

СИНТЕЗ КРИВОШИПНО-ПОЛЗУННОГО МЕХАНИЗМА ПО КОЭФФИЦИЕНТУ СРЕДНЕЙ СКОРОСТИ

Явтушенко А. В.

Рассмотрены вопросы синтеза кривошипно-ползунного дезаксиального механизма при заданном коэффициенте средней скорости. Использование механизмов с отрицательным дезаксиалом обеспечивает повышение допустимого числа ходов пресса, т. е. его производительности до 8–10 %. Синтез механизма производится при различных вариантах исходных данных. В простейшем случае синтез механизма производится при заданном коэффициенте шатуна или степени дезаксиала. Основное внимание уделено возможным вариантам задачи синтеза при заданном максимальном угле давления при холостом ходе и задачи синтеза при заданном угле давления в начале рабочего хода. Для решения задач синтеза при одновременном удовлетворении заданного коэффициента средней скорости и условия минимальных значений углов давления представлены аналитические зависимости.

Розглянуто питання синтезу кривошипно-повзунного дезаксиального механізму при заданому коефіцієнті середньої швидкості. Використання механізмів з негативним дезаксиалом забезпечує підвищення допустимого числа ходів преса, тобто його продуктивності до 8–10 %. Синтез механізму проводиться при різних варіантах вихідних даних. У найпростішому випадку синтез механізму проводиться при заданому коефіцієнті шатуна або ступеня дезаксиала. Основну увагу приділено можливим варіантам задачі синтезу при заданому максимальному куті тиску при холостому ході і задачі синтезу при заданому куті тиску на початку робочого ходу. Для рішення задач синтезу при одночасному задоволенні заданого коефіцієнта середньої швидкості та умови мінімальних значень кутів тиску представлені аналітичні залежності.

Considered the questions of synthesis crank-slider dasaxulia mechanism for a given ratio of average speed. The use of mechanisms with negative dezakeela provides increase the allowed number of moves press, i.e. its performance to 8–10 %. Synthesis mechanism is carried out at different variants of the original data. In the simplest case, the synthesis mechanism is made for a given ratio of a rod or degree of dezakeela. The main attention is paid to possible options of the synthesis problem for a given maximum angle pressure at idle and the problem of synthesis for a given angle of pressure at the beginning of the stroke. For the decision of problems of synthesis while meeting a given rate of average speed and minimum values of the angles pressure analytical dependences.

Явтушенко А. В.

канд. техн. наук, доц. ЗНТУ
ayav2008@yandex.ru

ЗНТУ – Запорожский национальный технический университет, г. Запорожье.

УДК 531.8; 621.8 (28.001.2); 621.73

Явтушенко А. В.

СИНТЕЗ КРИВОШИПНО-ПОЛЗУННОГО МЕХАНИЗМА ПО КОЭФФИЦИЕНТУ СРЕДНЕЙ СКОРОСТИ

Кривошипно-ползунный механизм (КПМ) не обладает особыми кинематическими свойствами по сравнению с другими рычажными механизмами, особенно многозвенными и используется в тех устройствах, в которых не предъявляются специальные требования в отношении скорости рабочего органа. КПМ с нулевым дезаксиалом является наиболее распространенным механизмом в универсальных механических прессах. Однако в тех случаях, когда преимущественными технологическими операциями штамповки являются вытяжка, чистовая вырубка, холодное выдавливание, накладываются ограничения на максимальную скорость начала рабочего хода, что приводит к необходимости снижения частоты вращения главного вала, следовательно, к снижению производительности. В таком случае использование дезаксиального КПМ с отрицательным дезаксиалом приводит к частичному снижению скорости прямого хода по сравнению со скоростью обратного хода, и, соответственно, к снижению скорости начала рабочего хода [1]. При ограниченной скорости начала рабочего хода это обеспечивает увеличение возможного числа ходов пресса, т. е. его производительность до 8–10 %. В таких случаях синтез механизма производится по условию обеспечения заданного коэффициента средней скорости K_v . Однако такой метод синтеза механизма требует особого внимания из-за увеличенных углов давления в некоторых положениях кривошипа. Вопросы синтеза в такой постановке задачи частично рассмотрены в работах по исследованию кривошипно-ползунного механизма [2–4]. Вследствие того, что в указанных работах предполагаются достаточно широкие вариации параметров механизма, недопустимые в исполнительных механизмах механических прессов, а расчетные зависимости являются приближенными, представленные результаты не могут быть использованы для синтеза некоторых уточнений.

Целью настоящей статьи является анализ задач и методов решения синтеза дезаксиального кривошипно-ползунных механизмов при заданном коэффициенте средней скорости.

На рис. 1 представлена схема дезаксиального кривошипно-ползунного механизма. Сплошными тонкими линиями показаны положения положительного дезаксиального механизма ($E > 0$) в крайнем верхнем и крайнем нижнем положениях, а толстой сплошной линией – положение механизма в момент начала рабочего хода. Углы давления и точки положения звеньев обозначены для первого механизма вторым индексом «р» (*positive*), для второго механизма – индексом «н» (*negative*). Соответствующие положения для отрицательного дезаксиального механизма ($E < 0$) показаны штриховыми линиями. Направление вращения кривошипа показано стрелкой для угловой скорости ω .

При заданной средней скорости прямого хода ползуна V_n длительность прямого хода составляет $t_n = S_m/V_n$. Длительность холостого обратного хода определяется как $t_o = t_n/K_v$. Коэффициент K_v , равный отношению средней скорости прямого хода к средней скорости обратного (холостого) хода $K_v = V_o/V_n = t_n/t_o$, называется *коэффициентом средней скорости*.

Коэффициент K_v определяется через углы крайних положений кривошипа. Из рисунка следует, что углы поворота кривошипа при прямом и обратном ходе $\alpha_n = 180 - \theta$ и $\alpha_o = 180 + \theta$. Угол между линиями крайних положений кривошипа

$$\theta = \beta_e - \beta_n = \arcsin \frac{\varepsilon\lambda}{1-\lambda} - \arcsin \frac{\varepsilon\lambda}{1+\lambda}, \quad (1)$$

где β_e, β_n – соответственно углы наклона линии шатуна в крайнем верхнем и крайнем нижнем положениях ползуна (см. рис. 1)

$$\beta_v = \arcsin \frac{\varepsilon \lambda}{1 - \lambda}, \quad \beta_n = \arcsin \frac{\varepsilon \lambda}{1 + \lambda}. \quad (2)$$

где λ, ε – относительные параметры механизма; $\lambda = \frac{R}{L}$ – коэффициент шатуна;

$\varepsilon = \frac{E}{R}$ – степень дезаксиала; R, L и E – соответственно радиус кривошипа, длина шатуна и величина дезаксиала.

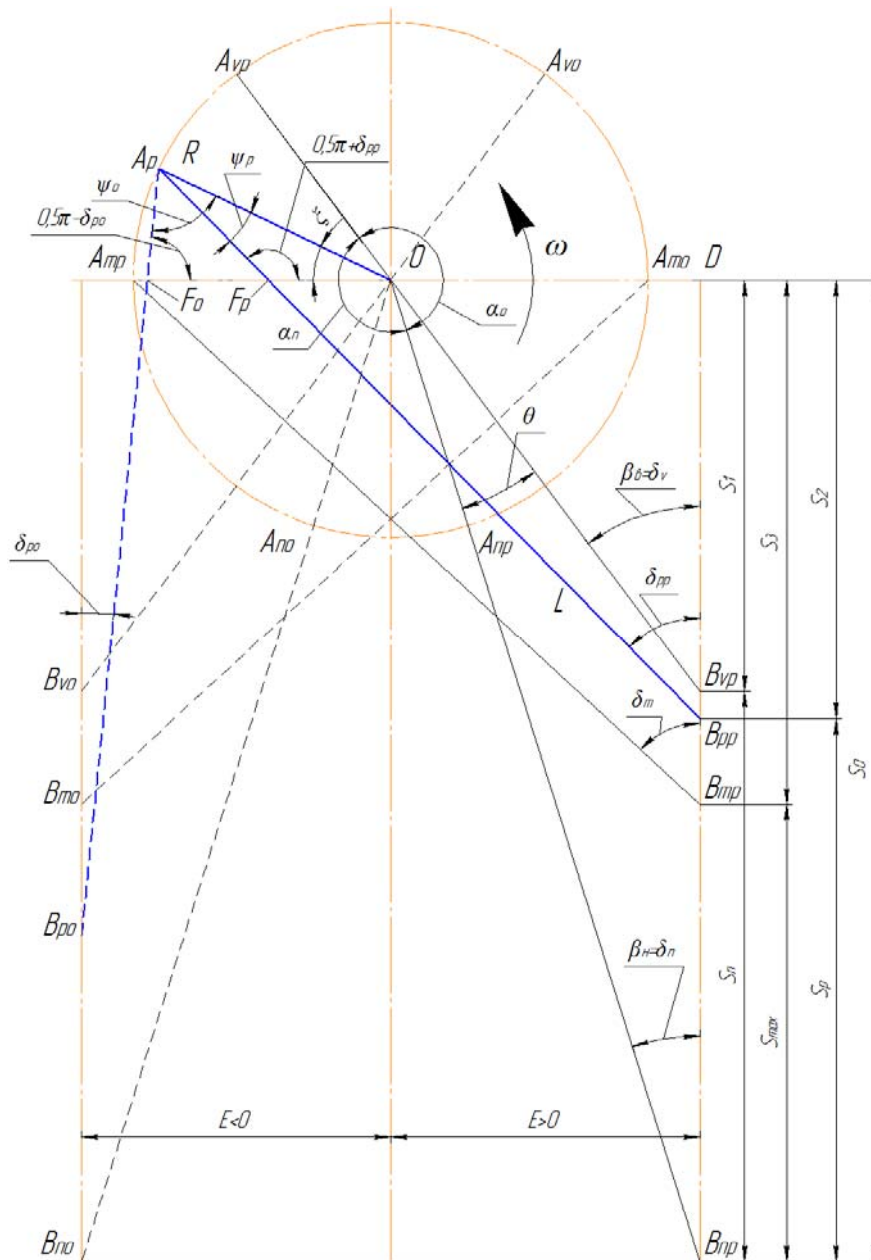


Рис. 1. Схема кривошипно-ползунного механизма

Таким образом, коэффициент средней скорости однозначно определяется только значениями коэффициентов λ и ε , и при условии постоянства угловой скорости кривошипа:

$$K_v = \frac{\alpha_n}{\alpha_o} = \frac{180 - \theta}{180 + \theta}. \quad (3)$$

При заданном значении коэффициента K_v , угол θ определяется как:

$$\theta = 180 \frac{1 - K_v}{1 + K_v}. \quad (4)$$

При положительном эксцентриситете угол θ положительный и $K_v < 1$, при отрицательном эксцентриситете угол θ отрицательный и $K_v > 1$.

Синтез кривошипно-ползунного механизма состоит в определении трех геометрических параметров, однозначно определяющих его структуру и размеры: радиуса кривошипа R , длины шатуна L и эксцентриситета E . Следовательно, должно быть указано не менее трех условий синтеза. Исходя из функционального назначения механизма, одним из условий синтеза является обеспечение заданного номинального перемещения ползуна S_{\max} . По условию задачи данной работы вторым условием является обеспечение заданного коэффициента средней скорости K_v . Третьим условием может быть удовлетворение заданным значениям одного из параметров λ или ε , или заданного угла давления в определенном положении механизма.

Как известно, угол давления δ есть угол между направлением действия силы и вектором скорости точки приложения этой силы в кинематической паре [4]. Угол γ , дополняющий угол давления до 90° , называется углом передачи, т. е. $\gamma = \pi - \delta$.

В рассматриваемом механизме угол передачи в кинематической паре соединения шатуна с ползуном (точка B) в общем случае определяется по формуле:

$$\delta = \arcsin[\lambda(\sin \alpha + \varepsilon)]. \quad (5)$$

Практический интерес представляют два значения угла давления: максимальный угол δ_m в одном из крайних положений кривошипа – в крайнем левом (при $\alpha = \pi/2$) или крайнем правом (при $\alpha = 3\pi/2$), и угол давления δ_p в начале рабочего хода.

Во избежание заклинивания и уменьшения сил трения рекомендуется максимальное значение угла давления δ_p для рабочего хода не более $15\text{--}20^\circ$, а угла δ_m при холостом ходе – не более $30\text{--}45^\circ$. Значения углов давления в других положениях механизма меньше, чем величина δ_m , и влияния на условия функционирования механизма не оказывают.

Угол давления δ_p в начале рабочего хода определяется по формуле (5) при заданном угле начала рабочего хода ($\alpha = \alpha_p$) или положении ползуна в начале рабочего хода ($S = S_p$).

В крайнем левом или правом положениях кривошипа угол передачи находится по формуле:

$$\delta_{l(n)} = \arcsin[\lambda(\varepsilon \pm 1)], \quad (6)$$

где верхний знак (плюс) принимается для левого положения кривошипа ($\alpha = \pi/2$), а нижний (минус) – для правого положения.

Степень дезаксиала в расчетных формулах принимается с соответствующим знаком, потому при $E < 0$ максимальный угол давления δ_m соответствует крайнему правому положению кривошипа ($\delta_m = \delta_n$), а при $E > 0$ – крайнему левому положению ($\delta_m = \delta_l$), как показано на рис. 1.

Для решения задач синтеза механизма при заданном коэффициенте средней скорости K_v необходимо определить зависимости между коэффициентом K_v и основными размерами механизма, или его относительными параметрами.

Из рис. 1 по теореме косинусов для треугольника OB_nB_e находится:

$$S_{\max}^2 = (R + L)^2 + (L - R)^2 - 2(R + L) \cdot (L - R) \cdot \cos \theta = 2R^2(1 + \cos \theta) + 2L^2(1 - \cos \theta).$$

Умножив полученное уравнение на величину λ^2 , и используя функцию половинного угла, после преобразований следует:

$$S_{\max}^2 \lambda^2 = 2R^2(1 + \cos \theta) \cdot \left(\lambda^2 + \frac{1 - \cos \theta}{1 + \cos \theta} \right) = 4R^2 \cos^2 \frac{\theta}{2} \left(\lambda^2 + \tan^2 \frac{\theta}{2} \right).$$

Отсюда находится зависимость для определения радиуса кривошипа при заданном значении коэффициента шатуна λ , максимальном перемещении ползуна S_{\max} и угле θ :

$$R = \frac{S_{\max} \lambda}{2 \cos \frac{\theta}{2} \sqrt{\lambda^2 + \tan^2 \frac{\theta}{2}}}. \quad (7)$$

Для указанного треугольника $OB_n B_6$ по теореме синусов с использованием второй формулы (2) находится $\frac{S_{\max}}{\sin \theta} = \frac{L - R}{\sin \beta_n} = \frac{L - R}{\varepsilon \lambda} (1 + \lambda) = \frac{(1 - \lambda^2) R}{\varepsilon \lambda^2}$. Отсюда следует зависимость для определения степени дезаксиала при известных значениях коэффициента шатуна λ , максимального перемещения ползуна S_m , радиуса кривошипа R и угла θ :

$$\varepsilon = \frac{(1 - \lambda^2) R \sin \theta}{S_{\max} \lambda^2}. \quad (8)$$

Разлагая выражения для углов β_6 и β_n в формуле (2) в ряд Тейлора и ограничиваясь первыми членами ряда, можно получить упрощенную зависимость для определения угла θ .

Так как $\arcsin \frac{\varepsilon \lambda}{1 + \lambda} \approx \frac{\varepsilon \lambda}{1 + \lambda} + \frac{(\varepsilon \lambda)^3}{6(1 + \lambda)^3} + \dots$, то ограничиваясь только первым членом ряда в работе [2] получено упрощенное выражение:

$$\theta = \frac{2\varepsilon \lambda^2}{1 - \lambda^2}. \quad (9)$$

Однако при увеличенных значениях параметров механизма, характерных для механических прессов ($\lambda \leq 0,4$ и $\varepsilon \leq 1,0$), погрешность расчета по сравнению с точной формулой (1) достигает 12–15 %. Тогда ограничиваясь первыми двумя членами разложения в ряд, находится уточненная зависимость, обеспечивающая погрешность не выше 3–6 %:

$$\theta = \frac{2\varepsilon \lambda^2}{1 - \lambda^2} + \frac{(\varepsilon \lambda)^3}{6(1 - \lambda^2)^3} [(1 + \lambda)^3 - (1 - \lambda)^3]. \quad (10)$$

Ниже рассмотрены некоторые варианты синтеза механизма при различных начальных условиях синтеза. Во всех вариантах синтеза при заданном значении коэффициента K_v , угол θ определяется по формуле (4).

1-й вариант. Задано: максимальное перемещение ползуна S_{\max} , параметр λ и коэффициент средней скорости K_v .

По формуле (7) определяется величина радиуса кривошипа R , а по формуле (8) величина степени дезаксиала ε . Значения длины шатуна L и величины эксцентриситета E определяются по формулам:

$$L = R/\lambda, \quad E = \varepsilon R. \quad (11)$$

2-й вариант. Задано: максимальное перемещение ползуна S_{\max} , параметр ε и коэффициент средней скорости K_v .

Одним из численных методов решается нелинейное алгебраическое уравнение (1) или (10) относительно неизвестной величины λ . По формуле (7) определяется величина радиуса кривошипа R , а по формулам (11) два других размера механизма.

При значениях параметра ε меньше единицы можно использовать приближенную зависимость для определения коэффициента шатуна, которая следует из (9):

$$\lambda \cong \sqrt{\frac{\theta}{2\varepsilon + \theta}}.$$

Полученное значение коэффициента λ больше, чем при численном решении уравнения, но погрешность не превышает 2–5 %.

3-й вариант. Задано: максимальное перемещение ползуна S_{\max} , коэффициент средней скорости K_v и максимальный угол давления δ_m при холостом ходе. На примере положительного КПМ рассмотрим зависимости между геометрическими параметрами механизма и значением угла θ , и углами давления при холостом ходе и начале рабочего хода.

Из треугольника ΔODB_v , соответствующего крайнему верхнему положению механизма, находим:

$$\frac{E}{S_1} = \tan \delta_v, \quad \frac{S_1}{L-R} = \cos \delta_v,$$

откуда следует

$$E = S_1 \tan \delta_v, \quad L = \frac{S_1}{\cos \delta_v} + R. \quad (12)$$

Аналогично из треугольника ΔODB_n , соответствующего крайнему нижнему положению механизма, находим после преобразований:

$$E = S_0 \tan \delta_n, \quad L = \frac{S_0}{\cos \delta_n} - R. \quad (13)$$

Приравнивая соответствующие выражения для величины E и L , находится:

$$\left. \begin{aligned} S_1 \tan \delta_v &= S_0 \tan \delta_n, \\ \frac{S_1}{\cos \delta_v} + 2R &= \frac{S_0}{\cos \delta_n}. \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

Исключая переменную S_0 из системы (14), находим:

$$S_1 = \frac{2R}{\frac{\tan \delta_v}{\cos \delta_n} - \frac{1}{\cos \delta_v}}. \quad (15)$$

Максимальный угол давления имеет место при крайнем левом положении кривошипа. Из треугольника $\Delta A_m DB_m$ следует:

$$\frac{R+E}{S_4} = \tan \delta_m, \quad \frac{S_4}{L} = \cos \delta_m.$$

Сопоставляя полученные выражения с соответствующими зависимостями (12) находим:

$$\left. \begin{aligned} S_1 \tan \delta_v &= S_4 \tan \delta_m - R, \\ \frac{S_1}{\cos \delta_v} + R &= \frac{S_4}{\cos \delta_m}. \end{aligned} \right\}$$

Исключая переменную S_4 из полученной системы, получаем:

$$S_1 = \frac{R(1 - \sin \delta_m)}{\frac{\sin \delta_m}{\cos \delta_v} - \tan \delta_v}. \quad (16)$$

При заданном значении угла θ , угол δ_v определяется как $\delta_v = \delta_n + \theta$. Приравнивая полученные выражения для переменной S_1 по (15) и (16), находим после преобразований:

$$\frac{\sin(\delta_n + \theta)}{\sin \delta_n} - 1 - \frac{2}{1 - \cos \delta_m} [\sin \delta_m - \sin(\delta_n + \theta)] = 0. \quad (17)$$

Решение уравнения (17) при заданном значении угла θ и угла давления δ_m определяет неизвестную переменную δ_n .

Дальнейшее решение задачи очевидно. Так как $S_0 = S_1 + S_{\max}$, из первого уравнения системы (14) следует:

$$S_1 = \frac{S_{\max}}{\frac{\tan \delta_v}{\tan \delta_n} - 1}. \quad (18)$$

Из первого уравнения системы (12) находится величина дезаксиала:

$$E = S_1 \tan \delta_v. \quad (19)$$

Из выражения (16) следует:

$$R = \frac{S_1 \left(\frac{\sin \delta_m}{\cos \delta_v} - \tan \delta_v \right)}{1 - \sin \delta_m}. \quad (20)$$

Величина L определяется из второго уравнения системы (12). Относительные параметры механизма λ и ε определяются по формулам, представленным в системе (2).

4-й вариант. Задано: максимальное перемещение ползуна S_{\max} , коэффициент средней скорости K_v и угол давления в начале рабочего хода δ_p . Следует отметить, что задача синтеза в такой постановке наиболее характерна при проектировании исполнительных механизмов механических прессов и средств механизации.

Для решения этой задачи используется система уравнений (14) для крайних положений механизма и результаты анализа положения механизма в начале рабочего хода. Начало рабочего хода определяется величиной расстояния S_p , которое в общем случае задается как доля от максимального перемещения ползуна S_{\max} , т. е. $S_p = pS_{\max}$. Очевидно, что коэффициент находится в пределах $1 \geq p > 0$ и для механических прессов составляет 0,1–0,3.

Из $\Delta DF_p B_p$ для механизма с положительным дезаксиалом следует $\frac{FO + E}{S_2} = \tan \delta_{pp}$.

Величина отрезка определяется из $\Delta OF_p A_p$. По теореме синусов:

$$\frac{R}{\sin(\pi/2 + \delta_{pp})} = \frac{OF}{\sin \psi_p}.$$

Угол ψ_p определяется из условия $\psi_p = \pi/2 - \xi - \delta_{pp}$.

Тогда имеем

$$E = S_2 \tan \delta_{pp} - OF = S_2 \tan \delta_{pp} - \frac{R \cos(\xi + \delta_{pp})}{\cos \delta_{pp}}. \quad (21)$$

Приравняв значение эксцентриситета величине E по первой формуле (13), находим:

$$S_0 \tan \delta_n = S_2 \tan \delta_{pp} - \frac{R \cos(\xi + \delta_{pp})}{\cos \delta_{pp}}.$$

Из уравнения проекции ломаной линии $DOA_p B_{pp}$ на вертикальную ось следует:

$$S_2 = L \cos \delta_{pp} - R \sin \xi.$$

Определив из этого уравнения величину L и приравняв значению выражению по второй формуле системы (13), находим:

$$\frac{S_0}{\cos \delta_n} - R = \frac{S_2 + R \sin \xi}{\cos \delta_{pp}}. \quad (22)$$

Т. к. $S_2 = S_0 - S_p = S_0 - pS_{\max}$, то подставляя это значение в полученные уравнения (21) и (22) и присоединяя систему уравнений (14), окончательно находим систему уравнений для определения неизвестных величин. Для отрицательного дезаксиального механизма изменяется система отсчета углов, потому необходимо внести некоторые дополнения. Обозначим $Zn = |\theta|/\theta$ – функция знака угла θ . Очевидно, что при $\theta > 0$ $Zn = +1$ и при $\theta < 0$ $Zn = -1$. Тогда окончательная система уравнений будет иметь вид:

$$\left. \begin{aligned} (S_0 - S_{\max}) \tan(\delta_n + \theta) - S_0 \tan \delta_n &= 0, \\ \frac{S_0 - S_{\max}}{\cos(\delta_n + \theta)} + 2R - \frac{S_0}{\cos \delta_n} &= 0, \\ S_0 \tan \delta_n - Zn \cdot (S_0 - pS_{\max}) \tan \delta_{pp} + \frac{R \cos(Zn \cdot \xi + \delta_{pp})}{\cos \delta_{pp}} &= 0, \\ \frac{S_0}{\cos \delta_n} - R - \frac{S_0 - pS_{\max} + R \sin \xi}{\cos \chi_{pp}} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (23)$$

В системе уравнений (23) задано четыре значения S_{\max} , θ , p и δ_{pp} . Решив систему относительно четырех неизвестных S_0 , δ_n , R и ξ , дальнейшие расчеты не представляют трудностей. Определяется величина расстояния $S_1 = S_0 - S_{\max}$ и угол $\delta_v = \delta_n + \theta$. По формулам системы (12) определяются значения эксцентриситета E и длины шатуна L . Относительные параметры механизма λ и ϵ определяются по формулам, представленным в системе (2).

ВЫВОДЫ

1. С целью повышения производительности прессы целесообразно синтез кривошипно-ползунного механизма производить по заданному коэффициенту средней скорости.
2. При синтезе механизма необходимо учитывать ограничения величины углов давления при холостом и рабочем ходе.
3. Представленные аналитические зависимости позволяют решать большинство задач синтеза кривошипно-ползунного механизма по заданному коэффициенту средней скорости.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кинематические характеристики дезаксиального кривошипно-ползунного механизма / А. В. Явтушенко, А. В. Глебенко, О. А. Калантева, А. С. Проскурня // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету ім. М. Остроградського. – Кременчук : КДТУ, – 2009. – Вип. 6/2009 (59, ч. 2). С. 94–99.
2. Кольман-Иванов Э. Э. Применение номограмм при синтезе кривошипно-шатунных или приводящих к ним механизмов / Э. Э. Кольман-Иванов // Вестник машиностроения. – 1960. – № 12. – С. 13–17.
3. Белецкий В. Я. Проектирование кривошипно-шатунных механизмов по коэффициенту изменения скорости обратного хода и предельному углу передачи / В. Я. Белецкий // Изв. вузов. Машиностроение. – 1958. – № 3–4. – С. 3–8.
4. Левитский Н. И. Теория механизмов и машин / Н. И. Левитский. – М. : Наука, 1979. – 576 с.