

С. В. ОВЧИННИКОВ, Р. Ш. ВАЛИЕВ, Х. Ш. ГАЗИЗОВ, Ю. Р. ФАИЗОВ

О НАПРЯЖЕННОМ СОСТОЯНИИ СОСТАВНЫХ ЦИЛИНДРОВ ПЕРЕМЕННОЙ ЖЕСТКОСТИ

Рассматриваются вопросы об определении напряженного состояния составных многослойных цилиндров, нагруженных переменным по длине цилиндра внутренним давлением. Для обеспечения равнопрочности такой конструкции предлагается и натяги между слоями делать переменными, в частности, изменяющимися как кусочно-линейные функции по длине. *Плоская деформация; несущая способность; краевой эффект; шаровой палец*

В среде проектировщиков многослойных матриц для холодной объемной штамповки особой популярностью пользуется известное решение акад. Гадолина [1] о напряженном состоянии двухслойного цилиндра, нагруженного внутренним давлением, с насаженными с предварительным натягом слоями. Следует отметить, что такое решение справедливо только для толстостенных цилиндров постоянной по длине жесткости, причем только при плоской деформации, а состояние реальных конструкций таково, что для них условие плоской деформации не выполняется.

При плоской деформации относительная линейная деформация в направлении оси трубы

$$\varepsilon_z = \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

и радиальное перемещение точки r слоев ($k=1$ – для первого, $k=2$ – для второго слоя) определяется формулой [1]:

$$u = \frac{1-\mu}{E} \frac{p_k r_k^2 - p_{k+1} r_{k+1}^2}{r_{k+1}^2 - r_k^2} + \frac{1+\mu}{E} \frac{r_k^2 r_{k+1}^2}{r_{k+1}^2 - r_k^2} \frac{p_k - p_{k+1}}{r} \quad (2)$$

Здесь соответственно p_1 – внутреннее, p_3 – внешнее давления и p_2 – давление между слоями, E – модуль упругости, μ – коэффициент Пуассона материала слоев (здесь они положены одинаковыми). Соответственно радиальные, окружные и осевые напряжения

$$\begin{aligned} \sigma_r &= \frac{p_k r_k^2 - p_{k+1} r_{k+1}^2}{r_{k+1}^2 - r_k^2} - \frac{r_k^2 r_{k+1}^2}{r_{k+1}^2 - r_k^2} \frac{p_k - p_{k+1}}{r^2}, \\ \sigma_\phi &= \frac{p_k r_k^2 - p_{k+1} r_{k+1}^2}{r_{k+1}^2 - r_k^2} + \frac{r_k^2 r_{k+1}^2}{r_{k+1}^2 - r_k^2} \frac{p_k - p_{k+1}}{r^2}, \\ \sigma_z &= \mu(\sigma_r + \sigma_\phi) = 2\mu \frac{p_k r_k^2 - p_{k+1} r_{k+1}^2}{r_{k+1}^2 - r_k^2}. \end{aligned} \quad (3)$$

Давление между слоями двухслойной трубы, нагруженной только внутренним давлением ($p_3=0$), с собранными с относительным радиальным натягом $\delta_r = \Delta_r/r_2$ (Δ_r – радиальный натяг) слоями ($p_2 = -\sigma_r$ ($r = r_2$)) определяется по формуле

$$p_2 = p_1 \frac{r_1^2}{r_2^2} \frac{r_3^2 - r_2^2}{r_3^2 - r_1^2} + \delta_r \frac{E}{2} \frac{(r_3^2 - r_2^2)(r_2^2 - r_1^2)}{r_2^2 (r_3^2 - r_1^2)} \quad (4)$$

Максимальное внутреннее давление, выдерживаемое двухслойной трубой (по третьей теории прочности), достигается при

$$r_{2opt}^2 = r_1 r_3, \quad \delta_{lim} = \left(1 - \frac{r_1}{r_3}\right) \frac{\sigma_{lim}}{E}, \quad (5)$$

и составит

$$p_{1lim} = \left(1 - \frac{r_1}{r_3}\right) \sigma_{lim}, \quad (6)$$

где σ_{lim} – предельное для материала напряжение. При этом давление между слоями будет

$$p_{2lim} = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{r_1}{r_3}\right) \sigma_{lim}. \quad (7)$$

В таблице приведены некоторые результаты численного решения этой же задачи методом конечных элементов (вторая строка) с использованием алгоритма, предложенного в статье [2] и реализованного в [3]. Оптимальное решение для r_2 находили методом сопряженных градиентов [4]. Область интегрирования была разбита на 1952 линейных треугольных элемента, количество узлов – 1037. Как видно из таблицы, результаты численного решения для варианта плоского деформированного состояния достаточно близки к теоретическим, при необходимости точность можно повысить, увеличивая число степеней свободы конечноэлементной модели.

Результаты численных экспериментов

Напряженное состояние	r_{2opt}/r_1	$\delta_{lim} E/\sigma_{lim}$	p_{1lim}/σ_{lim}	p_{2lim}/σ_{lim}
Аналитическое решение, плоская деформация	1,73	0,666	0,666	0,333
МКЭ, плоская деформация	1,70	0,621	0,660	0,321
МКЭ, осесимметричная деформация, постоянный натяг	1,63	0,595	0,626	0,330
МКЭ, осесимметричная деформация, переменный натяг	1,63	0,610; 0,438; 0,438	0,639	0,340 (max)

В третьей строке таблицы приведены результаты конечноэлементного решения осесимметричной задачи (без предположения (1)). Все указанные в таблице характеристики двухслойного цилиндра примерно на 10% ниже их же значений при плоской деформации.

В четвертой строчке таблицы приведены результаты численного решения для случая переменного по высоте цилиндра натяга. По высоте внутренний слой полагали выполненным из четырех одинаковой длины частей, в пределах каждого из этих участков натяг меняется по линейному закону. Так что закон изменения натяга по высоте моделируется кусочно-линейной функцией, задаваемой тремя значениями натяга (ввиду симметрии) на границах этих участков. Ввиду симметрии рассматривали только половину по высоте части составного цилиндра. Полученные в результате расчетов оптимальные значения этих величин приведены в таблице (сверху вниз, материалы слоев полагались одинаковыми). При этом оптимум радиуса посадочной поверхности практически остался таким же, как и для случая постоянного натяга, а вот предельные значения внутреннего и между слоями давлений несколько выше.

На рис. 1 приведены эпюры радиальных σ_r – кривые 1, касательных σ_{rz} – 2 и меридианальных σ_z – 3 напряжений по верхней полувысоте поверхности контакта слоев (сплошные линии – при постоянном, пунктирные – переменном по высоте натяге).

Интересно отметить, если в случае плоской деформации меридианальные напряжения по высоте постоянны (см. третью из формул (3)), а касательные – вообще отсутствуют, здесь же очевиден явный краевой эффект, причем ближе к верхней точке поверхности контакта и радиальное напряжение σ_r достигает наибольшей величины, практически равной значению при плоском деформированном состоянии, ниже они составляют 85–90% от таковых. Некоторый пик возмущений напряженного состояния вместе стыка частей внутреннего слоя, очевидно, связан с дисбалансом, внесенным за счет переменного натяга. Впрочем, это может быть связано и с погрешностью конечноэлементного решения.

Можно констатировать, что использование переменного по высоте цилиндра натяга несколько повышает несущую способность цилиндра. Хотя это превышение невелико, практически имеет малое значение при статическом нагружении составного цилиндра, при циклическом, что имеет место в матрицах, этот факт может дать существенное повышение долговечности.

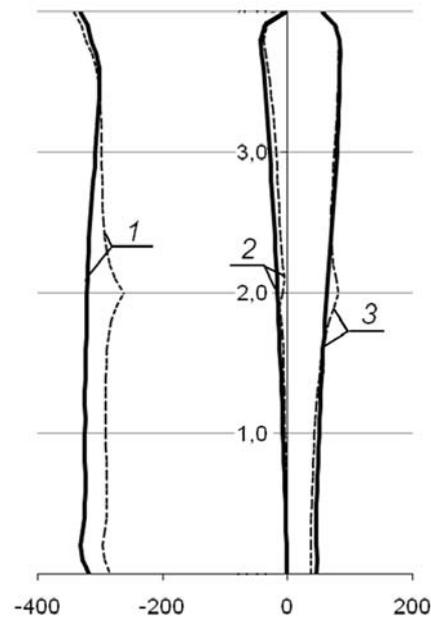


Рис. 1

На рис. 2 показана конструкция верхней части матрицы для штамповки шаровых пальцев, составленной из стального корпуса 1 и вставок 2, 3, причем вставка 3 – составная. Эпюра внутреннего давления, действующего со стороны деформируемой заготовки на стенки ручья матрицы, вычисленного с привлечением лицензионного пакета DEFORM 2D, приведена на рис. 3.

По изложенной выше методике были проведены расчеты с целью оптимизации конструкции матрицы. Эти расчеты показали, что установленные опытным путем в результате многолетней эксплуатации конструкции размеры посадочных поверхностей действительно являются оптимальными и обеспечивают наибольшую несущую способность инструмента.

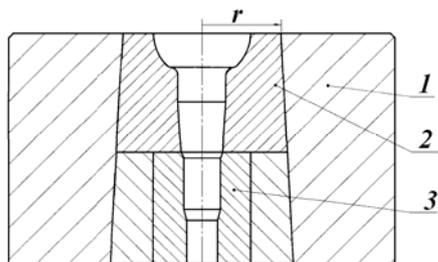


Рис. 2. Расчетная схема матрицы

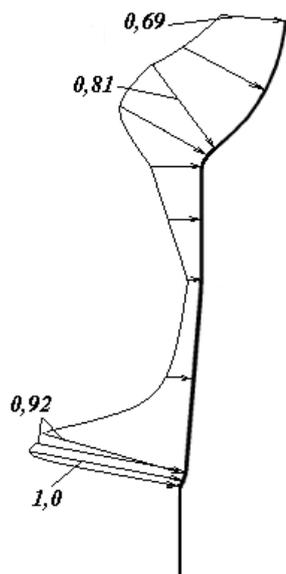


Рис. 3. Эпюра внутреннего давления

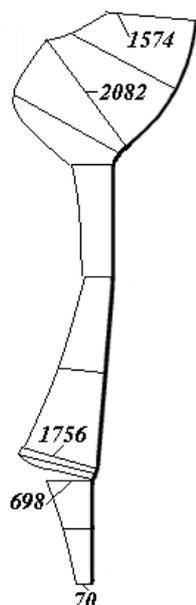


Рис. 4. Эпюра эквивалентных напряжений

На рис. 4 приведена эпюра эквивалентных напряжений по энергетической теории прочности для оптимального проекта $r_{opt} = 28$ мм, нагруженного предельным внутренним давлением

$p_{lim} = 2672$ МПа, с радиальными натягами $\delta_{r1} = 0,638\%$, $\delta_{r2} = 0,258\%$, $\delta_{r3} = 0,258\%$.

Как видно из рисунка, эквивалентные напряжения достигают наибольшего значения в нижней части сферического участка, что подтверждается и результатами эксперимента [5], и многолетним опытом эксплуатации матрицы в ОАО «БелЗАН».

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Прочность. Устойчивость. Колебания: Справочник под ред. И. А. Биргера и Я. Г. Пановко. Том 2. М.: Машиностроение, 1968. 464 с.
2. Газизов Х. Ш., Кузьминых А. А. Расчет соединений с натягом методом конечных элементов // Известия вузов. Машиностроение. 1994. №7–9. С. 58–61.
3. Жернаков В. С., Газизов Х. Ш., Валиев Р. Ш. Оптимизация конструкций многослойных матриц. Программа. Заявка № 2009611820, зарегистрировано 8.06.2009.
4. Закиров Д. М. и др. Численные методы проектирования многослойных матриц. Уфа: Изд. УГАТУ, 2003. 48 с.
5. Газизов Х. Ш., Валиев Р. Ш. Напряженное состояние матрицы для штамповки шаровых пальцев // Механика деформируемых тел и конструкций: межвуз. науч. сб. Уфа, Изд-во УГАТУ: 2008. С. 40–45.

ОБ АВТОРАХ

Овчинников Сергей Васильевич, генеральный директор ОАО «БелЗАН». Дипл. инж.-конструктор по конструированию и производству радиоаппаратуры (Владимир. политехн. ин-т, 1986). Исследования в области проектирования и расчета матриц для холодной объемной штамповки.

Валиев Рафаил Шамилович, зам. гл. технолога ОАО «БелЗАН». Дипл. инж. по спец. машины и технология обработки металлов давлением (УГАТУ, 1995), канд. техн. наук по динамике и прочности машин (УГАТУ, 2007). Исследования в области проектирования и расчета многослойных матриц.

Газизов Хатиб Шарифзянович, доцент, проф. каф. сопротивления материалов УГАТУ. Дипл. инж.-механик по авиационным двигателям (УАИ, 1971), д-р техн. наук по механике деформируемого твердого тела (ЮУрГУ, 2003). Исследования в области численных методов механики деформируемого твердого тела.

Фаизов Юрий Рустемович, ведущий инженер по испытанию, строительству и ремонту скважин морских нефтедобывающих платформ. Дипл. инж.-механик по машинам и оборудованию нефтяных и газовых промыслов (УГНТУ, 2001). Исследования в области численных методов расчета многослойных конструкций.