

УДК 621.01: 621.73

Явтушенко А. В.

ОПТИМИЗАЦИОННЫЙ ПАРАМЕТРИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ ПРИЖИМНОГО МЕХАНИЗМА ВЫТЯЖНОГО ПРЕССА

Основная функциональная задача прижимного механизма вытяжного пресса состоит в обеспечении прижима заготовки на длительном угле поворота главного вала. В современных прессах используются рычажные многозвенные механизмы, из которых наибольшее распространение получил восьмизвенный механизм (рис. 1), составленный из трех простейших механизмов [1–6]. Несмотря на его широкое применение в технической литературе практически полностью отсутствуют рекомендации по его проектированию. Основным методом синтеза подобных механизмов является графический, который при его простоте и наглядности не может обеспечить определение комбинации параметров, в наилучшей степени соответствующих назначению механизма. По этой причине создание новых конструкций прессов требует разработки метода синтеза его параметров, удовлетворяющих определенные конструктивные и технологические требования.

Целью настоящей статьи является разработка метода оптимизационного параметрического синтеза механизма с учетом конструктивных и технологических ограничений.

Создание механизма начинается с его синтеза, т. е. определения его структуры (структурный синтез) и геометрических параметров (параметрический синтез), однозначно определяющих схему механизма. Рычажные механизмы не могут обеспечить абсолютной высотой рабочего звена механизма (ползуна) даже на малом угле поворота главного вала, поэтому речь идет об использовании механизма, который при рабочем ходе обеспечивает отклонение ползуна ΔS от нижнего положения не более некоторой установленной величины ΔS_{∂} . Практически на участке рабочего хода обеспечивается движение ползуна с предельным отклонением от нижнего положения не превышающим заданное значение, т. е. всегда выполняется условие

$$\Delta S \leq \Delta S_{\partial}. \quad (1)$$

Главным критерием при оценке функциональных возможностей механизма заданной структуры принимается максимальное количество M_{\max} экстремумов передаточной функции $S_n = f(\alpha)$ и их положение на интервале $\alpha \in [0, 2\pi]$, при допустимых значениях параметров $Q = \{q_1, q_2, \dots, q_n\}$. Принимается, что параметры находятся в области допустимых значений Θ , в которой обеспечивается функционирование механизма, т. е. $Q \in \Theta$.

Для любого механизма имеется, по меньшей мере, два экстремума функции положения, один из которых достигается в точке $\alpha = 0$, а второй на интервале $[0, 2\pi]$. Число экстремумов M_{\max} всегда четное. Присоединение механизма с одной степенью подвижности к механизму, имеющему M_{\max} экстремумов, увеличивает число M_{\max} образованного механизма на 2 или 4. Функциональные возможности механизма будут тем выше, чем больше число экстремумов M_{\max} , и чем больше интервал угла поворота главного вала, на котором они имеют место. При этом важно, что если для данной структурной схемы механизма найдено число M_{\max} , то всегда возможно создание механизма этой же структуры с числом экстремумов, равным $2, 4, 6, \dots, M_{\max}-2$.

На рис. 2 показан типовой график движения прижимного S_n и вытяжного S_g ползунов пресса. На рисунке обозначено: $\alpha_{квп}$, $\alpha_{кпп}$ – соответственно, угол крайнего верхнего и крайнего нижнего положения вытяжного ползуна; $\alpha_{нп}$, $\alpha_{кп}$ – соответственно угол начала и конца прижима, т. е. выстоя прижимного ползуна; α_c – угол выстоя прижимного ползуна после вытяжки; S_p – рабочий ход вытяжного ползуна. Один экстремум соответствует крайнему верхнему положению ползуна (обозначен 10), остальные (обозначенные 2–8) расположены на рабочем участке. Если максимальное отклонение на участке рабочего хода удовлетворяет

условию (1), то всегда существует еще две характерные точки на графике функции положения механизма, в которых также выполняется это условие. На рис. 2 эти точки обозначены соответственно 1 и 9, и соответствуют началу и концу процесса прижима. Таким образом, в общем случае участок «псевдовыстоя» ползуна определяется координатами крайних точек α_1 и α_9 . Интервал угла поворота ведущего кривошипа $\alpha_\beta = \alpha_9 - \alpha_1$ и есть интервал поворота, на котором обеспечивается выполнение условия (1). Зависимости для расчета перемещения S_n прижимного ползуна представлены в работе [4].

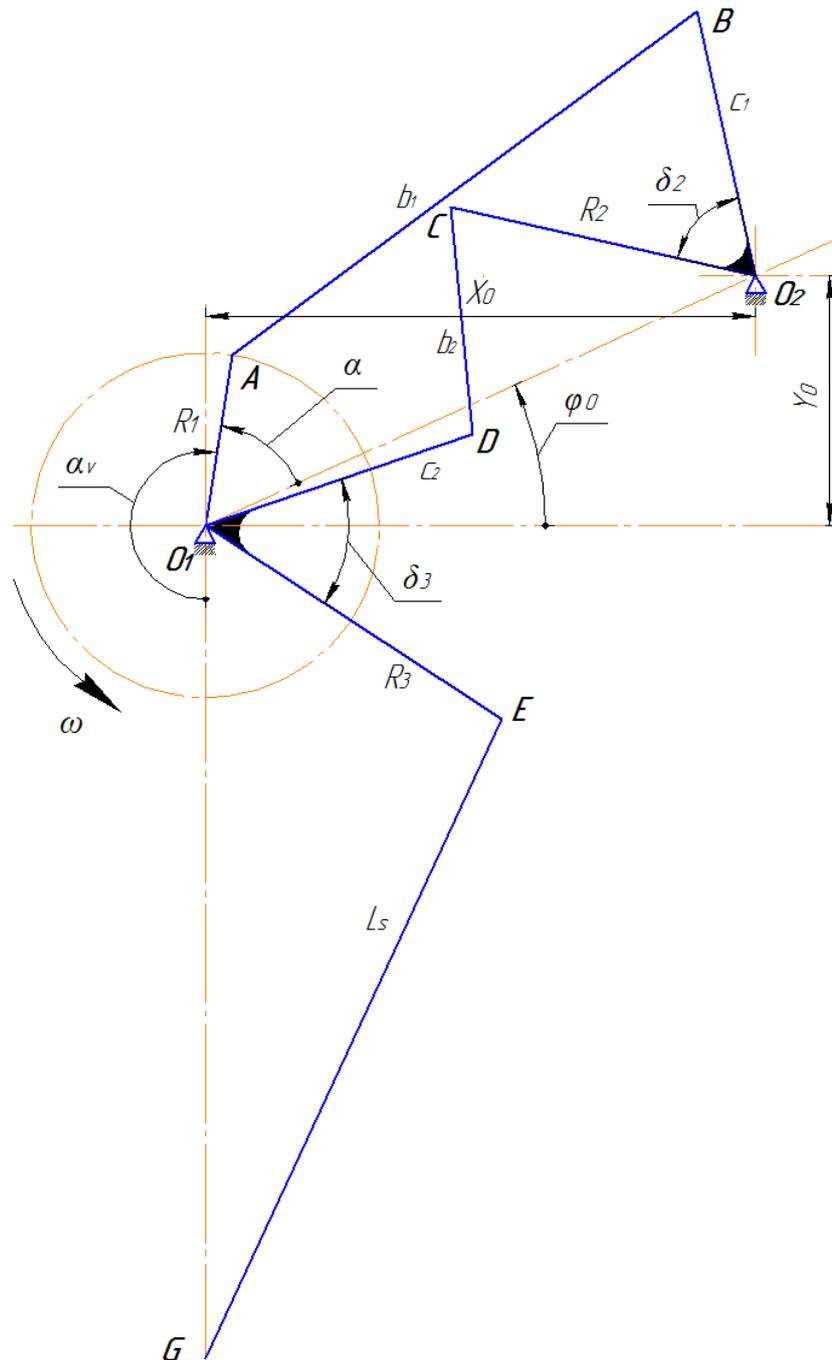


Рис. 1. Схема прижимного механизма вытяжного пресса

Задача параметрического синтеза механизма состоит в определении его геометрических параметров, обеспечивающих указанный вид функции положения и удовлетворяющих ряд условий.

Параметры механизма q_i ($i = 1 \dots 12$) суть геометрические размеры звеньев $R_1, b_1, c_1, R_2, b_2, c_2, R_3, L_s$, два угла раствора δ_2 и δ_3 трехплечих рычагов BO_2C, DO_1E , размеры, определяющие взаимное положение опор X_0 и Y_0 . Любые из указанных параметров могут назначаться проектировщиком, исходя из условий компоновки, условий необходимой прочности или жесткости и представляют собой назначаемые параметры. Если условия синтеза, имеющие форму уравнений, позволяют вычислить одни параметры через другие, такие параметры являются вычисляемыми. Все остальные параметры могут принимать любые значения в области допустимых решений, являются свободными (варьируемыми) и подлежат определению в результате синтеза. В общем случае будем все 12 параметров механизма считать свободными.

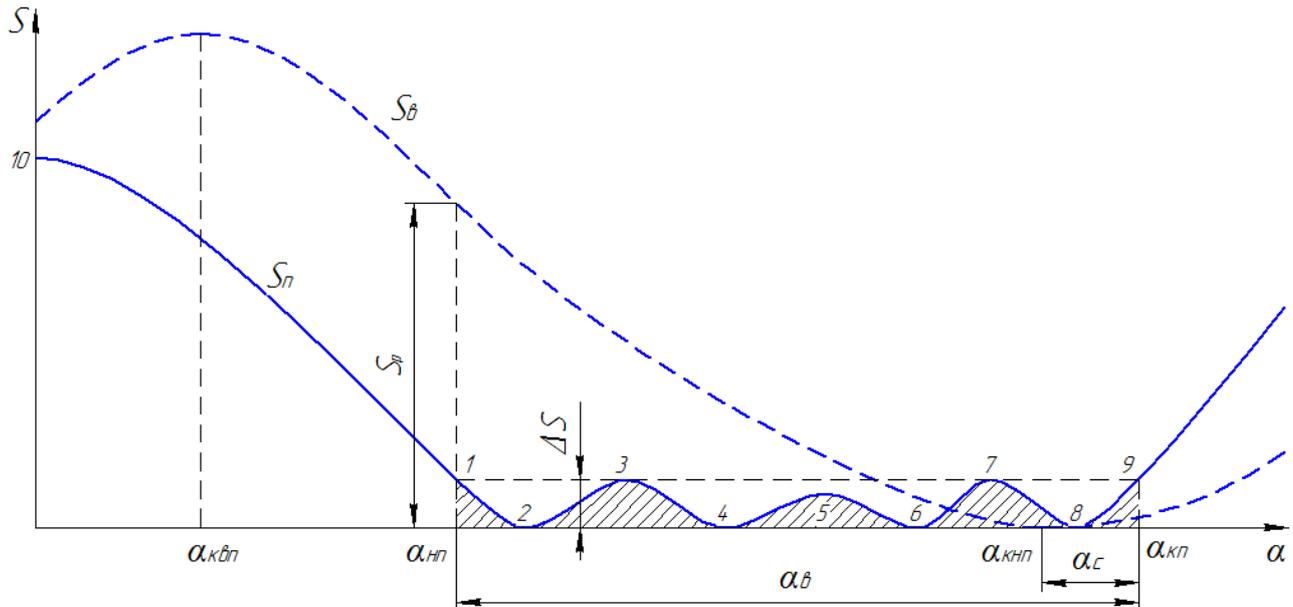


Рис. 2. Графики движения ползунів вытяжного преса

Условия синтеза делятся на главное, обязательные и желательные.

Обязательные условия синтеза обычно выражаются неравенствами и являются условиями обеспечения функционального назначения механизма и условиями существования механизма.

Механизм прижима должен обеспечить прижим заготовки при повороте главного вала на заданном угле $\alpha_g \approx 80 \dots 100^\circ$, поэтому первое обязательное условие синтеза представляет собой неравенство

$$\alpha_{gv} > \alpha_g - \alpha_1 \geq \alpha_{gn}, \quad (2)$$

где α_{gn} , α_{gv} – соответственно нижнее и верхнее допустимое значение угла α_g выстоя ползуна.

Углы поворота $\alpha_1 \dots \alpha_9$ главного вала, соответствующие точкам экстремума функции положения, определяются по зависимостям, приведенным в [5].

Второе обязательное условие синтеза состоит в том, что после окончания процесса вытяжки для обеспечения выхода вытяжного пуансона из деформированной заготовки (снятия заготовки с пуансона) прижимной ползун должен оставаться неподвижным при повороте главного вала на заданный угол α_c .

Возможны два варианта конструктивного исполнения механизма прижима и механизма вытяжного ползуна. В первом варианте привод вытяжного и прижимного ползунів производится от отдельных кривошипів, выполненных на общем валу, но смещенных относительно друг друга на определенный угол. В таком случае крайнее нижнее положение вытяжного ползуна $\alpha_{кпн}$ определяется геометрическими параметрами вытяжного механизма и для синтеза рассматриваемого механизма считается известным. Во втором варианте испол-

нения привод обоих механизмов производится общим кривошипом и тогда нижнее положение вытяжного ползуна совпадает с нижним положением кривошипа O_1A на рис. 1. В практике расчетов механических прессов принято отсчет угла поворота главного вала α_v производить от линии движения ползуна против движения вала. Из рис. 1 следует, что углы α и α_v взаимосвязаны уравнением

$$\alpha_v = \frac{3\pi}{2} - \alpha - \varphi_0, \quad (3)$$

где φ_0 – установочный угол центров опор (см. рис.1).

Окончание процесса деформирования происходит в крайнем нижнем положении вытяжного ползуна при $\alpha_v = 0$. Тогда из (3) следует, что угол $\alpha_{кни}$, соответствующий крайнему нижнему положению вытяжного ползуна равен

$$\alpha_{кни} = \frac{3\pi}{2} - \varphi_0.$$

Второе условие синтеза тогда представляется в виде неравенства

$$\alpha_{cv} > \alpha_9 - \alpha_c > \alpha_{cn}, \quad (4)$$

где α_{cn} , α_{cv} – соответственно нижнее и верхнее допустимое значение угла выстоя прижимного ползуна после окончания вытяжки заготовки.

Третье обязательное условие существования первого механизма как четырехзвенника кривошипного типа состоит в удовлетворении неравенства

$$R_1 + L_0 \leq b_1 + c_1, \quad (5)$$

где L_0 – расстояние между центрами опор, определяемое размерами X_0 и Y_0 .

Желательные условия синтеза представляют собой ограничения, накладываемые на варьируемые параметры по конструктивным условиям и ограничения углов давления.

Все варьируемые параметры механизма могут принимать значения из указанного диапазона

$$q_{in} \leq q_i \leq q_{iv}, \quad (6)$$

где q_{in} , q_{iv} – соответственно нижнее и верхнее допустимое значение i -го параметра, установленные по конструктивным условиям.

Как указано выше, желательными условиями синтеза являются также интервалы изменения углов α_6 и α_c .

Предварительные расчеты механизма показывают, что при параметрах, удовлетворяющих условиям (6) углы давления во всех шарнирах значительно меньше допустимых, поэтому в процессе синтеза их расчет может не производиться. При необходимости, значения углов давления могут быть определены по зависимостям, приведенным в работе [5].

Главное условие синтеза состоит в том, что механизм должен с заданной точностью воспроизводить заданное движение рабочего органа. В данном случае это условие состоит в том, чтобы на участке прижима удовлетворялось неравенство (1). С практической точки зрения такое условие не совсем соответствует требованиям технологического процесса. Удовлетворение условия (1) хотя бы в нескольких точках функции положения означает, что в остальных точках величина отклонения ΔS будет гораздо меньше ΔS_0 . Это приведет к тому, что прижим заготовки будет осуществляться переменным усилием с амплитудой, пропорциональной величине ΔS .

Условие (1) можно ужесточить, потребовав, чтобы все экстремумы функции положения на участке прижима были минимальными. Для этого достаточно потребовать, чтобы среднеинтегральное отклонение величины ΔS на участке прижима было минимальным, т.е. чтобы обеспечивался минимум интеграла Fz

$$Fz = \int_{\alpha_n}^{\alpha_k} S_n(\alpha, q_1, q_2, \dots, q_{12}) d\alpha \rightarrow \min. \quad (7)$$

Геометрически это означает минимум площади, ограниченно осью абсцисс и кривой функции положения на участке прижима (заштрихованная область на рис. 2). Пределы интегрирования определяются границами участка прижима, т. е. $\alpha_n = \alpha_1$, $\alpha_k = \alpha_9$.

Таким образом, задача синтеза, состоящая в минимизации функции цели (7) при одновременном выполнении условий (1), (2), (4)–(6) представляет собой задачу нелинейной однокритериальной многопараметрической условной оптимизации. Решение таких задач возможно специальными методами, например методом деформируемого многогранника (комплексный метод Бокса), методом сопряженных градиентов и др.

Результаты расчетов и их сопоставление с результатами расчета механизма прижима действующего пресса усилием 8 МН показали следующее.

При исходных данных варьируемых параметров, удовлетворяющих условия (1), (2), (4)–(6), решение задачи всегда сходится к конечному результату. Задача не имеет решения, если не выполняется одно из условий, или если величина угла выстоя α_6 превышает значение $125 \dots 130^\circ$. Среднее время одного расчета не превышает $20 \dots 25$ с.

На рис. 3 показан фрагмент графиков перемещения прижимного ползуна для реального пресса (кривая $S_{пб}$) и для пресса с оптимальными параметрами (кривая $S_{по}$). Если для реального пресса имеют место 8 точек экстремума функции положения, то при оптимальных параметрах обеспечиваются все 10 точек экстремумов. Следует отметить, что значения отклонения ΔS в экстремальных точках 3, 5 и 7 не совпадают по величине.

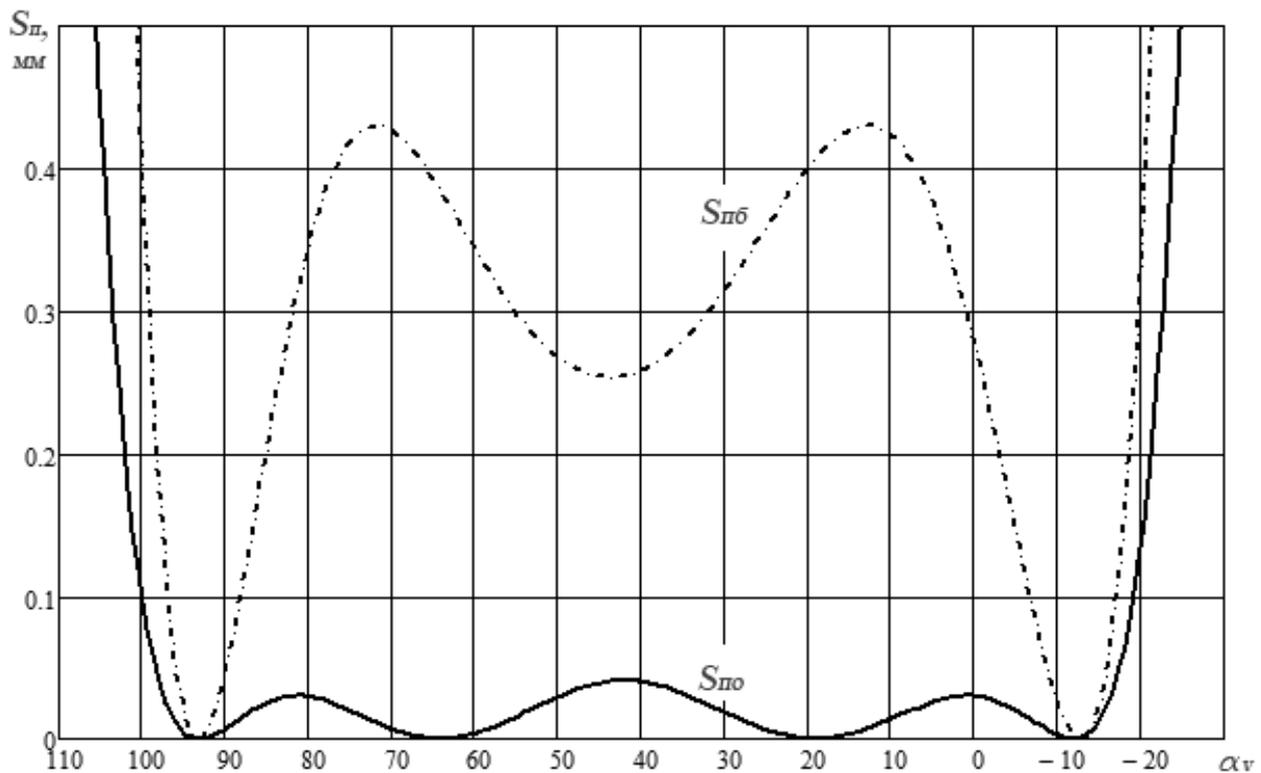


Рис. 3. График функции положения на участке прижима

Исходные значения параметров механизма после оптимизации изменились в пределах диапазона значений, определяемых неравенствами (6). При этом значения одних параметров стали равны верхнему пределу q_{iv} (параметры b_1 , b_2 , L_s , X_0), другие – нижнему q_{in} (параметры c_2 , R_3 , Y_0). Значения остальные параметры стали равными некоторому значению внутри диапазона ($q_{in} \dots q_{iv}$). Однако необходимо указать, что для других вариантов исходных данных (для прессов других номинальных усилий) имеют место иные изменения начальных значений параметров, поэтому тенденции к закономерному изменению параметров не обнаружено.

Наконец, главный результат оптимизации состоит в том, что максимальная величина отклонения ползуна на заданном угле $\alpha_g = 115^\circ$ при оптимальном варианте параметров стала равной 0,041 мм, т. е. по отношению к реальному прессу уменьшилась примерно в 10 раз. Величина отклонения ΔS уменьшается, если ослабляются условия синтеза, например, при меньших значениях угла выстоя α_g или угла α_c .

ВЫВОДЫ

1. Представленный метод параметрического синтеза дает возможность определения оптимальных значений параметров механизма, обеспечивающих минимальную величину отклонения прижимного ползуна на участке прижима заготовки.
2. Задача условной оптимизации всегда сходится к конечному результату, если удовлетворяются все, в том числе и желательные условия синтеза.
3. Метод оптимизационного синтеза дает возможность определения параметров механизма при различных вариациях начальных параметров и условий синтеза.
4. Представленный метод полностью исключает необходимость графических построений, предварительных аналитических вычислений и обеспечивает высокую точность полученных результатов.
5. Оптимизационный параметрический синтез обеспечивает создание механизма, имеющего величину предельного отклонения прижимного ползуна не более 0,05–0,1 мм, что в несколько раз меньше, чем величина отклонения реальных вытяжных прессов.

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. – М.: МГИУ, 2008. – 704 с.
4. Явтушенко А.В. Аналитическая кинематика прижимных механизмов механических прессов / А. В. Явтушенко // *Вісник СевНТУ. Зб. наук. праць. – Випуск 148/2014. – Серія: Механіка, енергетика, екологія. – Севастополь: вид-во СевНТУ, 2014. – С 161–167.*
5. Явтушенко А.В. Кинематика многозвенного прижимного механизма механических прессов / А. В. Явтушенко, А. В. Явтушенко, Т. А. Васильченко // *Современная техника и технологии. – Март 2014. – № 3 [Электронный ресурс]. – URL: <http://technology.snauka.ru/2014/03/3324> – (дата обращения: 17.03.2014).*

REFERENCES

1. Zhivov L.I. Kuznechno-shtampovochnoe oborudovanie: Uchebnik dlja vuzov / L.I. Zhivov, A.G. Ovchinnikov, E.N. Skladchikov. Pod red. L.I. Zhivova. – M.: Izd-vo MGTU, 2006. – 560 s.
2. Bocharov Ju.A. Kuznechno-shtampovochnoe oborudovanie: Uchebnik dlja vuzov / Ju. A. Bocharov. – M.: Izdatel'skij centr «Akademija», 2008. – 480 s.
3. Svistunov V.E. Kuznechno-shtampovochnoe oborudovanie. Krivoshipnye pressy. – M.: MGIU, 2008. – 704 s.
4. Javtushenko A.V. Analiticheskaja kinematika prizhimnyh mehanizmov mehanicheskijh pressov / A. V. Javtushenko // *Visnik SevNTU. Zb. nauk. prac'. – Vipusk 148/2014. – Serija: Mehanika, energetika, ekolo-gija. – Sevastopol': vid-vo SevNTU, 2014. – S 161–167.*
5. Javtushenko A.V. Kinematika mnogozvennogo prizhimnogo mehanizma mehanicheskijh pressov / A. V. Javtushenko, A. V. Javtushenko, T. A. Vasil'chenko // *Sovremennaja tehnika i tehnologii. – Mart 2014. – № 3 [Jelektronnyj resurs]. – URL: <http://technology.snauka.ru/2014/03/3324> – (data obrashhenija: 17.03.2014).*

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

ЗНТУ – Запорожский национальный технический университет, г. Запорожье.

E-mail: ayav2008@yandex.ru

Статья поступила в редакцию 02.03.2016 г.