

**А. К. ТУЛЕШОВ<sup>1</sup>, Г. Я. ПАНОВКО<sup>2</sup>, Б. И. АХМЕТОВА<sup>1\*</sup>**

<sup>1</sup>Институт механики и машиноведения им. академика У.А. Джолдасбекова,  
Алматы, Казахстан

<sup>2</sup>Институт машиноведения им. А.А. Благонравова, Москва, Россия  
[atan\\_58@mail.ru](mailto:atan_58@mail.ru), [balzhanibragimovna@mail.ru](mailto:balzhanibragimovna@mail.ru), [gpanovko@yandex.ru](mailto:gpanovko@yandex.ru)

## ВЛИЯНИЕ ИСХОДНОГО РАЗМЕРА НА ВЫСОТУ ШТАМПА КРИВОШИПНОГО ПРЕССА

*Расширение технических и технологических возможностей кузнечно-штамповочных машин и оборудования можно проводить за счет внедрения новых конструкций исполнительных механизмов с широкими функциональными возможностями. Эти разработки начинаются с решения задач кинематического синтеза и анализа механизмов.*

*В данной работе показан сравнительный анализ показателей высоты кривошипного пресса с механизмом преобразования движения Стефенсона II в зависимости от упругой податливости шатунов и деформации поковки. В этой связи в работе исследуются особенности кинематики кривошипного пресса с приводом от двигателя асинхронного типа при учете податливости шатунов и заготовки.*

**Ключевые слова:** кривошипный пресс, кривошипно-шатунный механизм, штамп, деформация, заготовка, фаза.

**Введение и постановка задачи.** Кривошипный пресс, предназначенный для штамповки разнообразных деталей, содержит кривошипно-шатунный механизм, преобразующий вращательное движение привода в поступательное движение ползуна (штампа). В зависимости от назначения, развиваемым усилиям, требований к габаритам, вида штамповки используются различные кинематические схемы механизма преобразования движения, различающиеся числом и конфигурацией своих звеньев [1,2,3].

Одной из важнейших характеристик пресса является жесткость его конструктивных элементов [5,6]. Жесткость пресса существенно влияет на продолжительность нагрузочной и разгрузочной фаз: чем больше жесткость звеньев, тем меньше время контакта штампа с поковкой. Это особенно важно для увеличения стойкости штампов в процессах горячей штамповки [5].

Продолжительность нагрузочной и разгрузочной фаз рабочего хода штампа (так называемый «выстой» штампа) можно увеличить за счет введения в конструкцию пресса дополнительных упругих элементов.

Влияние жесткости штампа можно проиллюстрировать графиками, приведенными на рис. 1, где схематично показана связь между технологической силой  $F$ , развиваемой в процессе прессования, и перемещением штампа  $y(t)$ . На рис. 1 обозначено:  $\Delta t = (t_2 - t_1)$  – выстой штампа,  $t_1$  – момент времени начала нагрузочной фазы,  $t_2$  – момент времени окончания разгрузочной фазы,  $\delta$  – упругая деформация системы пресс-штамп (жесткость пресса),  $\delta_{pl}$  – пластическая деформация поковки,  $e$  – исходный размер заготовки [5].

\* E-mail корреспондирующего автора: [balzhanibragimovna@mail.ru](mailto:balzhanibragimovna@mail.ru)

Из рассмотрения представленных графиков следует, что чем меньше жесткость прессы, тем меньше упругая деформация  $\delta$  и, соответственно, больше время контакта штампа с поковкой.

Необходимый выстой штампа можно обеспечить за счет введения в конструкцию прессы специальных упругих элементов, снижающих жесткость системы пресс-штамп.

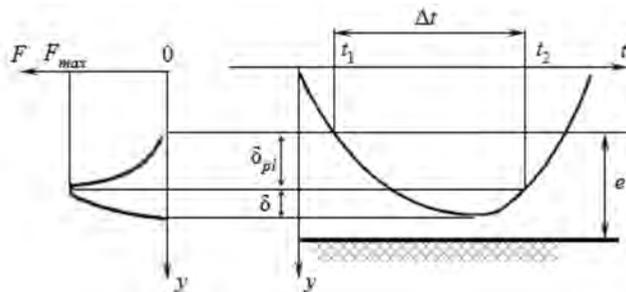


Рисунок 1 – Влияние жесткости прессы на продолжительность нагрузочной и разгрузочной фаз

Одной из перспективных схем, преобразующих вращательное движение привода в поступательное движение ползуна, является шестизвенный механизм Стефенсона II [5].

Преимущество этого механизма заключается в расширении функциональных возможностей за счет двух параллельных шатунов, которые позволяют исключить конструктивный «перекос» ползуна. Кроме того, в конструкцию шатунов механизма Стефенсона относительно просто ввести упругие элементы, что позволяет обеспечить регулируемый выстой штампа [4,5].

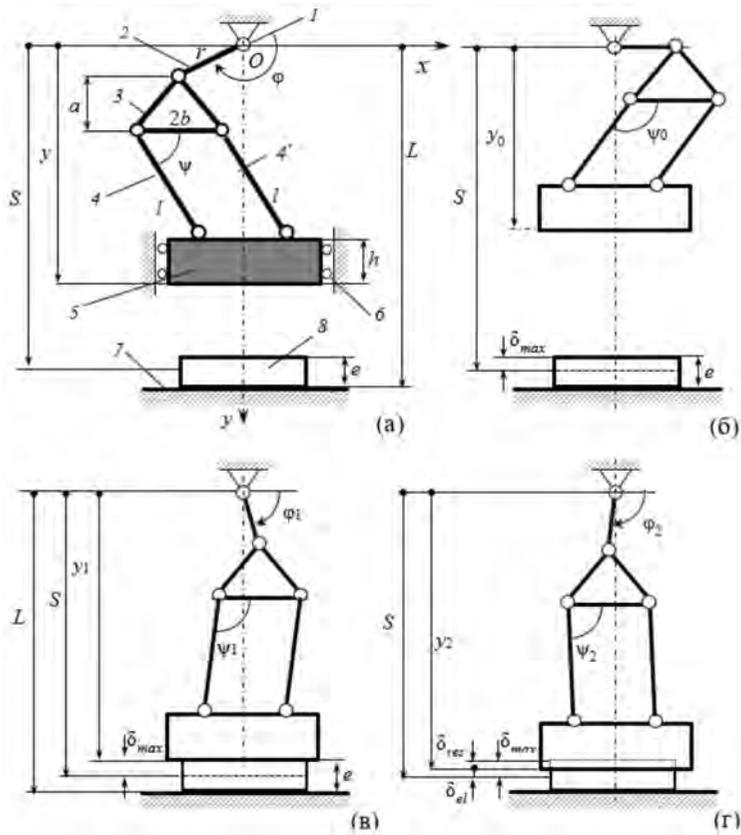
**Расчетная схема.** На рис. 2 представлена кинематическая схема кривошипного прессы с механизмом Стефенсона II. Вертикальная ось перемещения штампа проходит через ось вращения кривошипа.

В расчетной схеме приняты следующие обозначения основных геометрических размеров звеньев механизма:  $r$  – длина кривошипа,  $a$  и  $2b$  – высота и основание жесткого треугольного звена,  $l$  – натуральная длина шатунов, образующих параллелограмм размерами  $2b \times l$ ,  $h$  – высота штампа,  $e$  – высота (условная) заготовки,  $L$  – расстоянию от оси вращения приводного двигателя до основания прессы.

Максимальное расстояние от оси вращения кривошипа до положения штампа в нижней мертвой точки

$$S = r + a + l + h = 370 \quad (1)$$

Для описания движения всех элементов механизма используется неподвижная система координат  $xOy$ , начало которой связано с центром вращения шатуна (точка  $O$  на рис. 2,а), а вертикальная ось  $Oy$  направлена вниз по направлению рабочего хода штампа. Угол поворота шатуна  $\varphi$  отсчитывается от положительного направления оси  $Ox$  по ходу часовой стрелки. Угол наклона шатуна к основанию треугольника (параллельного оси  $Ox$ ) –  $\psi$ , также отсчитывается по ходу часовой стрелки. Перемеще-



**Рисунок 2** – Схема кривошипного пресса с механизмом Стефенсона: а – произвольное положение, б – начальное положение, в – начало нагрузочной фазы, г – конец разгрузочной фазы (штриховой линией показана заготовка до прессования)

ние штампа будем описывать координатой  $y$ , отсчитываемой от оси  $Ox$  до положения нижней кромки штампа.

Все элементы (звенья) механизма, кроме шатунов и заготовки, будем считать абсолютно жесткими. Таким образом, длина деформируемых шатунов  $l$  будет зависеть от действующих сил тяжести штампа  $mg$  и технологической силы  $F$ , возникающей при прессовании заготовки.

Упруго-диссипативные свойства шатунов в их осевом (продольном) направлении будем описывать линейной моделью Фохта с коэффициентом жесткости  $c_r$  и линеаризованным (эквивалентным) коэффициентом внутреннего трения  $b_r$ . Деформационные свойства материала заготовки будем описывать моделью идеального упругопластического тела с модулем упругости  $E$  и пределом текучести  $\sigma_T$  (рис. 3).

При максимальном перемещении штампа в крайнее нижнее положение, заготовка деформируется на величину  $\delta_{max} = S - L + e = 5$ . Если  $\delta_{max} > \sigma_T e / E$ , то при снятии нагрузки в поковке возникнет остаточная упругая деформация  $\delta_{el} > \sigma_T e / E = 0,22 = \delta_{max} - \delta_{pl}$ , где  $\delta_{pl} = 4,78$  – пластическая деформация поковки. В противном случае, когда прессование ограничивается упругой зоной, то  $\delta_{pl} = 0$  и остаточная упругая де-

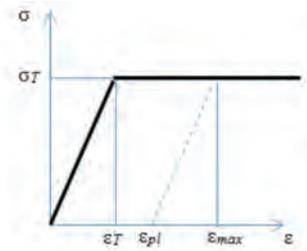


Рисунок 3 – Диаграмма деформирования материала поковки

формация  $\delta_{el} = \delta_{max}$ . Наличие остаточной деформации при заданных размерах пресса  $L$  и  $S$  зависит от геометрических параметров заготовки – эффективной площади  $A_f = \pi r^2$  и толщины  $e = 85\text{мм}$ , модуля упругости  $E = 115\text{ГПа}$  предела текучести материала заготовки  $\sigma_T = 30\text{МПа}$ .

В соответствии с принятым законом деформирования материала заготовки, при прессовании в пределах упругой зоны  $\delta \leq \sigma_T e/E$  развивается технологическая сила

$$F = c_f \delta + b_f \dot{\delta}, \text{ где } c_f = F/\delta = \frac{m_1 + m_2 + m_{3,4} + m_5}{\delta} = 1,19 \text{ коэффициент жесткости заготовки, } b_f - \text{линеаризованный коэффициент внутреннего трения в материале заготовки.}$$

**Кинематический анализ.** Движение штампа будем рассматривать (двигателя) от исходного положения механизма при угле поворота шатуна  $\varphi = \varphi_0 = 0$  (рис. 2, б). В этом положении нижняя кромка штампа находится на расстоянии  $y_0$  от оси  $Ox$ , которое определяется размерами шатуна  $r$ , высотой  $a$  и основанием  $b$  треугольника, натуральной длиной шатунов  $l$ , высотой штампа  $h$ .

В течение одного оборота шатуна весь процесс можно подразделить на четыре основных этапа: свободный ход, нагрузочная фаза, разгрузочная фаза, обратный ход. Свободный ход заканчивается в момент первоначального контакта штампа с поковкой при угле повороте кривошипа  $\varphi = \varphi_1$  (рис. 2, в). Нагрузочная фаза будет происходить при  $\varphi_1 \leq \varphi \leq \pi/2$ , когда возникает усилие прессования (технологическая сила)  $F$ , определяемая в зависимости от деформации поковки. В конце нагрузочной фазы деформация поковки достигает максимального значения  $\delta = \delta_{max}$ . При угле поворота кривошипа  $\pi/2 < \varphi \leq \varphi_2$  происходит разгрузка механизма, где  $\varphi_2$  – угол поворота кривошипа в конце разгрузочной фазы (рис. 2, г). Процесс завершается в конце обратного хода механизма при угле поворота шатуна  $\varphi_2 < \varphi \leq 2\pi$ .

Кинематический анализ будем проводить с учетом деформируемости заготовки, но пренебрегая податливостью шатунов, считая их абсолютно жесткими телами. Движение всех звеньев механизма определяется углом поворота кривошипа  $\varphi = \omega t$ , где  $\omega$  – угловая скорость вращения приводного двигателя, которую на этапе кинематического анализа будем считать постоянной.

Уравнения связи между углом поворота углом поворота кривошипа  $\varphi$ , углом поворота шатунов  $\psi$  и положением штампа  $y$  запишем в следующем виде

$$\begin{cases} r \cos \varphi + l \cos \psi = 0, \\ y = r \sin \varphi + l \sin \psi + a + h. \end{cases} \quad (2)$$

Откуда

$$\psi = \arccos\left(-\frac{r}{l} \cos \varphi\right) = \pi - \arccos\left(\frac{r}{l} \cos \varphi\right), \quad (3)$$

$$\varphi = \arcsin \frac{r^2 + (y - a - h)^2 - l^2}{2r(y - a - h)}. \quad (4)$$

Положение штампа в зависимости от угла поворота кривошипа  $\varphi$  вычисляется из второго уравнения системы (2) при учете (3):

$$y = r \sin \varphi + l \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \cos \varphi\right)^2} + a + h. \quad (5)$$

В исходном положении механизма (рис. 2, б) при  $\varphi = 0$  положение шатунов  $\psi_0$  и штампа  $y_0$  определяется следующими формулами

$$\begin{aligned} \psi_0 &= \arccos(-r/l) = \pi - \arccos(r/l) = 107^\circ, \\ y_0 &= l \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l}\right)^2} + a + h = 194,08 \end{aligned} \quad (6)$$

Важным элементом расчета является определение интервала углов поворота  $\Delta\varphi = \varphi_2 - \varphi_1$ , в котором возникает выстой штампа.

На этапе нагрузки при  $\varphi_1 < \varphi < \pi/2$  перемещение штампа можно выразить через деформацию поковки:

$$y = L - (e - \delta) = 376 \quad (7)$$

Тогда в начале нагрузочной фазы, при  $\delta = 0$ , из (4) и (6) следует

$$\begin{aligned} \varphi_1 &= \arcsin \frac{r^2 + (L - e - a - h)^2 - l^2}{2r(L - e - a - h)} 67^\circ, \\ \psi_1 &= \arccos\left(-\frac{r}{l} \cos \varphi_1\right) = \pi - \arccos\left(\frac{r}{l} \cos \varphi_1\right) = 96^\circ \end{aligned} \quad (8)$$

Нагрузочная фаза заканчивается при  $\varphi = \pi/2$  и  $\psi = \pi/2$ , когда штамп оказывается в положении нижней мертвой точки механизма  $y_{max} = S = 370$ . В этом положении штампа деформация заготовки  $\delta = \delta_{max} = S - L + e = 5$  или  $\delta = \delta_{el} + \delta_{pl} = 0,22 + 4,78 = \sigma_T e / E + \delta_{pl}$ .

Если  $\delta_{max} > \varepsilon_T e$ , то в конце этапа разгрузки при  $\varphi = \varphi_2$  и  $\psi = \psi_2$  (см. рис. 2, в), положение штампа определяется координатой

$$y_2 = L - (e - \delta_{pl}) = 369,78, \quad \delta_{pl} = \delta_{max} - \varepsilon_T e. \quad (9)$$

На рис. 4 представлены результаты расчета перемещения штампа  $y$  и угловой координаты шатунов  $\psi$  в зависимости от угла поворота кривошипа  $\varphi$ . Алгоритм расчета был реализован в программном комплексе Maple при следующих значениях параме-

тров механизма:  $L = 450$  мм;  $S = 370$  мм;  $r = 55$  мм;  $a = 80$  мм;  $l = 185$  мм;  $h = 50$  мм;  $e = 85$  мм. Для определенности в расчете были приняты следующие значения параметров условного материала заготовки:  $\sigma_T = 30$  МПа,  $E = 115$  ГПа координаты шатунов  $\psi$  в зависимости от угла поворота кривошипа  $\varphi$  при  $e = 85$  мм.

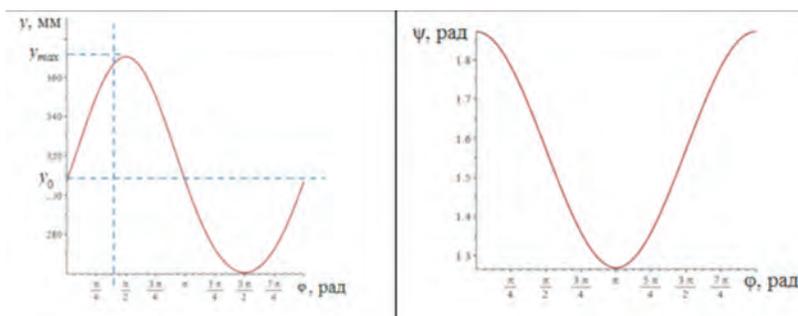


Рисунок 4 – Перемещение штампа  $210 \leq y \leq 370$  и изменение угловой

На рис. 5 показано влияние исходного размера поковки  $e = [85 \div 100]$  мм на угловую координату  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$ , характеризующих интервал угла поворота кривошипа, при котором будет происходить выстой штампа.

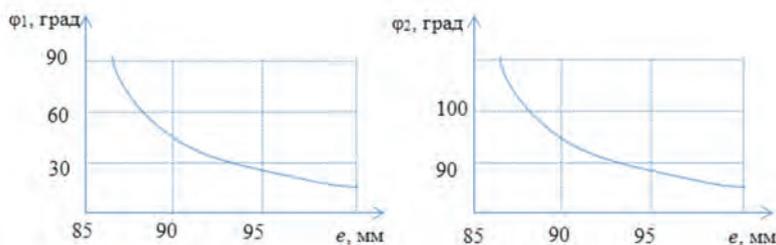


Рисунок 5 – Влияние размера поковки  $e$  на угловую координату  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$

На рис. 6 показано влияние исходного размера поковки на относительный интервал  $\varphi_2 - \varphi_1$ , характеризующий выстой штампа.

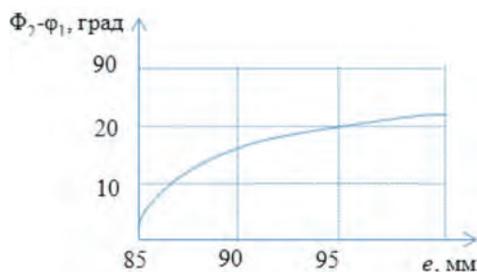


Рисунок 6 – Влияние исходного размера поковки на выстой штампа

**Заключение.** В работе были исследованы особенности кинематики кривошипного прессы с приводом от двигателя асинхронного типа при учете податливости

шатунов и заготовки. При этом были построены расчетные кинематические схемы кривошипного пресса с механизмом Стефенсона II, проведен кинематический анализ с учётом деформируемости заготовки, а также реализован алгоритм расчета в программном комплексе Maple.

### ЛИТЕРАТУРА

1 Бочаров Ю.А. Кузнечно-штамповочное оборудование. - М.: Издательский центр «Академия», 2008. – 480 с.[ Bocharov YU.A. Kuznechno-shtampovochnoe oborudovanie. - M.: Izdatel'skij centr «Akademiya», 2008. – 480 s.]

2 Wen-Hsiang Hsieh, Chia-Heng Tsai. Optimum design of a novel press system with Stephenson-I mechanism//Computers & Mathematics with Applications, Volume 64, Issue 5, September 2012, Pages 897-907

3 Ye-jian Li, Yu Sun, Shuan-hu Wang. Dimensional synthesis for multi-linkage of high-speed mechanical press//11th International Conference on Technology of Plasticity, ICTP 2014, 19-24 October 2014, Nagoya Congress Center, Nagoya, Japan

4 Кривошипно-ползунный механизм пресса// Патент РК на изобретение №33874 от 04.09.2019 г., бюл. №36, авторы: Тулешов А.К., Джамалов Н.К., Джомартов А.А., и др.[ Krivoshipno-polzunnyj mekhanizm pressa// Patent RK na izobretienie №33874 ot 04.09.2019 g., byul. №36, avtory: Tuleshov A.K., Dzhamalov N.K., Dzhomartov A.A., i dr.]

5 Recep Halicioglu, Lale Canan Dulger, Ali Tolga Bozdana. Structural design and analysis of a servo crank press//Engineering Science and Technology, an International Journal. Volume 19, Issue 4, December 2016, Pages 2060-2072

6 V.V. Telegina, A.M. Kozlova, V.I. Sakalob, Solid Modeling and Dynamic Analysis of Mechanisms of Pressforging Machines// Peer-review under responsibility of the scientific committee of the International Conference on Industrial Engineering . International Conference on Industrial Engineering, ICIE 2017.

7 Тулешов А.К., Дракунов Ю.М. Диалоговая система синтеза кривошипно - ползунного механизма по коэффициенту изменения средней скорости выходного звена. Материалы III международной конференции «Проблемы механики современных машин». Улан - Уде. 2006. - С. 121-127.[ Tuleshov A.K., Drakunov YU.M. Dialogovaya sistema sinteza krivoshipno - polzunnogo mekhanizma po koefficientu izmeneniya srednej skorosti vyhodnogo zvena. Materialy III mezhdunarodnoj konferencii «Problemy mekhaniki sovremennyh mashin». Ulan - Ude. 2006. - S. 121-127.]

8 Баранов Г.Г. Курс теории механизмов и машин. М.:1967.[ Baranov G.G. Kurs teorii mekhanizmov i mashin. M.:1967.]

9 Теория механизмов и машин: учебное пособие/[М.З.Евграфов, Ю.А.Семёнов, А.В.Слоущ]. – М.: Издательский центр «Академия», 2006.- 560 с.[ Teoriya mekhanizmov i mashin: uchebnoe posobie/[M.Z.Evgrafov, YU.A.Semyonov, A.V.Slouschh]. – M.: Izdatel'skij centr «Akademiya», 2006.- 560 s.]

**А. К. ТУЛЕШОВ<sup>1</sup>, Г. Я. ПАНОВКО<sup>2</sup>, Б. И. АХМЕТОВА<sup>1</sup>**

<sup>1</sup>Академик *Ө. А. Жолдасбеков атындағы Механика және машинатану институты, Алматы, Қазақстан*

<sup>2</sup>*А. А. Благоднаров атындағы Машинатану институты, Мәскеу, Ресей atan\_58@mail.ru, balzhanibragimovna@mail.ru, gpanovko@yandex.ru*

## БАСТАПҚЫ ӨЛШЕМНІҢ ИІНДІ ПРЕСС МӨРІНІҢ БИКТІГІНЕ ӘСЕРІ

*Соғу және штамптау машиналары мен жабдықтарының техникалық және технологиялық мүмкіндіктерін кеңейту функционалдығы жетектердің жаңа конструкцияларын енгізу арқылы жүзеге асырылуы мүмкін. Бұл дамулар кинематикалық синтез және механизмдерді талдау мәселелерін шешуден басталады.*

*Бұл жұмыста байланыстырушы шатундардың серпімді сәйкестігі мен соғудың деформациясына байланысты Стефенсон II қозғалысын түрлендіру механизмімен иінді пресстің төзімділік көрсеткіштерінің салыстырмалы талдауы көрсетілген. Осыған байланысты, мақалада асинхронды қозғалтқышпен қозғалатын қосиінді пресстің кинематикасының ерекшеліктері, байланыстырушы шатундар мен дайындаманың икемділігін ескере отырып зерттелген.*

*Түйін сөздер:* қосиінді пресс, қосиінді механизм, штамп, деформация, дайындама, фаза.

**A. K. TULESHOV<sup>1</sup>, G. YA. PANOVKO<sup>2</sup>, B. I. AKHMETOV<sup>1</sup>**

*<sup>1</sup>Institute of Mechanics and Machine Science named after Academician  
U.A. Dzholdasbekov, Almaty, Kazakhstan*

*<sup>2</sup>A. A. Blagonravov Institute of Machine Science, Moscow, Russia  
aman\_58@mail.ru, balzhanibragimovna@mail.ru, gpanovko@yandex.ru*

## THE EFFECT OF THE INITIAL SIZE ON THE HEIGHT OF THE CRANK PRESS DIE

*The expansion of the technical and technological capabilities of forging and stamping machines and equipment can be carried out through the introduction of new designs of actuators with wide functionality. These developments require solving the problems of kinematic synthesis and analysis of mechanisms.*

*In this work a comparative analysis of the endurance indicators of a crank press with the mechanism for transforming the motion of Stephenson II depending on the elastic compliance of the connecting rods and the deformation of the forging was shown. In this regard, the features of the kinematics of a crank press driven by an asynchronous motor taking into account the flexibility of the connecting rods and the workpiece was investigated.*

**Keywords:** Crank press, crank mechanism, die, deformation, billet, phase