УДК 62-231.31 DOI: 10.18698/0236-3941-2018-4-92-108

СИНТЕЗ ШАРНИРНОГО ЧЕТЫРЕХЗВЕННОГО МЕХАНИЗМА КОНВЕЙЕРА С ПРЕРЫВИСТЫМ ДВИЖЕНИЕМ ТЯГОВЫХ ЦЕПЕЙ

М.А. Халтурин longhair89@mail.ru

ООО «Кемеровский хладокомбинат», г. Кемерово, Российская Федерация

Аннотация

Разработана новая конструкция конвейера с прерывистым движением тяговых цепей посредством привода, включающего в себя шарнирный четырехзвенный механизм. Предложена методика расчета основных геометрических параметров устройства. Синтез шарнирного четырехзвенного механизма реализован на ЭВМ, что позволило определить следующие параметры механизма: длины кривошипа, шатуна и коромысла; начальное положение кривошипа; угол конфигурации коромысла. Рассмотрена методика выбора оптимальных параметров механизма. Спроектированная схема механизма отвечает следующим критериям: выполнение условия существования кривошипа, обеспечение минимальной нагрузки на кинематические пары механизма и соответствие функции перемещения коромысла назначению механизма. Для оценки работоспособности механизма автором предложены коэффициент увеличения полезной нагрузки и показатель отклонения остановки тяговых цепей

Ключевые слова

Конвейер, прерывистое движение, шарнирный четырехзвенный механизм, коэффициент увеличения полезной нагрузки, отклонение остановки тяговых цепей

Поступила в редакцию 28.09.2017
© МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2018

В различных отраслях промышленности широко используются конвейеры с прерывистым движением тяговых цепей, поскольку они способствуют выполнению многочисленных технологических операций в поточных линиях. В таких устройствах прерывистость движения может достигаться использованием в качестве приводного механизма известных мальтийских и храповых, а также зубчатых колес с неполным числом зубьев [1]. Но такие механизмы не высоконадежны из-за жестких ударов, вызываемых периодическим разрывом кинематической связи между звеньями. Более современные технические решения [2, 3], основанные на применении цилиндрических кулачков и рычажно-кулисных механизмов, заменяющих мальтийские, в определенной степени способствуют повышению надежности работы конвейеров с прерывистым движением тяговых цепей, однако существенно усложняют и удорожают конструкцию привода. В условиях невысоких тяговых нагрузок возможно использование пневмопривода [4]. Перспективной разработкой является механизм прерывистого движения, основанный на принципе работы волновой зубчатой передачи [5], но применение этого устройства ограничивают высокая цена и сложность изготовления привода.

Универсальным техническим решением является использование сервопривода [6], но его внедрение, а также ремонт представляют значительные капитальные затраты.

Высокой надежностью характеризуются устройства с механическим приводом, состоящим из рычажно-зубчатого [7, 8] или зубчатого механизма с некруглыми колесами [9, 10]. Экономически целесообразной и более значимой в практическом применении станет разработка такой конструкции привода, кинематическая схема которой будет включать в себя рычажный механизм, состоящий из низших вращательных кинематических пар, или (относительно транспортирующих машин) будет разделена на элементы, отвечающие за преодоление тяговой нагрузки, а также способствующие периодической остановке тяговых цепей [2].

На основании принципа изменения скорости тяговых цепей конвейера посредством их отклонения подвижными звездочками на отдельно взятых участках разработано техническое решение, способствующее достижению указанной цели.

Преимущества такого технического решения заключаются в простоте изготовления конструкции, высокой прочности и износостойкости ее элементов и минимальных потерях на трение благодаря использованию только низших вращательных кинематических пар. Возможный недостаток такого устройства будет заключаться в приближенном характере остановки его тяговых цепей.

Конвейер (рис. 1) с прерывистым движением тяговых цепей *1* содержит приводные звездочки *2*, жестко закрепленные на валу, ведомые звездочки *3*, связанные силовой передачей *4*. Приводные звездочки *2* с помощью силовых передач *5* и *6*

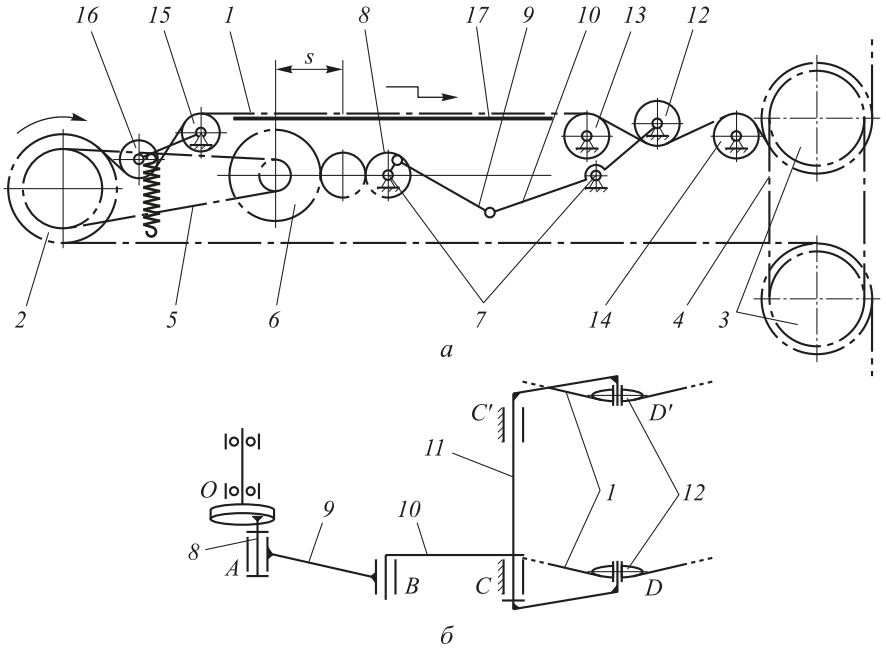


Рис. 1. Конвейер с прерывистым движением тяговых цепей (*а*) и кинематическая схема шарнирного четырехзвенного механизма (*б*)

кинематически связаны с шарнирным четырехзвенным механизмом. Элементами шарнирного четырехзвенного механизма являются стойка *7*, кривошип *8*, шатун *9* и коромысло *10*, которое образует вал *11* с установленной на нем парой звездочек *12* с возможностью отклонения тяговых цепей *1* относительно поддерживающих звездочек *13* и *14*. Между приводными звездочками *2* и парой поддерживающих звездочек *15* расположена пара прижимных звездочек *16*. На участке конвейера между поддерживающими звездочками *13* и *15*, где осуществляется прерывистое движение тяговых цепей *1*, установлены направляющие *17*.

Устройство работает следующим образом. Приводным звездочкам *2* и кривошипу *8* шарнирного четырехзвенного механизма с помощью силовых передач *5* и *6* сообщается непрерывное вращательное движение от общего привода (на схеме не показан). Выходное звено шарнирного четырехзвенного механизма коромысло *10* с парой отклоняющих звездочек *12* совершает при этом качательное движение. Во время движения коромысла *10* из крайнего положения в направлении по ходу часовой стрелки звездочки *12* постепенно увеличивают отклонение тяговых цепей *1* относительно поддерживающих звездочек *13* и *14*, а отклонение тяговых цепей *1* прижимными звездочками *16* относительно приводных звездочек *2* и поддерживающих звездочек *15* при этом уменьшается. В указанное время наблюдается движение тяговых цепей *1*.

Во время обратного хода коромысла *9* отклонение тяговых цепей *1* между поддерживающими звездочками *13* и *14* уменьшается и тяговые цепи в величине, равной уменьшению отклонения, набегают на ведомые звездочки *3*, расположенные на верхней ветви конвейера, а тяговые цепи, сбегающие с приводных звездочек *2*, компенсируются прижимными звездочками *15*. На данном этапе между поддерживающими звездочками *13* и *15* наблюдается приближенная остановка тяговых цепей *1*.

Цикл движения и остановки тяговых цепей *1* соответствует одному обороту кривошипа *8*.

Звенья шарнирного четырехзвенного механизма входят в следующие кинематические пары (рис. 1, *б*): *O* — вращательная, класс V, образуемая валом-шестерней, установленным в фиксирующих опорах; *A* и *C* — вращательные, класс V; *B* и *C′* — вращательные, класс IV, дополнительно способствующие компенсации осевых смещений, возникающих в других кинематических парах.

Главной задачей разработки представленного устройства является определение конфигурации рычажного механизма и длин его звеньев, способствующих требуемой продолжительности остановки тяговых цепей.

Согласно приведенному принципу, остановка тяговых цепей *1* обеспечивается совпадением скоростей их набегания на ведомые звездочки *3* и их сбегания с приводных звездочек *2* во время обратного хода коромысла *9* (против хода часовой стрелки).

Поскольку отклонение тяговых цепей *1* между поддерживающими звездочками *13* и *14* (рис. 1, *а*, рис. 2)

$$l = l_1 + l_2 + r\frac{2\alpha\pi + 2\beta\pi}{180^\circ}, \tag{1}$$

т. е. определяется угловыми α, β и линейными l_1, l_2 геометрическими параметрами, то остановка тяговых цепей *1* будет характеризоваться выполнением следующего условия:

$$s' = \frac{ds}{d\varphi} + \frac{dl}{d\varphi} \approx 0, \tag{2}$$

где s' — аналог скорости тяговых цепей; $ds/d\varphi$ — аналог скорости сбегания тяговых цепей с приводных звездочек — постоянная величина (здесь $d\varphi$ — элементарный угол поворота кривошипа); $dl/d\varphi$ — аналог скорости изменения отклонения тяговых цепей *1* между поддерживающими звездочками *13* и *14* (см. рис. 1, *а*).

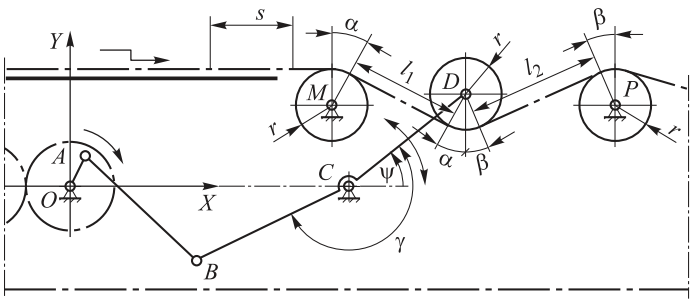


Рис. 2. К определению отклонения тяговых цепей между поддерживающими звездочками

Разрабатываемое устройство (см. рис. 2) располагает большим числом факторов, влияющих на точность положения тяговых цепей во время их остановки: длины звеньев, угол конфигурации коромысла, а также конфигурация самого механизма.

Рассматривая влияние положения коромысла, задаваемого углом ψ, на точность остановки тяговых цепей, выявили, что для равенства значений $|dl/d\varphi|$ и $ds/d\varphi$ при шаге *s* остановки тяговых цепей, расстоянии между поддерживающими звездочками X_{MP} = 2,137*s*, расстояниях X_{CM} = 0,113*s* и Y_{CM} = 0,607*s*, длине отрезка *CD* = 1,125*s* (см. рис. 2) функция положения коромысла ψ(φ) должна быть такой, как на рис. 3.

На рис. 4 приведены конфигурации шарнирного четырехзвенного механизма, позволяющие в результате их синтеза воспроизводить требуемую функцию положения коромысла. Схема механизма, приведенная на рис. 4, *в*, отличается от схемы на рис. 4, *а* симметричным относительно отрезка *AC* положением структурной группы, состоящей из шатуна *3* и коромысла *4*, противоположным и уменьшенным на 180° углом γ, противоположным направлением движения кривошипа *2* и смещением стойки *1* вправо на величину, равную разности X_{MP} и $2X_{CM}$. Каждую из этих двух схем (рис. 4, *а*, *в*) можно развернуть на некоторый угол. Например, схема механизма, приведенная на рис. 4, *б*, образована поворотом стойки *1* вокруг точки *C* на угол λ и уменьшением угла γ на λ (см. рис. 4, *а*).

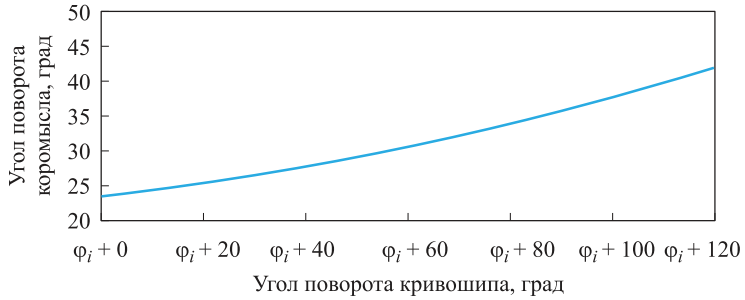


Рис. 3. График требуемой зависимости угла поворота коромысла от угла поворота кривошипа шарнирного четырехзвенного механизма

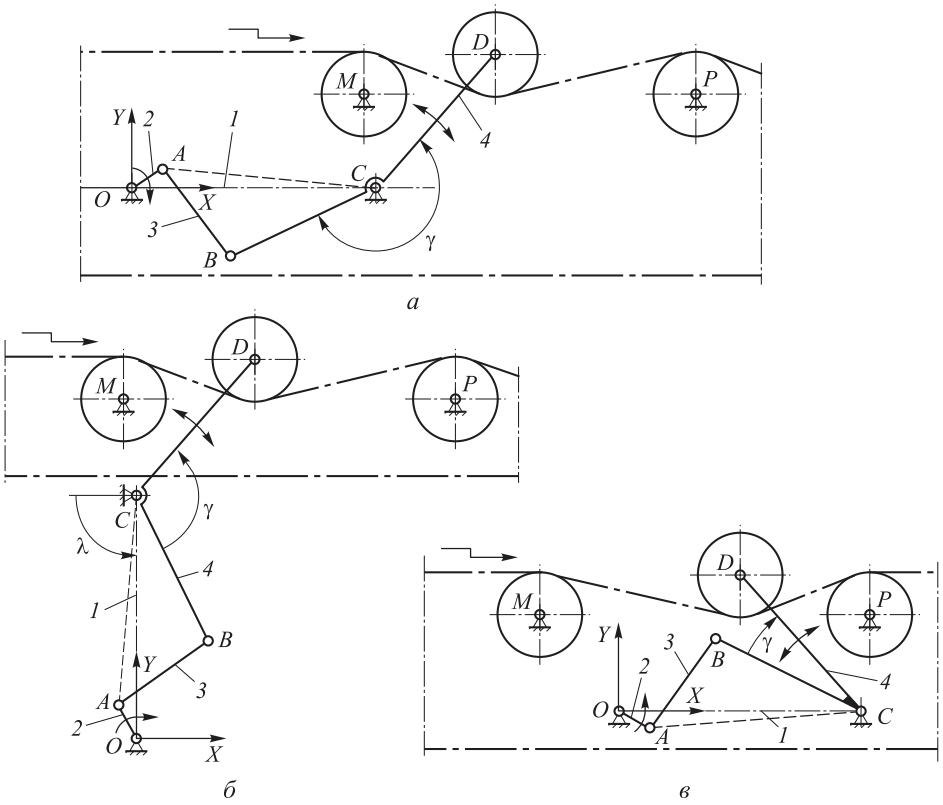


Рис. 4. Возможные конфигурации шарнирного четырехзвенного механизма для конвейера с прерывистым движением тяговых цепей

При разработке конвейера с прерывистым движением тяговых цепей наиболее практичной является схема шарнирного четырехзвенного механизма (см. рис. 4, *а*).

Методика расчета конвейера с приближенной остановкой тяговых цепей продолжительностью $\frac{112^\circ}{360^\circ} \ldots \frac{120^\circ}{360^\circ}$ одного оборота кривошипа включает следующие этапы.

1. Задание шага *s*, остановки тяговых цепей конвейера, кратного шагу тяговых цепей.

2. Выбор числа зубьев приводных *2*, ведомых *3*, поддерживающих *15* и прижимных *16* звездочек (см. рис. 1, *а*); определение геометрических параметров силовых передач *5* и *6* относительно заданного шага *s* остановки тяговых цепей конвейера за один оборот кривошипа *8*. Число зубьев приводных звездочек *2* рекомендуется назначать кратным значению шага остановки конвейера, выраженной в звеньях цепи.

3. Конструктивное задание межосевого расстояния между приводными *2* и поддерживающими *15* звездочками. По завершении расчета от этого расстояния будут зависеть значения предварительного и рабочего растяжений пружин прижимных звездочек *16*.

4. Определение числа зубьев отклоняющих и поддерживающих звездочек *12–14*:

$$z = \frac{180^\circ}{\arcsin\left(t / 0,55s\right)},$$

где t — шаг тяговых цепей.

Полученное значение z следует округлить до целого числа и рассчитать по нему радиус делительной окружности звездочек *12–14*:

$$r = \frac{t}{2\sin\left(180^\circ / z\right)}. \qquad (3)$$

5. Синтез шарнирного четырехзвенного механизма.

Для решения этой задачи будет использован метод проектирования шарнирного четырехзвенного механизма по трем положениям кривошипа и коромысла [11] определяемым углами φ_1–φ_3 и ψ_1–ψ_3. Благодаря гибкости исходных параметров, указанный метод способствует выполнению условия существования кривошипа; обеспечению минимальной нагрузки на кинематические пары механизма; соответствию функции перемещения коромысла назначению механизма.

Решать задачу синтеза рычажного механизма целесообразно с использованием ЭВМ. Для определения основных и вспомогательных геометрических характеристик механизма далее приведены математические выражения и блок-схема (рис. 5) решения задачи синтеза механизма.

5.1. Выбор интервала $\varphi_т$ между первым φ_1 и третьим φ_3 положениями кривошипа.

Несмотря на то что величина хода кривошипа, соответствующая движению коромысла против хода часовой стрелки, для заданной конфигурации механизма достигает значений 200° и более, следует учитывать, что чем меньше будет выбранный интервал $\varphi_т$ (рис. 6), тем точнее и продолжительнее будет остановка тяговых цепей конвейера, поскольку чем ближе друг к другу будут углы φ_1–φ_3 и ψ_1–ψ_3, тем точнее будет получаемая функция перемещения коромысла. Рекомендуемое значение этого интервала

$$\varphi_т = \varphi_{т\,\min} \ldots \varphi_{т\,\max} = 110^\circ \ldots 130^\circ. \qquad (4)$$

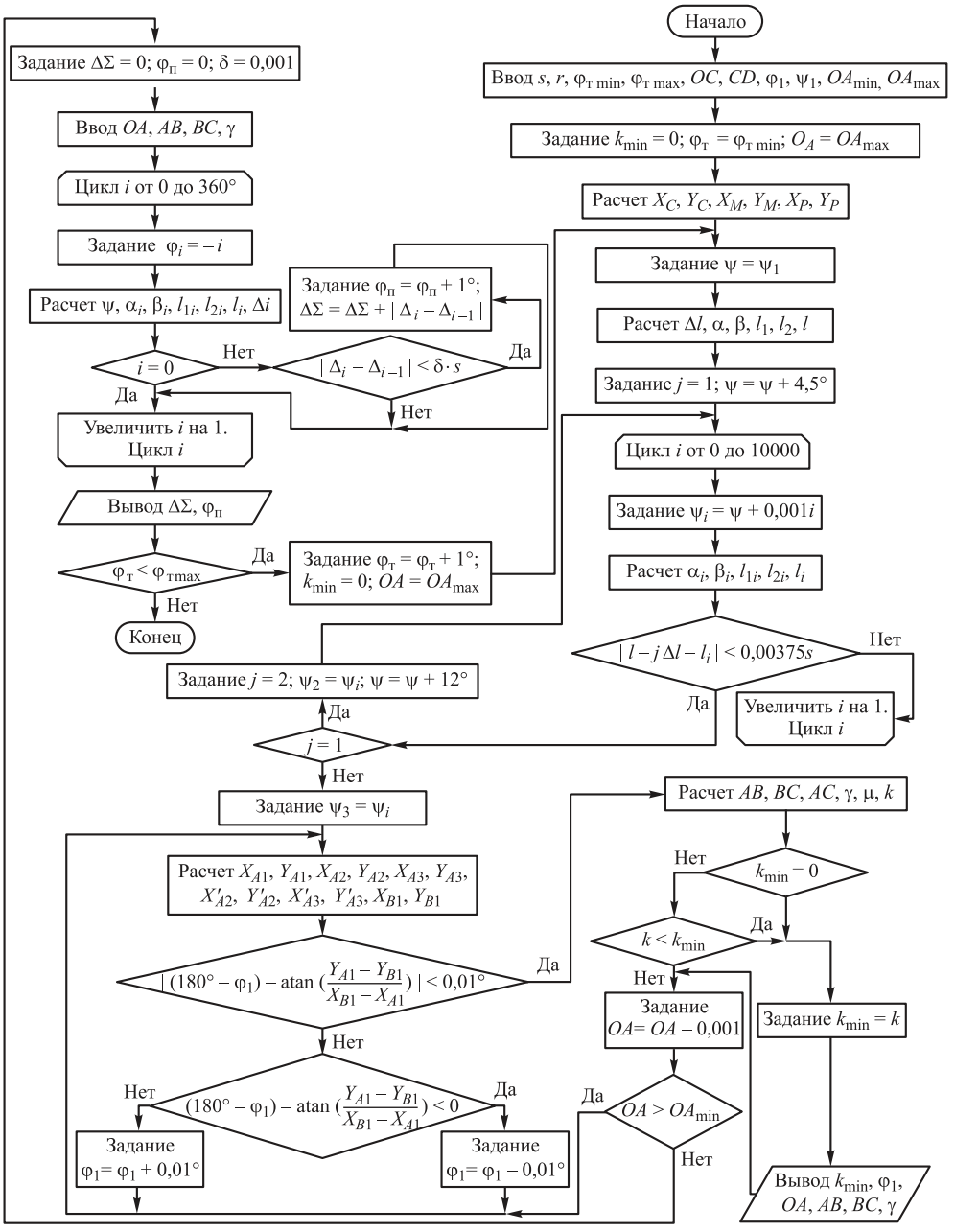


Рис. 5. Блок-схема синтеза шарнирного четырехзвенного механизма

5.2. Выбор расстояния *OC* из условия

$$OC \geq 2,25s. \tag{5}$$

5.3. Определение расстояния *CD*

$$CD = 1,125s. \tag{6}$$

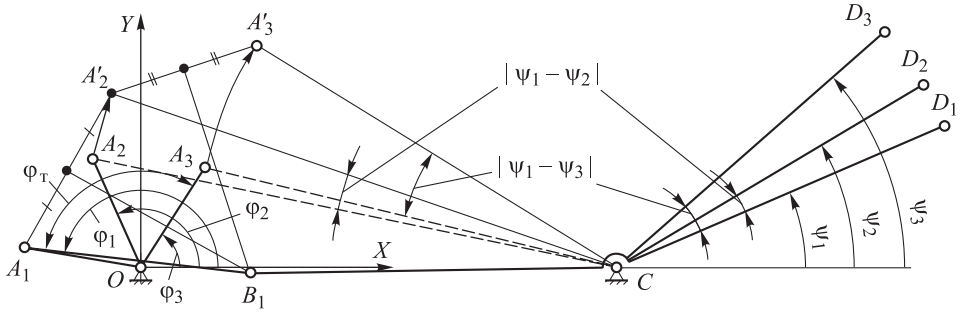


Рис. 6. К определению координат точки B_1 шарнирного четырехзвенного механизма

5.4. Определение координат точек *C*, *M* и *P* в системе координат *XOY* (см. рис. 2):

$$X_C = OC;$$
$$Y_C = 0;$$
$$X_M = OC - 0,113s;$$
$$Y_M = 0,607s;$$
$$X_P = X_M + 2,137s;$$
$$Y_P = Y_M.$$

5.5. Задание первого положения коромысла ψ_1 и начальных значений $\psi_{2н}$ и $\psi_{3н}$ углов ψ_2 и ψ_3 (см. рис. 6):

$$\psi_1 = 22,5° \ldots 23,5°;$$
$$\psi_{2н} = \psi_1 + 4,5°; \qquad (7)$$
$$\psi_{3н} = \psi_{2н} + 12°.$$

Наименьшее значение ψ_1 способствует более продолжительной остановке тяговых цепей конвейера.

5.6. Определение положений коромысла ψ_2 и ψ_3.

Для определения этих двух углов необходимо записать следующие вспомогательные формулы:

перемещение тяговых цепей Δl при переходе кривошипа из положения φ_1 в положение φ_2 (или из положения φ_2 в положение φ_3)

$$\Delta l = \frac{s\varphi_т}{2 \cdot 360°};$$

углы α и β (см. рис. 2)

$$\alpha = \operatorname{arctg}\left(\frac{CD\sin\psi - Y_M}{X_M - X_C - CD\cos\psi}\right) + \arcsin\left(\frac{2r}{u}\right); \qquad (8)$$

$$\beta = \operatorname{arctg}\left(\frac{Y_P - CD\sin\psi}{X_P - X_C - CD\cos\psi}\right) + \arcsin\left(\frac{2r}{q}\right), \qquad (9)$$

отрезки l_1 и l_2 (см. рис. 2)

$$l_1 = u \sin\left(\frac{\pi}{2} - \arcsin\left(\frac{2r}{u}\right)\right); \tag{10}$$

$$l_1 = q \sin\left(\frac{\pi}{2} - \arcsin\left(\frac{2r}{q}\right)\right), \tag{11}$$

где $u = \sqrt{\left(X_C + CD\cos\psi - X_M\right)^2 + \left(CD\sin\psi - Y_M\right)^2}$;

$$q = \sqrt{\left(X_P - X_C - CD\cos\psi\right)^2 + \left(Y_P - CD\sin\psi\right)^2}.$$

После чего, задавая $\psi = \psi_1$, следует рассчитать по формуле (1) отклонение тяговых цепей между поддерживающими звездочками *13* и *14* (см. рис. 1, *а* и рис. 2).

Определять углы ψ_2 и ψ_3 следует путем итерационного увеличения исходного значения соответствующих углов $\psi_{2н}$ и $\psi_{3н}$, а справедливость их нахождения будет выражаться как

$$l - j\Delta l - l_i < 0,00375s,$$

где $j = 1$ — если определяется угол ψ_2 и $j = 2$ — если определяется угол ψ_3; l_i — отклонение тяговых цепей между поддерживающими звездочками *13* и *14*, определяемое по формуле (1) для текущего значения угла ψ_i; 0,00375 — рекомендуемая погрешность определения l_i.

5.7. Определение основных геометрических характеристик механизма *OA*, *AB*, *BC* и γ, а также крайнего положения кривошипа, задаваемого углом φ_1.

Начинать синтез механизма следует с задания произвольного значения угла φ_1 из диапазона

$$\varphi_1 = 160° ... 180°. \tag{12}$$

Длина кривошипа *OA* определяется в следующих пределах:

$$OA = OA_{\min} ... OA_{\max} = 0,05\,OC ... 0,1\,OC. \tag{13}$$

Шаг варьирования длины кривошипа следует задавать не менее 0,001 м.

Координаты точек $A_1, A_2, A_3, A_2', A_3'$ (см. рис. 6):

$$X_{A1} = OA\cos\varphi_1;$$

$$Y_{A1} = OA\sin\varphi_1;$$

$$X_{A2} = OA\cos\left(\varphi_1 - \frac{\varphi_т}{2}\right);$$

$$Y_{A2} = OA\sin\left(\varphi_1 - \frac{\varphi_т}{2}\right);$$

$$X_{A3} = OA\cos(\varphi_1 - \varphi_т);$$

$$Y_{A3} = OA\sin(\varphi_1 - \varphi_т);$$

$$X'_{A2} = X_C + (X_{A2} - X_C)\cos(\psi_1 - \psi_2) - (Y_{A2} - Y_C)\sin(\psi_1 - \psi_2);$$

$$Y'_{A2} = Y_C + (X_{A2} - X_C)\sin(\psi_1 - \psi_2) + (Y_{A2} - Y_C)\cos(\psi_1 - \psi_2);$$

$$X'_{A3} = X_C + (X_{A3} - X_C)\cos(\psi_1 - \psi_3) - (Y_{A3} - Y_C)\sin(\psi_1 - \psi_3);$$

$$Y'_{A3} = Y_C + (X_{A3} - X_C)\sin(\psi_1 - \psi_3) + (Y_{A3} - Y_C)\cos(\psi_1 - \psi_3).$$

Координаты точки B_1 (см. рис. 6):

$$X_{B1} = 0,5\big(X_{A1}^2 Y'_{A2} - Y'_{A3}X_{A1}^2 - Y_{A1}Y_{A2}'^2 - Y_{A1}^2 Y'_{A3} + Y_{A1}X_{A3}'^2 - Y_{A1}X_{A2}'^2 + Y_{A2}'^2 Y'_{A3} + Y_{A1}^2 Y'_{A2} - Y'_{A2}Y_{A3}'^2 + Y'_{A3}X_{A2}'^2 + Y_{A1}Y_{A3}'^2 - X_{A3}'^2 Y'_{A2}\big)\Big/ \Big(Y'_{A3}X'_{A2} - Y'_{A3}X_{A1} + X_{A1}Y'_{A2} - X'_{A3}Y'_{A2} + Y_{A1}X'_{A3} - Y_{A1}X'_{A2}\Big);$$

$$X_{B1} = -0,5\big(-Y_{A3}'^2 X'_{A2} + Y_{A3}'^2 X_{A1} - X_{A1}Y_{A2}'^2 + Y_{A2}'^2 X'_{A3} - Y_{A1}^2 X'_{A3} + Y_{A1}^2 X'_{A2} - X_{A1}^2 X'_{A3} + X'_{A2}X_{A1}^2 - X_{A2}'^2 X_{A1} - X_{A3}'^2 X'_{A2} + X_{A3}'^2 + X_{A3}'^2 X_{A1}\big)\Big/ \Big(Y'_{A3}X'_{A2} - Y'_{A3}X_{A1} + X_{A1}Y'_{A2} - X'_{A3}Y'_{A2} + Y_{A1}X'_{A3} - Y_{A1}X'_{A2}\Big);$$

После определения координат точек A_1 и B_1 необходимо проверить соответствие заданного значения угла поворота кривошипа φ_1 его крайнему положению, согласно условию

$$\left|(180^\circ - \varphi_1) - \operatorname{arctg}\left(\frac{Y_{A1} - Y_{B1}}{X_{B1} - X_{A1}}\right)\right| \le 0,01^\circ. \qquad (14)$$

Если условие (14) не выполняется и его подмодульное выражение отрицательное, то следует уменьшить исходное значение φ_1, а если оно положительное, то — увеличить. После чего необходимо пересчитать координаты точек A_1, A_2, A_3, A'_2, A'_3, B_1 и вновь проверить условие (14).

Найденный таким образом угол φ_1 в совокупности с другими параметрами механизма (OC, OA, $\varphi_т$, ψ_1–ψ_3), определенными согласно предложенной методике, будет способствовать последующему выполнению условия существования кривошипа (правила Грасгофа).

После определения φ_1 следует рассчитать остальные геометрические параметры механизма:

$$AB = \sqrt{(X_{B1} - X_{A1})^2 + (Y_{B1} - Y_{A1})^2};$$

$$BC = \sqrt{(X_{B1} - X_C)^2 + (Y_{B1} - Y_C)^2};$$

$$\gamma = 180^\circ - \operatorname{arctg}\left(\frac{Y_{B1} - Y_C}{X_{B1} - X_C}\right) + \psi_1.$$

Окончательный этап синтеза механизма состоит в определении коэффициента увеличения полезной нагрузки на наиболее уязвимые кинематические пары A и B и поиске длины кривошипа OA, соответствующей минимальному значению этого коэффициента.

Для расчетной схемы (рис. 7) справедливы следующие уравнения:

$$Q^t \cos(\gamma - 180°) + Q^n \sin(\gamma - 180°) - R_{03}^t + R_{12} \sin\mu = 0; \tag{15}$$

$$R_{03}^t BC = Q^t \left(CD + BC \cos(\gamma - 180°) \right) + Q^n BC \sin(\gamma - 180°); \tag{16}$$

$$R_{12} = R_{23}, \tag{17}$$

где Q^t и Q^n — тангенциальная и нормальная составляющие силы Q, вызываемой натяжением тяговых цепей прижимными звездочками *16* (см. рис. 1, *а*); R_{03}^t — тангенциальная составляющая реакции в кинематической паре C; R_{12} и R_{23} — реакции в кинематических парах A и B от силы Q; μ — угол передачи движения.

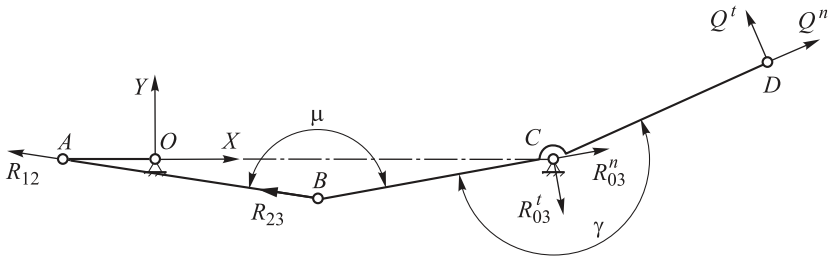


Рис. 7. К определению коэффициента увеличения полезной нагрузки

Для определения реакций R_{12} и R_{23} следует из (16) выразить R_{03}^t и подставить в (15). Тогда в соответствии с (17) получим

$$R_{12} = R_{23} = \frac{Q^t CD}{BC \sin\mu}. \tag{18}$$

Если в (18) R_{12} и R_{23} заменить на kQ^t и сократить Q^t, то выражение примет следующий вид:

$$k = \frac{CD}{BC \sin\mu},$$

где k — коэффициент увеличения полезной нагрузки.

Наибольшее значение μ наблюдается в момент, когда кривошип повернут на 180° относительно оси X (см. рис. 7). Тогда

$$\mu = \arccos\left(\frac{AB^2 + BC^2 - AC^2}{2\,AB \cdot AC} \right),$$

где $AC = OA + OC$ (см. рис. 7).

Меняя длину кривошипа в диапазоне от $OA_{\min}$ до $OA_{\max}$ и повторяя все вычисления раздела 5.7, необходимо зафиксировать геометрические параметры механизма, соответствующие минимальному значению коэффициента k.

5.8. Расчет отклонения остановки тяговых цепей конвейера.

Интервал остановки и отклонение остановки тяговых цепей можно определить численным методом, задавая угол поворота кривошипа от 0 до –360°, с шагом изменения 1° (знак «минус» соответствует направлению движения кривошипа по ходу часовой стрелки). В таком случае перемещение Δ_i тяговых цепей за угол поворота кривошипа, равный φ_i, можно записать как

$$\Delta_i = l_i + \left| \frac{s\varphi_i}{360^\circ} \right|,$$

где отклонение тяговых цепей l_i определяется по формуле (1), а угол наклона коромысла для формул (8)–(11):

$$\psi = \arccos\left(\frac{AB^2 - BC^2 + 2\,OA \cdot OC\cos\varphi_i - OC^2 - OA^2}{\sqrt{\dfrac{-\left(2\,OA \cdot OC\cos\varphi_i - OC^2 - OA^2\right)}{(OA\cos\varphi_i - OC)^2}} \cdot 2\,BC(OA\cos\varphi_i - OC)} \right) -$$

$$-\operatorname{arctg}\left(\frac{OA\sin\varphi_i}{OC - OA\cos\varphi_i} \right) + \gamma - \pi.$$

При этом остановка тяговых цепей будет характеризоваться условием

$$\left|\Delta_i - \Delta_{i-1}\right| < \delta s, \tag{19}$$

где $\delta = 0,001$ — относительная погрешность остановки тяговых цепей.

Отклонение остановки тяговых цепей

$$\Delta_\Sigma = \int\limits_{\varphi_1}^{\varphi_1 + \varphi_\text{п}} s'\,d\varphi,$$

где $\varphi_\text{п}$ — ход кривошипа, соответствующий фактическому интервалу остановки тяговых цепей конвейера и определяемый отсчетом параметра i с момента выполнения условия (19).

Отклонение остановки тяговых цепей в численном выражении можно записать так:

$$\Delta_\Sigma = \left|\Delta_i - \Delta_{i-1}\right| + \left|\Delta_{i+1} - \Delta_i\right| + \left|\Delta_{i+2} - \Delta_{i+1}\right| ..., \tag{20}$$

где слагаемые формулы (20) удовлетворяют условию (19).

5.9. Выбор оптимального результата.

Вычисления пунктов 5.6–5.8 повторяются для каждого значения угла $\varphi_\text{т}$ из интервала, рекомендованного в 5.1. Выбор оптимального результата проводится

на основании математической обработки полученных рядов коэффициента увеличения полезной нагрузки k ($\varphi_т$) и отклонения остановки тяговых цепей Δ_Σ ($\varphi_т$) с использованием критерия оптимальности Гурвица $(\mathrm{Hur})_i^p(\lambda)$:

$$(\mathrm{Hur})_i^p(\lambda)=\lambda\left(\frac{k_{\max}-k_i}{k_{\max}-k_{\min}}\right)+(1-\lambda)\left(\frac{\Delta_{\Sigma\max}-\Delta_{\Sigma i}}{\Delta_{\Sigma\max}-\Delta_{\Sigma\min}}\right),$$

где $\lambda = 0{,}45$ — коэффициент доверия; $k_{\max}$ и $k_{\min}$ — максимальное и минимальное значения коэффициента увеличения полезной нагрузки для рассматриваемого диапазона; $\Delta_{\Sigma\max}$ и $\Delta_{\Sigma\min}$ — максимальное и минимальное значения отклонения остановки тяговых цепей для рассматриваемого диапазона.

Выбор оптимального результата показан на следующем примере (табл. 1).

Таблица 1

Исходные данные для синтеза шарнирного четырехзвенного механизма

Параметр	Формула	Обозначение	Значение
Шаг остановки тяговых цепей конвейера	–	s, м	0,13335
Радиус отклоняющих и поддерживающих звездочек	(3)	r, м	0,0368
Минимальное и максимальное значения интервала между первым и третьим положениями кривошипа	(4)	$\varphi_{т\,\min}$, град	110
		$\varphi_{т\,\max}$, град	130
Расстояние OC	(5)	OC, м	0,4
Расстояние CD	(6)	CD, м	0,15
Первое положение коромысла	(7)	ψ_1, град	23,5
Первое положение кривошипа	(12)	φ_1, град	170
Минимальная и максимальная длины кривошипа	(13)	$OA_{\min}$, м	0,02
		$OA_{\max}$, м	0,04

Реализация блок-схемы синтеза шарнирного четырехзвенного механизма (см. рис. 5) позволит скорректировать значение φ_1, определить остальные два положения коромысла ψ_2, ψ_3, а также получить ряды геометрических параметров механизма (OA, AB, BC, γ), коэффициента увеличения полезной нагрузки k и отклонения остановки тяговых цепей Δ_Σ (табл. 2).

Таблица 2

К определению оптимальных параметров спроектированного механизма

$\varphi_т$, град	k	Δ_Σ, м	$\varphi_п$, град	OA, м	AB, м	BC, м	γ, град	$(\mathrm{Hur})_i^p(\lambda)$
110	3,325	0,00655	115	0,032	0,219	0,215	197,6	0,550
111	3,280	0,00665	115	0,032	0,221	0,214	197,5	0,532
112	3,186	0,00673	115	0,032	0,223	0,212	197,2	0,535
113	3,094	0,00683	116	0,033	0,222	0,214	197,1	0,533
114	3,003	0,00692	116	0,033	0,224	0,212	196,8	0,532

Окончание табл. 2

$\varphi_т$, град	k	Δ_Σ, м	$\varphi_п$, град	OA, м	AB, м	BC, м	γ, град	$(\mathrm{Hur})_i^p(\lambda)$
115	2,913	0,00688	115	0,033	0,226	0,210	196,4	0,570
116	2,827	0,00712	116	0,033	0,229	0,208	196,0	0,526
117	2,741	0,00709	115	0,033	0,231	0,206	195,6	0,560
118	2,659	0,00720	116	0,034	0,231	0,207	195,5	0,550
119	2,579	0,00718	115	0,034	0,233	0,205	195,1	0,579
120	2,500	0,00730	115	0,034	0,236	0,203	194,6	0,568
121	2,422	0,00742	115	0,034	0,239	0,201	194,1	0,555
122	2,346	0,00755	116	0,035	0,239	0,202	193,9	0,537
123	2,273	0,00755	115	0,035	0,242	0,200	193,3	0,559
124	2,200	0,00782	116	0,035	0,245	0,197	192,7	0,500
125	2,130	0,00783	115	0,035	0,248	0,194	192,0	0,518
126	2,060	0,00799	116	0,036	0,248	0,195	191,7	0,491
127	1,992	0,00801	115	0,036	0,252	0,193	190,9	0,505
128	1,925	0,00817	115	0,036	0,256	0,189	190,0	0,477
129	1,861	0,00834	116	0,037	0,257	0,191	189,6	0,443
130	1,795	0,00838	115	0,037	0,261	0,187	188,5	0,450

Оптимальным в табл. 2 является результат при $\varphi_т = 119°$, что подтверждается наибольшим значением критерия оптимальности Гурвица $(\mathrm{Hur})_i^p(\lambda) = 0{,}579$.

На рис. 8 для выбранного результата приведен график аналога скорости тяговых цепей конвейера $s'(\varphi)$, построенный на основе формулы (2) и численного дифференцирования. Согласно рис. 8, при движении кривошипа по ходу часовой стрелки приближенная остановка тяговых цепей конвейера будет наблюдаться при нахождении кривошипа в интервале $\varphi = (-201°)...(-315°)$, где выполняется условие (18).

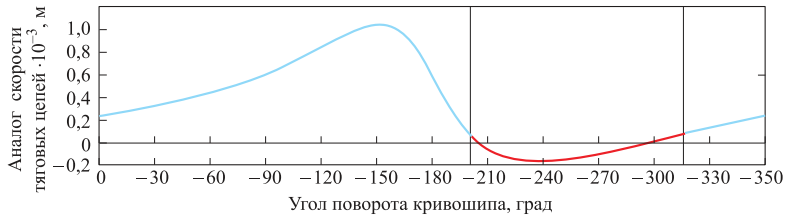


Рис. 8. График аналога скорости тяговых цепей конвейера

Выводы. Разработанная конструкция конвейера с прерывистым движением тяговых цепей характеризуется высокой надежностью, долговечностью и постоянством кинематической характеристики благодаря наличию в ней только низших вращательных кинематических пар. Шарнирный четырехзвенный механизм устройства, спроектированный по предложенному алгоритму, является работоспособным и соответствует своему назначению, что подтверждается оптимальной совокупностью значений коэффициента увеличения полезной нагрузки и показателя отклонения остановки тяговых цепей.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Тимофеев Г.А., ред.* Теория механизмов и механика машин. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2009. 688 с.

2. *Роот В.Г., Поляков В.К., Руднев А.В., Шим В.В.* Конвейер с прерывистым движением тягового органа. Патент РФ 2108278. Заявл. 31.12.1996, опубл. 10.04.1998.

3. *Тимиргазин М.Р.* Механизм прерывистого движения. Патент РФ 2091642. Заявл. 27.12.1994, опубл. 27.09.1997.

4. *Масленников Р.С., Марфин Д.Г.* Конвейер с прерывистым движением тягового органа. Патент РФ 2416560. Заявл. 26.08.2009, опубл. 20.04.2011.

5. *Тимофеев Г.А., Барбашов Н.Н., Цибровский А.Н.* Проектирование механизма прерывистого движения на базе волновой зубчатой передачи с генератором волн внутреннего деформирования // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2016. № 2. С. 113–124. DOI: 10.18698/0236-3941-2016-2-113-124

6. *Corves B.* Servo drives, mechanism simulation and motion profiles // New trends in mechanism science. Springer, 2010. P. 147–155.

7. *Артоболевский И.И.* Механизмы в современной технике. Т. 3. Рычажно-кулачковые, рычажно-зубчатые, рычажно-храповые, рычажно-клиновые и винторычажные механизмы. Механизмы с гибкими и упругими звеньями. М.: Наука, 1979. 416 с.

8. *Пожбелко В.И.* Способ и механизм В.И. Пожбелко для воспроизведения вращения с остановками. Патент РФ 2249133. Заявл. 25.07.2003, опубл. 27.03.2005.

9. *Шагиахметов А.И.* Создание и основы проектирования регулируемых зубчато-рычажных приводов периодического движения на основе эллиптических зубчатых колес. Автореф. дисс. … канд. техн. наук. Челябинск, 2011. 19 с.

10. *Dorić J., Klinar I., Dorić M.* One approach for modelling intermittent motion mechanism with noncircular gears // Machine Design. 2011. Vol. 3. No. 2. P. 121–126.

11. *Артоболевский И.И.* Теория механизмов и машин. М.: Альянс, 2011. 640 с.

Халтурин Михаил Алексеевич — канд. техн. наук, механик ООО «Кемеровский хладокомбинат» (Российская Федерация, 650070, г. Кемерово, ул. Тухачевского, д. 52).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Халтурин М.А. Синтез шарнирного четырехзвенного механизма конвейера с прерывистым движением тяговых цепей // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2018. № 4. С. 92–108. DOI: 10.18698/0236-3941-2018-4-92-108

SYNTHESISING A FOUR-BAR LINKAGE FOR AN ASSEMBLY LINE FEATURING INTERMITTENT DRAG CHAIN MOTION

M.A. Khalturin longhair89@mail.ru

Kemerovskiy Khladokombinat (Kemerovo Refrigeration Plant) JSC, Kemerovo, Russian Federation

Abstract

We developed a new assembly line design featuring intermittent drag chain motion by means of a drive comprising a four-bar linkage. We propose a method of calculating basic geometrical parameters of the device. We implemented the four-bar linkage system using a computer, making it possible to determine the following parameters of the mechanism: crank, coupler and rocker lengths; initial crank position; rocker configuration angle. We consider a method of selecting optimum mechanism parameters. The mechanism structure designed meets the following criteria: satisfying Grashof's crank existence condition, ensuring minimum loads in kinematic pairs and matching the rocker motion curve to the actual function of the mechanism. The author suggests two parameters for estimating the efficiency of the mechanism: payload increase coefficient and drag chain halt deviation factor

Keywords

Assembly line, intermittent motion, four-bar linkage, payload increase coefficient, drag chain halt deviation factor

Received 28.09.2017
© BMSTU, 2018

REFERENCES

[1] Timofeev G.A., ed. Teoriya mekhanizmov i mekhanika mashin [Theory of mechanisms and machinery mechanics]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2009. 688 p.

[2] Root V.G., Polyakov V.K., Rudnev A.V., Shim V.V. Konveyer s preryvistym dvizheniem tyagovogo organa [Intermittent motion conveyor]. Patent RF 2108278. Appl. 31.12.1996, publ. 10.04.1998.

[3] Timirgazin M.R. Mekhanizm preryvistogo dvizheniya [Intermittent motion mechanism]. Patent RF 2091642. Appl. 27.12.1994, publ. 27.09.1997.

[4] Maslennikov R.S., Marfin D.G. Konveyer s preryvistym dvizheniem tyagovogo organa [Intermittent motion conveyor]. Patent RF 2416560. Appl. 26.08.2009, publ. 20.04.2011.

[5] Timofeev G.A., Barbashov N.N., Tsibrovskiy A.N. Designing the intermittent motion mechanism on the basis of wave gear with the internal deformation waves generator. *Vestn. Mosk. Gos. Tekh. Univ. im. N.E. Baumana, Mashinostr.* [Herald of the Bauman Moscow State Tech. Univ., Mechan. Eng.], 2016, no. 2, pp. 113–124 (in Russ.). DOI: 10.18698/0236-3941-2016-2-113-124

[6] Corves B. Servo drives, mechanism simulation and motion profiles. In: New trends in mechanism science. Springer, 2010. P. 147–155.

[7] Artobolevskiy I.I. Mekhanizmy v sovremennoy tekhnike. T. 3. Rychazhno-kulachkovye, rychazhno-zubchatye, rychazhno-khrapovye, rychazhno-klinovye i vintorychazhnye mekhanizmy. Mekhanizmy s gibkimi i uprugimi zven'yami [Mechanisms in modern technique. Vol. 3. Lever-cam, lever-toothed, lever-ratchet, lever-wedge and screw-lever mechanisms. Mechanisms with flexible and elastic links]. Moscow, Nauka Publ., 1979. 416 p.

[8] Pozhbelko V.I. Sposob i mekhanizm Pozhbelko V.I. dlya vosproizvedeniya vrashcheniya s ostanovkami [VI. Pozhbilko method and mechanism for representation of intermittent motion]. Patent RF 2249133. Appl. 25.07.2003, publ. 27.03.2005.

[9] Shagiakhmetov A.I. Sozdanie i osnovy proektirovaniya reguliruemykh zubchato-rychazhnykh privodov periodicheskogo dvizheniya na osnove ellipticheskikh zubchatykh koles. Avtoref. diss. kand. tekh. nauk [Development and basis of designing adjustable lever-toothed drives of periodic motion on the basis of elliptic gears. Abs. kand. tech. sci. diss]. Chelyabinsk, 2011. 19 p. (in Russ.).

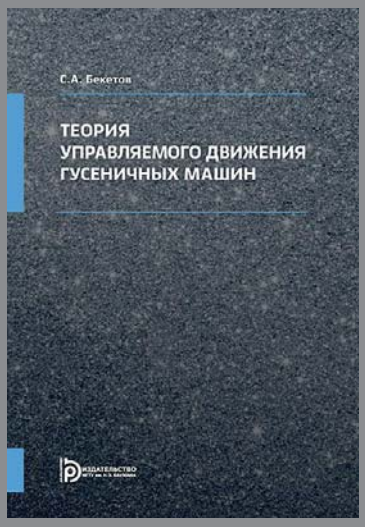
[10] Dorić J., Klinar I., Dorić M. One approach for modelling intermittent motion mechanism with noncircular gears. *Machine Design*, 2011, vol. 3, no. 2, pp. 121–126.

[11] Artobolevskiy I.I. Teoriya mekhanizmov i mashin [Mechanism and machine theory]. Moscow, Al'yans Publ., 2011. 640 p.

Khalturin M.A. — Cand. Sc. (Eng.), Mechanician, Kemerovskiy Khladokombinat (Kemerovo Refrigeration Plant) JSC (Tukhachevskogo ul. 52, Kemerovo, 650070 Russian Federation).

Please cite this article in English as:

Khalturin M.A. Synthesising a Four-Bar Linkage for an Assembly Line Featuring Intermittent Drag Chain Motion. *Vestn. Mosk. Gos. Tekh. Univ. im. N.E. Baumana, Mashinostr.* [Herald of the Bauman Moscow State Tech. Univ., Mech. Eng.], 2018, no. 4, pp. 92–108 (in Russ.).
DOI: 10.18698/0236-3941-2018-4-92-108



В Издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана вышла в свет монография автора

С.А. Бекетова

«Теория управляемого движения гусеничных машин»

Изложены основные теории движения гусеничных машин. Представлена математическая модель движения, позволяющая исследовать управляемое движение гусеничных машин. Определены граничные условия и общие закономерности управляемого движения гусеничных машин. Приведены теоретические основы выбора параметров элементов трансмиссии. Для научных и инженерно-технических работников, занимающихся исследованием, проектированием и созданием механических систем гусеничных машин, а также для студентов и аспирантов высших технических учебных заведений машиностроительных специальностей.

По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1
+7 (499) 263-60-45
press@bmstu.ru
www.baumanpress.ru