

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ОПТИМАЛЬНЫХ РАЗМЕРОВ ТОЛСТОСТЕННЫХ СОСТАВНЫХ ЦИЛИНДРОВ В ЭЛЕМЕНТАХ АППАРАТОВ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

Дудяк А.И., Хвасько В.М.

Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь

Наиболее нагруженной частью аппарата высокого давления являются матрицы, которые находятся в условиях всестороннего неравномерного сжатия. Экспериментально установлено, что при испытании на растяжение или сжатие и одновременном воздействии на образцы всестороннего гидростатического давления в 2,6 ГПа пределы прочности на растяжение для твердых сплавов марок ВК-6 – ВК-8 увеличиваются более чем в пять раз, а пределы прочности на сжатие – более чем в два раза [1].

Так как матрицы аппаратов высокого давления изготавливаются из твердого сплава ВК-6, то с целью получения в них условий всестороннего сжатия необходимо создать как можно большее контактное давление по их боковой поверхности. Этого можно добиться за счет запрессовки матриц в блок стальных колец, а также за счет деформации этих матриц в радиальном направлении в процессе их нагружения. Такая конструкция позволяет значительно увеличить срок службы аппаратов высокого давления [2].

Рассмотрим конструкцию блока стальных колец, состоящего из двух колец, запрессованных друг в друга с некоторым натягом (см. рис. 1). Как правило, расчет таких конструкций основан на определении контактного давления в зоне сопряжения цилиндров в зависимости от величины диаметрального натяга [3]. Величину натяга можно найти из условия равнопрочности колец при заданной величине внутреннего давления. Обычно ее выбирают такой, чтобы эквивалентное напряжение было минимальным, что не для всех подобных конструкций является целесообразным [4]. Также в большинстве источников равнопрочность цилиндров описывается как необходимое равенство эквивалентных напряжений на внутренних поверхностях внутреннего и наружного колец [3-7]. Однако, для работы цилиндров в абсолютно равнопрочных условиях данного требования недостаточно. Необходимо также, чтобы эквивалентные напряжения на наружных поверхностях внутреннего и наружного колец были равны между собой. Только в этом случае цилиндры будут работать в одинаковых по равнопрочности условиях.

В данной работе преследуется цель определить теоретическим путем максимальное внутреннее давление (P_1) в составном цилиндре путем определения оптимального размера зоны контакта поверхностей внутреннего и наружного

цилиндров (радиус r_k), а также вычислить величину контактного давления (P_k).

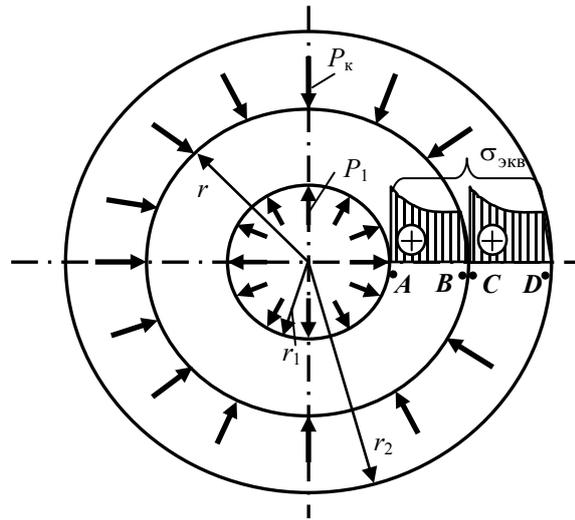


Рисунок 1. Распределение эквивалентных напряжений после запрессовки стальных колец друг в друга и создания внутреннего давления

Примем следующие размеры цилиндров: r_1 – внутренний радиус внутреннего цилиндра; r_k – наружный радиус внутреннего цилиндра и внутренний радиус наружного цилиндра; r_2 – наружный радиус наружного цилиндра.

Условия равнопрочности внутреннего и наружного цилиндров можно представить следующим образом:

$$\sigma_{\text{экв}}(A) = \sigma_{\text{экв}}(C) \leq \sigma_{\text{пл}},$$

$$\sigma_{\text{экв}}(B) = \sigma_{\text{экв}}(D),$$

где $\sigma_{\text{экв}}(A, C, B, D)$ – эквивалентные напряжения сечений A, C, B, D;

$\sigma_{\text{пл}}$ – предел пропорциональности для материала цилиндров.

В общем случае радиальные и окружные напряжения можно определить из выражений вида [5]:

$$\begin{cases} \sigma_r = \frac{P_1 r_1^2 - P_2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} - \frac{(P_1 - P_2) \cdot r_1^2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \cdot \frac{1}{r^2}, \\ \sigma_t = \frac{P_1 r_1^2 - P_2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} + \frac{(P_1 - P_2) \cdot r_1^2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \cdot \frac{1}{r^2}, \end{cases}$$

где σ_r и σ_t – соответственно радиальные и окружные напряжения рассматриваемого цилиндра;

P_1 и P_2 – соответственно давление на внутреннюю и наружную поверхность цилиндра;

r_1 и r_2 – соответственно внутренний и наружный радиусы цилиндра;

r – координата точки, в которой определяют напряжение.

В предположении, что оба кольца выполнены из пластичного материала, для определения эквивалентных напряжений можно воспользоваться третьей теорией прочности [3]:

$$\sigma_{\text{экв}} = \sigma_1 - \sigma_3 \leq \sigma_{\text{пл}},$$

где σ_1 , σ_3 – главные напряжения ($\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$, $\sigma_2 = 0$).

В рассматриваемой задаче главные напряжения равны: $\sigma_1 = \sigma_t$, $\sigma_3 = \sigma_r$.

Тогда эквивалентные напряжения в опасных точках поверхностей цилиндров можно представить в следующем виде:

$$\sigma_{\text{экв}}(A) = \frac{2(P_1 - P_k) \cdot r_k^2}{r_k^2 - r_1^2} \leq \sigma_{\text{пл}};$$

$$\sigma_{\text{экв}}(B) = \frac{2(P_1 - P_k) \cdot r_1^2}{r_k^2 - r_1^2};$$

$$\sigma_{\text{экв}}(C) = \frac{2P_k r_2^2}{r_2^2 - r_k^2} \leq \sigma_{\text{пл}};$$

$$\sigma_{\text{экв}}(D) = \frac{2P_k r_k^2}{r_2^2 - r_k^2}.$$

Используя выше приведенные условия равнопрочности, были получены следующие теоретические результаты:

1) формула для определения контактного давления в зоне сопряжения колец:

$$P_k \leq \sigma_{\text{пл}} \frac{r_2^2 - r_k^2}{2r_2^2};$$

2) формула для вычисления максимально возможного значения внутреннего давления на боковую поверхность матриц:

$$P_1 \leq P_k + \sigma_{\text{пл}} \frac{r_2^2 - r_k^2}{2r_2^2};$$

3) формула для определения оптимального радиуса контакта соприкасающихся поверхностей цилиндров:

$$r_k = \sqrt{r_1 r_2}.$$

Выводы. В данной работе была описана методика расчета оптимального соотношения размеров цилиндров в двухслойной толстостенной

составной конструкции с целью создания максимально возможных давлений на ее внутреннюю поверхность. При этом в процессе эксплуатации обеспечиваются абсолютные условия равнопрочности внутреннего и наружного колец. Также становится возможным определение допустимой величины внутреннего давления и давления, возникающего в зоне контакта цилиндров. Благодаря этому достигается увеличение несущей способности составной конструкции в целом.

Предложенная методика может быть также использована для расчета многослойных составных конструкций, которые, к примеру, применяются в элементах аппаратов высокого давления для синтеза порошков искусственных алмазов. После определения рациональных размеров зон сопряжения цилиндров, а также величин контактных и максимальных внутренних давлений по аналогии с приведенными формулами, становится возможным определение значений осевых и радиальных натягов, необходимых при задании оптимальных конструктивных условий синтеза и соответственно производства качественных кристаллов алмазов.

1. Свенсон К. Физика высоких давлений. – М.: Мир. – 1963. – 203 с.
2. Туркевич В.З. Сверхтвердые материалы. Получение и применение: в 6 т. – Т.1: Синтез алмаза и подобных материалов. – Киев: ИСМ им. В.Н. Бакуля, ИПЦ «Алкон» НАНУ. – 2003. – 320 с.
3. Феодосьев, В.И. Сопротивление материалов: учеб. для вузов / В.И. Феодосьев. – 10-е изд., перераб. и доп. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1999. – С. 389-393.
4. Писаренко Г.С. Сопротивление материалов: учеб. для вузов / Г.С. Писаренко [и др.]; под общ. ред. Г.С. Писаренко. – 4-е изд., перераб. и доп. – Киев: Вища школа. Головное изд-во, 1979. – С. 443-460.
5. Подскребко, М.Д. Сопротивление материалов: учеб. / М.Д. Подскребко. – Минск: Высшая школа, 2007. – С. 653-670.
6. Белоус, П.А. Осесимметричные задачи теории упругости. – Одесса: ОГПУ, 2000. – 183 с.
7. Радомысльский, И.Д. Пресс-формы для порошковой металлургии. Расчет и конструирование / И.Д. Радомысльский, Е.Л. Печентковский, Г.Г. Сердюк. – Киев: Техніка, 1970. – 172 с.