

УДК 621.01: 621.73

Явтушенко А. В.
Явтушенко А. В.
Васильченко Т. А.

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМА ВЫТЯЖНОГО ПРЕССА

Для выполнения операций глубокой вытяжки используются механические прессы со специальным исполнительным механизмом, обеспечивающим в период рабочего хода движение ползуна со скоростью, близкой к постоянной [1–3]. В современных конструкциях специализированных прессов наибольшее применение находят многосвязные рычажные механизмы, состоящие из нескольких простейших. Одним из таких механизмов является исполнительный восьмизвенный механизм, используемый в прессах фирм "Hitachi" (Япония), "Schuler" (ФРГ) и др. Анализ структурной схемы механизма показывает необходимость всестороннего кинематического и динамического анализа с целью определения рациональной комбинации параметров, обеспечивающих удовлетворение технологических требований и определения области рационального использования.

Целью настоящей статьи является определение аналитических зависимостей для определения кинематических характеристик механизма, которые должны составить основу для последующего оптимизационного параметрического синтеза.

Главный исполнительный механизм вытяжного пресса представляет собой сочетание трех механизмов (рис. 1), первый из которых представляет собой обычный четырехзвенник кривошипного исполнения. К ведомому звену этого механизма (шарнир C) присоединена трехшарнирная двухзвенная диада, состоящая из рычагов CD и DE . Шарнир E звена DE расположен на ведущем кривошипе первого механизма. Таким образом, второй механизм представляет собой также четырехзвенник O_2CDEO_1 и имеет две степени подвижности W при 4 подвижных звеньях и 5 кинематических парах V класса

$$W = 3 \cdot n + 2 \cdot p_v = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 5 = 2.$$

Лишняя степень подвижности устраняется тем, что движение звена O_1E задано для первого механизма и определено координатой α_1 .

Диада рычагов CD и DE через трехплечий рычаг DEF соединена с третьим механизмом, состоящим из шатуна FG и ползуна G , являющегося рабочим органом механизма. Кинематический эффект рассматриваемого механизма обеспечивается тем, что шарнир F совершает движение по специальной траектории и при определенных положениях механизма на рабочем участке поворота ведущего кривошипа O_1A обеспечивается движение ползуна со скоростью, близкой к постоянной.

Координатой входного звена является угол поворота α_1 , отсчитываемый от положительного направления оси O_1X_1 против часовой стрелки. Координатой выходного звена является перемещение ползуна S_p , отсчитываемое от крайнего нижнего положения против движения ползуна. Вспомогательная ось O_1X_1 повернута относительно основной оси O_1X на угол φ_0 . При анализе кинематики механических прессов угол отсчета поворота главного вала принимается от линии перемещения ползуна против движения кривошипа. В таком случае расчетный угол поворота кривошипа O_1A определяется по формуле

$$\alpha_v = \frac{\pi}{2} + \alpha_1 + \varphi_0.$$

Кинематический анализ составного механизма рассматривается последовательно для каждого составляющего механизма. Все размеры звеньев механизма, в том числе и угловые, показанные на рис. 1, считаем заданными.

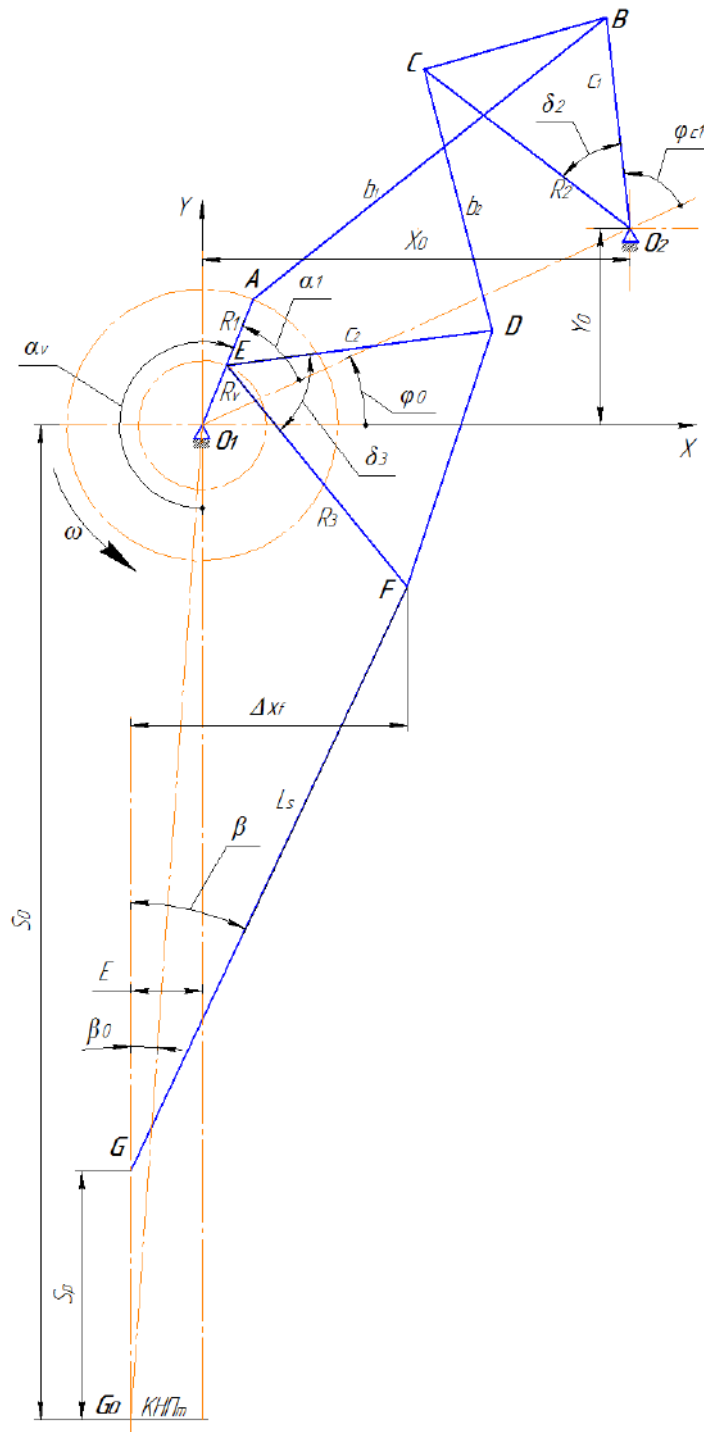


Рис. 1. Расчетная схема механизма

В системе координат $X_1O_1Y_1$, когда ось X_1 направлена по линии центров O_1O_2 , угловые положения звеньев AB и O_2B определяются зависимостями (рис. 2)

$$\varphi_{b1} = \pi(Z_1 - 1) + \varphi_{s1} - Z_1 \arccos \frac{l_{s1}^2 + b_1^2 - c_1^2}{2l_{s1}b_1}, \quad (1)$$

$$\varphi_{c1} = \pi(Z_1 - 1) + \varphi_{s1} - Z_1 \arccos \frac{b_1^2 - c_1^2 - l_{s1}^2}{2l_{s1}c_1}. \quad (2)$$

где Z_1 – вариант сборки механизма, в данном случае $Z_1 = -1$;
 φ_{s1} – угол наклона отрезка AO_2

$$\operatorname{tg} \varphi_{s1} = 2\pi + \frac{-R_1 \sin \alpha_1}{-R_1 \sin \alpha_1 + l_0};$$

l_{s1} – переменная длина отрезка AO_2

$$l_{s1} = -R_1 \frac{\sin \alpha_1}{\sin \varphi_{s1}};$$

l_0 – расстояние между центрами O_1 и O_2 .

При известном угловом положении звена O_2B координата звена O_2C определяется углом δ_2 двухплечего рычага BO_2C $\varphi_{R_2} = \varphi_{c1} + \delta_2$. Тогда координаты шарнира C в системе координат $X_1O_1Y_1$ будут (рис. 2)

$$\left. \begin{aligned} x_c &= l_0 + R_2 \cos \varphi_{R_2}; \\ y_c &= R_2 \sin \varphi_{R_2}. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

В той же системе координат положение точки шарнира E определяется как

$$\left. \begin{aligned} x_e &= R_v \cos \alpha_1; \\ y_e &= R_v \sin \alpha_1. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

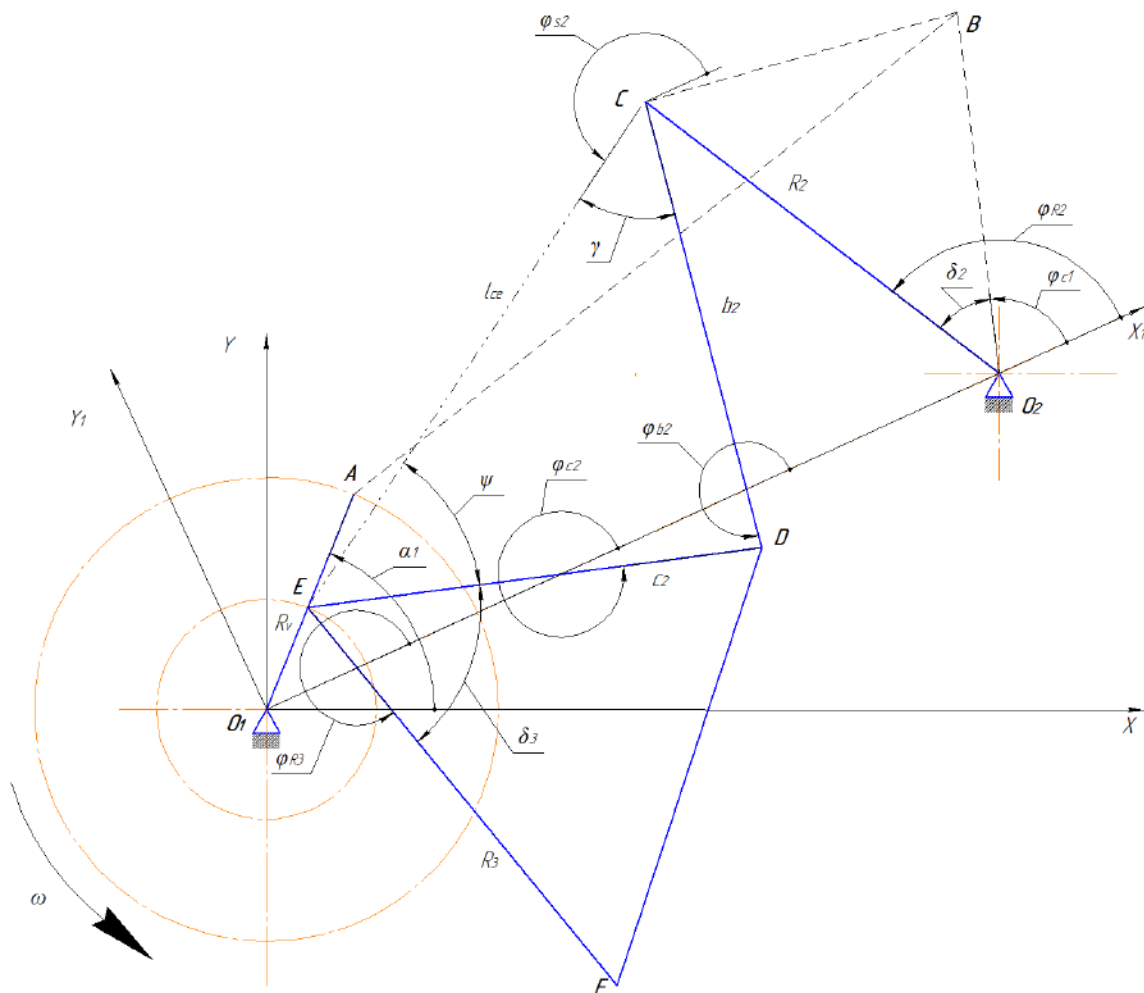


Рис. 2. Расчетная схема 2-го механизма

Из треугольника CDE при известных координатах шарниров C и E и известных размерах рычагов CD и DE находим

$$l_{cd} = \sqrt{(x_c - x_e)^2 + (y_c - y_e)^2}.$$

По теореме косинусов определяются значения углов γ и ψ

$$\gamma = \arccos \frac{b_2^2 + l_{ce}^2 - c_2^2}{2b_2l_{ce}},$$

$$\psi = \arccos \frac{c_2^2 + l_{ce}^2 - b_2^2}{2c_2l_{ce}}.$$

Тогда значения углов φ_{c2} и φ_{b2} , определяющих положения звеньев CD и DE будут

$$\varphi_{c2} = \pi + \varphi_{s2} - \psi;$$

$$\varphi_{b2} = \varphi_{s2} + \gamma.$$

Здесь φ_{s2} – угол наклона линии AC относительно оси X_1

$$\varphi_{s2} = \pi + \arctan \frac{y_c - y_e}{x_c - x_e}.$$

Таким образом, координаты точек шарниров D и F будут

$$\left. \begin{aligned} x_d &= x_c + b_2 \cos \varphi_{b2}; \\ y_d &= y_c + b_2 \sin \varphi_{b2}. \end{aligned} \right\} \quad \left. \begin{aligned} x_f &= x_e + R_3 \cos \varphi_{R3}; \\ y_f &= y_e + R_3 \sin \varphi_{R3}. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Угол φ_{R3} для рычага EF определяется как $\varphi_{R3} = \varphi_{c2} - \delta_3$.

При известных координатах точки шарнира F функция положения третьего механизма определяется в основной системе координат XO_1Y , принятой при анализе кинематики механических прессов. Направление перемещения ползуна S_p определяется от его крайнего нижнего положения (точка G_0), а угол поворота α_v ведущего кривошипа – от вертикальной оси, проходящей через центр шарнира O_1 против его движения

$$\alpha_v = \frac{3\pi}{2} - \varphi_0 - \alpha_1. \quad (6)$$

Координаты точки F представляются в основной системе координат

$$\left. \begin{aligned} x_{f0} &= x_f \cos \varphi_0 - y_f \sin \varphi_0, \\ y_{f0} &= x_f \sin \varphi_0 + y_f \cos \varphi_0. \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Система уравнений (7) представляет собой параметрическое уравнение шатунной кривой, описываемой точкой F .

Угол наклона β шатуна определяется как

$$\beta = \arcsin \frac{\Delta x_f}{L_s}, \quad (8)$$

где Δx_f – смещение точки F по оси O_1X

$$\Delta x_f = x_{f0} - E.$$

Дезаксиал E принимается с соответствующим знаком. При смещении линии движения ползуна в направлении вращения главного вала дезаксиал принимается положительным, в противном случае, как показано на рис. 1 – отрицательным.

Перемещение ползуна, являющееся функцией положения механизма, определяется как

$$S_p = S_0 + y_{f0} - L_s \cos \beta, \quad (9)$$

где S_0 – расстояние точки крайнего нижнего положения от оси O_1X

$$S_0 = (R_v + R_3 + L_s) \cos \beta_0;$$

$$\beta_0 = \arcsin \frac{-E}{R_v + R_3 + L_s}.$$

Передаточные функции механизма представляют собой первую и вторую производные функции положения (9) по координате α_1 ведущего звена

$$AV = \frac{\partial S_p}{\partial \alpha_1} = \frac{\partial y_{f0}}{\partial \alpha_1} - L_s \frac{\partial \beta}{\partial \alpha_1} = y'_{f0} - L_s \beta'. \quad (10)$$

$$AJ = \frac{\partial^2 S_p}{\partial \alpha_1^2} = y''_{f0} + L_s \left[\sin \beta \cdot \beta'' + \cos \beta \cdot (\beta')^2 \right]. \quad (11)$$

Здесь и далее штрихами обозначены соответственно первая и вторая производные переменных по координате α_1 .

Производные переменных по координате α_1 определяются дифференцированием соответствующих выражений в уравнениях (7), (5) и (4) с учетом того, что $\varphi'_{R3} = \varphi'_{c2}$; $\varphi''_{R3} = \varphi''_{c2}$, находим

$$\begin{aligned} x'_{f0} &= x'_f \cos \varphi_0 - y'_f \sin \varphi_0; & y'_{f0} &= x'_f \sin \varphi_0 + y'_f \cos \varphi_0; \\ x'_f &= x'_e - R_3 \sin \varphi_{R3} \varphi'_{c2}; & y'_f &= y'_e + R_3 \cos \varphi_{R3} \varphi'_{c2}; \\ x'_e &= -R_v \sin \alpha_1; & y'_e &= R_v \cos \alpha_1; \\ x''_{f0} &= x''_f \cos \varphi_0 - y''_f \sin \varphi_0; & y''_{f0} &= x''_f \sin \varphi_0 + y''_f \cos \varphi_0; \\ x''_f &= -R \cos \alpha_1 - R_3 \left[\cos \varphi_{R3} (\varphi'_{c2})^2 + \sin \varphi_{R3} \varphi''_{c2} \right]; \\ y''_f &= -R \sin \alpha_1 + R_3 \left[\cos \varphi_{R3} \varphi''_{c2} - \sin \varphi_{R3} (\varphi'_{c2})^2 \right]; \end{aligned}$$

Для определения первой передаточной функции φ'_{c2} второго механизма рассмотрим векторный многоугольник O_1EDCO_2 , показанный на рис. 3. Векторное условие замкнутости механизма записывается в виде

$$\vec{R}_v + \vec{c}_2 = \vec{b}_2 + \vec{R}_2 + \vec{l}_0.$$

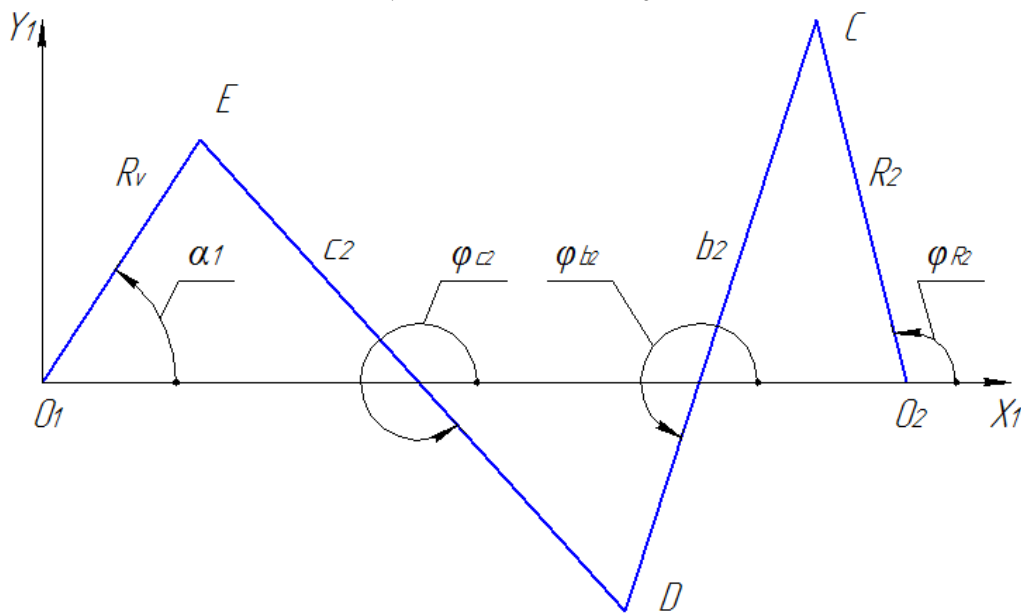


Рис. 3. Векторный многоугольник 2-го механизма

Проекция многоугольника на ось O_1X_1 будет

$$R_v \cos \alpha_1 + c_2 \cos \varphi_{c2} = b_2 \cos \varphi_{b2} + R_2 \cos \varphi_{R2}.$$

Дифференцируя полученное уравнение, находим

$$-R_v \sin \alpha_1 - c_2 \sin \varphi_{c2} \cdot \varphi'_{c2} = -b_2 \sin \varphi_{b2} \cdot \varphi'_{b2} - R_2 \sin \varphi_{R2} \cdot \varphi'_{R2}. \quad (12)$$

Вычитая угол φ_{b2} из всех углов в полученном выражении, что равнозначно повороту осей координат на угол $-\varphi_{b2}$, и учитывая, что $\varphi'_{R2} = \varphi'_{c1}$ находим

$$\varphi'_{c2} = \frac{R_2 \sin(\varphi_{R2} - \varphi_{b2}) \cdot \varphi'_{c1} - R_v \sin(\alpha_1 - \varphi_{b2})}{c_2 \sin(\varphi_{c2} - \varphi_{b2})}.$$

Аналогично, вычитая угол φ_{c2} , находим зависимость для определения переменной φ'_{b2} , необходимой для определения второй передаточной функции механизма

$$\varphi'_{b2} = \frac{R_v \sin(\alpha_1 - \varphi_{c2}) - R_2 \sin(\varphi_{R2} - \varphi_{c2}) \cdot \varphi'_{c1}}{b_2 \sin(\varphi_{b2} - \varphi_{c2})}.$$

Производные φ'_{b1} и φ'_{c1} , представляющие собой первые передаточные функции первого механизма определяются аналогичным образом

$$\varphi'_{b1} = \frac{-R_1 \sin(\alpha_1 - \varphi_{c1})}{b_1 \sin(\varphi_{b1} - \varphi_{c1})}, \quad \varphi'_{c1} = \frac{R_1 \sin(\alpha_1 - \varphi_{b1})}{c_1 \sin(\varphi_{c1} - \varphi_{b1})}.$$

Вторая передаточная функция φ''_{c2} второго механизма определяется после повторного дифференцирования выражения (12) и вычитания угла φ_{b2}

$$\varphi''_{c2} = \frac{F_1 - F_2}{c_2 \sin(\varphi_{c2} - \varphi_{b2})},$$

где

$$F_1 = R_2 \left[\sin(\varphi_{R2} - \varphi_{b2}) \cdot \varphi''_{c1} + \cos(\varphi_{R2} - \varphi_{b2}) \cdot (\varphi'_{c2})^2 \right]$$

$$F_2 = R_v \left[\cos(\alpha_1 - \varphi_{b2}) \right] + c_2 \cdot \cos(\varphi_{c2} - \varphi_{b2}) \cdot (\varphi'_{c2})^2 - b_2 (\varphi'_{b2})^2.$$

Первая производная угла β определяется дифференцированием выражения (8). Первое дифференцирование дает

$$\beta' = \frac{(\Delta x_f)'}{L_s \cos \beta} = \frac{x'_{f0}}{L_s \cos \beta}.$$

Дифференцируя дважды выражение (8), получим

$$-\sin \beta \cdot (\beta')^2 + \cos \beta \cdot \beta'' = \frac{-x''_{f0}}{L_s},$$

откуда находим

$$\beta'' = \frac{L_s \sin \beta (\beta')^2 - x''_{f0}}{L_s \cos \beta}.$$

Производные угла β определяются после двукратного дифференцирования выражения (8) по координате α_1

$$\beta' = \frac{x'_{f0}}{L_s \cos \beta}; \quad \beta'' = \frac{1}{\cos \beta} \left(\frac{x''_{f0}}{L_s} + \sin \beta \cdot (\beta')^2 \right).$$

Зависимости (9), (10) и (11) однозначно определяют кинематические характеристики механизма в зависимости от его геометрических параметров, дают возможность оценки его свойств и служат теоретической основой для оптимизационного параметрического синтеза.

Фактические значения скорости V_p и ускорения J_p ползуна находятся из зависимостей, определяющих понятие передаточных функций. Если скорость кривошипа $\omega = d\alpha_1/dt$ принять постоянной, то тогда получим

$$V_p = AV \cdot \omega. \quad (13)$$

$$J_p = AJ \cdot \omega^2. \quad (14)$$

В качестве примера на рис. 4 показаны результаты расчета кинематических параметров восьмизвенного механизма вытяжного пресса номинальным усилием 8 МН. Угловая скорость ω кривошипа принята равной 1 рад/с.

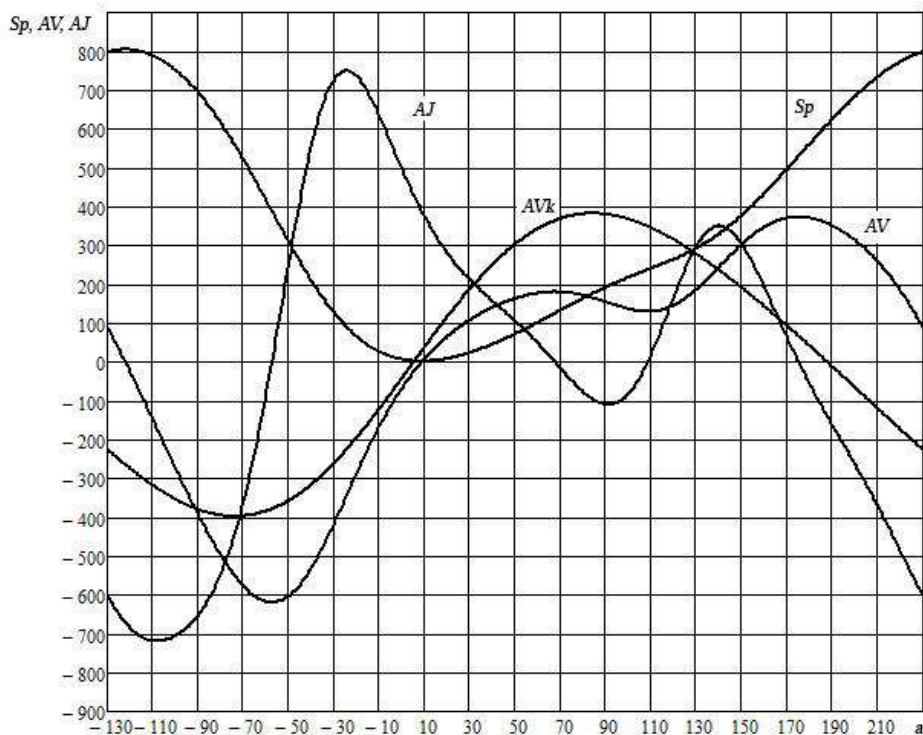


Рис. 4. Кинематические характеристики вытяжного прессы номинальным усилием 8 МН

Для сравнения на рисунке приведена первая передаточная функция дезаксиального кривошипно-ползунного механизма (показаны штриховыми линиями и обозначенными индексом "k") имеющего такой же максимальный ход ползуна (810 мм) и такой же дезаксиал (-200 мм), что и механизм рассматриваемого прессы. Из рисунка следует, что при принятых параметрах механизма обеспечивается основное функциональное назначение механизма, как исполнительного органа прессы для глубокой вытяжки – на участке рабочего хода обеспечивается практически постоянная скорость движения ползуна. Если принять, что рабочий ход ползуна составляет примерно 200 мм, то из рисунка следует, что скорость начала рабочего хода рассматриваемого механизма (примерно 160 мм/с) более чем в два раза меньше скорости ползуна кривошипно-ползунного механизма (примерно 380 мм/с) и сохраняется практически неизменной на 2/3 участка рабочего хода. Скорость обратного хода ползуна незначительно превышает скорость ползуна кривошипно-ползунного механизма. Отрицательным явлением является увеличение ускорения ползуна при обратном ходе, однако учитывая, что величина максимального ускорения не превышает 800...900 мм/с², при качественном изготовлении механизма это обстоятельство не является недостатком механизма.

Из анализа характера изменения скорости ползуна следует важное преимущество анализируемого механизма. Из условия равенства мгновенной мощности на ведущем и ведомом звене идеального механизма следует, что величина движущего крутящего момента $M_{кр}$ пропорциональна первой передаточной функции механизма AV и усилию деформации P_{δ}

$$M_{кр} = P_{\delta} \frac{dV}{d\alpha} = P_{\delta} \cdot AV.$$

Отсюда следует, что при одном и том же усилии деформации, действующим на ползун, величина необходимого крутящего момента пропорциональна скорости ползуна. Тогда в рассматриваемом механизме крутящий момент будет в несколько раз меньше, чем в кривошипно-ползунном механизме, следовательно, соответствующим образом уменьшаются нагрузки на детали и узлы привода, что способствует снижению металлоемкости и стоимости прессы в целом.

ВЫВОДЫ

1. Восьмизвенный исполнительный механизм вытяжного пресса соответствует функциональному назначению и полностью удовлетворяет технологические требования в отношении скорости перемещения ползуна в период рабочего хода.

2. Представленные аналитические зависимости определяют все кинематические характеристики механизма в зависимости от его параметров, дают возможность анализа влияния параметров и служат основой для последующего параметрического синтеза механизма.

3. Рассматриваемый механизм обеспечивает снижение скорости в период рабочего хода по сравнению с кривошипно-ползунным механизмом более чем в два раза. При оптимальном выборе параметров обеспечивается уменьшение скорости начала рабочего хода с последующим ее незначительным возрастанием в процессе деформации.

4. Сопоставление рассматриваемого механизма с механизмами других структурных схем, например, с шестизвенными механизмами прессов фирм "Aida" (Япония), "Clearing" (США) и др., показывает, что при примерно одинаковом характере изменения скорости ползуна в период рабочего хода он имеет более сложную конструкцию, следовательно, менее технологичен и более металлоемкий.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Живов Л.И. Кузнечно-штамповочное оборудование: Учебник для вузов / Л.И. Живов, А.Г. Овчинников, Е.Н. Складчиков / Под ред. Л.И. Живова. – М.: Изд-во МГТУ, 2006. – 560 с.
2. Бочаров Ю.А. Кузнечно-штамповочное оборудование: Учебник для вузов / Ю.А. Бочаров. – М.: Издательский центр «Академия», 2008. – 480 с.
3. Свистунов В.Е. Кузнечно-штамповочное оборудование. Кривошипные прессы / В.Е. Свистунов. – М.: МГИУ, 2008. – 704 с.

REFERENCES

1. Jivov L. Kuznethno-stampovothnoe oborudovanie: Uthebnik dlja vuzov / L. Jivov, A. Ovthinikov, E. Skladthikov / Pod red. L.Jivova. – M.: Izdat-vo MGTU, 2006. – 560 s.
2. Botharov J. Kuznethno-stampovothnoe oborudovanie: Uthebnik dlja vuzov / J. Botharov. – M.: Izdat. tzentr «Akademia», 2008. – 480 s.
3. Svistunov V. Kuznethno-stampovothnoe oborudovanie. Krivoshipnie pressi / V. Svisrunov. – M.: MGTU, 2008. – 704 s.

Явтушенко А. В. – канд. техн. наук, доц. ЗНТУ

Явтушенко А. В. – канд. техн. наук, доц. ЗНТУ

Васильченко Т. А. – канд. техн. наук, доц. ЗГИА

ЗНТУ – Запорожский национальный технический университет, г. Запорожье.

ЗГИА – Запорожская государственная инженерная академия.

E-mail: ayav2008@yandex.ru

Статья поступила в редакцию 02.03.2016 г.