

Анализ перемещения наружного ползуна прессы двойного действия

© 2020

*Почекуев Евгений Николаевич*¹, кандидат технических наук, доцент,

доцент кафедры «Сварка, обработка материалов давлением и родственные процессы»

Путеев Павел Александрович^{*2}, старший преподаватель кафедры «Сварка, обработка материалов давлением и родственные процессы»

Тольяттинский государственный университет, Тольятти (Россия)

*E-mail: pputeev@gmail.com

¹ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7952-3394>

²ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5719-1651>

Аннотация: Формообразование сложных листовых деталей производят на прессах двойного действия, в которых для прижима заготовки используется наружный ползун. Качество листовых деталей зависит от многих факторов, в том числе и от параметров оборудования. В процессе вытяжки изделия наблюдаются смещения наружного ползуна в течение его выстоя относительно плоскости прижима. Смещения обусловлены кинематикой многозвенного механизма прессы двойного действия. Перемещение наружного ползуна в процессе выстоя приводит к изменению величины прижима и, как следствие, к складкообразованию. С целью определения величины кинематического смещения наружного ползуна в процессе выстоя проведен анализ кинематики многозвенного механизма прессы. Для этого в работе предложена математическая модель кинематики прессы двойного действия. Была построена электронная каркасная модель рабочих частей, проведен ее кинематический анализ на базе системы автоматизированного проектирования NX компании Siemens PLM Software. Получена циклограмма перемещения наружного ползуна, найден интервал угла поворота кривошипа, при котором наблюдается качание. На данном интервале отмечаются несколько локальных экстремумов. Для нахождения точного значения смещения ползуна в нижнем положении была построена система нелинейных уравнений перемещения. Такая система не имеет аналитического решения, поэтому ее решение будет найдено численным образом. Для полученных точек локальных экстремумов найдены решения нелинейной системы и получены экстремальные значения смещения с помощью программного комплекса MATLAB. Установлено, что настройку величины зазора между прижимом и матрицей для предотвращения складкообразования следует производить с учетом кинематического смещения наружного ползуна в процессе выстоя, которое может составлять до 1/3 от толщины заготовки лицевых деталей автомобиля.

Ключевые слова: листоштамповочные прессы двойного действия; наружный ползун; кинематический анализ; задача условного экстремума; моделирование в САПР; циклограмма; многозвенный механизм.

Для цитирования: Почекуев Е.Н., Путеев П.А. Анализ перемещения наружного ползуна прессы двойного действия // Вектор науки Тольяттинского государственного университета. 2020. № 2. С. 61–67. DOI: 10.18323/2073-5073-2020-2-61-67.

ВВЕДЕНИЕ

При изготовлении листовых изделий и полуфабрикатов сложной пространственной формы, таких как кузовные детали автомобиля, используют специальное оборудование. К внешнему виду кузовных деталей автомобиля предъявляют высокие требования: отсутствие царапин, волнистости и складкообразования. Для достижения соответствующего качества изделий применяют прессы двойного действия [1] и вытяжные штампы [2]. Конструктивной особенностью таких прессов является сложная кинематическая структура, предназначенная для обеспечения перемещения внутреннего ползуна и выстоя наружного ползуна (рис. 1). Однако в процессе получения изделий возможно появление дефектов – волнистости и складкообразования, вызванных неустойчивым течением металла под прижимом в процессе деформации заготовки. Качание наружного ползуна в течение выстоя прижима является одной из причин появления такого брака. Дефекты также связаны с кинематикой работы привода, наличием зазоров и жесткостью прессы [3–5].

Определение величины кинематического смещения наружного ползуна в процессе выстоя для различных

структурных схем кинематики прессы приведено в известных источниках [6–8]. Аналитические исследования кинематики рычажных [9; 10] и кривошипно-коромысловых механизмов [11–13] весьма трудоемки. Для исследования кинематики и динамики кривошипно-шатунных механизмов прессов используют систему автоматизированного проектирования (САПР) ADAMS [14]. Известны работы, в которых для нахождения решения нелинейных систем кинематики также возможно применение программных пакетов Mathcad [15], MATLAB [16].

Во многих работах анализ проводят в основном путем построения кинематических диаграмм движения ползуна графическим способом. Точность результатов графического дифференцирования кинематических диаграмм недостаточна, поэтому наряду с аналитическим и графическим методами исследования нашли широкое применение решатели САПР: ADAMS, RecurDyn [16] и др. Для этого применяют геометрическое моделирование в САПР с выделением в кинематической структуре группы рычагов с дальнейшим их анализом в пакетах математического моделирования процессов [17]. Известны работы, в которых САПР позволяет оценить влияние кинематической схемы при анализе гибких

связей [18], наличия зазоров в соединениях [19]. Попытка изменить величину смещения описана в работе [20], однако только для четырехзвенных механизмов.

Сложная кинематическая схема прессов двойного действия не позволяла разработать математические модели механизма прессы аналитическими методами для вычисления смещения наружного ползуна прессы в течение выстоя.

Цель работы – определение кинематических смещений наружного ползуна прессы двойного действия в течение выстоя с помощью инструментария современных систем автоматизированного проектирования на основе разработки математической модели исполнительного механизма прижима прессы.

ОПИСАНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ СХЕМЫ ПРЕССА ДВОЙНОГО ДЕЙСТВИЯ

Кинематическая схема прессы двойного действия «Инноченти» D2-600-400 представлена на рис. 1. Десятизвенная схема состоит из внутреннего ползуна O_3 , шатуна O_3A , кривошипной поводковой группы OAB , шатуна BC , коромысловой поводковой группы O_1CD , шатуна DE , коромысловой поводковой группы OEF , шатуна FO_2 , наружного ползуна O_2 и стойки. Вращение кривошипа OA передает движение на осуществляющий штамповку внутренний ползун и через поводковую группу – на наружный прижим O_2 .

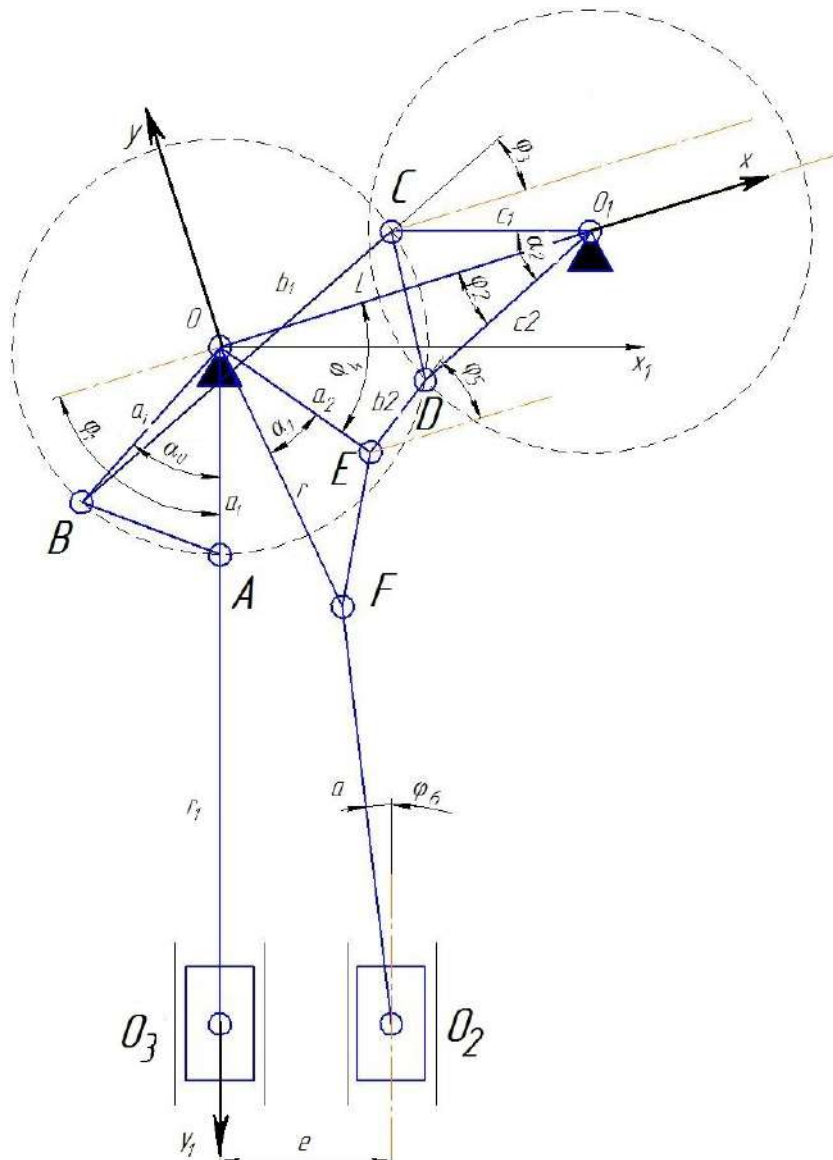


Рис. 1. Кинематическая схема прессы двойного действия:

$\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4, \varphi_5, \varphi_6$ – обобщенные координаты;

$\alpha_0, \alpha_1, \alpha_2$ – углы поводковых групп;

$a_1, b_1, c_1, a_2, b_2, c_2, r, r_1, a$ – размеры звеньев механизма

Fig. 1. Double-action press kinematic scheme:

$\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4, \varphi_5, \varphi_6$ – generalized coordinates;

$\alpha_0, \alpha_1, \alpha_2$ – driving groups angles;

$a_1, b_1, c_1, a_2, b_2, c_2, r, r_1, a$ – sizes of mechanism links

ПОСТРОЕНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ДВИЖЕНИЯ НАРУЖНОГО ПОЛЗУНА

Для определения абсолютного значения амплитуды качания наружного ползуна при конкретных углах поворота кривошипа α_1 (рис. 1) необходимо построить математическую модель движения наружного ползуна.

Введем обобщенные (дополнительные) координаты, обозначенные как $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4, \varphi_5, \varphi_6$ в декартовой системе координат XOY (рис. 1). Ось абсцисс X направлена вдоль вектора $\overline{OO_1}$.

В точке O находится и начало другой декартовой системы координат – X_1OY_1 . Угол между осями X и X_1 обозначен символом β .

Составляются векторные многоугольники:

$$\begin{cases} \overline{OB} + \overline{BC} + \overline{CO_1} = \overline{OO_1} \\ \overline{O_1D} + \overline{DE} + \overline{EO} = \overline{OO_1} \end{cases} \quad (1)$$

Из выражений (1) получается система пяти нелинейных уравнений путем проецирования длин звеньев в системе координат XOY :

$$\begin{cases} r \cdot \sin(90^\circ - (\alpha_1 + \varphi_4 - \beta)) + \alpha \cdot \cos \varphi_6 - e = 0 \\ -a_1 \cdot \cos(\varphi_1 - \alpha_0) + b_1 \cdot \cos \varphi_3 + \\ + c_1 \cdot \cos(\alpha_2 - \varphi_2) - L = 0 \\ a_2 \cdot \cos \varphi_4 + b_2 \cdot \cos \varphi_5 + c_2 \cdot \cos \varphi_2 - L = 0 \\ a_1 \cdot \sin(\varphi_1 - \alpha_0) + c_1 \cdot \sin(\alpha_2 - \varphi_2) - b_1 \cdot \sin \varphi_3 = 0 \\ a_2 \cdot \sin \varphi_4 - b_2 \cdot \sin \varphi_5 - c_2 \cdot \sin \varphi_2 = 0 \end{cases} \quad (2)$$

Система уравнений (2) устанавливает связи между размерами звеньев и обобщенными координатами привода наружного ползуна.

Уравнение перемещения наружного ползуна O_2 удобно представить в системе координат X_1OY_1 :

$$y = r \cdot \cos(90^\circ - (\alpha_1 + \varphi_4 - \beta)) + \alpha \cdot \cos \varphi_6 \quad (3)$$

КИНЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ПЕРЕМЕЩЕНИЯ НАРУЖНОГО ПОЛЗУНА В САПР

Исследование кинематики привода двойного действия проведено в модуле Motion Simulation NX на основе эскиза схемы кинематики (рис. 1) в приложении моделирования NX.

Была создана электронная каркасная модель звеньев прессы двойного действия. На основе модели построена кинематическая цепь. Для создания цепи движущиеся и жестко закрепленные детали прессы были определены в качестве звеньев и стоек. На звеньях были заданы голономные связи, формирующие кинематические пары прессы. Полученная схема составила плоский, сложный замкнутый механизм.

В соответствии с рис. 1 в цепи были определены стойки O и O_1 и следующие низшие кинематические пары V класса: вращательные пары кривошипных поводковых групп OAB, O_1CD и OEF , поступательные пары ползунов O_3 и O_2 , а также пары, совершающие зависимое движение. Был выбран кинематический тип решения, не учитывающий нагрузки, трение в звеньях и парах, а также массово-центровочные характеристики звеньев. Для вычисления траекторий движения звеньев привода, их скоростей и ускорений применялся решатель RecurDyn.

На основе анализа кинематических пар было найдено число степеней свободы по отношению к стойке по формуле Чебышева для плоского механизма. После определения числа независимых координат было рассчитано число движителей цепи. В качестве движителя выбрано постоянное вращение кривошипной поводковой группы OAB . Определение параметров движения ползунов велось двумя способами: по количеству шагов симуляции и по изменению угла поворота кривошипа.

На основании кинематического анализа приведенной конструкции получен график перемещения ползунов (рис. 2). График построен для одного полного поворота кривошипного вала.

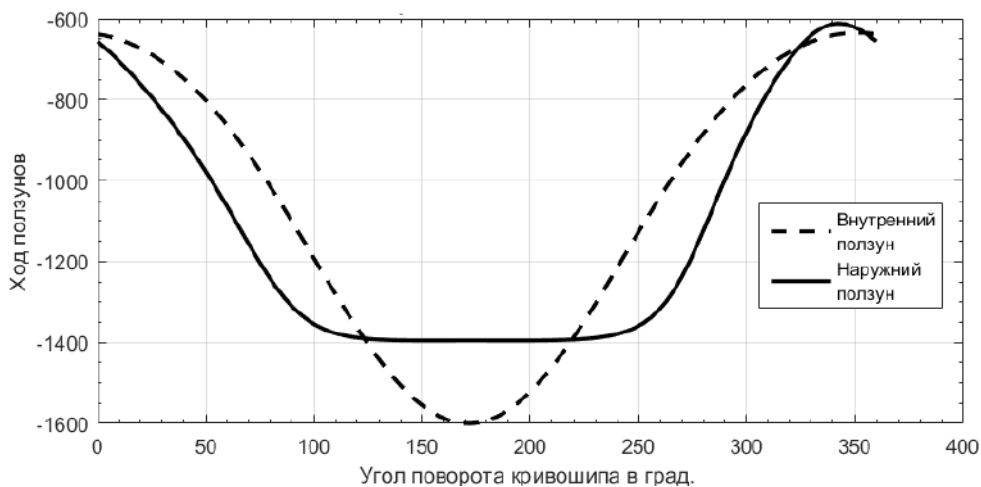


Рис. 2. Циклограмма перемещения наружного и внутреннего ползунов, полученная в NX
 Fig. 2. Cyclogram of the external and internal sliders movement built in NX

Полученные результаты кинематического моделирования работы прессы двойного действия в САПР использовались для уточнения вектора начальных приближений при поиске условных экстремумов в MATLAB. Вектор начальных приближений φ_0 на участке выстоя наружного ползуна изменялся в интервале обобщенных координат (таблица 1).

ОПРЕДЕЛЕНИЕ АМПЛИТУДЫ КАЧАНИЯ НАРУЖНОГО ПОЛЗУНА В ЗОНЕ ВЫСТОЯ

Прижим заготовки в процессе вытяжки необходим для предотвращения появления складок и управления полем напряжений в заготовке. Кинематика рычажных механизмов прессы двойного действия не позволяет обеспечить неподвижное положение наружного ползуна в технологической операции. Наружный ползун испытывает в процессе выстоя смещения относительно плоскости прижима заготовки (рис. 3). Смещения ползуна могут быть вызваны кинематикой привода, зазорами в шарнирах рычажных механизмов, а также упругими деформациями звеньев. В работе определяются смещения, обусловленные кинематикой привода.

На графике перемещения наружного ползуна прессы D2-600-400 обнаружены четыре локальных экстремума, три из них находятся на участке выстоя наружного ползуна (рис. 3). Максимальное значение смещения ΔH определяется по формуле

$$\Delta H = \max_{ij} |y_i - y_j|,$$

где y_{i1} и y_{ij} – координаты локальных экстремумов в зоне выстоя;
 $i, j=1, 2...k$ – число локальных экстремумов системы. Необходимо найти локальные экстремумы 1, 2, 3, используя поиск условного экстремума функции многих переменных с помощью метода множителей Лагранжа. Составляется функция Лагранжа:

$$F(\lambda_i, \varphi_j) = H + \lambda_i \sum_{i=1}^5 \Phi_i, \tag{4}$$

где $H=y_l$ – перемещение наружного ползуна (3);
 λ_i – множители Лагранжа;
 Φ_i – геометрические ограничения, которые представлены системой уравнений (2).

Определяются частные производные для функции Лагранжа (4):

$$\frac{\partial F}{\partial \varphi_j} = 0. \tag{5}$$

Далее шесть частных производных (5) объединяются с уравнениями связи (2). В результате получена нелинейная система из 11 уравнений:

$$\begin{cases} r \cdot \sin(90^\circ - (\alpha_1 + \varphi_4 - \beta)) + \alpha \cdot \cos \varphi_6 - e = 0 \\ -a_1 \cdot \cos(\varphi_1 - \alpha_0) + b_1 \cdot \cos \varphi_3 + c_1 \cdot \cos(\alpha_2 - \varphi_2) - L = 0 \\ a_2 \cdot \cos \varphi_4 + b_2 \cdot \cos \varphi_5 + c_2 \cdot \cos \varphi_2 - L = 0 \\ a_1 \cdot \sin(\varphi_1 - \alpha_0) + c_1 \cdot \sin(\alpha_2 - \varphi_2) - b_1 \cdot \sin \varphi_3 = 0 \\ a_2 \cdot \sin \varphi_4 - b_2 \cdot \sin \varphi_5 - c_2 \cdot \sin \varphi_2 = 0 \\ \lambda_2 a_1 \sin(\varphi_1 - \alpha_0) + \lambda_4 a_1 \sin(\varphi_1 - \alpha_0) = 0 \\ \lambda_2 c_1 \sin(\alpha_2 - \varphi_2) + \lambda_4 c_1 \sin(\alpha_2 - \varphi_2) - \\ - \lambda_3 c_2 \sin \varphi_2 - \lambda_5 c_2 \cos \varphi_2 = 0 \\ -\lambda_2 b_1 \sin(\varphi_1 - \alpha_0) + \lambda_4 a_1 \cos(\varphi_1 - \alpha_0) = 0 \\ r \cdot \cos((\alpha_1 + \varphi_4) - \beta) - \lambda_1 r \sin((\alpha_1 + \varphi_4) - \beta_2) - \\ - \lambda_3 a_2 \sin \varphi_4 - \lambda_5 a_2 \cos \varphi_4 = 0 \\ -\lambda_3 b_2 \sin \varphi_5 + \lambda_5 b_2 \cos \varphi_5 = 0 \\ -a \sin \varphi_6 + \lambda_1 a \cos \varphi_6 = 0 \end{cases}$$

Такая система не имеет аналитического решения, поэтому ее решение найдено численным образом методом Левенберга – Маркварда в MATLAB. Смещения наружного ползуна в полученных точках условных экстремумов 1, 2, 3 (рис. 3) на участке выстоя наружного ползуна приведены в таблице 2.

Максимальная величина смещения ползуна составила $\Delta H=0,217$ мм. Обычно зазор между заготовкой и прижимом осуществляют с помощью упоров-фиксаторов (spacer). Следовательно, для толщин заготовок 0,7...0,8 мм, которые наиболее часто применяются в автомобилестроении, зазор при кинематическом качании прижима в течение выстоя может изменяться на 25...30 % от толщины заготовки. Реальные значения смещения ползуна в процессе прижима заготовки значительно больше. Увеличение зазоров между прижимом и заготовкой при вытяжке листового материала связано с конечной жесткостью прессы, со значительными статическими и динамическими силами в звеньях привода и с зазорами,

Таблица 1. Интервал обобщенных координат
Table 1. Generalized coordinates interval

$[\varphi_0]$, рад	φ_1	φ_2	φ_3	φ_4	φ_5	φ_6
Левая граница выстоя	7,162	0,570	0,429	0,549	1,046	0,115
Правая граница выстоя	8,356	1,110	0,426	0,557	1,046	0,115

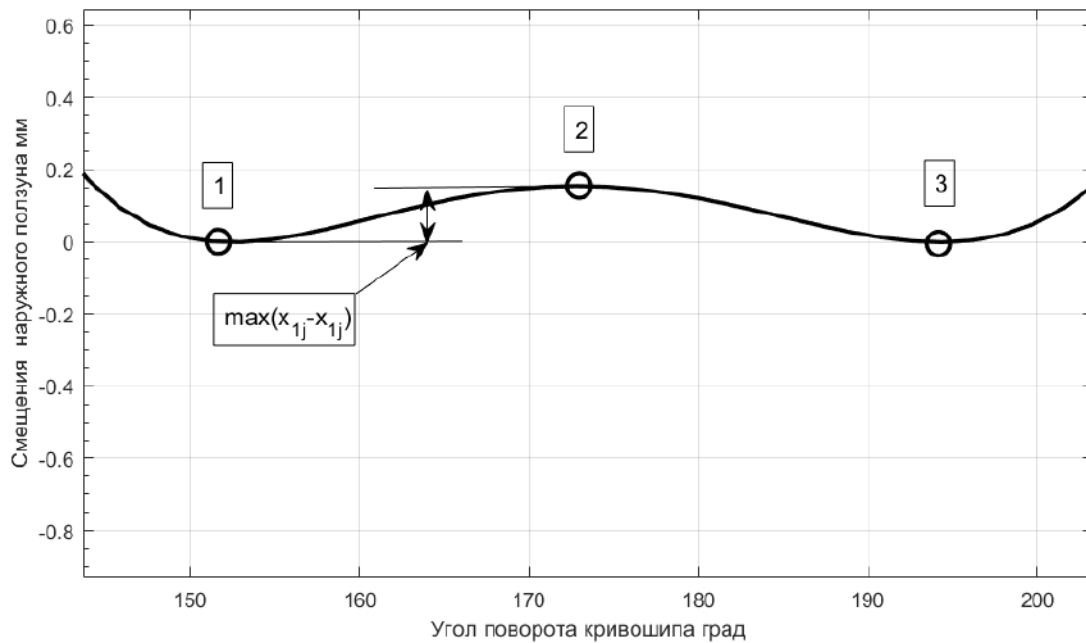


Рис. 3. Смещения наружного ползуна в процессе выстоя
Fig. 3. The external slider displacements during clamping

Таблица 2. Значение перемещения наружного ползуна в точках локальных экстремумов
Table 2. Value of the external slider displacement in the local extrema points

Точки локальных экстремумов	1	2	3
Перемещение наружного ползуна, мм	790,822	790,605	790,822

появляющимися из-за износа между контактирующими поверхностями звеньев. Изменение зазоров между прижимом и заготовкой и их влияние на образование складок в вытяжных переходах может быть получено решением уравнений динамической модели прессы с учетом зазоров в шарнирах и упругих деформаций звеньев и станины прессы.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ

1. Составлена математическая модель кинематики движения наружного ползуна механического прессы двойного действия, найдена величина качания ползуна в процессе выстоя путем определения условных экстремумов с помощью метода Лагранжа для системы нелинейных уравнений в MATLAB.

2. Величина кинематического качания наружного ползуна для прессы двойного действия «Инноченти» D2-600-400 составила 0,217 мм, что совпадает с результатами моделирования работы кинематики привода наружного ползуна прессы в САПР NX от Siemens PLM Software.

3. С целью уточнения значений перемещения наружного ползуна необходим анализ динамики конст-

рукции прессы с учетом зазоров и упругой деформации его звеньев.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Почекуев Е.Н., Шенбергер П.Н. Повышение качества крупногабаритных заготовок на основе моделирования разделительных операций в последовательных штампах // Кузнечно-штамповочное производство. Обработка материалов давлением. 2018. № 2. С. 27–31.
2. Почекуев Е.Н., Скрипачев А.В., Шенбергер П.Н. Системное проектирование последовательных разделительных штампов вырубке листовых заготовок // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета). 2012. № 1. С. 170–177.
3. Wifi A., Mossalam A. Some aspects of blank-holder force schemes in deep drawing process // Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering. 2007. Vol. 24. № 1. P. 315–323.
4. Балаганский В.И., Галахов А.Д., Юрухин Б.Н. Об оптимальном проектировании исполнительных

- механизмов прессов двойного действия // Кузнечно-штамповочное производство. 1979. № 7. С. 10–12.
5. Киселев В.П., Балаганский И.Г., Некрасов И.К. Определение размеров звеньев механизма привода наружного ползуна однокривошипного прессы двойного действия // Кузнечно-штамповочное производство. 1977. № 9. С. 32–33.
 6. Катков Н.П. Расчет кинематических параметров механизма прижимного ползуна прессы двойного действия // Кузнечно-штамповочное производство. 1971. № 5. С. 28–30.
 7. Mukasheva A., Japayev S., Abdraimova G., Kyrykbaev B., Kozhamberdiyev K., Uskembayeva B., Zhauyt A. A dynamic analysis of six-bar mechanical press // *Vibroengineering Procedia*. 2017. Vol. 13. P. 249–254.
 8. Явтушенко А.В., Явтушенко А.В., Васильченко Т.А. Кинематический анализ исполнительного механизма вытяжного прессы // *Обработка материалов давлением*. 2016. № 1. С. 265–272.
 9. Головин А.А. Проектирование сложных рычажных механизмов. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1995. 76 с.
 10. Абдраимов Э.С., Джуматаев М.С. Шарнирно-рычажные механизмы переменной структуры. Бишкек: Илим, 1993. 177 с.
 11. Манжосов В.К., Петрова Т.Е. Моделирование движения кривошипно-коромыслового механизма при неидеальных связях // *Автоматизация процессов управления*. 2015. № 2. С. 101–108.
 12. Манжосов В.К., Петрова Т.Е. Передача движения в кривошипно-коромысловом механизме // *Вестник Ульяновского государственного технического университета*. 2013. № 1. С. 20–23.
 13. Li H., Zhang Y. Seven-bar mechanical press with hybrid-driven mechanism for deep drawing; Part 1: kinematics analysis and optimum design // *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2010. Vol. 24. № 11. P. 2153–2160.
 14. Xiao S., Song M., Zhang Z. Dynamic analysis of slider-crank mechanism with clearance fault // *Vibroengineering Procedia*. 2019. Vol. 29. P. 12–17.
 15. Зиборов К.А., Мацюк И.Н., Шляхов Э.М. Решение векторных уравнений кинематики механизмов с помощью программы Mathcad // *Теория механизмов и машин*. 2008. № 1. С. 64–70.
 16. Li M., Liu H., Li F., Xiao M. Kinematics Analysis and Optimization Design of Multi-Link High-Speed Precision Press // *International Journal of Performability Engineering*. 2018. Vol. 14. № 11. P. 2798–2807.
 17. Lu X. Kinematics Analysis of Multi-link Mechanism for Miniature Servo Press Based on Matlab // *MATEC Web of Conferences*. 2018. Vol. 207. P. 02006.
 18. Wang S.-S., Yao J.-L., Zhang X.-G., Zheng X. Kinematic analysis of multi-link mechanical press based on rigid-flexible coupling model // *Mechanics and Architectural Design*. Suzhou, 2017. P. 95–101.
 19. Zheng, E.L., Zhang, H., Zhu, Y. Dynamic Modeling and Simulation of Flexible Multi-link Mechanism including Joints with Clearance for Ultra-precision Press // *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*. 2017. Vol. 48. № 1. P. 375–385.
 20. Peng Y., He Y., Li Z. Study on the bottom dead center accuracy of multi-link press machine composed of series four-bar linkage // *Journal of Machine Design*. 2016. Vol. 33. P. 91–100.

REFERENCES

1. Pochekuev E.N., Shenberger P.N. Improving the quality of large-size blanks on the basis of cutting operations modeling in progressive dies. *Kuznechno-shtampovochnoe proizvodstvo. Obrabotka materialov davleniem*, 2018, no. 2, pp. 27–31.
2. Pochekuev E.N., Skripachev A.V., Shenberger P.N. System design of blanking progressive dies for cutting sheet blank. *Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo aerokosmicheskogo universiteta im. akademika S.P. Koroleva (natsionalnogo issledovatel'skogo universiteta)*, 2012, no. 1, pp. 170–177.
3. Wifi A., Mossalam A. Some aspects of blank-holder force schemes in deep drawing process. *Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering*, 2007, vol. 24, no. 1, pp. 315–323.
4. Balagansky V.I., Galakhov A.D., Yurukhin B.N. On the optimal design of double-acting press actuators. *Kuznechno-shtampovochnoe proizvodstvo*, 1979, no. 7, pp. 10–12.
5. Kiselev V.P., Balagansky I.G., Nekrasov I.K. Sizing the links of the drive mechanism of the external slider single-crank double action press. *Kuznechno-shtampovochnoe proizvodstvo*, 1977, no. 9, p. 32–33.
6. Katkov N.P. Calculation of the kinematic parameters of the pressure slide mechanism of the double-acting press. *Kuznechno-shtampovochnoe proizvodstvo*, 1971, no. 5, pp. 28–30.
7. Mukasheva A., Japayev S., Abdraimova G., Kyrykbaev B., Kozhamberdiyev K., Uskembayeva B., Zhauyt A. A dynamic analysis of six-bar mechanical press. *Vibroengineering Procedia*, 2017, vol. 13, pp. 249–254.
8. Yavtushenko A.V., Yavtushenko A.V., Vasilchenko T.A. Kinematic analysis of the executive drawing press mechanism. *Obrabotka materialov davleniem*, 2016, no. 1, pp. 265–272.
9. Golovin A.A. *Proektirovanie slozhnykh rychazhnykh mekhanizmov* [Design of complex linkage]. Moscow, MGTU im. N.E. Bauman Publ., 1995. 76 p.
10. Abdraimov E.S., Dzhumataev M.S. *Sharnirno-rychazhnye mekhanizmy peremennoy struktury* [Variable-structure articulated link mechanisms]. Bishkek, Ilim Publ., 1993. 177 p.
11. Manzhosov V.K., Petrova T.E. Modeling crank-and-rocker mechanism motion with frictional constraints. *Avtomatizatsiya protsessov upravleniya*, 2015, no. 2, pp. 101–108.
12. Manzhosov V.K., Petrova T.E. Motion in crank-and-rocker mechanism. *Vestnik Ulyanovskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2013, no. 1, pp. 20–23.
13. Li H., Zhang Y. Seven-bar mechanical press with hybrid-driven mechanism for deep drawing; Part 1: kinematics analysis and optimum design. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2010, vol. 24, no. 11, pp. 2153–2160.
14. Xiao S., Song M., Zhang Z. Dynamic analysis of slider-crank mechanism with clearance fault. *Vibroengineering Procedia*, 2019, vol. 29, pp. 12–17.

15. Ziborov K.A., Matsuk I.N., Shlyakhov E.M. The solution of kinematic and dynamic analysis vector using MathCAD. *Teoriya mekhanizmov i mashin*, 2008, no. 1, pp. 64–70.
16. Li M., Liu H., Li F., Xiao M. Kinematics Analysis and Optimization Design of Multi-Link High-Speed Precision Press. *International Journal of Performability Engineering*, 2018, vol. 14, no. 11, pp. 2798–2807.
17. Lu X. Kinematics Analysis of Multi-link Mechanism for Miniature Servo Press Based on Matlab. *MATEC Web of Conferences*, 2018, vol. 207, pp. 02006.
18. Wang S.-S., Yao J.-L., Zhang X.-G., Zheng X. Kinematic analysis of multi-link mechanical press based on rigid-flexible coupling model. *Mechanics and Architectural Design*. Suzhou, 2017, pp. 95–101.
19. Zheng, E.L., Zhang, H., Zhu, Y. Dynamic Modeling and Simulation of Flexible Multi-link Mechanism including Joints with Clearance for Ultra-precision Press. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2017, vol. 48, no. 1, pp. 375–385.
20. Peng Y., He Y., Li Z. Study on the bottom dead center accuracy of multi-link press machine composed of series four-bar linkage. *Journal of Machine Design*, 2016, vol. 33, pp. 91–100.

The analysis of double-action press slider movement

© 2020

Evgeny N. Pocheckuev¹, PhD (Engineering), Associate Professor,
assistant professor of Chair “Welding, Forming Processes and Related Processes”

Pavel A. Puteev^{*2}, senior lecturer of Chair “Welding, Forming Processes and Related Processes”

Togliatti State University, Togliatti (Russia)

*E-mail: pputeev@gmail.com

¹ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7952-3394>

²ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5719-1651>

Abstract: The complex sheet parts forming uses double-action presses with an external slider for clamping the workpiece. The quality of sheet metal parts depends on many factors, including the equipment parameters. The part forming shows the external slider displacements during clamping. The kinematics of the multi-link double-action press mechanism affects these displacements. The external slider movement during clamping leads to the clamping force changing and, as a result, to folding. To determine the kinematic displacement of the external slider during clamping, the authors analyzed the kinematics of the press multilink mechanism. The solution proposes a mathematical model of the double-action press kinematics. The authors built a wire-frame CAD-model of the press working parts and, using NX Siemens PLM Software, analyzed its kinematics. It allowed building a cyclogram of the external slider movement and finding the crankshaft rotation angle interval for clamping. This interval contains several local extrema. To find the exact value of the slider displacement in the lower position, the authors built the system of nonlinear displacement equations. Such a system did not have an analytical solution; therefore, its solution was found with numerical analysis. For the local extrema points, the authors found the nonlinear system solutions and obtained the displacement extremal values using the MATLAB software. The study showed that to prevent folding, it is necessary to set the gap between the clamp and matrix, taking into account the kinematic displacement of the external slider during clamping, which can amount up to 1/3 of the thickness of a workpiece of the exterior parts of a vehicle.

Keywords: sheet metal double-action presses; external press slider; kinematic analysis; constrained extremum task; CAD/CAE modeling; cyclogram; multi-link mechanism.

For citation: Pocheckuev E.N., Puteev P.A. The analysis of double-action press slider movement. *Vektor nauki Tolyattinskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2020, no. 2, pp. 61–67. DOI: 10.18323/2073-5073-2020-2-61-67.