

УДК 621.73

Явтушенко А. В.

ДИАГРАММА ВНЕЦЕНТРЕННОГО НАГРУЖЕНИЯ ПОЛЗУНОВ КРИВОШИПНЫХ ПРЕССОВ С ДОПОЛНИТЕЛЬНЫМИ НАПРАВЛЯЮЩИМИ

Диаграмма допускаемых внецентренных нагрузок определяется для кривошипных прессов, функционально предназначенных для дискретной штамповки в многопозиционных штампах (КГШП, ГКМ). Диаграмма указывает предельную нагрузку на ползуне или ее смещение от геометрического центра, исходя из установленных условий прочности ползуна или его направляющих.

Традиционно диаграмма строится в плоскости нагружения, параллельной оси главного вала, т. е. в плоскости фронта пресса. Действительно, в подавляющем большинстве случаев при ручном обслуживании линия транспортирования поковки располагается слева направо вдоль фронта пресса. Однако при использовании средств механизации более рациональным является направление движения транспортирования полуфабриката в перпендикулярном направлении, т. е. спереди назад пресса. В таком случае возникает задача построения диаграммы допускаемых не центральных нагрузок в этой плоскости.

Традиционно, начиная с первых работ И. И. Гирша по определению предельных нагрузок на ползуне ГКМ [1, 2] и КГШП [3], основным ограничением допускаемых нагрузок принималась прочность хобота. Предполагалось, что при прогибе хобота касание направляющих планок происходит в двух точках контакта – одна точка в основных направляющих и одна точка в дополнительных. Последующие экспериментальные исследования ползунов [4, 5, 6] показали, что принятые допущения недостаточно правильно отражают условия функционирования ползунов. Во-первых, при значительном прогибе хобота касание направляющих происходит в трех точках одновременно и только при малых смещениях одна из точек контакта исчезает. Во-вторых, основным ограничением, определяющим предельную величину нагрузки на ползуне или ее смещения, является не прочность хобота, а контактная прочность рабочих поверхностей в зоне контакта ползуна и направляющих.

Целью работы является разработка методики определения диаграммы не центрального нагружения ползунов с дополнительными направляющими в двух взаимно перпендикулярных плоскостях в зависимости от конструктивных параметров ползуна и главного исполнительного механизма и технологических условий нагружения.

Допускаемые усилия на ползуне ограничиваются двумя факторами – прочностью хобота или величиной контактных напряжений в зоне контакта ползуна с направляющими. Очевидно, что достаточную прочность хобота всегда можно обеспечить конструктивными мероприятиями, например, увеличением площади и момента сопротивления поперечного сечения. Анализ конструкций ползунов современных КГШП и ГКМ показывает, что величина суммарного напряжения в опасных сечениях хобота практически не превышает половины допускаемых значений. В тоже время исследователи отмечают увеличенный износ направляющих планок и кромок ползуна [1, 4, 6]. Поэтому расчет диаграммы нецентрального нагружения производят по величине среднего контактного давления $[q]_{cp}$. При этом расчет производится для основных направляющих, предполагая, что в дополнительных направляющих контакт происходит по всей длине направляющей части хобота и площадь контакта значительно превышает площадь контакта в основных направляющих.

В таком случае величина допустимых реакций R_d в основных направляющих по условию ограничения удельного усилия в направляющих определяется по формуле:

$$R_d \leq [q_{cp}] a_k b_{\Sigma}, \quad (1)$$

где $[q_{cp}]$ – среднее допустимое контактное давление в направляющих;

a_k – длина площадки контакта ползуна с направляющими;

b_{Σ} – суммарная ширина направляющих в соответствующей плоскости нагружения.

Прежде всего, необходимо отметить большое разногласие по величине допускаемого контактного давления. Так, в работе [6] принимается, что величина $[q_{cp}]$ не должна превышать 28–35 МПа для чугунных направляющих и 40–60 МПа для бронзовых. В тоже время в работе [5] принимается предельная величина удельного усилия не более 10 МПа. Такой разброс рекомендуемых значений, очевидно, вызван различным определением площади зоны контакта и закона распределения давления по длине зоны. Установлено, что длина зоны контакта при наличии износа торцовых кромок направляющих составляет по различным оценкам от $L_n/6$ до $L_n/9$, где L_n – длина основных направляющих. Распределение давления по длине зоны контакта принимается близким к треугольному [5], параболическому [8] или даже прямоугольному [6]. Если принять треугольный закон распределения нормальных контактных давлений по площадке контакта ползуна и направляющих, а длину зоны контакта равной $L_n/9$ [7], то тогда максимальное контактное давление $[q]_{max}$ равно удвоенному среднему контактному давлению $[q]_{cp}$ и зависимость (1) имеет вид:

$$R_{\partial} \leq \frac{[q_{max}]L_nb_{\Sigma}}{18}. \quad (2)$$

С учетом запаса прочности величину допускаемого максимального удельного усилия $[q]_{max}$ рекомендуется принимать равной 15–20 МПа для чугунных направляющих и 25–40 МПа для бронзовых.

Расчетная схема ползуна, геометрические параметры и уравнения равновесия рассмотрены в работе автора [7]. В работе [10] приведен анализ возможных положений ползуна и распределение реакций в направляющих в момент максимального технологического нагружения в зависимости от геометрических параметров главного исполнительного механизма (ГИМа) и условий нагружения. Характер изменение реакций в контакте ползуна с направляющими необходимо рассматривать отдельно в двух взаимно перпендикулярных плоскостях.

В зависимости от величины смещения нагрузки z контакт ползуна с направляющими может происходить в трех точках одновременно или в двух точках в верхних и нижних направляющих. При смещении нагрузки больше $\pm z_0$ имеет место контакт ползуна с направляющими в трех точках. Хобот ползуна имеет при этом максимальный прогиб и реакция в верхних направляющих R_{z3} остается постоянной. Нижняя реакция в основных направляющих R_{z1} всегда больше верхней R_{z2} , поэтому, подставляя значение допустимой реакции по (2), несложно получить зависимость для определения допустимого усилия на ползуне, которая известна из литературы (обозначения см. [7]):

$$P_{\partial Iz} = \frac{R_{\partial}(L_n - 2k) + R_{z3}[L_{xp} + h_b - k - \mu(B_z - 0,5(B_{ez} + \Delta_{ez}))]}{\mp z}. \quad (3)$$

Знак минус здесь и далее принимается для нагружения влево от центра ползуна, знак плюс – для нагружения вправо. При смещении нагрузки $\pm z_0$ реакция R_{z2} становится равной нулю, и ползун имеет две точки контакта с направляющими – одна точка в нижних и одна точка в верхних направляющих. Реакции R_{z1} и R_{z3} равны друг другу $R_{z11} = R_{z31}$ и при уменьшении z снижаются до нуля в точке геометрического центра ползуна.

Величина z_0 определяется из условия равенства нулю реакции R_{z2} :

$$z_0 = \mp \frac{R_{z3}}{P_n} [L + h - k - \mu(B_z - 0,5(B_{ez} + \Delta_{ez}))]. \quad (4)$$

Допускаемые усилия на ползуне в зоне II_z определяются аналогичным образом:

$$P_{\partial IIz} = P_{IIz}(z) + P_{\partial Iz}(z_0) - P_{IIz}(z_0), \quad (5)$$

где P_{IIz} – функция координаты z , определяемая из выражения:

$$P_{IIz} = \frac{R_{\partial}(L_{xp} + h - k)}{\mp z}, \quad (6)$$

$P_{0Iz}(z_0)$ и $P_{0IIz}(z_0)$ – соответственно значения усилий P_{0Iz} и P_{0IIz} при $z = z_0$.

Необходимо отметить, во-первых, что диаграмма допускаемых усилий в плоскости ZOY симметрична относительно геометрического центра ползуна. Во-вторых, допускаемые усилия в зоне II_z по формуле (5) примерно на порядок превышают номинальное усилие прессы, поэтому достаточно ограничиваться определением допустимых усилий по формуле (1). Наконец, существует единственное неустойчивое положение равновесия при $z = 0$, когда все реакции равны нулю и ползун расположен без перекоса в геометрическом центре.

При нагружении ползуна в плоскости XOY , перпендикулярной оси главного вала, характер распределения реакций более сложный. Распределение реакций в направляющих ползуна КГШП описано в работе [11]. Возможные положения ползуна показаны на рис. 1. В отличие от нагружения в плоскости ZOY здесь имеется постоянная горизонтальная составляющая R_g силы со стороны шатуна P_{AB} , обусловленная особенностями кинематики исполнительного механизма, которая приводит к существенному изменению распределения реакций и положений ползуна. В работах [7, 10] показано, что значительное влияние на величину, направление и соотношение реакций оказывает величина дезаксиала кривошипно-ползунного механизма.

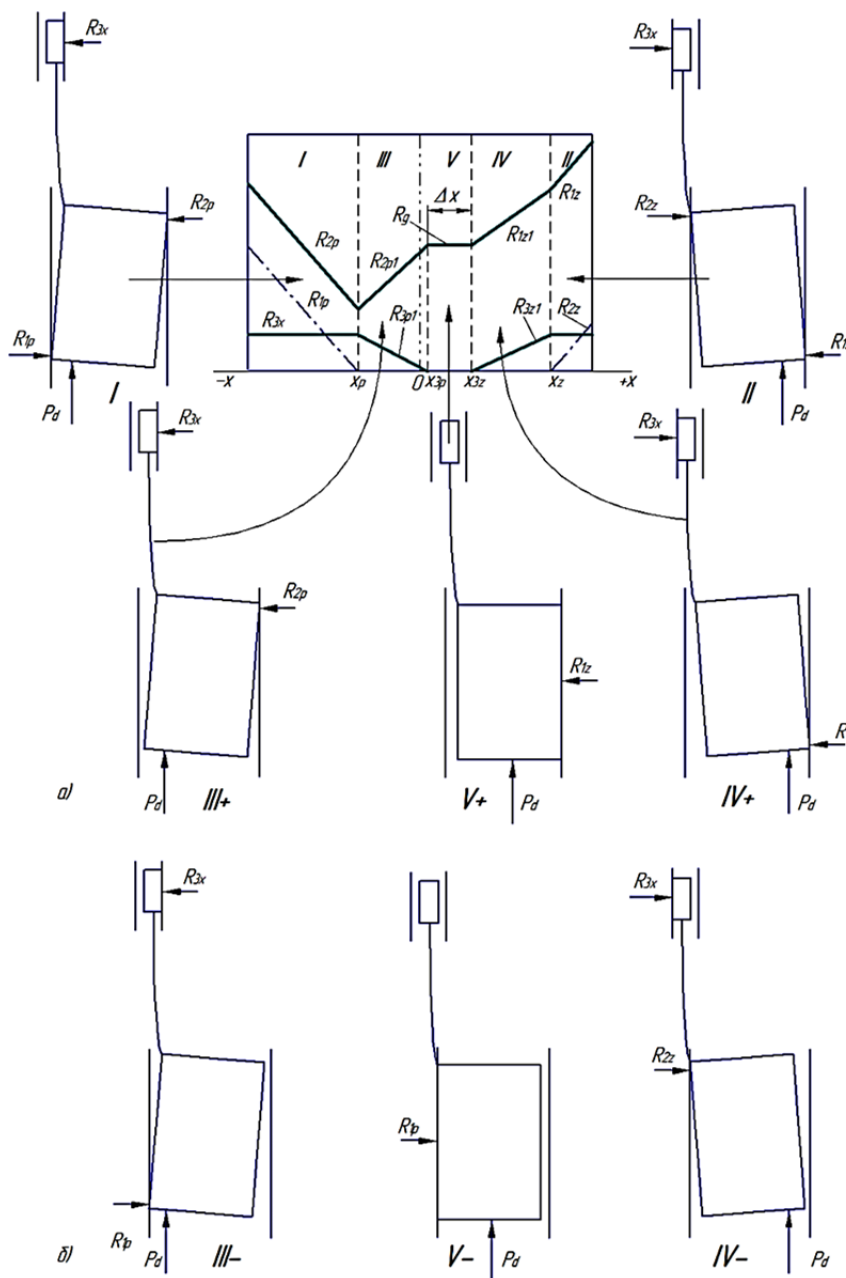


Рис. 1. Возможные положения ползуна при рабочем нагружении

Как и при нагружении в плоскости ZOY при больших смещениях нагрузки (в зонах I и II) ползун имеет три точки контакта с направляющими, хобот ползуна подвергается максимальному прогибу и реакция в верхних направляющих остается постоянной. При положительном дезаксиале и переднем нагружении величина реакции R_{2p} всегда больше реакции R_{1p} , а при заднем нагружении величина реакции R_{1z} всегда больше реакции R_{2z} . При отрицательном дезаксиале наблюдается обратное соотношение. Кроме того, реакции в направляющих при переднем и заднем нагружении значительно отличаются по величине при одинаковой величине смещения нагрузки. Учитывая, что для исполнительных механизмов прессов для горячей штамповки (КГШП, ГКМ) всегда рекомендуется положительный дезаксиал, в дальнейшем рассматривается только вариант исполнительного механизма, в котором $\beta + \gamma \geq 0$.

Подставляя значение допустимой реакции в нижних направляющих по (2) можно определить выражение для расчета допустимого усилия на ползуне по условию обеспечения заданного максимального давления в зонах I и II :

$$P_{\partial I} = \frac{R_{\partial}(L_n - 2k) - P_u(\tan(\beta + \gamma)A_2 + x_u) + G_p(\tan(\beta + \gamma)A_2 + x_g) - R_{3x}(L_n - L_{xp} - h - k)}{\tan(\beta + \gamma)A_2 + x}; \quad (7)$$

$$P_{\partial II} = \frac{R_{\partial}(L_n - 2k) + P_u(\tan(\beta + \gamma)A_1 - x_u) - G_p(\tan(\beta + \gamma)A_1 - x_g) - R_{3x}(L_{xp} + h - k)}{\tan(\beta + \gamma)A_1 + x}. \quad (8)$$

При смещении нагрузки на величину x_{1p} или x_{2z} одна из реакций в нижних направляющих становится равной нулю и при дальнейшем уменьшении смещения прогиб хобота начинает снижаться, что приводит к снижению реакции в верхних направляющих (зоны III и IV). Одновременно с уменьшением прогиба хобота начинается выравнивание ползуна и постепенно возрастает длина зоны контакта ползуна с направляющими. Если в зонах I и II она составляла, как указано ранее, примерно $L_n/9$, то теперь она составляет не менее $L_n/3 \dots L_n/5$. Наконец, при смещении x_{3p} или x_{3z} прогиб полностью исчезает, реакция R_{3x} становится равной нулю, и ползун остается полностью прижатым к одной из нижних направляющих. Если принять, что по мере выравнивания ползуна длина зоны контакта увеличивается с $L_n/9$ до $L_n/4$ по линейному закону, то тогда допустимое усилие должно определяться по формуле:

$$\text{– зона III:} \quad R_{\partial III} = R_{\partial} \left(1 + \frac{x - x_{1p}}{x_{3p} - x_{1p}} \right); \quad (9)$$

$$\text{– зона IV:} \quad R_{\partial IV} = R_{\partial} \left(1 + \frac{x - x_{2z}}{x_{3z} - x_{2z}} \right). \quad (10)$$

– в плоскости XOY :

а) при $\beta + \gamma \geq 0$; б) при $\beta + \gamma < 0$.

Таким образом, допустимое усилие на ползуне при нагружении в зоне III или IV определяется по формулам:

$$\text{– зона III:} \quad P_{\partial III} = P_{III}(x) + P_{\partial I}(x_p) - P_{III}(x_p); \quad (11)$$

$$\text{– зона IV:} \quad P_{\partial IV} = P_{IV}(x) + P_{\partial II}(x_p) - P_{IV}(x_z); \quad (12)$$

где P_{III} , P_{IV} – соответственно функции координаты x , определяемые по формулам:

$$P_{III} = \frac{R_{\partial III}(L_{xp} - L_n + h + k) - P_u(\tan(\beta + \gamma)A_3 + x_u) + G_p(\tan(\beta + \gamma)A_3 + x_g)}{\tan(\beta + \gamma)A_3 + x}; \quad (13)$$

$$P_{IV} = \frac{R_{\partial IV}(L_{xp} + h = k) - P_u(\tan(\beta + \gamma)A_3 + x_u) + G_p(\tan(\beta + \gamma)A_3 + x_g)}{\tan(\beta + \gamma)A_3 + x}. \quad (14)$$

Примерная диаграмма внецентренных нагрузок на ползуне КГШП имеет вид, показанный на рис. 2. В зонах III и IV график допустимых усилий отклоняется от предыдущих кривых ab' и cd' и допустимое усилие становится меньше, чем при условии существования всех трех реакций. В точках b и d , соответствующих координатам x_{3p+} и x_{3z+} ползун полностью прижимается к одной из направляющих. Вследствие увеличения площади контакта величина удельного контактного усилия в зоне V скачкообразно снижается на один-два порядка. Поэтому можно принимать, что в зоне V допустимое усилие на ползуне превышает номинальное усилие прессы и тогда ширина зоны Δx_H является шириной *зоны номинального усилия (ЗНУ)*.

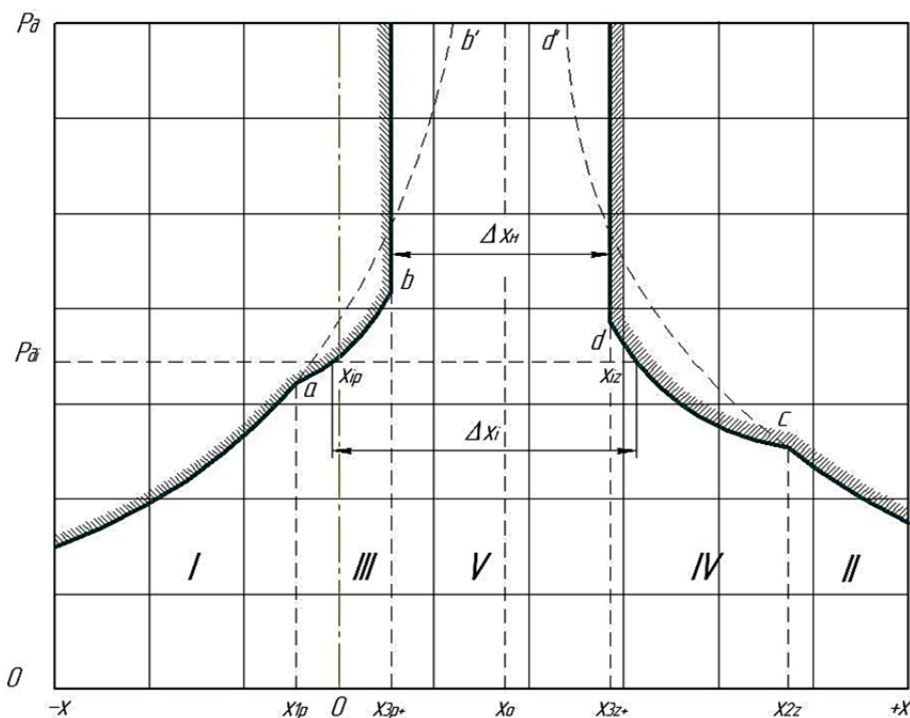


Рис. 2. Построение диаграммы не центральных нагрузок ползуна КГШП в плоскости XOY

Ширина зоны номинального усилия определяется координатами величины смещения x при равенстве нулю реакции в верхних направляющих и совпадает с зоной устойчивого положения ползуна [10]:

$$\Delta x_H = \begin{cases} x_{3x+} - x_{3p+}, & \beta + \gamma \geq 0; \\ x_{3z-} - x_{3p-}, & \beta + \gamma \leq 0, \end{cases} \quad (15)$$

где

$$\begin{aligned} x_{3p+} &= [G_p(x_g + A_2 \tan(\beta + \gamma)) - P_u(x_u + A_2 \tan(\beta + \gamma)) - P_H A_2 \tan(\beta + \gamma)] / P_d; \\ x_{3z+} &= [G_p(x_g - A_1 \tan(\beta + \gamma)) - P_u(x_u - A_1 \tan(\beta + \gamma)) + P_H A_1 \tan(\beta + \gamma)] / P_d; \\ x_{3p-} &= [G_p(x_g - A_1 \tan(\beta + \gamma)) - P_u(x_u - A_1 \tan(\beta + \gamma)) + P_H A_1 \tan(\beta + \gamma)] / P_d; \\ x_{3z-} &= [G_p(x_g + A_2 \tan(\beta + \gamma)) - P_u(x_u + A_2 \tan(\beta + \gamma)) - P_H A_2 \tan(\beta + \gamma)] / P_d. \end{aligned}$$

Важно отметить, что середина зоны номинального усилия не совпадает с геометрическим центром ползуна. Величина смещения x_0 середины ЗНУ определяется из условия:

$$x_0 = \begin{cases} \Delta x_H / 2 + x_{3p+}, & \beta + \gamma \geq 0; \\ \Delta x_H / 2 + x_{3p-}, & \beta + \gamma \leq 0. \end{cases} \quad (16)$$

Ширина и направление смещения ЗНУ существенно зависят от величины дезаксиала ГИМа. При увеличении абсолютного значения степени дезаксиала происходит постоянное увеличение ширины ЗНУ и ее смещение относительно центра ползуна (рис. 3). При этом всегда имеется значение степени дезаксиала $\varepsilon_0 < 0$, при которой ширина зоны равна нулю. В [7] показано, что это значение степени дезаксиала соответствует положению механизма, при котором равнодействующая усилия по шатуну занимает вертикальное положение.

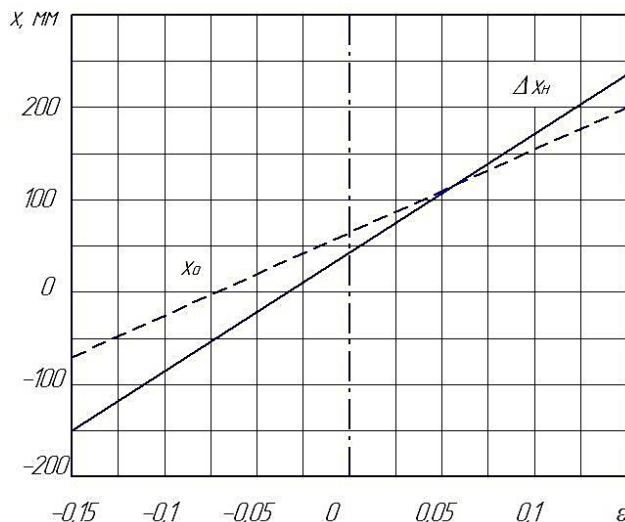


Рис. 3. Зависимость параметров зоны номинального усилия от степени дезаксиала ГИМа

Из рис. 3 следует одно очевидное преимущество дезаксиального механизма. Так, при прочих равных условиях, увеличение степени дезаксиала ε до значений $+(0,05-0,2)$ приводит к значительному увеличению ширины ЗНУ и устойчивости ползуна при расположении окончательном перехода штамповки V .

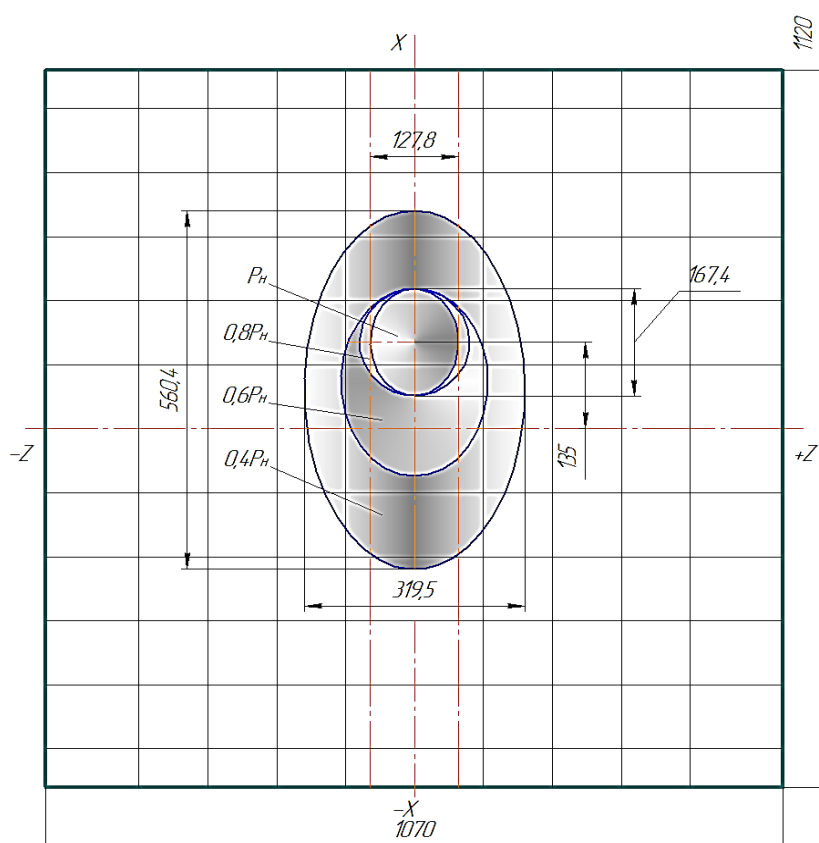


Рис. 4. Диаграмма внецентренного нагружения ползуна КГШП номинальным усилием 26 МН

Рассматривая нагружение ползуна в двух взаимно перпендикулярных плоскостях, целесообразно определить совмещенную диаграмму внецентренного нагружения ползуна. Если принять предположение, что технологическая нагрузка может одновременно смещаться вдоль оси X и оси Z , зону допустимых нагрузок можно определить как эллипс, полуоси которого равны границам зоны допускаемых усилий в плоскости ZOY и плоскости XOY . В плоскости ZOY эллипс расположен симметрично, а смещение центра эллипса по оси X определяется из условия (16). Совмещенная диаграмма допустимых нецентральных усилий на ползуна КГШП номинальным усилие $P_n = 25$ МН представлена на рис. 4. Области, в которых допускается усилие соответственно $0,8P_n$, $0,6P_n$ и $0,4P_n$ на рисунке показаны соответствующими эллипсами.

ВЫВОДЫ

Представлена уточненная методика расчета диаграммы внецентренного нагружения ползуна кривошипных прессов с дополнительными направляющими.

Совместная диаграмма допускаемых внецентренных нагрузок позволяет установить область рационального расположения штамповочных переходов без опасности перегрузки направляющих ползуна.

С целью увеличения устойчивости ползуна и ширины $ZHУ$ исполнительный механизм кривошипных прессов для горячей штамповки необходимо выполнять с положительным дезаксиалом. Рекомендуемая степень дезаксиала составляет 0,07–0,15.

Для увеличения устойчивости ползуна и снижение нагрузки на направляющие, штамповочные переходы, особенно последний, необходимо смещать в плоскости XOY по направлению дезаксиала в центр зоны номинальных усилий.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гириш И. И. Диаграмма допускаемого внецентренного нагружения горизонтально-ковочной машины / И. И. Гириш // *Вестник машиностроения*. – 1957. – № 7. – С. 36–44.
2. Кожевников В. Я. Горизонтально-ковочные машины / В. Я. Кожевников, И. Г. Ксенжук, И. И. Худяков. – М.: Машигиз, 1960. – 240 с.
3. Залесский В. И. Оборудование кузнечно-прессовых цехов / В. И. Залесский. – М.: Высшая школа, 1973. – 630 с.
4. Месяц В. Г. Уточненный метод определения границ допустимого эксцентричного нагружения кривошипных горячештамповочных прессов / В. Г. Месяц, В. Н. Горожанкин, В. Н. Тынянов // *Кузнечно-штамповочное производство*. – 1986. – № 11. – С. 8–10.
5. Игнатов А. А. Кривошипные горячештамповочные прессы / А. А. Игнатов, Т. А. Игнатова. – М.: Машиностроение, 1974. – 352 с.
6. 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.
7. Явтушенко А. В. К расчету ползунов однокривошипных прессов с дополнительными направляющими / А. В. Явтушенко // *Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля*. – Луганськ: СНУ, 2012. – № 13 (184), частина 1. – С. 42–51.
8. Власов В. И. Особенности конструирования ползунов вертикальных однокривошипных прессов / В. И. Власов, В. Г. Рябов // *Кузнечно-штамповочное производство*. – 1975. – № 9. – С. 28–31.
9. Явтушенко А. В. Силовые условия устойчивости ползуна кривошипного прессы с дополнительными направляющими / А. В. Явтушенко // *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*: зб. наук. пр. – Х.: НТУ «ХПІ», 2012. – № 66 (972). – С. 3–10. – (Серія «Нові рішення в сучасних технологіях»).

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

ЗНТУ – Запорожский национальный технический университет, г. Запорожье.

E-mail: ayav2008@yandex.ru.