

УДК 621.73

*А. В. ЯВТУШЕНКО*, канд. техн. наук, доц., ЗНТУ, Запорожье

**СИЛОВЫЕ УСЛОВИЯ УСТОЙЧИВОСТИ ПОЛЗУНА КРИВОШИПНОГО ПРЕССА С  
ДОПОЛНИТЕЛЬНЫМИ НАПРАВЛЯЮЩИМИ**

Приведен анализ положений ползуна кривошипного пресса с дополнительными направляющими в период рабочего хода. Дано определение зоны устойчивого положения ползуна. Указаны условия обеспечения устойчивого положения ползуна по конструктивным параметрам и технологическим условиям.

**Ключевые слова:** ползун, пресс, направляющие, усилие, положение

**Введение. Постановка проблемы.**

Экспериментально-теоретические исследования показывают, что в период прямого и обратного хода ползуна вследствие зазоров в направляющих и изменения нагрузки на ползуна происходит неоднократное изменение его положения относительно направляющих. Перекос ползуна и его смещение от геометрической центральной оси в любую сторону приводит к ухудшению условий работы штампов, что сказывается на их стойкости и на качестве готовых поковок. Особенно важно определение условий устойчивой работы ползунков кривошипных прессов для объемной штамповки (КГШП, ГКМ, автоматы для объемной штамповки и др.), в которых по технологическим условиям предопределено смещение технологической нагрузки на всех переходах штамповки. Возникает необходимость определения условий нагружения ползуна, при которых обеспечивается его наиболее устойчивое положение.

**Анализ предшествующих исследований**

Исследование устойчивости ползунков рассмотрено в нескольких работах, отличающихся различными предпосылками при разработке расчетных схем. Одной из первых работ являлись исследования И.И. Гирша по устойчивости ползунков ГКМ [1]. Автор предполагал, что в период технологического нагружения ползун касается основных и дополнительных направляющих в двух точках – в одной точке контакта с основными направляющими, и в одной точке контакта с дополнительными направляющими. Расположение точек контакта определяется величиной технологической нагрузки и расположением равнодействующей относительно центральной оси ползуна. Величина перекоса ползуна в работе не анализировалась, и условия наиболее устойчивого положения ползуна не определялись. Предельная нагрузка ползуна определялась по условию прочности хобота. При расчете ползунков КГШП было принято предположение, что перекосу ползуна препятствуют лишь колонки пакета штампов, а не дополнительные направляющие хобота. Указанная методика оценки условий работы ползунков ГКМ была использована в практике НКМЗ [2]. Дополнительно было принято предположение, что при определенных условиях происходит т. н. «подпрыгивание» ползуна, когда он изменяет свое положение и начинает соприкасаться с верхней планкой нижних направляющих. Для устранения такого положения ползуна авторы рекомендуют определять соответствующее значение дезаксиала кривошипно-ползунного механизма.

В работах [3, 4] принято допущение, что в период рабочего хода происходит касание ползуном КГШП направляющих в двух или трех точках – одна или две точки контакта с основными направляющими и одна точка контакта с дополнительными

© А. В. ЯВТУШЕНКО, 2012

направляющими. Распределение реакций определяется линейными параметрами ползуна и величиной смещения равнодействующей технологической силы. Статическая неопределенность системы разрешена путем введения дополнительного момента от верхней реакции при заданном прогибе хобота. Рассматривается задача определения допустимых усилий на ползуне исходя из прочности направляющих. При этом авторы исключают возможность прижатия ползуна полностью по всей длине площади контакта к одной из направляющих. Условия, при которых ползун занимает одно из возможных положений, в указанных работах не анализируются.

В работе [3, 4] рассмотрены вопросы определения границ допустимых нецентральных нагрузок на ползуне КГШП при учете контактной жесткости станины в точках контакта ползуна с направляющими, жесткости хобота и жесткости элементов кривошипно-ползунного механизма. При этом авторы принимают гипотезу, что ползун постоянно касается направляющих в трех точках независимо от величины смещения равнодействующей силы.

Во всех указанных работах авторы рассматривают нагружение ползуна при смещении равнодействующей силы в плоскости, параллельной оси главного вала, хотя и указывают, что смещение нагрузки возможно и в плоскости, перпендикулярной оси вала. Между тем смещение технологического усилия в плоскости главного исполнительного механизма, т. е. спереди назад, вполне возможно и даже целесообразно, особенно при автоматизированном процессе штамповки. Наличие горизонтальной составляющей реакции в шарнире соединения шатуна и ползуна, особенно при дезаксиале кривошипно-ползунного механизма, приводит к изменению реакций в точках контакта ползуна с направляющими и критических положений, при которых происходит изменение пространственного положения ползуна.

### Цель статьи

В статье поставлена задача анализа возможных положений ползуна с дополнительными направляющими при холостом перемещении и рабочем нагружении, а также проведение оценки влияния на устойчивость ползуна конструктивных параметров механизма.

### Основные материалы исследования

Не центральное нагружение ползуна с дополнительными направляющими возможно в двух плоскостях – в плоскости параллельной оси главного вала и в плоскости, перпендикулярной оси вала. Предпосылки и допущения для расчетов, расчетная схема ползуна с дополнительными направляющими и обозначения силовых и геометрических параметров представлены в работе [5].

*Нагружение ползуна в плоскости ZOY.* В общем случае при смещении технологического усилия по оси Z возможен контакт ползуна с направляющими в трех точках. Принимая, что реакция в верхних направляющих  $R_{3z}$  определяется величиной заданного прогиба хобота и его геометрическими размерами, решение уравнений статического равновесия записываются в виде

$$\left. \begin{aligned} R_{z2} &= \frac{mP_d z - R_{3z} [L_{sp} + h_b - k_r - \mu(B_z - 0,5(B_{bz} + \Delta_{bz}))]}{L_n - 2k_r}; \\ R_{z1} &= R_{z2} - R_{3z}. \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Индексы в обозначениях реакций обозначают:  $z$  – нагружение в плоскости ZOY; 1 или 2 – номер реакции в основных направляющих (1–нижняя реакция, 2–верхняя). Распределение реакций в направляющих при номинальном усилии на ползуне на примере ползуна КГШП показано на рис. 1. Этот и все последующие рисунки приведены на примере ползуна КГШП номинальным усилии 25 МН при степени дезаксиале исполнительного механизма  $\varepsilon = 0,1$ .

При смещении усилия на величину  $z_0$  реакция  $R_{2z}$  становится равной нулю и ползун отрывается в верхней части нижних направляющих и касается нижних направляющих в одной точке. При этом реакция  $R_{1z}$  становится равной по модулю реакции  $R_{3z}$  и при дальнейшем уменьшения смещения  $z$  они вместе стремятся к нулю при  $z = 0$ . Учитывая, что уменьшение реакции  $R_{1z}$  приводит к уменьшению прогиба хобота, можно предположить, что при уменьшении величины  $z_0$  происходит одновременное уменьшение перекоса ползуна и при  $z = 0$  перекося ползуна полностью исчезает – ползун становится в положение неустойчивого равновесия, будучи прижатым к нижним направляющим по всей длине.

Зону шириной  $2z_0$  смещения усилия, при котором перекося ползуна близок к нулю, будем считать зоной квазиустойчивого положения ползуна, т. к. перекося ползуна все же сохраняется. Вполне очевидно, что в плоскости  $ZOY$  эта зона расположена симметрично относительно центральной оси ползуна. Величина предельного отклонения, при котором одна из реакций становится нулевой, определяется по формуле

$$z_0 = nR_{3z}(L_{xp} + h_b - k_r - \mu B_z + \mu 0,5(B_{sz} + \Delta_{sz}))/P_d. \quad (2)$$

В формулах (1)–(2) верхний знак принимается для нагружения в левой половине ползуна, правый – при нагружении в правой части.

#### Нагружение ползуна в плоскости $XOY$

Решение уравнений статического равновесия ползуна в плоскости  $XOY$  в случае касания направляющих в трех точках имеют вид [5]

$$\left. \begin{aligned} R_{1p} &= \frac{-P_d(x + A_2 tg\beta\gamma) - P_u(x_u + A_2 tg\beta\gamma) + G_p(x_g + A_2 tg\beta\gamma) + R_{3x}(A_2 - A_3)}{L_n - 2k_r} \\ R_{2p} &= \frac{-P_d(x - A_1 tg\beta\gamma) - P_u(x_u - A_1 tg\beta\gamma) + G_p(x_g - A_1 tg\beta\gamma) - R_{3x}(A_1 + A_3)}{L_n - 2k_r} \\ R_{1z} &= \frac{P_d(x + A_2 tg\beta\gamma) + P_u(x_u + A_2 tg\beta\gamma) - G_p(x_g + A_2 tg\beta\gamma) + R_{3x}(A_2 - A_3)}{L_n - 2k_r} \\ R_{2z} &= \frac{P_d(x - A_1 tg\beta\gamma) + P_u(x_u - A_1 tg\beta\gamma) - G_p(x_g - A_1 tg\beta\gamma) - R_{3x}(A_1 + A_3)}{L_n - 2k_r} \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Здесь и далее обозначено  $tg\beta\gamma = tg(\beta + \gamma)$ . Зависимости для определения коэффициентов  $A_1$ ,  $A_2$  и  $A_3$  приведены в [5].

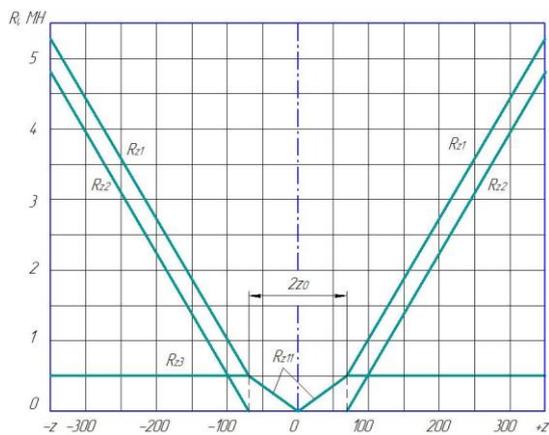


Рис. 1 - Распределение реакций в направляющих ползуна КГШПусилением 25 МН в плоскости  $ZOY$

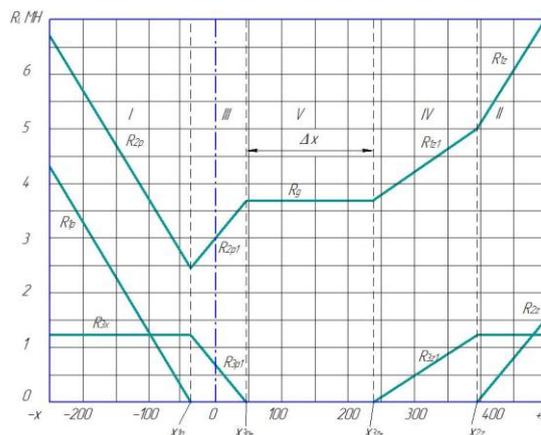


Рис. 2 – Распределение реакций в направляющих ползуна КГШП усилением 25 МН в плоскости  $XOY$

Распределение реакций в направляющих на примере ползуна КГШП в плоскости  $XOY$  показано на рис. 2.

При смещении усилия  $P_d$  на величину  $x_{1p}$  при переднем нагружении, или на величину  $x_{2z}$  при заднем нагружении, одна из реакций в нижних направляющих

становится нулевой, и ползун касается направляющих в двух точках. Координаты  $x_{1p}$  и  $x_{2z}$  определяются из условий

$$x_p = \min(x_{1p}, x_{2z}), \quad x_z = \max(x_{1z}, x_{2z}), \quad (4)$$

где  $x_{1p}$ ,  $x_{2p}$ ,  $x_{1z}$ ,  $x_{2z}$  – координаты смещения  $x$ , при котором соответствующая реакция становится равной нулю

$$\left. \begin{aligned} x_{1p} &= \left( G_p(x_g + A_2tg\beta\gamma) - P_u(x_u + A_2tg\beta\gamma) - A_2P_dtg\beta\gamma + R_{3x}(A_2 - A_3) \right) / P_d, \\ x_{2p} &= \left( G_p(x_g - A_1tg\beta\gamma) - P_u(x_u - A_1tg\beta\gamma) + A_1P_dtg\beta\gamma - R_{3x}(A_1 + A_3) \right) / P_d, \\ x_{1z} &= \left( G_p(x_g + A_2tg\beta\gamma) - P_u(x_u + A_2tg\beta\gamma) - A_2P_dtg\beta\gamma + R_{3x}(A_3 - A_2) \right) / P_d, \\ x_{2z} &= \left( G_p(x_g - A_1tg\beta\gamma) - P_u(x_u - A_1tg\beta\gamma) + A_1P_dtg\beta\gamma + R_{3x}(A_1 + A_3) \right) / P_d. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

После отрыва ползуна от одной из направляющих в плоскости  $XOY$  по-прежнему действует горизонтальная составляющая реакции  $P_{AB}$  в шарнире  $B$ , поэтому оставшиеся реакции не равны по модулю.

Усилие прижатия ползуна к направляющим в зоне устойчивого положения ползуна равно

$$R_g = (P_d + P_u - G_p)tg(\beta + \gamma). \quad (6)$$

В зонах нагружения *III* или *IV* (рис. 2) решение уравнений статического равновесия имеет вид:

– при  $\beta + \gamma \geq 0$

$$\left. \begin{aligned} R_{2p1} &= \frac{P_d(x + A_3tg\beta\gamma) + P_u(x_u + A_3tg\beta\gamma) - G_p(x_g + A_3tg\beta\gamma)}{L_{xp} - L_n + h_b + k_r}; \\ R_{3p1} &= \frac{-P_d(x + A_2tg\beta\gamma) - P_u(x_u + A_2tg\beta\gamma) + G_p(x_g + A_2tg\beta\gamma)}{L_{xp} - L_n + h_b + k_r}; \\ R_{1z1} &= \frac{P_d(x + A_3tg\beta\gamma) + P_u(x_u + A_3tg\beta\gamma) - G_p(x_g + A_3tg\beta\gamma)}{L_{xp} + h_b - k_r}; \\ R_{3z1} &= \frac{P_d(x - A_1tg\beta\gamma) + P_u(x_u - A_1tg\beta\gamma) - G_p(x_g - A_1tg\beta\gamma)}{L_{xp} + h_b - k_r}. \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

– при  $\beta + \gamma < 0$

$$\left. \begin{aligned} R_{1p1} &= \frac{-P_d(x + A_3tg\beta\gamma) - P_u(x_u + A_3tg\beta\gamma) + G_p(x_g + A_3tg\beta\gamma)}{L_{xp} + h_b - k_r}; \\ R_{3p1} &= \frac{-P_d(x - A_1tg\beta\gamma) - P_u(x_u - A_1tg\beta\gamma) + G_p(x_g - A_1tg\beta\gamma)}{L_{xp} + h_b - k_r}; \\ R_{2z1} &= \frac{-P_d(x + A_3tg\beta\gamma) - P_u(x_u + A_3tg\beta\gamma) + G_p(x_g + A_3tg\beta\gamma)}{L_{xp} - L_n + h_b + k_r}; \\ R_{3z1} &= \frac{P_d(x + A_2tg\beta\gamma) + P_u(x_u + A_2tg\beta\gamma) - G_p(x_g + A_2tg\beta\gamma)}{L_{xp} - L_n + h_b + k_r}. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Значения двух реакций после исчезновения третьей для приведенного примера показаны на рис. 2. Наконец, при смещении усилия на величину  $x_{3p}$  или  $x_{3z}$  реакция  $R_3$  становится равной нулю, прогиб хобота полностью исчезает и ползун полностью прижат к одной из нижних направляющих. Величина смещения усилия деформации  $x_{3p+}$  и  $x_{3z}$  определяется по формулам:

– при  $\beta + \gamma \geq 0$

$$\left. \begin{aligned} x_{3p+} &= \left[ G_p(x_g + A_2tg(\beta + \gamma)) - P_u(x_u + A_2tg(\beta + \gamma)) - A_2P_dtg(\beta + \gamma) \right] / P_d, \\ x_{3z+} &= \left[ G_p(x_g - A_1tg(\beta + \gamma)) - P_u(x_u - A_1tg(\beta + \gamma)) + A_1P_dtg(\beta + \gamma) \right] / P_d. \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

– при  $\beta + \gamma < 0$

$$x_{3p-} = x_{3z+}, \quad x_{3z-} = x_{3p+}. \quad (10)$$

Зона, в пределах которой обеспечивается прижатие ползуна к нижней направляющей по всей длине и отсутствует прогиб хобота, будем называть *зоной устойчивого положения* (ЗУП) ползуна (зона V на рис. 2).

Ширина зоны  $\Delta x$  определяется из условия

$$\Delta x = \begin{cases} x_{3z+} - x_{3p+} & \beta + \gamma \geq 0, \\ x_{3z-} - x_{3p-} & \beta + \gamma < 0. \end{cases} \quad (11)$$

Индексы в обозначениях смещений обозначают: 3 – реакция  $R_3$ ; p или z – переднее или заднее нагружение; + или – обозначают положительное или отрицательное значение величины  $\beta + \gamma$ . Расположение зоны определяется координатами смещения  $x_{3p}$  и  $x_{3z}$ . Средину зоны  $x_{cp}$  располагает в точке с координатами

$$x_{cp} = \begin{cases} \Delta u / 2 + x_{3p+} & \beta + \gamma \geq 0, \\ \Delta u / 2 + x_{3p-} & \beta + \gamma < 0. \end{cases} \quad (12)$$

Таким образом, из формул (3)–(12) и рис. 2 следует, что при рабочем нагружении возможно пять положений ползуна, показанных на рис. 3. Положения, обозначенные на рисунке I и II, имеют место при любых значениях выражения  $\beta + \gamma$ . Положения, обозначенные III<sub>+</sub>–V<sub>+</sub> возможны для механизмов при  $\beta + \gamma \geq 0$ , а положения, обозначенные III<sub>-</sub>–V<sub>-</sub> – для механизмов при  $\beta + \gamma < 0$ .

Полученные зависимости позволяют определить положение ползуна в период рабочего нагружения и оценить влияние конструктивных параметров ползуна и главного исполнительного механизма на положение и размеры зоны устойчивого положения.

Прежде всего, следует, что ширина зоны  $\Delta x$  существенно зависит от степени дезаксиала исполнительного механизма. Всегда существует некоторое значение степени дезаксиала  $\varepsilon_0$  (*критическая степень дезаксиала*), при котором величина зоны устойчивого положения равна нулю.

При критической степени дезаксиала  $\beta + \gamma = 0$ , и ползун находится в положении неустойчивого равновесия. Величина  $\varepsilon_0$  определяется из уравнения  $\beta + \gamma = 0$ , решением которого является

$$\varepsilon_0 = -\lambda \sin \alpha_m - \sin \left( \mu \frac{r_A + r_B}{L} \right), \quad (13)$$

где  $\lambda$  – коэффициент шатуна;  $\alpha_m$  – угол поворота главного вала, соответствующий максимальному усилию деформации;  $r_A, r_B$  – соответственно радиус большой и малой головки шатуна;  $\mu$  – коэффициент трения в шарнирах исполнительного механизма;  $L$  – длина шатуна.

Зависимость координат  $x_{3p}$  и  $x_{3z}$ , ширины  $\Delta x$  и координаты  $x_{cp}$  центра зоны ЗУП в зависимости от степени дезаксиала показаны на рис. 4.

Из рис. 4 следует, что ширина

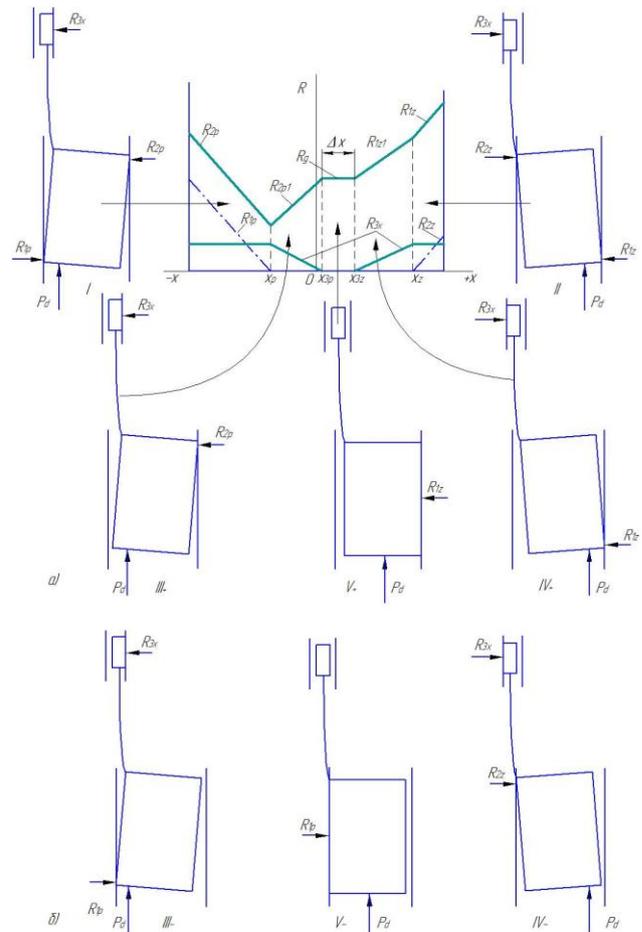


Рис. 3 – Возможные положения ползуна при рабочем нагружении

ЗУП (затемненная область) возрастает с увеличением абсолютного значения степени дезаксиала  $\varepsilon$ , особенно при положительном дезаксиале. При этом середина ЗУП обычно расположена в области положительных значений координаты  $x$ , т. е. смещена от центра ползуна в направлении вращения главного вала к задним направляющим. С учетом того, что для горячештамповочных прессов рекомендуется принимать положительный дезаксиал, указанное свойство приводит к важному выводу – для повышения устойчивости ползуна точку приложения равнодействующей технологического

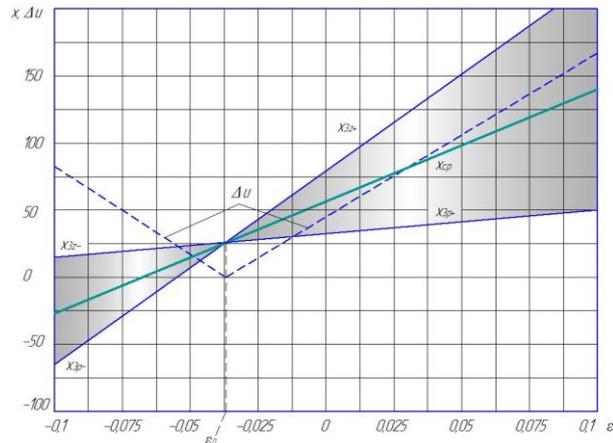


Рис. 4 – Положение зоны устойчивого равновесия ползуна КГШП усилием 25 МН

усилие необходимо смещать от центра ползуна к задним направляющим. Координаты середины зоны устойчивого положения ползуна в значительной степени зависят от расстояния  $h_b$  точки шарнира соединения шатуна с ползуном от рабочей поверхности ползуна (рис. 5 при  $\varepsilon = 0.1$ ). При увеличении  $h_b$  ЗУП значительно смещается к задним направляющим, а величина координаты достигает предельного значения, равного половине ширины ползуна в плоскости  $XOY$ . Ширина ЗУП при этом от величины  $h_b$  не зависит.

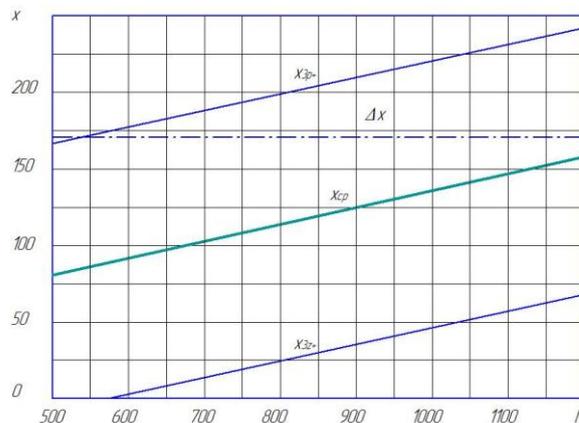


Рис. 5 – Зависимость положения зоны устойчивости ползуна от параметра  $h_b$

Исходя из анализа положения ползуна и распределения реакций в период рабочего хода, можно утверждать, что в диапазоне смещений  $x_{3z-} - x_{3z+}$ , т. е. в ЗУП, положение ползуна наиболее устойчивое и желательное. Так, перекося ползуна отсутствует, ползун

прижат к направляющей планке по всей длине направляющих, реакция в контакте с направляющей минимальная. Именно такие условия являются наиболее благоприятными для работы штампа, и именно при таких условиях обеспечивается наивысшее качество поковок. В таком случае желательно обеспечить такое же или близкое к нему положение ползуна перед началом рабочего хода (начальное положение), чтобы избежать его поворота во время штамповки. Очевидно, что начальное положение ползуна определяется весом ползуна  $G_g$ , усилием уравновешивателя  $P_u$ , координатами центра тяжести  $x_g$  и точки подвеса уравновешивателя  $x_u$ .

В момент начала рабочего хода ползун перемещается со значительным замедлением, поэтому при отсутствии технологического усилия значительно возрастает роль силы инерции, на величину которой необходимо увеличить суммарный вес ползуна и верхней части штампа  $G_g$ . Сила инерции ползуна  $P_i = G_g * j_{нр}$  определяется при известном ускорении ползуна в момент начала технологического нагружения  $j_{нр}$ , т. е. при угле  $\alpha_{нр}$  поворота главного вала, равном углу начала рабочего хода.

Из условий равновесия (1) при отсутствии технологического усилия  $P_d$  несложно получить выражение для определения зависимости между координатами  $x_g$  и  $x_u$ , при которых ползун прижат к передним или задним направляющим

$$x_{u0} = x_{gu} - (G_p + P_i)(x_{gu} - x_g) / P_u, \quad (14)$$

где  $P_i$  – сила инерции исполнительного механизма перед началом рабочего хода;  
 $x_{gu}$  – коэффициент, определяемый по формуле

$$x_{gu} = \mu \frac{r_B}{\cos(\beta + \gamma)} + x_b + (y_b - L_x) \operatorname{tg}(\beta + \gamma),$$

где  $x_b, y_b$  – координаты точки положения равнодействующей силы в шарнире  $B$  [5];  
 $L_x$  – длина хобота ползуна.

На рис. 6 показана зависимость (14) для КГШП при условии, что усилие уравновешивателя равно весу ползуна, увеличенном на величину максимальной силы инерции, т. е. при крайнем нижнем положении. Если фактическая координата точки крепления уравновешивателя расположена выше прямой на рис. 5 (затененная область) при заданном значении  $x_g$ , ползун перед началом рабочего хода занимает положение  $IV_+$ , в противном случае – положение  $III$ .

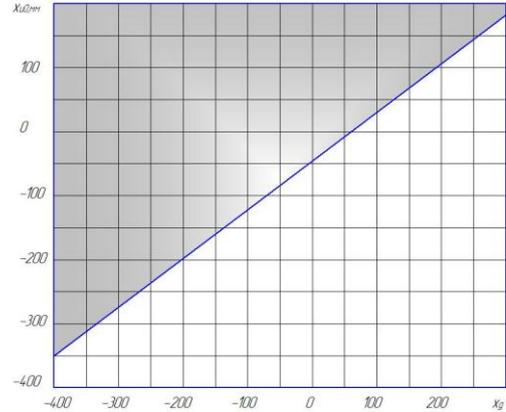


Рис. 6 – Определение точки крепления уравновешивателя

С учетом расположения ЗУП из рис. 5 и зависимости (14) следует, что для прессов с

положительным дезаксиалом предпочтительным является заднее расположение крепления уравновешивателя. Именно такое расположение крепления уравновешивателей принято в лучших конструкциях КГШП фирмы National [3].

Очевидно, что для обеспечения наилучшего направления верхней и нижней частей инструмента необходимо обеспечивать при наладке такие условия, когда ползун перед началом технологической операции занимает положение  $III$  или  $IV$  в зависимости от значения величины степени дезаксиала. При необходимости следует обеспечивать принудительное прижатие ползуна к соответствующей направляющей перед его закреплением на подштамповой плите прессы. В таком случае взаимодействие направляющих колонок и втулок штампа, не нагруженных поперечными силами от технологического усилия, в наилучшей степени способствуют точному расположению верхней и нижней частей штампа. В дальнейшем, при выполнении технологической операции важно обеспечить условия нагружения ползуна, при которых он не теряет свое первоначальное положение, т. е. начальное и рабочее положения ползуна не должны изменяться. Отсюда следует вывод – для обеспечения наибольшей точности взаимного расположения рабочих частей инструмента необходимо обеспечивать условия, при которых ползун занимает одно и то же положение как при начале технологического нагружения, так и при достижении максимального значения технологического усилия. Но если начальное положение ползуна определяется чисто конструктивными параметрами кривошипно-ползунного механизма и не может быть изменено в процессе эксплуатации, то положение ползуна при технологическом нагружении несложно изменить путем вариации координаты точки приложения усилия. То есть, при проектировании технологической оснастки необходимо обеспечить расположение равнодействующей технологического усилия в той области относительно центральной оси ползуна, в которой обеспечивается такое же положение ползуна, как и в начале нагружения.

### Выводы

1. В период рабочего нагружения в зависимости от величины смещения технологического усилия, возможны пять положения ползуна относительно

направляющих. Существует зона устойчивого положения ползуна, в которой обеспечивается точное перемещение верхней части инструмента по отношению к нижней, отсутствует перекося ползуна.

2. Зона устойчивого положения ползуна смещена в направлении вращения главного вала, поэтому при проектировании технологической оснастки необходимо обеспечивать соответствующее смещение равнодействующей технологического усилия.

3. Установлены зависимости для определения положения ползуна перед началом технологического нагружения в зависимости от положения центра тяжести ползуна и расположения крепления уравнивателя.

4. Для обеспечения наибольшей устойчивости ползуна наладку штампов необходимо производить в положении, близком к тому, которое занимает ползун в период рабочего нагружения.

**Список литературы:** 1. *Гири И. И.* Диаграмма допускаемого внецентренного нагружения горизонтально-ковочной машины // Вестник машиностроения, 1957, № 7. С. 36-44. 2. *Кожевников В. Я.* Горизонтально-ковочные машины / В. Я. Кожевников, И. Г. Ксенжук, И. И. Худяков. — М.: Машгиз, 1960. — 240 с. 3. *Игнатов А. А.* Кривошипные горячештамповочные прессы / А. А. Игнатов, Т. А. Игнатова. — М.: Машиностроение, 1974. — 352 с. 4. Кривошипные кузнечно-прессовые машины / [В. И. Власов, А. Я. Борзыкин, И. К. Букин-Батырев и др.] Под ред. В. И. Власова. — М.: Машиностроение, 1982.— 424 с. 5. *Явтушенко А. В.* К расчету ползунов однокривошипных прессов с дополнительными направляющими // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. Володимира Даля №13 (184), частина 1. — Луганськ: Вид-во СНУ, 2012. — С.42-51.

Надійшла до редколегії 20.11.2012

УДК 621.73

**Силовые условия устойчивости ползуна кривошипного прессы с дополнительными направляющими / А. В. Явтушенко** // Вісник НТУ «ХП». Серія: Нові рішення в сучасних технологіях. — Х: НТУ «ХП», — 2012. - № 66 (972). — С. 3-10. — Бібліогр.: 5назв.

Приведений аналіз положень повзуна кривошипного преса з додатковими напрямними в період робочого ходу. Дано визначення зони стійкого положення повзуна. Вказані умови забезпечення стійкого положення повзуна по конструктивних параметрах і технологічних умовах.

**Ключові слова:** повзун, прес, напрямні, зусилля, положення

The analysis of positions of slide-block is resulted crankles press with the additional sending in the period of working stroke. Determination|definition| of area of steady position of slide-block is Given. The terms of providing of steady position slide-block are indicated on structural parameters and technological terms.

**Keywords:** slide-block, press, sending, effort, position

УДК 621.9.048

**И. А. ДУДНИКОВ**, проф., Полтавская государственная аграрная академия;  
**А. В. КАНИВЕЦ**, канд. техн. наук, Полтавская государственная аграрная академия;  
**А. А. КЕЛЕМЕШ**, ассис., соискатель, Полтавская государственная аграрная академия;  
**Г. И. СЕМЧУК**, магистрант, Полтавская государственная аграрная академия;

## **ВИБРАЦИОННЫЕ КОЛЕБАНИЯ В ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССАХ**

Рассматриваются вопросы изменения свойств материала деталей при их обработке методом вибрационного и обычного деформирования деталей с целью разработки технологических процессов их восстановления.

**Ключевые слова:** вибрационные колебания, деформирование, технологический процесс, усилие обработки.

© И. А. ДУДНИКОВ, А. В. КАНИВЕЦ, А. А. КЕЛЕМЕШ, Г. И. СЕМЧУК, 2012