

АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИОННЫХ ПРИНЦИПОВ АППАРАТОВ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ С ПРОФИЛИРОВАННЫМИ НАКОВАЛЬНЯМИ

Николаев Николай Александрович

Старший научный сотрудник ИФВД РАН, г. Москва,

г. Троицк

Важнейшим конструкционным принципом, позволяющим достигать в центральном объеме камер с профилированными наковальнями таких значений давления, которые значительно превышают значение предела текучести материала наковален на простое сжатие, является принцип массивной поддержки. Впервые этот принцип был использован П. Бриджменом [1] в конических наковальнях с плоскими торцами для получения давления порядка 10 ГПа в прокладке (гasketке) между пуансонами, выполненных из твердого сплава. Схема конструкции аппарата такого типа представлена на рис. 1. (Камеры, у которых обращенные друг к другу поверхности пуансонов не являются плоскими принято называть аппаратами высокого давления с профилированными наковальнями.)

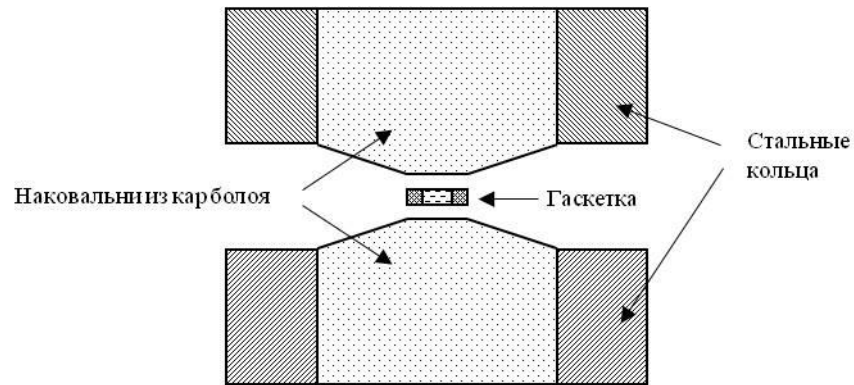


Рис. 1. Накováльни П. Бриджмена. (Рисунок взят из статьи Ф. Банди, приведенной в [2, стр. 24].)

Чисто геометрически принцип массивной поддержки заключается в ограничении площади нагружаемой поверхности наковален, которая должна быть в несколько раз меньше площади поперечного сечения тела наковален.

Второй конструктивный принцип наковален П. Бриджмена – это принцип предварительных напряжений, который осуществляется боковой поддержкой твердосплавных пуансонов с помощью их запрессовки в стальные кольца. Оценим эффективность применения этих принципов.

С точки зрения теории пластичности принцип массивной поддержки означает переход от линейного напряженного состояния тела, которому оно подвергается при испытаниях на простое сжатие или простое растяжение с приведенным тензором напряжений

$$\begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_3 \end{bmatrix} \text{ или } \begin{bmatrix} \sigma_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix},$$

соответственно, к объемному напряженному состоянию в теле пуансона с приведенным тензором

$$\begin{bmatrix} \sigma_1 & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_2 & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_3 \end{bmatrix}.$$

Здесь σ_1 , σ_2 и σ_3 – главные напряжения, для различных точек тела они могут быть различными. При этом, поскольку в соответствии с энергетическим условием пластичности Губера-Мизиса переход напряженного тела (точек тела) от упругого состояния к пластическому состоянию происходит тогда, когда интенсивность напряжений в точках тела или его областях становится равной напряжению текучести линейного напряженного состояния σ_s , то есть, при

$$\frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} = \sigma_s,$$

то абсолютные значения главных напряжений σ_1 , σ_2 и σ_3 в теле пуансона и на его нагруженной поверхности могут значительно превышать напряжение текучести материала σ_s . Действительно, например, прибавление к любому напряженному состоянию тела в каждой его точке отрицательного или положительного шарового тензора

$$\begin{bmatrix} \sigma_0 & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_0 & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_0 \end{bmatrix}$$

совершенно не меняет подкоренное выражение в условии пластичности, так как само оно предполагает, что гидростатическое давление не может изменить форму тела и переводить его в пластическое состояние.

Графически переход от простого линейного сжатия тела (когда $\sigma_1 = 0$ и $\sigma_2 = 0$) к его сжатию с увеличивающейся массивной поддержкой (когда уже $\sigma_1 \neq 0$ и $\sigma_2 \neq 0$) при осевом нагружении некой площадки можно изобразить следующим образом: рис. 2 а) – з).

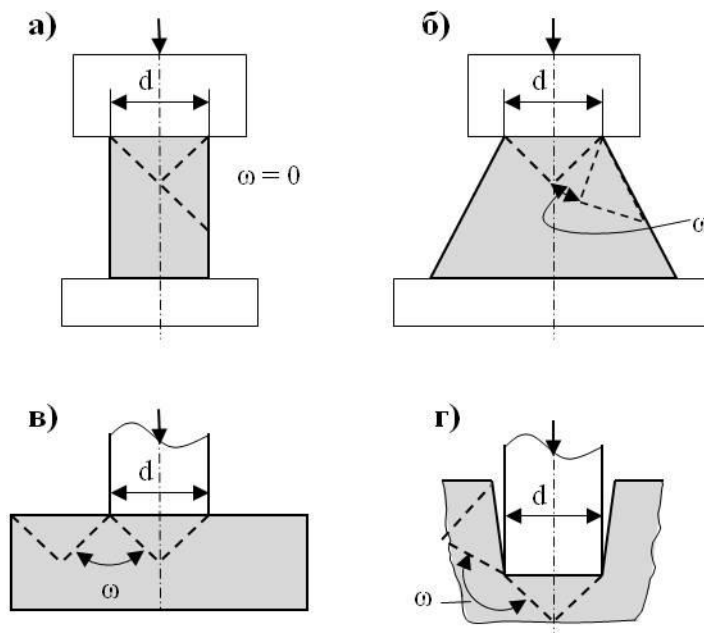


Рис. 2. Схемы пластически деформируемых заготовок с увеличивающейся массивной поддержкой площадки нагружения при переходе от варианта а) к варианту з). Штриховыми линиями частично обозначены линии скольжения из сетки поля линий скольжения; ω – угол поворота линий скольжения, d – ширина площадки.

При переходе от рис. 2 а) к рис. 2 з) массивная поддержка площадки нагружения (шириной d) увеличивается. Приведенные варианты нагружения рассматриваются в теории обработки металлов давлением, например, в монографии [3]. Случаи а) и б) относятся к операции осадки простой цилиндрической заготовки, а случаи в) и з) – к начальной и конечной стадиям операции прошивки листовой заготовки. Инженерные методы определения среднего контактного давления или удельного усилия, необходимого для начала пластического деформирования заготовки сводятся к первоначальному рассмотрению плоской задачи (заготовка имеет неограниченную длину перпендикулярно плоскости чертежа), решение которой является приближением для осесимметричного случая. С помощью метода линий скольжения можно показать [3], что удельное усилие деформирования в представленных случаях линейным образом зависит от угла ω , угла поворота линий скольжения:

$$p = \sigma_s(1 + \omega).$$

Вариант рис. 2 з) дает максимальную массивную поддержку, для которой

$$p \approx \sigma_s(1 + \pi) \approx 4\sigma_s.$$

Вариант рис. 2 в) является предельным случаем нагружения площадок противоположно направленных друг против друга пуансонов камеры высокого давления и для этого варианта

$$p = \sigma_s(1 + \pi/2) \approx 2,6\sigma_s.$$

По существу, этот вариант с максимальной массивной поддержкой центральной площадки нагружения используется в конструкции наковален Л.Г. Хвостанцева, Л.Ф. Верещагина и А.П. Новикова [4], схематически представленной на рис. 3. В конструкции площадка нагружения на плоских твердосплавных цилиндрических вставках выделена концентрическими выемками и может быть несколько приподнятой. При большой начальной высоте гasketки во время сближения пуансонов выемки могут частично или полностью на конечной стадии подъема давления заполняться излишками вытесняемого из-под наковален материала прокладки.

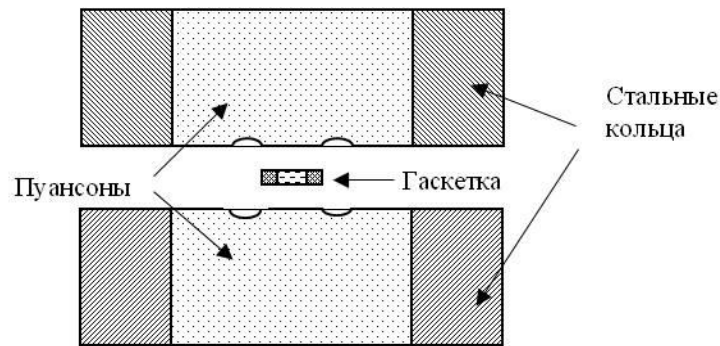


Рис. 3. Наковальни Л.Г. Хвостанцева, Л.Ф. Верещагина и А.П. Новикова.

Принимая формулу $p \approx 2,6 \sigma_s$ для оценки получаемых давлений, мы можем сделать вывод, что использование в полной мере принципа массивной поддержки на пуансонах из твердого сплава с напряжением текучести на сжатие, например, $\sigma_s \approx 4$ ГПа дает возможность получать (без пластической деформации пуансонов) среднее контактное давление на малой площадке нагружения $p \approx 10$ ГПа. Заметим, что марки наилучших твердых сплавов обладают и более высоким пределом текучести на сжатие, который может достигать 5,8 ГПа [5].

Эффективность боковой или радиальной поддержки тела пуансона камеры высокого давления в первую очередь следует оценивать по эффективности предохранения пуансонов от их хрупкого разрушения под осевой нагрузкой. Относительно невысокие контактные давления, действующие на боковую поверхность пуансонов, могут в значительной мере скомпенсировать или полностью исключить положительные растягивающие окружные деформации тела пуансона, дают возможность в полной мере использовать прочностные свойства твердого сплава на сжатие.

Рассмотрим схему нагружения цилиндрической вставки, изображенной на рис. 4, и определим, какое боковое контактное давление обращает в нуль значение окружной деформации в теле пуансона при его равномерном осевом нагружении.

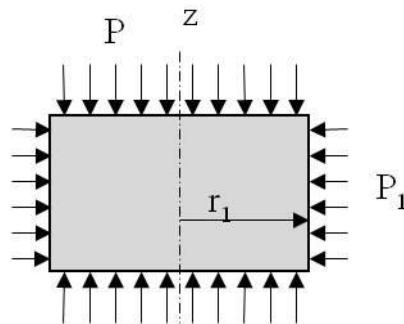


Рис. 4. Схематическое изображение цилиндрической вставки, испытывающей осевую и боковую нагрузки. r_1 – радиус вставки, P и P_1 – соответственно, осевое и радиальное контактное давление.

В цилиндрической системе координат $r\theta z$ главные напряжения, действующие в теле вставки, будут выражаться следующим образом: $\sigma_z = -P$, $\sigma_r = -P_1$, $\sigma_\theta = \sigma_r = -P_1$. Тогда из обобщенного закона Гука следует, что окружная деформация ε_θ ,

$$\varepsilon_\theta = \frac{1}{E_0} [\sigma_\theta - \nu_0(\sigma_r + \sigma_z)],$$

будет обращаться в нуль при следующем соотношении между P и P_1 :

$$P_1 = \frac{\nu_0}{1-\nu_0} P,$$

где ν_0 – коэффициент Пуассона и E_0 – модуль упругости материала вставки. Если принять для твердого сплава $\nu_0 = 0,21$, то значение поддерживающего контактного давления будет равно: $P_1 \approx 0,25 P$. Для пуансонов при среднем контактном давлении $P = 4$ ГПа, действующим на его торцевые поверхности, можно принять, что контактное давление боковой поддержки P_1 должно составлять, примерно, 1 ГПа. Полученное значение P_1 является оценочным при выборе материала поддерживающих стальных колец и их числа в многослойной системе.

Отметим, что в отсутствие торцевой нагрузки на пуансон его аксиальная деформация, ε_z , вызванная действием только поддерживающего контактного давления стальных колец, не должна превышать допустимой величины. Например, для вставки из твердого сплава марки ВК8, типичная критическая величина положительной деформации растяжения составляет $\sim 0,3\%$. В нашем случае при $\sigma_z = 0$ ($P_0 = 0$)

$$\varepsilon_z = \frac{1}{E_0} [\sigma_z - \nu_0(\sigma_r + \sigma_\theta)] = \frac{2\nu_0}{E_0} P_1.$$

Подставляя для твердого сплава значения $\nu_0 = 0,21$, $E_0 = 620$ ГПа и $P_1 = 1$ ГПа, получаем, что $\varepsilon_z \approx 0,07\%$. Полученное значение ε_z не превосходит допустимой величины.

Заметим также, что боковая поддержка пуансонов позволяет увеличить их торцевую удельную нагрузку на величину поддерживающего контактного давления без изменения критерия пластичности (как бы добавить осевое напряжение до дополнительного гидростатического тензора). Это приводит к тому, что в формуле оценки среднего контактного давления, приводящего к пластической деформации материал пуансонов в варианте рассмотрения массивной поддержки с $\omega = \pi/2$ (рис. 2 в)), может быть добавлен аддитивный член, равный контактному давлению поддержки:

$$p \approx \sigma_s \left(1 + \frac{\pi}{2}\right) + P_1.$$

Окончательно мы получаем, что принципиальные возможности аппаратов высокого давления с профилированными наковальнями при генерации давлений на малых торцевых площадках пуансонов ограничены диапазоном до 11 ГПа (при использовании матриц, изготовленных из твердого сплава с пределом текучести на сжатие 4 ГПа).

Заметим, что ряд технологических задач, в частности осуществление синтеза алмаза, не требуют получения столь высокого предельного давления в реакционном объеме камеры высокого давления. Это позволяет применять в технологиях синтеза сверхтвердых материалов (алмаза или кубического нитрида бора) такие типы аппаратов высокого давления как «белт» или многопуансонные кубические аппараты, в которых массивная поддержка нагружаемых элементов конструкций принципиально меньше. К тому же можно согласиться с автором недавно опубликованной статьи [6] (в которой описывается история синтеза алмаза), что по сравнению с устройством высокого давления «чечевица», которое легло в основу промышленного производства алмазов в СССР, вышеуказанные аппараты представляются «монстрообразными». Устройство, получившее название «чечевица» по форме рабочего объема в камере, было одной из первых успешных модификаций наковален П. Бриджмена.

Список литературы

1. P.W. Bridgman. Proc. Amer. Acad. Arts Sci., 81, 165 (1952).
2. Современная техника сверхвысоких давлений. М., «Мир», 1964.
3. М.В. Сторожев, Е.А. Попов. Теория обработки металлов давлением, М., «Машиностроение», 1977.
4. L.G. Khvostantsev, L.F. Vereshchagin and A.P. Novikov. High Temp.-High Press., **9**, 637, (1977).
5. <http://www.innovativecarbide.com/NewFiles/gradechart.html>
6. С.М. Стишов. УФН, Том 189, № 7, с.752-758 (2019).