

DOI: 10.53078/20778481_2023_1_41

УДК 621.01:621.926.9+621.928

В. А. Потапов, С. И. Русан, Л. А. Сиваченко, Л. Л. Сотник

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НЕКОТОРЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПРИВОДНОГО МЕХАНИЗМА ЦЕПНОГО АГРЕГАТА И ИХ АНАЛИЗ

V. A. Potapov, S. I. Rusan, L. A. Sivachenko, L. L. Sotnik

DETERMINING SOME DESIGN PARAMETERS OF THE DRIVE MECHANISM OF A CHAIN UNIT AND THEIR ANALYSIS

Аннотация

Представлены исследования, связанные с проектированием приводного механизма цепного агрегата. Определена область существования приводного механизма относительно изменения соотношения длины кривошипа и шатуна, установлено влияние геометрических параметров его звеньев на показатели угла давления и коэффициента изменения средней скорости выходного звена. Результаты исследования могут быть использованы при проектировании приводного механизма цепных агрегатов и иных машин, в состав которых входят четырехзвенные механизмы.

Ключевые слова:

цепной агрегат, приводной механизм, область существования, угол давления, коэффициент изменения средней скорости.

Для цитирования:

Определение некоторых конструктивных параметров приводного механизма цепного агрегата и их анализ / В. А. Потапов, С. И. Русан, Л. А. Сиваченко, Л. Л. Сотник // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2023. – № 1 (78). – С. 41–51.

Abstract

The article presents research related to the design of the drive mechanism of a chain unit. The area of existence of the drive mechanism in terms of the change in the ratio between the crank and connecting rod length is determined. It is established how the geometric parameters of the mechanism links affect the indicators of the pressure angle and the coefficient of change in the average speed of the output link. The results of the research can be used in the design of the drive mechanism of chain units and other machines, which include four-link mechanisms.

Keywords:

chain unit, drive mechanism, area of existence, pressure angle, coefficient of average speed change.

For citation:

Determining some design parameters of the drive mechanism of a chain unit and their analysis / V. A. Potapov, S. I. Rusan, L. A. Sivachenko, L. L. Sotnik // Belarusian-Russian University Bulletin. – 2023. – № 1 (78). – P. 41–51.

Введение

Цепные агрегаты – новое семейство машин, которые позволяют реализовать процессы измельчения и классификации материалов. По результатам ранее проведенных исследований

установлена перспектива его использования на первичных стадиях переработки влажных сырьевых материалов [1–3]. Установлено, что процесс измельчения в значительной степени зависит от кинематических характеристик выходного звена приводного механизма.

Последние, в свою очередь, определяются параметрами двигателя и соотношением размеров звеньев механизма. В процессе поисков установлено, что наиболее эффективное воздействие на перерабатываемый материал достигается за счет изменения соотношения $\rho = r/l$ (отношение длины кривошипа к длине шатуна) и увеличения частоты вращения кривошипа.

Ранее были проведены исследования, которые позволили установить влияние соотношения длин звеньев приводного механизма на угол поворота выходного звена и изложены способы достижения одинаковых значений этих углов, также произведен кинематический расчет данного механизма, позволяющий установить скорости и ускорения точек и звеньев механизма [4, 5]. Однако не все вопросы, связанные с проектированием приводного механизма цепного агрегата, рассмотрены.

При изучении конструкции и особенностей работы цепного агрегата, в частности приводного механизма, возникает необходимость в определении области существования приводного механизма относительно изменения соотношения длины кривошипа и шатуна ρ , установление влияния геометрических параметров звеньев механизма на значение угла давления ϑ и коэффициента изменения средней скорости выходного звена K .

Основная часть

В качестве приводного механизма в цепном агрегате используется четырехзвенный механизм, а именно кривошипно-коромысловый. Схема приводного механизма и модель рабочей камеры представлена на рис. 1.

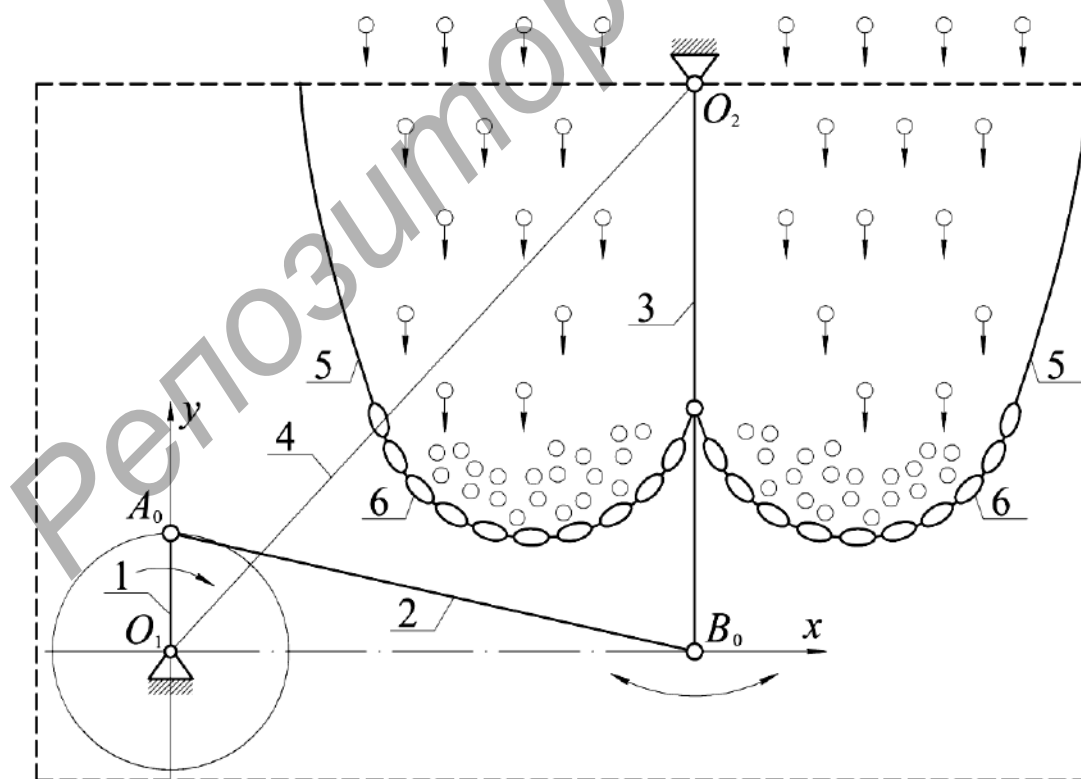


Рис. 1. Приводной механизм и модель рабочей камеры цепного агрегата: 1 – кривошип; 2 – шатун; 3 – коромысло; 4 – стойка; 5 – эластичные стенки; 6 – цепные полотна

Приводной механизм состоит из подвижных звеньев: кривошипа 1, шатуна 2, коромысла 3 и воображаемого неподвижного 4, называемого в теории механизмов и машин стойкой. Рабочую

камеру образуют эластичные стенки 5 и цепные полотна 6; последние соединены с коромыслом 3 посредством штанги 7 (рис. 2).

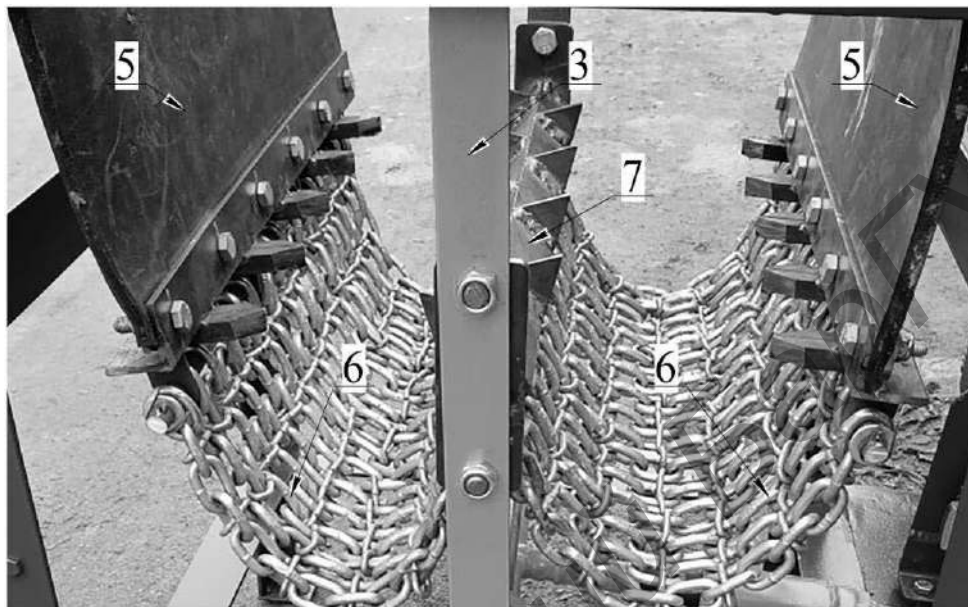


Рис. 2. Рабочее оборудование цепного агрегата (экспериментальный образец): 3 – коромысло; 5 – эластичные стенки; 6 – цепные полотна; 7 – штанга

Рассмотрим подробнее совместную работу приводного механизма и рабочей камеры (см. рис. 1). Двигатель (на рисунках не показан) приводит в действие кривошип 1, который вращается с заданной частотой. Один конец шатуна 2 связан с кривошипом 1, а другой с коромыслом 3. Шатун 2 приводит в действие коромысло 3, на котором жестко закреплена штанга 7 (см. рис. 2); при этом движение сообщается цепным полотнам 6 и гибким стенкам 5. Таким образом, все элементы рабочей камеры совершают периодические движения с определенной частотой и амплитудой, величины которых можно изменять в определенном диапазоне. Одновременно с этим в рабочую камеру поступает материал, где разрушается и при достижении размера просеивающих отверстий и менее, образуемых цепными полотнами, просыпается под рабочую ка-

меру. Отметим, что цепной агрегат может быть использован в качестве грохота, и производить только классификацию материала, как, например, при очистке железнодорожного щебеночного балласта.

Конструктивным ограничением при проектировании приводного механизма является взаимное расположение звеньев механизма, рабочей камеры и рамы цепного агрегата (на рис. 1 пунктирная линия). Введем систему координат; началом отсчета примем ось вращения кривошипа O_1 . Смещение этой оси по вертикали ограничено с двух сторон: перемещение вверх ограничено взаимным расположением шатуна и рабочей камеры, а перемещение вниз недопустимо, поскольку требует увеличения длин звеньев и габаритных размеров рамы. На горизонтальное перемещение оси O_1 так же, как и в первом

случае, накладываются аналогичные ограничения.

На основании вышесказанного бы-

ла принята схема приводного механизма, изображенная на рис. 3.

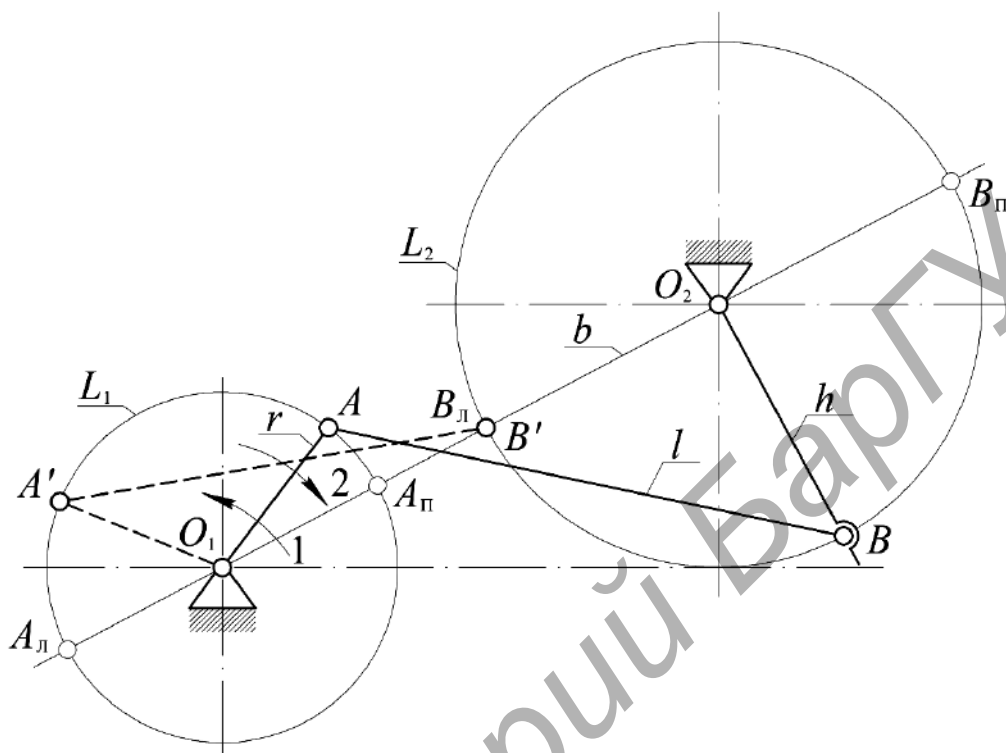


Рис. 3. Приводной механизм цепного агрегата (иллюстрация для определения пределов изменения параметра $\rho = r/l$)

Определим границы изменения соотношений длины кривошипа и шатуна в приводном механизме; для этого обратимся к рис. 3. Введем обозначения: O_1A – кривошип, AB – шатун, BO_2 – коромысло, $O_1O_2 = b$ – стойка. Известно, что не при всех значениях ρ механическая система O_1ABO_2 может функционировать (двигаться) как механизм. Установим границы изменения величины ρ , в котором звено O_1A обладает свойствами кривошипа, т. е. может совершить полный оборот вокруг оси O_1 . На рис. 3 окружности L_1, L_2 – возможные траектории концов звеньев O_1A, O_2B . Звено O_1A , как видно из рисунка, может сделать полный оборот при условии, что его конец A описывает замкнутую окружность L_1 , т. е. достигает крайнего правого $A_{\text{п}}$ и левого $A_{\text{л}}$ отно-

сительно O_1 положений на линии, заданной отрезком O_1O_2 . Чтобы конец A звена O_1A при повороте по стрелке 1 мог достичь точки $A_{\text{л}}$, конец B шатуна AB должен оставаться на траектории L_2 в положении, когда его конец A достигает точки $A_{\text{л}}$; это возможно при

$$A_{\text{л}}B = l \geq A_{\text{л}}B_{\text{л}}. \quad (1)$$

Рассмотрим условие $l < A_{\text{л}}B_{\text{л}}$. Такой вариант показан на рис. 3 пунктиром $A'B'$. Как видим, шатун AB , достигший положения $A'B'$, останавливает свое движение, а его конец A' не достигает точки $A_{\text{л}}$. Звено O_1A остановится в положении O_1A' . Аналогично формулируется условие достижения концом A звена O_1A положения $A_{\text{п}}$ при его повороте по стрелке 2:

$$A_{\Pi}B = l \leq A_{\Pi}B_{\Pi}. \quad (2)$$

$$\rho \leq [\lambda - (b/l - 1)]; \quad (5)$$

В формулах (1) и (2) $A_{\Pi}B_{\Pi} = r + O_1B_{\Pi} = b - h + r$, $A_{\Pi}B_{\Pi} = O_2A_{\Pi} + h = b - r + h$. Поэтому вместо (1) и (2) получаем

$$b + r \leq l + h; \quad (3)$$

$$b - r \geq l - h. \quad (4)$$

Выполнение условий (3) и (4) обеспечивает звену O_1A функционирование в качестве кривошипа, а механической системе O_1ABO_2 – свойства механизма. Поделим неравенства (3) и (4) на l , а результат решим относительно $\rho = r/l$. Получим границы изменения параметра ρ :

$$\rho \leq [\lambda + (b/l - 1)], \quad (6)$$

где $\lambda = h/l$.

Условия (5) и (6) ограничивают только максимальное значение ρ . Обратим внимание, что при $l < b$ учитывается условие (5), при $l > b$ – условие (6). При условии $l = b$ оба условия (5) и (6) примут вид: $\rho \leq \lambda$. Частный случай $\rho = \lambda$ соответствует двухкривошипному механизму.

Одними из основных показателей работы приводного механизма в составе цепного агрегата являются угол давления ϑ и коэффициент изменения средней скорости выходного звена K .

Для определения угла давления ϑ обратимся к рис. 4.

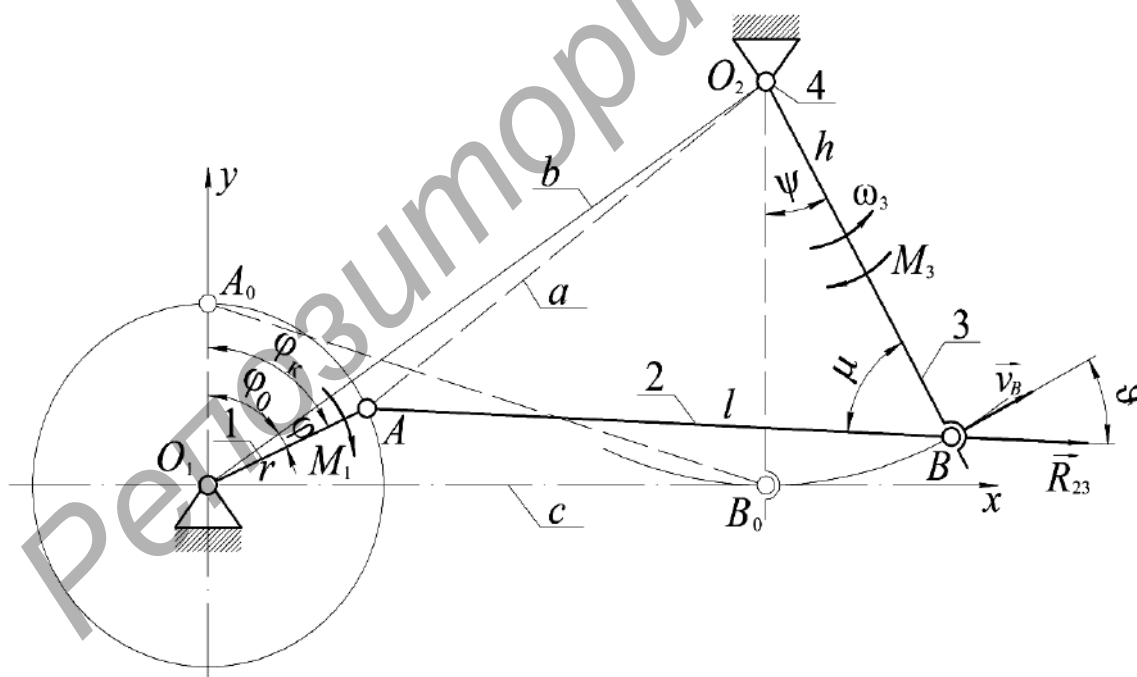


Рис. 4. Иллюстрация для определения угла давления ϑ

К ведущему звену (кривошипу 1) приложен момент M_1 , а к ведомому (коромыслу 3) – момент M_3 , называемый моментом сопротивления. Остальные

силы, в том числе силы инерции, исключим из рассмотрения. Тогда от звена 2 к звену 3 будет передаваться по линии AB . Угол, образуемый шатуном 2 (направле-

нием реакции R_{23}) со скоростью v_B точки B звена 3, представляет угол давления ϑ . Подробнее проанализируем его влияние на значение реакции R_{23} .

К звену 3 приложен момент M_3 и реакции R_{23} , R_{43} , образующие пару сил с плечом l_{BD} (рис. 5).

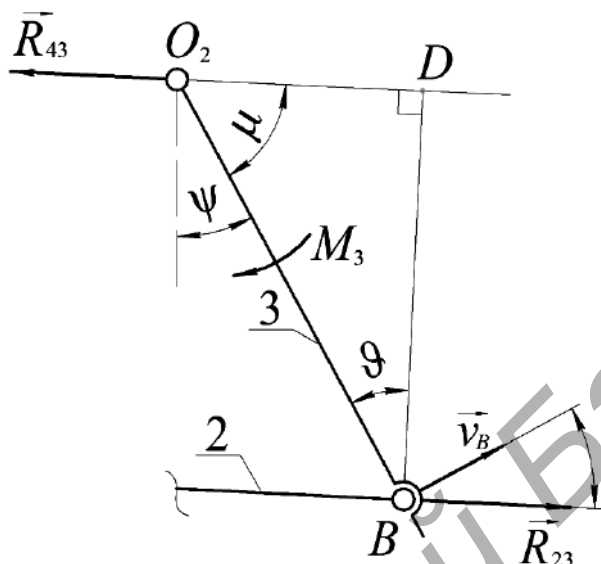


Рис. 5. Иллюстрация для определения влияния угла давления ϑ на значение реакции R_{23}

Значение реакции R_{23} определим по формуле

$$R_{23} = M_3 / l_{BD} = M_3 / l_{BO_2} \cos \vartheta, \quad (7)$$

где l_{BO_2} – длина коромысла.

Анализ выражения (7) показывает, что при увеличении угла давления ϑ реакция R_{23} в кинематической паре B возрастает, и при достижении им значения $\vartheta = 90^\circ$, $R_{23} \rightarrow \infty$ (возникает заклинивание механизма).

Для более детального пояснения реакцию R_{23} разложим на нормальную R_{23}^n и тангенциальную R_{23}^t составляющие (рис. 6).

Согласно рис. 6,

$$R_{23}^n = R_{23} \sin \vartheta; \quad (8)$$

$$R_{23}^t = R_{23} \cos \vartheta. \quad (9)$$

Из формул (8) и (9) видно, что при увеличении угла давления ϑ тангенциальная составляющая R_{23}^t , вызывающая поворот звена 3, уменьшается, а нормальная R_{23}^n увеличивается; последняя не влияет на движение звена 3, а только деформирует его. В реальном механизме в кинематических парах присутствует трение, что приводит к увеличению нормальной составляющей R_{23}^n и потерь мощности на трение и к износу деталей. Поэтому на угол давления ϑ при проектировании накладывают ограничение:

$$\vartheta < \vartheta_{\text{доп}}, \quad (10)$$

где $\vartheta_{\text{доп}}$ – допустимый угол давления. Для плоских рычажных механизмов, звенья которого образуют только вращательные кинематические пары, до-

пустимый угол давления $\vartheta_{\text{доп}}$ находится в диапазоне $\vartheta_{\text{доп}} = 45^\circ \dots 60^\circ$ [6].

Для определения величины угла давления ϑ обратимся к рис. 4.

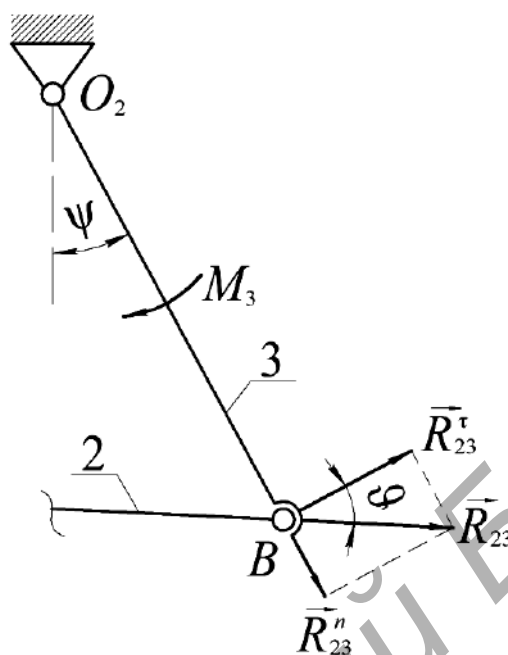


Рис. 6. Иллюстрация для определения нормальной R_{23}^n и тангенциальной R_{23}^τ составляющих реакции R_{23}

В треугольнике ABO_2 неизвестная сторона $a = AO_2$. Определим её по теореме косинусов из треугольника AO_1O_2 : $a^2 = r^2 + b^2 - 2rb \cos \varphi$, где b – длина стойки O_1O_2 , $b = \sqrt{l^2 - r^2 + h^2}$. Очевидно, что угол φ можно определить как разность углов: $\varphi = \varphi_k - \varphi_0$, где φ_k – угол поворота кривошипа.

Угол φ_0 определим по формуле $\varphi_0 = 90^\circ - \arctg(h/c)$, где $c = O_1B_0 = \sqrt{l^2 - r^2}$. Найдём угол μ , называемый углом передачи. Согласно теоремы

косинусов в треугольнике ABO_2 $a^2 = h^2 + l^2 - 2hl \cos \mu$, откуда $\mu = \arccos\left[\frac{(h^2 + l^2 - a^2)}{2hl}\right]$. Значения угла передачи μ и давления ϑ взаимосвязаны [6]: $\vartheta + \mu = 90^\circ$; отсюда $\vartheta = 90^\circ - \mu$.

Чтобы придать формуле для расчета угла давления ϑ обобщенный вид, перейдем к относительным геометрическим параметрам: $\rho = r/l$ и $\lambda = h/l$; тогда условие (10) примет вид:

$$\vartheta = 90^\circ - \arccos\left(\rho\sqrt{1 - \rho^2 + \lambda^2 \cos \varphi / \lambda}\right) < \vartheta_{\text{доп}}. \quad (11)$$

Вышеизложенная методика расчета, в том числе условие (11), предполагает, что при $\varphi_k = 0$ угол $\psi = 0$,

т. е. кривошип и коромысло в начальном положении механизма $O_1A_0B_0O_2$ параллельны между собой (см. рис. 4).

Варьирование параметра ρ подразумевает изменения длины кривошипа r , все остальные геометрические параметры механизма: длина шатуна l , длина коромысла h , длина стойки b и расстояние c остаются без изменений. Ранее приведенные формулы, за исключением условия (11), позволяют сделать

расчет при указанных условиях варьирования параметра ρ .

Установим влияние параметра ρ на значение угла давления ϑ во всем диапазоне вращения кривошипа $\varphi_k = 0^\circ \dots 360^\circ$ (рис. 7). Примем постоянными геометрические параметры $\lambda = 2/3$, b и c .

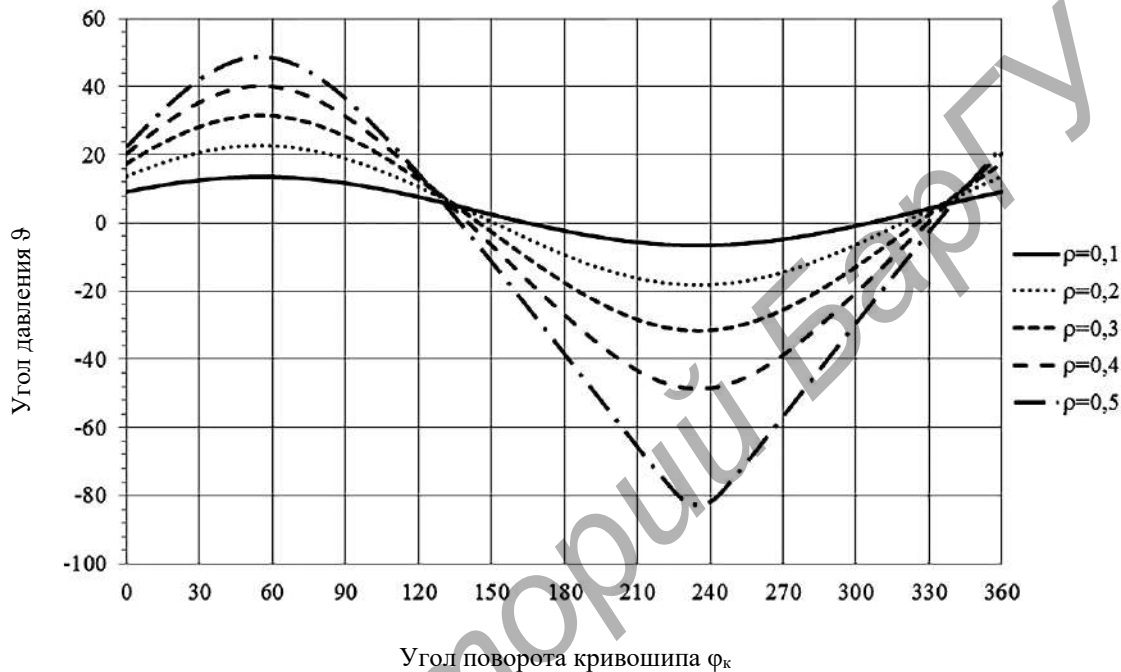


Рис. 7. График изменения угла давления ϑ

При $\rho = 0,1$ максимальное значение угла давления ϑ составляет $13,5^\circ$, а при значении $\rho = 0,5$ угол давления $-\vartheta = 81,7^\circ$ (увеличивается более чем в 6 раз). Условие (10) при заданных геометрических параметрах приводного механизма и рассмотренных значениях ρ выполняется только в диапазоне $\rho = 0,1 \dots 0,3$. Полученные результаты необходимо учитывать при проектировании и эксплуатации приводного механизма цепного агрегата.

Переходим к рассмотрению коэффициента изменения средней скорости K выходного звена. Выходным звеном является коромысло. На рис. 8 показан приводной механизм в двух крайних положениях и при измененной

длине кривошипа r , при которой в начальном положении кривошипа O_1A_0 коромысло B_0O_2 не параллельно ему.

Согласно назначению цепного агрегата, процесс переработки материала происходит при переходе из одного крайнего положения коромысла в другое крайнее положение (при условии непрерывной подачи материала в рабочую камеру). Таким образом, для приводного механизма в составе цепного агрегата не существует понятия рабочего и холостого хода. Условимся, что переход коромысла из левого крайнего положения в правое крайнее положение соответствует прямому ходу, а наоборот – обратному ходу. Для того чтобы создать одинаковые условия переработ-

ки материала в рабочей камере коромысло должно двигаться с максимально возможной одинаковой средней угловой скоростью при прямом и обратном ходе.

Обратимся к рис. 8. Коромысло BO_2 при переходе из одного крайнего положения в другое поворачивается на угол размаха η , а кривошип O_1A на разные углы φ_1 (прямой ход) и φ_2 (обратный ход). Поэтому при постоянной скорости вращения кривошипа время перехода из одного крайнего положения в другое оказывается различным, соответственно, и средняя угловая скорость коромысла будет различной. Коэффициент изменения средней скорости вы-

ходного звена K может быть определен по известной зависимости [6]:

$$K = \omega_{\text{ср.обр}} / \omega_{\text{ср.пр}} =$$

$$= \varphi_1 / \varphi_2 = 180 + \theta / 180 - \theta,$$

где $\omega_{\text{ср.обр}}$, $\omega_{\text{ср.пр}}$ – средняя угловая скорость выходного звена при обратном и прямом ходе соответственно; φ_1 , φ_2 – угол поворота кривошипа, соответствующий прямому и обратному ходу выходного звена; θ – угол между крайними положениями шатуна.

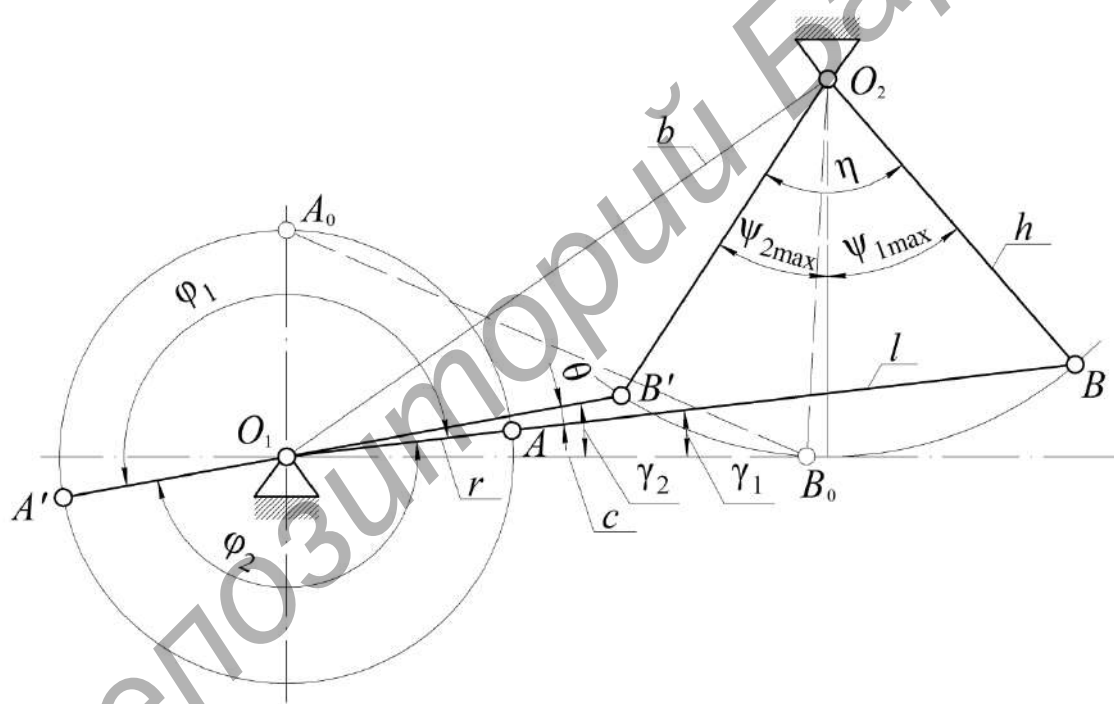


Рис. 8. Иллюстрация для определения коэффициента изменения средней скорости выходного звена K

Определим угол θ . Снова обратимся к рис. 8. Очевидно, что угол θ определяется как разность углов наклона γ_2 , γ_1 шатуна в крайних положениях коромысла к горизонтальной оси: $\theta = \gamma_2 - \gamma_1$. Найдем углы γ_1 и γ_2 :

$$\gamma_1 = \arcsin\left(\frac{h(1 - \cos \psi_{1\max})}{l + r}\right); \quad (12)$$

$$\gamma_2 = \arcsin\left(\frac{h(1 - \cos \psi_{2\max})}{l - r}\right), \quad (13)$$

где угол $\psi_{1\max}$, $\psi_{2\max}$ – максимальные углы отклонения коромысла, соответственно, в крайнем правом и левом положениях;

$$\psi_{1\max} = \arccos\left(\frac{h^2 + b^2 - (l+r)^2}{2hb}\right) - \operatorname{arctg}(c/h); \quad (14)$$

$$\psi_{2\max} = \operatorname{arctg}(c/h) - \arccos\left(\frac{h^2 + b^2 - (l-r)^2}{2hb}\right). \quad (15)$$

Угол размаха $\eta = \psi_{1\max} + \psi_{2\max}$.

В обобщенном виде формулы (12)–(15) примут следующий вид:

$$\gamma_1 = \arcsin\left(\frac{[\lambda(1 - \cos \psi_1)]}{(1 + \rho)}\right); \quad (16)$$

$$\gamma_2 = \arcsin\left(\frac{[\lambda(1 - \cos \psi_2)]}{(1 - \rho)}\right); \quad (17)$$

$$\psi_{1\max} = \arccos\left(\frac{\lambda^2 + \left(\sqrt{1 - \rho^2 + \lambda^2}\right)^2 - (1 + \rho)^2}{2\lambda\sqrt{1 - \rho^2 + \lambda^2}}\right) - \operatorname{arctg}\left(\sqrt{1 - \rho^2} / \lambda\right); \quad (18)$$

$$\psi_{2\max} = \operatorname{arctg}\left(\sqrt{1 - \rho^2} / \lambda\right) - \arccos\left(\frac{\lambda^2 + \left(\sqrt{1 - \rho^2 + \lambda^2}\right)^2 - (1 - \rho)^2}{2\lambda\sqrt{1 - \rho^2 + \lambda^2}}\right). \quad (19)$$

Установим влияние параметра ρ на значение коэффициента изменения средней скорости выходного звена K (рис. 9). Как и ранее, будем изменять только длину кривошипа r ; все остальные геометрические параметры примем постоянными: $\lambda = 2/3$, b и c .

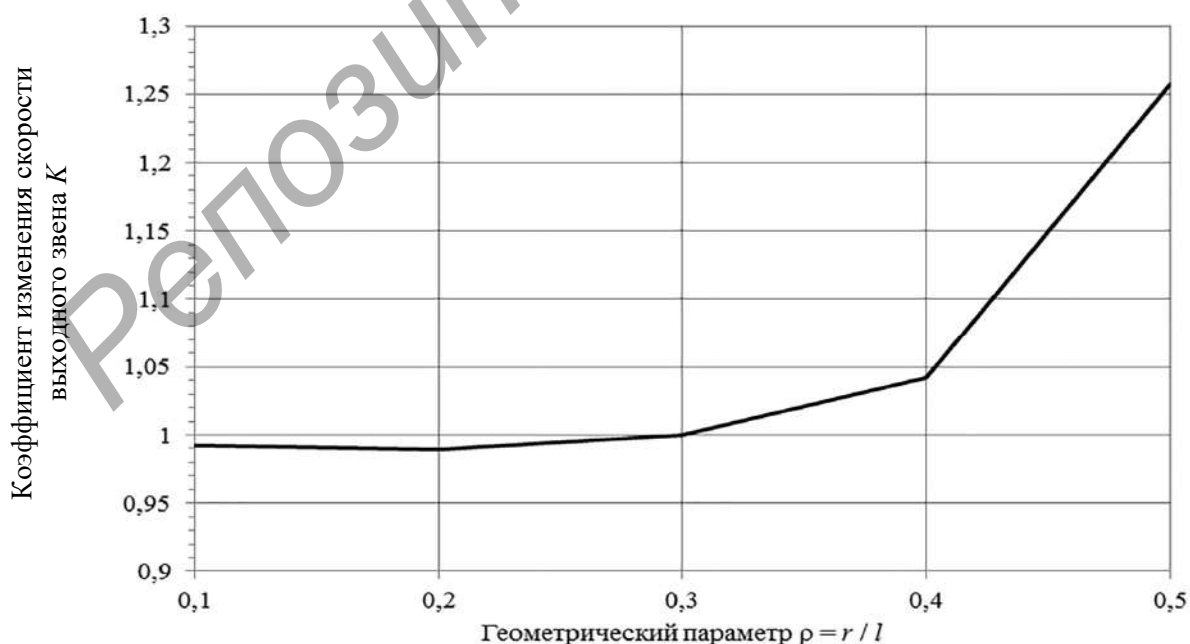


Рис. 9. График зависимости коэффициента изменения K средней скорости выходного звена от параметра ρ

При изменении значения $\rho = 0,1 \dots 0,5$ и остальных постоянных геометрических параметрах коэффициент K изменения средней скорости коромысла увеличивается в пределах от 0,99 до 1,26. Как ранее отмечалось, для создания одинаковых условий переработки материала в рабочей камере необходимо чтобы $K \rightarrow 1$. Выполнения этого условия необходимо учитывать при проектировании приводного механизма.

Заключение

По результатам исследования установлены границы существования приводного механизма относительно изменения соотношения длины кривошипа и длины шатуна ($\rho = r/l$), определено влияние безразмерного геометрического

параметра ρ на значения угла давления ϑ и коэффициента изменения средней скорости выходного звена K . Условие (11) и формулы (16)–(19) приведены в обобщенном виде и позволяют находить значения угла давления ϑ и коэффициента K изменения средней скорости выходного звена при условии, что в начальном положении механизма кривошип и коромысло параллельны друг другу (при $\varphi_k = 0, \psi = 0$).

Результаты данного исследования вместе с другими работами авторов положены в основу создания приводного механизма цепного агрегата, а также могут быть использованы при проектировании различных машин, в состав которых входят четырехзвенные механизмы.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Интенсификация технологических процессов в аппаратах адаптивного действия: монография / Л. А. Сиваченко [и др.]; под науч. ред. Л. А. Сиваченко. – Барановичи: БарГУ, 2020. – 359 с.
2. **Сиваченко, Л. А.** Многоцелевые технологические аппараты с гибким волновым рабочим оборудованием / Л. А. Сиваченко, В. А. Потапов, М. С. Кузьменкова // Вестн. БГТУ им. В. Г. Шухова. Машиностроение и машиноведение. – 2022. – № 9. – С. 88–98.
3. **Потапов, В. А.** Исследование влияния режимов работы цепного агрегата на показатели процесса измельчения мела в технологии производства извести / В. А. Потапов, Л. А. Сиваченко, В. А. Дремук // Вестн. БарГУ. Сер. Технические науки. – 2021. – Вып. 9. – С. 37–43.
4. **Папапаў, У. А.** Даследаванне асіметрыі ваганняў выхаднага звяна прываднага механізма ланцужага аграгата / У. А. Папапаў, С. І. Русан, Л. А. Сівачэнка // Механика. Исследования и инновации. – 2021. – Вып. 14. – С. 167–173.
5. Распрацоўка алгарытму аналітычнага метаду кінематычнага аналізу чатырохзвеннага механізма ланцужага аграгата / У. А. Папапаў [і інш.] // Вестн. Брест. гос. техн. ун-та. – 2022. – № 2 (128). – С. 105–112.
6. **Левитский, Н. И.** Теория механизмов и машин: учебное пособие / Н. И. Левитский. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва: Наука, 1990. – 592 с.

Статья сдана в редакцию 16 января 2023 года

Владимир Александрович Потапов, ст. преподаватель, Барановичский государственный университет. Тел.: +375-292-25-76-26. E-mail: vladimir-potapov-1990@mail.ru.

Сергей Иванович Русан, канд. техн. наук, доц., Барановичский государственный университет. Тел.: +375-444-66-75-46. E-mail: rusan33@mail.ru.

Леонид Александрович Сиваченко, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-447-92-86-83. E-mail: 228011@mail.ru.

Леонид Леонидович Сотник, канд. техн. наук, доц., Барановичский государственный университет. Тел.: +375-298-03-45-28. E-mail: Sotnikleonidtm@gmail.com.

Vladimir Aleksandrovich Potapov, senior lecturer, Baranovichi State University. Tel.: +375-292-25-76-26. E-mail: vladimir-potapov-1990@mail.ru.

Sergey Ivanovich Rusan, Cand. Sc. (Tech.), Associate Professor, Baranovichi State University. Tel.: +375-444-66-75-46. E-mail: rusan33@mail.ru.

Leonid Aleksandrovich Sivachenko, Dr. Sc. (Tech.), Professor, Belarusian-Russian University. Tel.: +375-447-92-86-83. E-mail: 228011@mail.ru.

Leonid Leonidovich Sotnik, Cand. Sc. (Tech.), Associate Professor, Baranovichi State University. Tel.: +375-298-03-45-28. E-mail: Sotnikleonidtm@gmail.com.