47. Podgorniy Yu.I., Skeebe V.Yu., Kirillov A.V., Martynova T.G., Skeebe P.Yu. Motion laws synthesis for cam mechanisms with multiple follower displacement. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2018, vol. 327, p. 042079. DOI: 10.1088/1757-899X/327/4/042079.
48. Neklyutin D.A. *Optimal'noe proektirovanie kulachkovykh mekhanizmov na EVM* [Optimal design of cam mechanisms on a computer]. Moscow, Almata Publ., 1977. 215 p.
49. Tartakovskii I.I. Nekotorye zadachi sinteza optimal'nykh zakonov dvizheniya [Some problems of synthesis of optimal laws of motion]. *Mashinostroenie = Mechanical Engineering*, 1971, no. 2, pp. 39–43.

Conflicts of Interest

The authors declare no conflict of interest.

© 2024 The Authors. Published by Novosibirsk State Technical University. This is an open access article under the CC BY license (<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0>).