

УДК 621.777.4.073.001.8

Мирошниченко С. В.  
Сынков В. Г.**МЕТОДИКА ПРОЕКТИРОВАНИЯ ШТАМПОВ ДЛЯ ПРЕССОВАНИЯ ПОРОШКОВ И ХОЛОДНОГО ВЫДАВЛИВАНИЯ ПРУТКОВ**

При проектировании оборудования для реализации процессов формо- и структурообразования главной проблемой является обеспечение стойкости деформирующего блока. Повышение долговечности инструмента возможно при выборе оптимальных конструктивных параметров инструмента и очага деформации и при создании наиболее благоприятной схемы напряженного состояния наиболее нагруженных зон за счет бандажирования.

В процессе прессования заготовок изделий из порошков и при выдавливании прутков зона нагружения штампа локализуется на участках, длина  $H_L$  которых существенно меньше длины штампа  $L$ . Очень часто это приводит к несоответствию реального напряженно-деформированного состояния (НДС) инструмента результатам расчетов, базирующихся на модели плоской деформации полых цилиндров [1, 2]. Кроме того, использование этой модели для прогноза предельного состояния поверхности рабочего канала [3] при выборе оптимальной величины давления бандажирования  $P_2$  также приводит к ошибкам вычисления оптимальных натягов и оптимальных геометрических размеров элементов штампа [4], что способствует их быстрому выходу из строя (менее 300 нагружений при давлениях 1000–1200 МПа).

Попытки аналитически связать параметры очага деформации и геометрические размеры штампа с компонентами его напряженно-деформированного состояния встречают большие математические трудности [5], что исключает возможности введения поправок в известные расчетные выражения, полученные на основе модели плоской деформации [3]. Поэтому необходимо предпринять попытку решить эту задачу с помощью численного многофакторного эксперимента, а именно, построить математическую модель зависимости главных напряжений, их интенсивности на поверхности рабочего канала штампа от силовых параметров прессования и геометрических параметров узла, оценить возможность построения на ее основе расчетных инженерных соотношений или использовать эти результаты в качестве базы для вычисления поправок в известные выражения [3].

Целью работы является создание базы для расчета предельного состояния узла, учитывающего комплексный механизм влияния силовых параметров прессования и геометрических параметров узла на напряженное состояние наиболее опасного сечения штампа.

Численный анализ [4] показал, что при осесимметричной нагрузке однослойных штампов на части длины рабочего канала равномерно распределенным внутренним давлением  $P_1$  в подавляющем числе вариантов максимальным главным напряжением  $\sigma_1$  является окружное  $\sigma_{r1}$ .

Математическую модель для оценки степени влияния каждого из исследуемых параметров приложения нагрузки и геометрии штампа на параметр построим на основании результатов расчета методом конечных элементов (МКЭ).

Введем нормированные параметры, характеризующие геометрию очага деформации и геометрические параметры штампа (рис. 1):

- коэффициент толстостенности элементов штампа:  $m = d_3/d_1$ ;  $m_1 = d_2/d_1$ ;  $m_2 = d_3/d_2$ , где  $d_1$ ,  $d_2$ ,  $d_3$  – внутренний, промежуточный и наружный диаметры штампа соответственно;
- относительная высота зоны нагрузки:  $h_{L,1} = H_{L,1}/L$ ;  $h_{L,2} = H_{L,2}/L$ ;
- расстояние от торца штампа до начала зоны нагружения:  $h_{0,1} = H_{0,1}/L$ ;  $h_{0,2} = H_{0,2}/L$ ;
- относительная длина штампа:  $l = L/D$ , где  $L$ ,  $D$  – длина и наружный диаметр штампа соответственно.

В расчете приняты следующие базовые параметры:  $L = 120$  мм,  $d_1 = 30; 60; 90$  мм,  $m_1 = m_2 = 1,6; 2,4; h_{L,1} = h_{L,2} = 0,125; 0,25; 0,375; 0,5; h_{0,1} = h_{0,2} = 0; 0,125; 0,25; 0,375; l = 0,555; 0,835; 1,25; 1,67; 2,5$ . Программа численного эксперимента при нагрузке  $P_1 = 1$  МПа включала 44 варианта расчета величины  $\sigma_{\tau 1}^{P_1}$ .

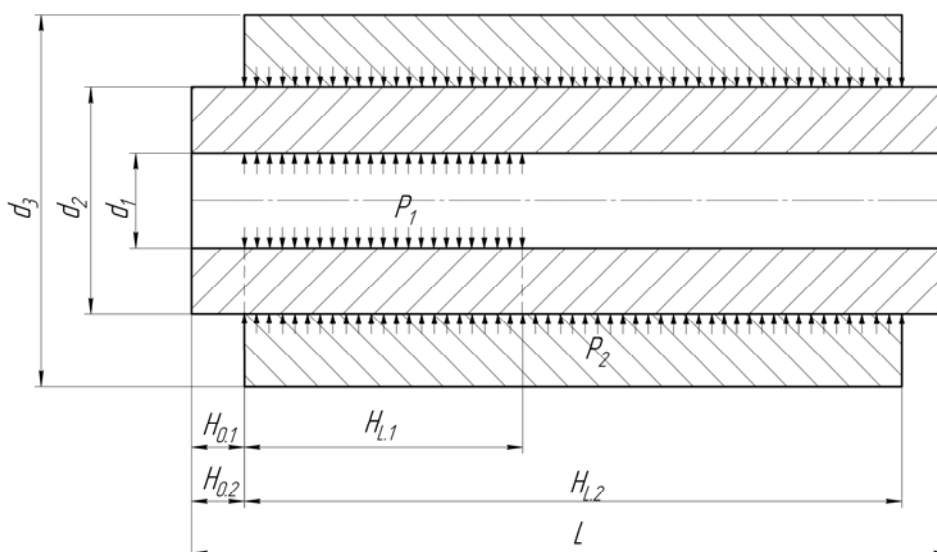


Рис. 1. Расчетная модель штампа

С использованием методов статистической обработки данных получено уравнение линейной множественной регрессии и проведена серия необходимых проверок для подтверждения ее статистической значимости, что позволило выделить среди 15 ее членов только те коэффициенты, существенность которых определена с помощью  $\check{T}$  – функции, подчиненной критерию Стьюдента [6] (уровень значимости  $\alpha = 0,05$ , число степеней свободы  $n = 42$ ). Уравнение математической модели получено в следующем виде:

$$\sigma_{\tau 1}^{P_1} = 1,68 - 0,93h_0 + 2,24h_L - 0,7m + 0,37l. \quad (1)$$

Параметры регрессионной статистики следующие: коэффициент детерминации  $R^2 = 0,89$ ; стандартная ошибка  $S = 0,2$ ; расчетное значение  $F$  – критерия Фишера  $F_p = 79,9$  (при  $F_{кр,\alpha} = 2,61$ ). Расчет по уравнению (1) можно использовать для вычисления  $\sigma_{\tau 1}^{P_1}$  при любых рабочих нагрузках, не выходящих за границы упругого режима эксплуатации узла. Необходимо отметить, что полученную модель корректно применять только внутри диапазона значений факторов, участвующих в эксперименте. По нашему мнению указанными диапазонами перекрывается большая часть типоразмеров штампов, применяемых в производстве прессовок из порошка или при выдавливании компактных прутков.

Программа вычисления окружного напряжения  $\sigma_{\tau 2}^{P_2}$  от действия нагрузки бандажирования  $P_2$  включала 44 опыта; в результате статистической обработки построена математическая модель в следующем виде:

$$\sigma_{\tau 1}^{P_2} = -1,67 + 1,5h_0 - 3,16h_L + 0,7m - 0,66l. \quad (2)$$

Параметры регрессионной статистики  $R^2 = 0,89$ ,  $S = 0,29$  и  $F_p = 77,5$  подтверждают достаточно высокую адекватность построенного уравнения.

Величину поправок  $a_i$  для пересчета значений главных максимальных напряжений  $\sigma_{\tau i}$ , полученных по моделям плоской деформации [3] в соответствующие их значения при осесимметричной нагрузке вычисляли по соотношениям:

$$a_1 = \frac{\sigma_{\tau 1}^{P_1 MKЭ}}{k_1 P_1}; \quad a_2 = \frac{\sigma_{\tau 1}^{P_2 MKЭ}}{k_2 P_2}; \quad a_3 = \frac{\sigma_{\tau 1}^{P_1, P_2 MKЭ}}{(k_1 P_1 + k_2 P_2)}, \quad (3)$$

где  $a_1, a_2, a_3$  – значения поправок при нагрузках  $P_1, P_2$  и  $P_1+P_2$  соответственно (рис. 1);

$\sigma_{\tau 1}^{P_1 MKЭ}, \sigma_{\tau 1}^{P_2 MKЭ}, \sigma_{\tau 1}^{P_1, P_2 MKЭ}$  – значения окружных напряжений, полученные МКЭ при нагрузках  $P_1, P_2, P_1+P_2$  соответственно;

$k_1, k_2$  – коэффициенты при  $P_1$  и  $P_2$  в модели плоской деформации:

$$k_1 = \frac{(m+1)}{(m-1)}, \quad k_2 = \frac{(m+1)}{(m-1)}, \quad k_3 = \frac{2m}{(m-1)}, \quad (4)$$

где  $m = m_1^2$  – коэффициенты толстостенности штампа и его внутреннего слоя соответственно. Для упрощения вычислений принято (согласно А. В. Гадолину) распределение коэффициентов толстостенности слоев  $m_1 = m_2$  при равенстве допускаемых напряжений в слоях штампа.

Анализ показал, что поправки  $a_1$  и  $a_2$  мало отличаются друг от друга; значения поправок  $a_1$  для некоторых вариантов нагружения штампа приведены на рис. 2.

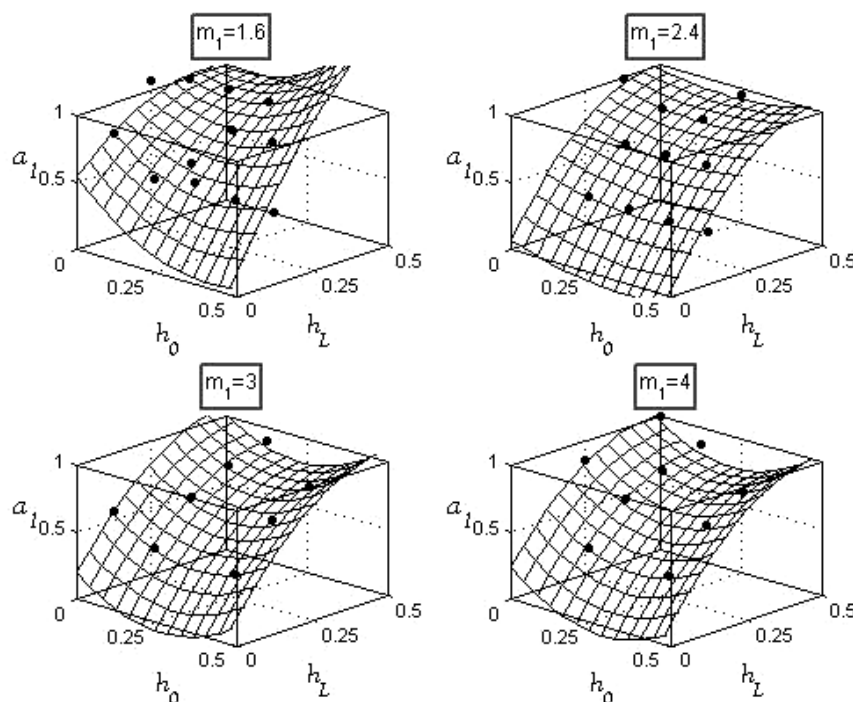


Рис. 2. Значения поправок  $a_1$  в выражении для максимального окружного напряжения  $\sigma_{\tau l}$ , полученного по модели плоской деформации [3]

С помощью суперпозиции уравнений (1) и (2) можно осуществить оптимизацию параметров бандажирования  $P_2 = f(P_1, h_{L,1}, h_{0,1}, h_{L,2}, h_{0,2}, m, l)$  с ориентацией на минимальный вес узла или его оптимальную конструкцию.

При совместном действии рабочей  $P_1$  и бандажирующей  $P_2$  нагрузок зависимость максимального значения интенсивности напряжений  $\sigma_{i,l}$  на поверхности рабочего канала представлена на рис. 3.

Получены зависимости  $\sigma_{i,l} = f(P_2)$  для вариантов нагружения модели штампа давлением бандажирования на участках  $h_L = 0,25$  и  $h_0 = 0,375$  при значениях толстостенности внутреннего слоя:

$$m_1 = 2,4 - \sigma_{i,l} = 199,4 - 2,9P_2 + 0,02P_2^2 \quad \text{и} \quad m_1 = 1,6 - \sigma_{i,l} = 386,5 - 7,6P_2 + 0,05P_2^2.$$

Анализ полученного распределения значений интенсивности напряжений  $\sigma_{i,1}$  на поверхности рабочего канала в зависимости от параметров бандажирования показывает, что увеличение толстостенности внутреннего слоя штампа сглаживает фактор оптимальности бандажирования, т. е. с небольшими погрешностями расширяет ее до значений  $P_2 = 50 \div 80$  МПа.

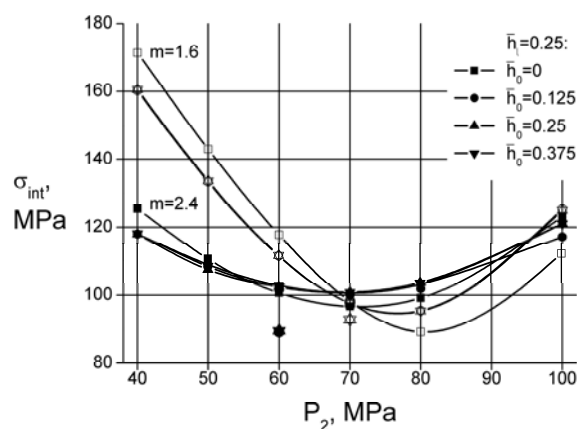


Рис. 3. Влияние величины давления бандажирования  $P_2$  на максимальное значение интенсивности напряжений  $\sigma_{i,1}$  на поверхности рабочего канала

### ВЫВОДЫ

В выражения для определения главных напряжений модели плоской деформации предложено вводить поправочные коэффициенты, учитывающие осесимметричный характер нагружения, что позволяет создать инженерную методику расчета двухслойных штампов, нагруженных на части длины, с учетом их геометрических параметров и параметров участка нагружения. Предложенные поправки позволяют повысить несущую способность штампа в 1,2–2 раза.

Установлены оптимальные параметры бандажированных штампов, учитывающих геометрические параметры штампа и очага деформации.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Евстратов В. А. Основы технологии выдавливания и конструирования штампов / В. А. Евстратов. – Харьков: Выща школа, 1987. – 144 с.
2. Ганаго О. А. Расчет и оптимизация конструкций осесимметричных матриц для холодной штамповки / О. А. Ганаго, В. Л. Марченко, В. В. Ковтун // Кузнечно-штамповочное производство. – 1985. – № 9. – С. 21–24.
3. Мирошниченко С. В. Предельное состояние камер высокого давления / С. В. Мирошниченко, В. Г. Сынков, А. А. Лебедев // Проблемы прочности. – 2002. – № 4. – С. 32–38.
4. Мирошниченко С. В. Численно-экспериментальная методика исследования напряженно-деформированного состояния моделей штампа / С. В. Мирошниченко // Физика и техника высоких давлений. – 2009. – Т. 19. – № 3. – С. 125–130.
5. Прочность, устойчивость, колебания: справочник. В 3 т. Т. 2 / И. А. Бергер, Я. Г. Пановко. – М.: Машиностроение, 1968. – 464 с.
6. Шторм Р. Теория вероятностей, математическая статистика, статистический контроль качества / Р. Шторм. – М.: Мир, 1970. – 422 с.

Мирошниченко С. В. – мл. науч. сотрудник ДонФТИ НАН Украины;

Сынков В. Г. – д-р техн. наук, зам. дир. по науч. работе ИФГП НАН Украины.

ДонФТИ НАН Украины – Донецкий физико-технический институт им. А. А. Галкина Национальной академии наук Украины, г. Донецк;

ИФГП НАН Украины – Институт физики горных процессов Национальной академии наук Украины, г. Донецк.

E-mail: vasyn41@mail.ru