



**Уральский
федеральный
университет**

имени первого Президента
России Б.Н.Ельцина

**Институт
материаловедения
и металлургии**

**Ю. Н. ЛОГИНОВ
Ю. В. ИНАТОВИЧ**

ИНСТРУМЕНТ ДЛЯ ПРЕССОВАНИЯ МЕТАЛЛОВ

Учебное пособие



Министерство образования и науки Российской Федерации
Уральский федеральный университет
имени первого Президента России Б. Н. Ельцина

Ю. Н. Логинов, Ю. В. Инатович

ИНСТРУМЕНТ ДЛЯ ПРЕССОВАНИЯ МЕТАЛЛОВ

*Допущено учебно-методическим объединением по образованию
в области металлургии в качестве **учебного пособия** для студентов
высших учебных заведений, обучающихся по направлению «Металлургия»*

2-е издание, исправленное и дополненное

Екатеринбург
Издательство Уральского университета
2014

УДК 669.42:621.777.669.71

ББК 34.62

Л69

Рецензенты:

кафедра мехатроники Уральского государственного университета путей сообщения (зав. кафедрой – проф., д-р техн. наук Б. М. Готлиб);

заведующий отделом обработки металлов давлением ОАО «Уральский институт металлов», канд. техн. наук Г. П. Перунов

Научный редактор – проф., д-р техн. наук В. А. Шилов

Логинов, Ю. Н.

Л69 Инструмент для прессования металлов: учебное пособие / Ю. Н. Логинов, Ю. В. Инатович. 2-е изд., исправленное и дополненное. – Екатеринбург: Изд-во Урал. ун-та, 2014. – 224 с. ISBN 978-5-7996-1223-8

Приведено описание и методики расчета инструмента для прессования металлов и сплавов. Изложены современные методы расчета прочности основных деталей инструментальной наладки горизонтальных и вертикальных гидравлических прессов. Методики расчета каждой детали иллюстрируются примерами, в том числе с применением ЭВМ. Для ряда расчетов использован метод конечных элементов. Пособие предназначено для студентов всех форм обучения профиля «Обработка металлов давлением» и программы магистерской подготовки «Прогрессивные методы обработки металлов и сплавов давлением» по направлению 150400 – «Металлургия», слушателей ФПК и программ дополнительной подготовки специалистов.

Библиогр.: 14 назв. Табл. 5. Рис. 37. Прил. 3.

УДК 669.42:621.777.669.71

ББК 34.62

Подготовлено кафедрой «Обработка металлов давлением»

ISBN 978-5-7996-1223-8

© УГТУ–УПИ, 2005

© Уральский федеральный университет, 2014,
2-е изд. испр. и доп.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
1. МЕТОДИКА ПОВЕРОЧНЫХ РАСЧЕТОВ.....	6
2. РАСЧЕТ КОНТЕЙНЕРА.....	9
3. РАСЧЕТ ПРЕСС-ШТЕМПЕЛЯ.....	24
4. РАСЧЕТ ИГЛЫ (ТРУБНОЙ ОПРАВКИ).....	32
4.1. Расчет иглы при прошивке.....	32
4.2. Расчет иглы при прессовании.....	36
5. РАСЧЕТ ИГЛОДЕРЖАТЕЛЯ.....	39
6. РАСЧЕТ ПРЕСС-ШАЙБЫ.....	42
7. РАСЧЕТ МАТРИЦ.....	43
7.1. Расчет консольных элементов матриц.....	43
7.2. Расчет на прочность комбинированной матрицы.....	45
7.3. Расчет одноканальных матриц с очком простой формы.....	49
7.4. Расчет опорной поверхности матрицы.....	50
7.5. Определение размеров канала матрицы.....	52
7.6. Проектирование элементов матрицы.....	53
8. ПРИМЕНЕНИЕ КОМПЛЕКСА ПРОГРАММ «ПЛАСТ» ДЛЯ АНАЛИЗА РАБОТЫ ПРЕССОВОГО ИНСТРУМЕНТА.....	55
8.1. Сущность подхода.....	55
8.2. Расчет контейнера с полостью прямоугольной формы.....	56
8.3. Распределение напряжений и деформаций при нагружении матрицы.....	58
8.4. Сложное нагружение иглы.....	63
8.5. Действие внутреннего давления со стороны слитка на часть длины стенки контейнера.....	66
9. ПРИМЕНЕНИЕ ПРОГРАММЫ РАСЧЕТА МНОГОСЛОЙНОГО КОНТЕЙНЕРА НА ЯЗЫКЕ BASIC.....	68
10. РАСЧЕТ ПРЕССОВОГО ИНСТРУМЕНТА В ПРОГРАММЕ НА ОСНОВЕ ЯЗЫКА DELPHI.....	73
11. ПРИМЕНЕНИЕ EXCEL–ТАБЛИЦ ДЛЯ РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ ПРЕССОВОГО ИНСТРУМЕНТА.....	77
11.1. Определение размеров канала матрицы.....	78
11.2. Проектирование элементов матрицы.....	

12. ПРИМЕНЕНИЕ ПРОГРАММНОГО КОМПЛЕКСА ABAQUS ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ ПРОЧНОСТНЫХ РАСЧЕТОВ ПРЕССОВОГО ИНСТРУМЕНТА.....	
13. ХАРАКТЕРИСТИКА МАТЕРИАЛОВ, ПРИМЕНЯЕМЫХ ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ПРЕССОВОГО ИНСТРУМЕНТА.....	116
13.1. Жаропрочные инструментальные легированные штамповые стали.....	116
13.2. Жаропрочные сплавы на основе никеля.....	126
13.3. Металлокерамика (твердые сплавы) и минералокерамика....	133
13.4. Синтетические сверхтвердые материалы.....	135
13.5. Стоимость инструментальных материалов.....	137
ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЯ.....	138
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	139
ПРИЛОЖЕНИЕ 1.	141
ПРИЛОЖЕНИЕ 2. Текст программы расчета на прочность контейнера горизонтального гидравлического пресса.....	144
ПРИЛОЖЕНИЕ 3. Объекты интеллектуальной собственности в области изготовления и эксплуатации прессового инструмента.....	154
ПРИЛОЖЕНИЕ 4. Тезаурус англоязычных терминов, применяемых в области прессования.....	218

ВВЕДЕНИЕ

Большое количество полуфабрикатов из черных и цветных металлов выпускается с применением метода прессования.

Производительность прессовых установок, качество и себестоимость готовых изделий в значительной степени зависят от работоспособности применяемого инструмента, стоимость которого составляет до 25 % стоимости передела прессового цеха. Работоспособность инструмента определяется его конструкцией, прочностными характеристиками, свойствами инструментальных материалов, температурно-силовыми условиями эксплуатации и качеством его изготовления.

В зависимости от действующих на прессовый инструмент тепловых и силовых нагрузок срок службы инструмента может оказаться различным. Так, в промышленности прессования титановых сплавов стойкости матриц часто хватает только на осуществление одного цикла прессования. Это говорит о том, что инструмент часто работает на пределе своих возможностей, расчетные коэффициенты запаса при его работе могут приближаться к единице.

В свою очередь конструкция прессового инструмента может в большой степени видоизменяться в зависимости от поставленных задач. Для обеспечения необходимой работоспособности состояние инструмента подвергают анализу, выполняя проверочные расчеты тем или иным методом. Описанию этих методов посвящена эта книга.

1. МЕТОДИКА ПОВЕРОЧНЫХ РАСЧЕТОВ

Комплект прессового инструмента включает основной (контейнеры, пресс-штемпели, пресс-шайбы, иглы, матрицы, иглодержатели, матрицедержатели) и вспомогательный инструмент (переходные патроны, подкладочные кольца, прижимные устройства и др.). Схемы сборки основного прессового инструмента горизонтального гидравлического прутковопрофильного и трубопрофильного прессов приведены на рис. 1.1.

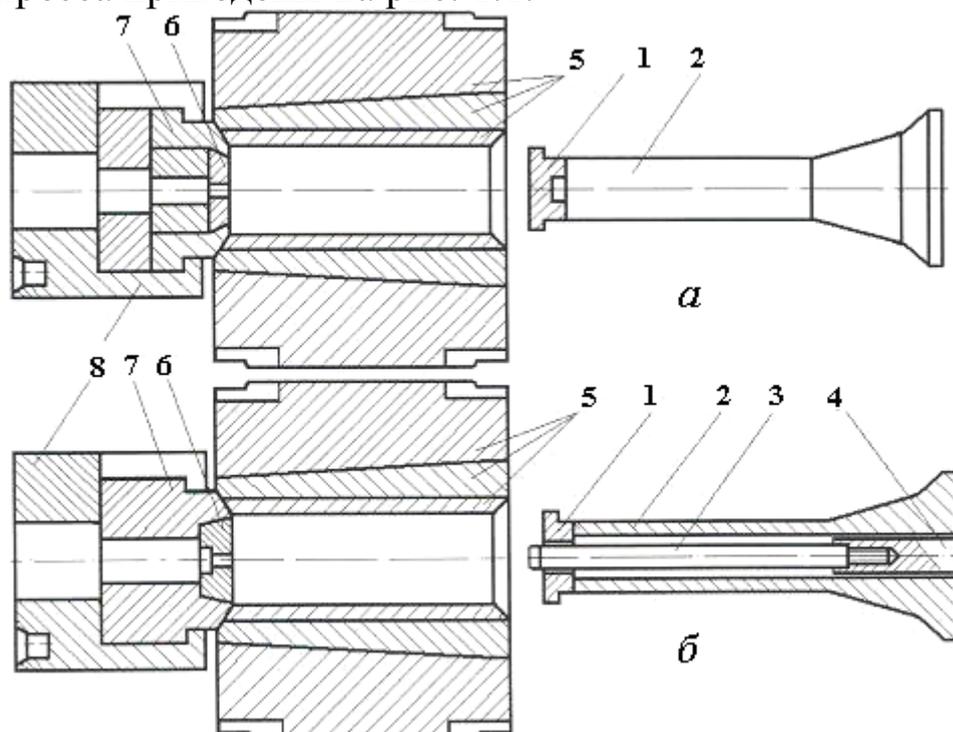


Рис. 1.1. Схема сборки основного инструмента горизонтального гидравлического прутковопрофильного – *а* и трубопрофильного – *б* прессов: 1 – пресс-шайба; 2 – пресс-штемпель; 3 – игла; 4 – иглодержатель; 5 – контейнер (сборный); 6 – матрица 7 – матрицедержатель; 8 – подвижная (мундштучная) головка или инструментальная доска

Материал прессового инструмента должен обладать следующими свойствами [1]:

- **жаропрочностью** – способностью сохранять прочностные и пластические характеристики при температурах обработки;
- **жаростойкостью** – сопротивлением окислению при длительных нагревах;
- **разгаростойкостью** – способностью выдерживать многократные смены интенсивного нагрева и охлаждения;
- **износостойкостью** – стойкостью против истирания;

- малым коэффициентом теплового расширения для сохранения постоянных размеров при нагреве и охлаждении;
- высокой *теплопроводностью* для быстрого отвода тепла во избежание перегрева.

Комплекс перечисленных свойств, которыми должен обладать прессовый инструмент, достигается применением при его изготовлении жаропрочных сталей аустенитного и мартенситного классов, легированных хромом, вольфрамом, никелем, молибденом; специальных жаропрочных сплавов на основе никеля и кобальта, содержащих вольфрам, хром, молибден, титан, алюминий; твердых сплавов и минералокерамических материалов (см. прил. 1, табл. П.1 и П.2).

При проектировании и эксплуатации прессов необходимо грамотно рассчитывать прессовый инструмент. Обычно размеры инструмента предварительно определяют по эмпирическим соотношениям, обобщающим опыт прессового машиностроения [1–5], или размерам инструмента типовых прессов (см. прил. 1, табл. П.3), а затем делают **поверочные** расчеты на прочность, по результатам которых корректируют принятые конструктивно размеры. В настоящей работе представлены методика и примеры поверочных расчетов основного инструмента горизонтальных гидравлических прессов при заданных размерах и действующих на них нагрузках.

В общем случае поверочные расчеты инструмента проводят в следующем порядке:

- составляют схему его нагружения заданными внешними силами;
- рассчитывают величину напряжений, возникающих в опасных сечениях;
- по справочным данным определяют *временное сопротивление* (предел прочности) или *условный предел текучести* материала, из которого изготовлен инструмент;
- проверяют выполнение *условия прочности*, которое может иметь две формулировки:

1. Расчетные напряжения должны быть не больше допускаемых:

$$\sigma \leq [\sigma] = \frac{\sigma_B}{[n]}, \quad \sigma \leq [\sigma] = \frac{\sigma_{02}}{[n]} \quad \text{или} \quad \tau \leq [\tau] = \frac{\tau_B}{[n]}, \quad (1.1)$$

где σ и τ – расчетные нормальные и касательные напряжения соответственно; $[\sigma]$ и $[\tau]$ – допускаемые нормальные и касательные

напряжения; σ_B и τ_B – временное сопротивление и предел прочности материала по касательным напряжениям; σ_{02} – условный предел текучести материала; $[n]$ – допустимый коэффициент запаса прочности.

2. Расчетный коэффициент запаса прочности n должен превышать допустимое значение $[n]$:

$$n = \frac{\sigma_B}{\sigma} \geq [n], \quad n = \frac{\sigma_{02}}{\sigma} \geq [n] \quad \text{или} \quad n = \frac{\tau_B}{\tau} \geq [n]. \quad (1.2)$$

Допустимое значение коэффициента запаса прочности выбирается в зависимости от вида инструмента.

2. РАСЧЕТ КОНТЕЙНЕРА

Контейнер пресса служит для приема слитков, нагретых до температуры прессования; он воспринимает во время прессования давление, необходимое для деформации слитка и получения изделия заданного профиля. Контейнер – один из наиболее нагруженных узлов инструментальной наладки пресса. Поэтому его прочность обуславливает температурно-скоростные условия процесса, лимитирует величины коэффициентов вытяжки и размеры слитка.

Основной тип контейнеров горизонтальных гидравлических прессов – это сборные (многослойные) конструкции из двух-четырех (до шести) втулок, посаженных друг на друга с соответствующим натягом. Такая конструкция контейнера обладает следующими преимуществами по сравнению с монолитной (однослойной):

1. Сборная конструкция позволяет при износе заменять только внутреннюю рабочую втулку, а остальную часть контейнера длительно эксплуатировать без замены.

2. Применение многослойной конструкции с предварительным натягом втулок выравнивает распределение напряжений по толщине контейнера, возникающих в процессе прессования, тем самым повышая его прочность и рациональное использование материала втулок.

Расчет многослойного контейнера на прочность сводится к определению эквивалентных напряжений, возникающих на поверхностях сопряжения втулок при его эксплуатации, и оценке условия прочности в виде (1.1) или (1.2).

Исходными данными для расчета контейнера при прессовании из круглых слитков являются:

- максимальное усилие прессования P при работе с данным контейнером;

- количество втулок контейнера n ;

- марки стали, из которой изготовлены втулки и их (стали) механические свойства;

- внутренний диаметр рабочей втулки d_1 и наружный диаметр контейнера d_n , диаметры сопряжения втулок d_2, d_3, \dots, d_{n-1} (см. рис. 2.1), значения которых принимают в соответствии с технической характеристикой пресса. При проектировании нового контейнера наружные диаметры втулок могут быть выбраны по эмпирической зависимости

$$\frac{d_{Hi}^2}{d_1^2} = abce, \quad (2.1)$$

где i – номер втулки контейнера; d_{Hi} – наружный диаметр i -й втулки; a , b , c и e – числовые коэффициенты (см. 2.1).

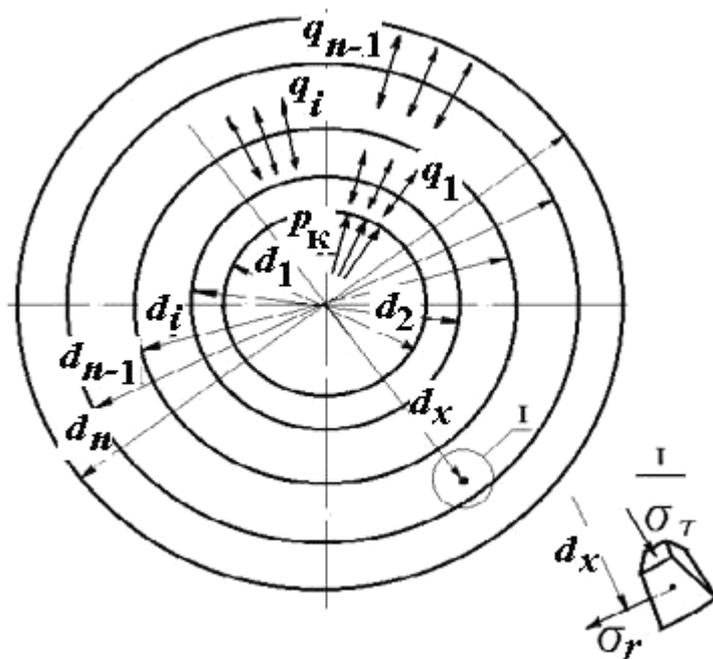


Рис. 2.1. К расчету многослойного круглого контейнера

Таблица 2.1

Коэффициенты для ориентировочного определения диаметров втулок контейнера

i	a	b	c	e	i	a	b	c	e
1	4–5	-	-	-	3	$\leq 2,0$	2,0÷2,5	3,0÷3,5	-
2	≥ 3	≥ 5	-	-	4	1,8–1,9	1,8–1,9	2,0	2,0

Расчет ведут в следующем порядке.

1. Определяют давлением металла при прессовании p_k (рис. 2.1) на внутреннюю поверхность контейнера по формуле

$$p_k = (0,6 - 0,9) \frac{4P}{\pi d_1^2}, \quad (2.2)$$

где меньшее значение числового коэффициента относится к плохо прессуемым материалам [2].

2. Выбирают величину натягов для скрепления втулок. Наиболее распространена сборка изнутри, когда на внутреннюю втулку с определенным натягом надевают внешнюю, затем на блок из внутренних втулок, рассматриваемых как одну, напрессовывают следующую и т. д. В этом случае абсолютный натяг $2\delta = d_{\text{НВ}} - d_{\text{ВН}}$ – это превышение наружного диаметра внутренней втулки $d_{\text{НВ}}$ над внутренним диаметром наружной втулки $d_{\text{ВН}}$ (рис. 2.2). В расчетах удобнее пользоваться величиной относительного натяга $2\delta / d_c$, где d_c – диаметр сопряжения втулок.

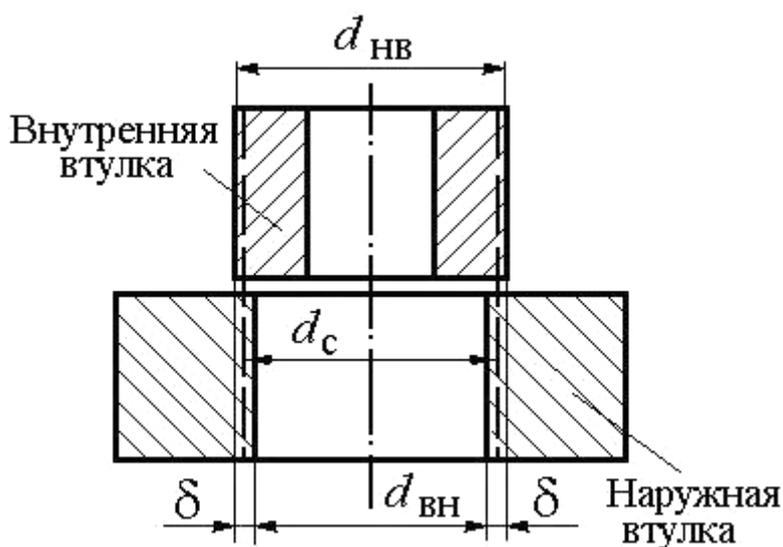


Рис. 2.2. К определению понятия натяга

Для обеспечения сборки с натягом между втулками создают разность температур Δt , которая с учетом получения гарантированного зазора между ними равна, $^{\circ}\text{C}$

$$\Delta t = \frac{2\delta}{d_c} \cdot \frac{1}{\alpha} + (100 - 150), \quad (2.3)$$

где α – коэффициент линейного расширения материала наружной втулки ($\approx 12,5 \cdot 10^{-6}$ 1/град). Поскольку температура отпуска сталей, используемых для изготовления контейнеров (см. прил. 1, табл. П.2), составляет $500\text{--}550$ $^{\circ}\text{C}$, то максимальная величина $2\delta / d_c$ не должна превышать $\frac{1}{300} - \frac{1}{250}$, т. е. $0,004\text{--}0,003$. При этом рекомендуется натяг несколько уменьшать с увеличением диаметра сопряжения.

3. Рассчитывают контактные давления на поверхностях сопряжения внутренней и наружной втулок после их горячей сборки. Эти давления q_i ($i=1,2,3,\dots, n-1$) определяются зависимостью

$$q_i = \frac{2E_i E_{i+1}}{E_i + E_{i+1}} \cdot \frac{2\delta}{d_{ci}} \cdot \frac{(d_{i+1}^2 - d_{ci}^2)(d_{ci}^2 - d_i^2)}{2d_{ci}^2(d_{i+1}^2 - d_i^2)}, \quad (2.4)$$

где E_i и E_{i+1} – модули упругости материала внутренней i и наружной $i+1$ -й втулок, которые с достаточной точностью можно принимать $\approx 2,15 \cdot 10^5$ МПа; d_i – внутренний диаметр внутренней втулки; d_{ci} – диаметр сопряжения i -й и $i+1$ -й втулок; d_{i+1} – наружный диаметр внешней втулки. При этом все ранее собранные втулки рассматривают как одну сплошную.

4. Определяют напряжения на поверхностях втулок скрепленного контейнера. Под действием давлений p_k и q_i в каждом элементарном объеме многослойного контейнера возникают сжимающие радиальные σ_r и растягивающие тангенциальные σ_τ напряжения (см. рис. 2.1), а также продольные сжимающие напряжения, величиной которых пренебрегают. Напряжения σ_r и σ_τ в каждой точке контейнера определяют по формулам Ляме [3]:

$$\sigma_\tau = \frac{p_B d_B^2 - p_H d_H^2}{d_H^2 - d_B^2} + \frac{(p_B - p_H) d_B^2 d_H^2}{(d_H^2 - d_B^2) d_x^2}, \quad (2.5)$$

$$\sigma_r = \frac{p_B d_B^2 - p_H d_H^2}{d_H^2 - d_B^2} - \frac{(p_B - p_H) d_B^2 d_H^2}{(d_H^2 - d_B^2) d_x^2}, \quad (2.6)$$

где d_x – диаметр точки контейнера, в которой определяются напряжения; p_B и p_H – соответственно внутреннее и наружное давления на втулку с внутренним диаметром d_B и наружным диаметром d_H . Для каждой i -й втулки внутренними давлениями являются давление металла и давления натягов q_{i-1}, q_{i-2}, \dots при сборке всех внутренних втулок, относительно i -й втулки; внешними – давления натяга q_i, q_{i+1}, \dots всех собранных внешних втулок. Например, для второй втулки контейнера (см. рис. 2.1) внутренние давления – и q_1 , а внешние – и q_{n-1} .

При расчете σ_r и σ_τ используют принцип суперпозиции (суммирования) напряжений.

Сначала для каждого диаметра d_x сопряжения втулок определяют суммарные тангенциальные $\sigma_\tau^{p_B}$ и радиальные $\sigma_r^{p_B}$ напряжения от действия **каждого** i -го внутреннего давления p_{Bi} при условии, что все наружные давления на втулку отсутствуют ($p_H = 0$). В этом случае формулы (2.5) и (2.6) имеют вид:

$$\sigma_\tau^{p_B} = \left(1 + \frac{d_n^2}{d_x^2} \right) \sum_{i=1}^n \frac{p_{Bi} d_{Bi}^2}{d_n^2 - d_{Bi}^2}, \quad (2.7)$$

$$\sigma_r^{p_B} = \left(1 - \frac{d_n^2}{d_x^2} \right) \sum_{i=1}^n \frac{p_{Bi} d_{Bi}^2}{d_n^2 - d_{Bi}^2}, \quad (2.8)$$

где d_n – наружный диаметр контейнера; – величина i -го внутреннего давления, действующего на диаметре d_{Bi} .

Затем для каждого диаметра d_x определяют суммарные тангенциальные $\sigma_\tau^{p_H}$ и радиальные $\sigma_r^{p_H}$ напряжения от действия всех наружных давлений p_{Hj} при условии, что все внутренние давления $p_{Bi} = 0$. При этом из (2.5) и (2.6) следует:

$$\sigma_\tau^{p_H} = - \left(1 + \frac{d_1^2}{d_x^2} \right) \sum_{j=n-1}^0 \frac{p_{Hj} d_{Hj}^2}{d_{Hj}^2 - d_1^2}, \quad (2.9)$$

$$\sigma_r^{p_H} = - \left(1 - \frac{d_1^2}{d_x^2} \right) \sum_{j=n-1}^0 \frac{p_{Hj} d_{Hj}^2}{d_{Hj}^2 - d_1^2}, \quad (2.10)$$

где d_1 – внутренний диаметр контейнера; – величина j -го наружного давления, действующего на диаметре d_{Hj} .

Следует помнить, что при расчете напряжений по формулам (2.7)–(2.10) на любом диаметре скрепления втулок контейнера все внутренние и внешние втулки рассматривают как целые, монолитные.

Результирующие тангенциальные σ_τ и радиальные σ_r напряжения рассчитывают алгебраическим суммированием напряжений, найденных соответственно по формулам (2.7) и (2.9), (2.8) и (2.10):

$$\sigma_\tau = \sigma_\tau^{p_B} + \sigma_\tau^{p_H} \quad \text{и} \quad \sigma_r = \sigma_r^{p_B} + \sigma_r^{p_H}. \quad (2.11).$$

Эквивалентные напряжения на поверхности сопряжения втулок определяют по четвертой (энергетической) теории прочности для плоского напряженного состояния [2]:

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{\sigma_{\tau}^2 + \sigma_r^2 - \sigma_{\tau} \sigma_r}. \quad (2.12)$$

После определения эквивалентных напряжений на всех диаметрах многослойного контейнера их максимальную величину $\sigma_{\text{ЭКВ.max.i}}$ для каждой втулки сравнивают с условным пределом текучести σ_{02i} стали, из которой изготовлена втулка, при рабочей температуре контейнера [2], определяя коэффициент запаса прочности для каждой i -й втулки

$$n_i = \frac{\sigma_{02i}}{\sigma_{\text{ЭКВ.max.i}}}. \quad (2.13)$$

Проверяют выполнение условия прочности (1.2), принимая величину допустимого коэффициента запаса прочности $[n]=1,3-2,0$. При этом целесообразно, чтобы все втулки были равнопрочными.

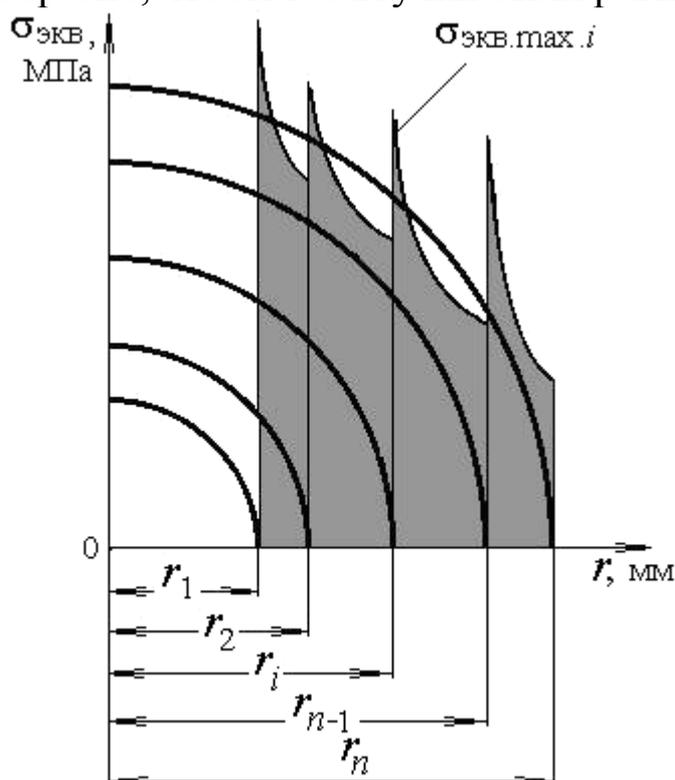


Рис. 2.3. Эпюра эквивалентных напряжений в многослойном контейнере

Графической иллюстрацией результатов расчета эквивалентных напряжений является эпюра их распределения по толщине втулок контейнера (рис.2.3). Вид эпюры позволяет сделать вывод о равномерности нагрузки на втулки и наметить, при необходимости, пути

выравнивания напряжений: изменить величину натягов между втулками, диаметры втулок и т. д.

Пример 1. Рассчитать на прочность трехслойный контейнер горизонтального гидравлического пресса с усилием 200 МН. Размеры втулок контейнера приведены на рис. 2.4.

Материал втулок: рабочей – сталь марки 4Х2В с $\sigma_{02} = 1050$ МПа, промежуточной и наружной – 5ХНМ с $\sigma_{02} = 700$ МПа.

Усилие прессования P примем равным 200 МН.

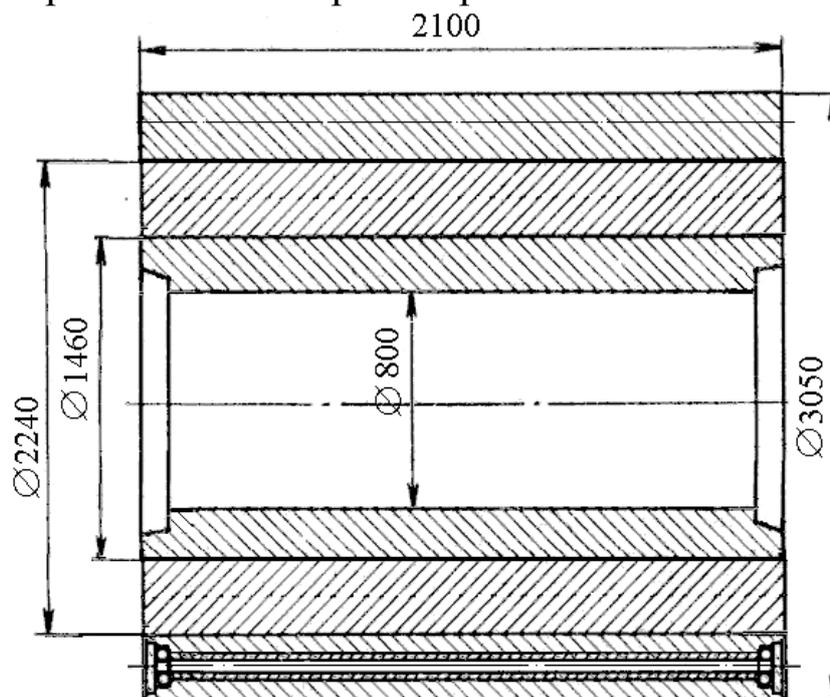


Рис. 2.4. Многослойный контейнер горизонтального гидравлического пресса с усилием 200 МН

Рассчитываем давление металла на внутреннюю поверхность контейнера по формуле (2.2):

$$p_k = (0,6 - 0,9) \cdot \frac{4 \cdot 200}{\pi \cdot 0,8^2} = 238,7 - 358,1 \text{ МПа.}$$

Примем $p_k = 300$ МПа.

Выбираем величину относительных натягов для скрепления втулок:

- внутренней и средней $(2\delta/d_c)_1 = 0,0012$;

- средней и внешней $(2\delta/d_c)_2 = 0,0006$.

Определяем температуру нагрева втулок для обеспечения сборки с выбранными натягами и гарантированным зазором между ними

по формуле (2.3) при коэффициенте температурного расширения $\alpha = 12,5 \cdot 10^{-6}$ 1/град:

- температура нагрева средней втулки для посадки ее на внутреннюю втулку

$$(\Delta t)_1 = 0,0012 \cdot \frac{1}{12,5 \cdot 10^{-6}} + (100 - 150) = 196 - 246 \text{ } ^\circ\text{C};$$

- температура нагрева внешней втулки для посадки ее на блок скрепленных внутренней и средней втулок

$$(\Delta t)_2 = 0,0006 \cdot \frac{1}{12,5 \cdot 10^{-6}} + (100 - 150) = 148 - 198 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Видно, что расчетные значения температуры нагрева втулок не превышают предельных значений – 500–550 °С.

Рассчитаем контактные давления на поверхностях сопряжения втулок после их горячей сборки по формуле (2.4), приняв модуль упругости материала всех втулок одинаковым, равным $2,15 \cdot 10^5$ МПа:

- при посадке средней втулки на внутреннюю ($i=1$, $d_1=0,8$ м, $d_2=2,24$ м, $d_{c1}=1,46$ м)

$$q_1 = \frac{2 \cdot 2,15 \cdot 10^5 \cdot 2,15 \cdot 10^5}{2,15 \cdot 10^5 + 2,15 \cdot 10^5} \cdot 0,0012 \cdot \frac{(2,24^2 - 1,46^2)(1,46^2 - 0,8^2)}{2 \cdot 1,46^2(2,24^2 - 0,8^2)} = 59,5 \text{ МПа};$$

- при посадке внешней втулки на блок из скрепленных внутренней и средней втулок ($i=2$, $d_2=0,8$ м, $d_3=3,05$ м, $d_{c2}=2,24$ м)

$$q_2 = \frac{2 \cdot 2,15 \cdot 10^5 \cdot 2,15 \cdot 10^5}{2,15 \cdot 10^5 + 2,15 \cdot 10^5} \cdot 0,0006 \cdot \frac{(3,05^2 - 2,24^2)(2,24^2 - 0,8^2)}{2 \cdot 2,24^2(3,05^2 - 0,8^2)} = 27,8 \text{ МПа}.$$

Рассчитываем напряжения на поверхностях каждой втулки скрепленного контейнера по формулам (2.7) – (2.10).

1. Внутренняя втулка ($i=1$, $j=2$).

1.1. Внутренняя поверхность при $d_x=0,8$ м.

1.1.1. Напряжения от действия внутреннего давления $p_{в1} = p_k$ ($d_n=3,05$ м, $d_{в1}=0,8$ м) при $p_{нj}=0$:

- тангенциальные определяем по формуле (2.7)

$$\sigma_{\tau}^{p_{в}} = \left(1 + \frac{3,05^2}{0,8^2} \right) \cdot \frac{300 \cdot 0,8^2}{3,05^2 - 0,8^2} = 344,3 \text{ МПа},$$

- радиальные находим по формуле (2.8)

$$\sigma_r^p = \left(1 - \frac{3,05^2}{0,8^2}\right) \cdot \frac{300 \cdot 0,8^2}{3,05^2 - 0,8^2} = -300,0 \text{ МПа}.$$

1.1.2. Напряжения от действия наружных давлений $p_{н1} = q_1$ и $p_{н2} = q_2$ ($d_{н1} = 1,46$ м, $d_{н2} = 2,24$ м, $d_1 = 0,8$ м) при $p_{вi} = 0$:

- тангенциальные определяем по формуле (2.9)

$$\sigma_t^p = - \left(1 + \frac{0,8^2}{0,8^2}\right) \cdot \left(\frac{59,5 \cdot 1,46^2}{1,46^2 - 0,8^2} + \frac{27,8 \cdot 2,24^2}{2,24^2 - 0,8^2}\right) = -233,8 \text{ МПа},$$

- радиальные находим по формуле (2.10)

$$\sigma_r^p = - \left(1 - \frac{0,8^2}{0,8^2}\right) \cdot \left(\frac{59,5 \cdot 1,46^2}{1,46^2 - 0,8^2} + \frac{27,8 \cdot 2,24^2}{2,24^2 - 0,8^2}\right) = 0,0 \text{ МПа}.$$

1.1.3. Результирующие тангенциальные и радиальные напряжения определяем по формуле (2.11)

$$\sigma_\tau = 344,3 + (-233,8) = 110,5 \text{ МПа}, \quad \sigma_r = -300,0 + 0,0 = -300 \text{ МПа},$$

а эквивалентные напряжения на данной поверхности – по формуле (2.12)

$$\sigma_{\text{эkv}} = \sqrt{110,5^2 + (-300,0)^2} - 110,5 \cdot (-300,0) = 367,9 \text{ МПа}.$$

1.2. Внешняя поверхность при $d_x = 1,46$ м.

1.2.1. Напряжения от действия внутреннего давления $p_{в1} = p_k$ ($d_n = 3,05$ м, $d_{в1} = 0,8$ м) при $p_{нj} = 0$:

- тангенциальные определяем по формуле (2.7)

$$\sigma_t^p = \left(1 + \frac{3,05^2}{1,46^2}\right) \cdot \frac{300 \cdot 0,8^2}{3,05^2 - 0,8^2} = 118,9 \text{ МПа},$$

- радиальные находим по формуле (2.8)

$$\sigma_r^p = \left(1 - \frac{3,05^2}{1,46^2}\right) \cdot \frac{300 \cdot 0,8^2}{3,05^2 - 0,8^2} = -74,6 \text{ МПа}.$$

1.2.2. Напряжения от действия наружных давлений $p_{н1} = q_1$ и $p_{н2} = q_2$ ($d_{н1} = 1,46$ м, $d_{н2} = 2,24$ м, $d_1 = 0,8$ м) при $p_{вi} = 0$:

- тангенциальные определяем по формуле (2.9)

$$\sigma_{\tau}^{p_H} = - \left(1 + \frac{0,8^2}{1,46^2} \right) \left(\frac{59,5 \cdot 1,46^2}{1,46^2 - 0,8^2} + \frac{27,8 \cdot 2,24^2}{2,24^2 - 0,8^2} \right) = -110,6 \text{ МПа},$$

- радиальные находим по формуле (2.10)

$$\sigma_r^{p_H} = - \left(1 - \frac{0,8^2}{1,46^2} \right) \left(\frac{59,5 \cdot 1,46^2}{1,46^2 - 0,8^2} + \frac{27,8 \cdot 2,24^2}{2,24^2 - 0,8^2} \right) = -59,5 \text{ МПа}.$$

1.2.3. Результирующие тангенциальные и радиальные напряжения определяем по формуле (2.11)

$$\sigma_{\tau} = 118,9 + (-110,6) = 8,3 \text{ МПа}, \quad \sigma_r = -74,6 + (-59,5) = -134,1 \text{ МПа},$$

а эквивалентные напряжения на данной поверхности определяем по формуле (2.12)

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{8,3^2 + (-134,1)^2 - 8,3 \cdot (-134,1)} = 138,4 \text{ МПа}.$$

2. Промежуточная втулка ($i=2, j=1$).

2.1. Внутренняя поверхность при $d_x = 1,46$ м.

2.1.1. Напряжения от действия внутренних давлений $p_{B1} = p_K$ и $p_{B2} = q_1$ ($d_n = 3,05$ м, $d_{B1} = 0,8$ м, $d_{B2} = 1,46$ м) при $p_{Hj} = 0$:

- тангенциальные определяем по формуле (2.7)

$$\sigma_{\tau}^{p_B} = \left(1 + \frac{3,05^2}{1,46^2} \right) \left(\frac{300 \cdot 0,8^2}{3,05^2 - 0,8^2} + \frac{59,5 \cdot 1,46^2}{3,05^2 - 1,46^2} \right) = 213,8 \text{ МПа},$$

- радиальные находим по формуле (2.8)

$$\sigma_r^{p_B} = \left(1 - \frac{3,05^2}{1,46^2} \right) \left(\frac{300 \cdot 0,8^2}{3,05^2 - 0,8^2} + \frac{59,5 \cdot 1,46^2}{3,05^2 - 1,46^2} \right) = -134,1 \text{ МПа}.$$

2.1.2. Напряжения от действия наружного давления $p_{H1} = q_2$ ($d_{H1} = 2,24$ м, $d_1 = 0,8$ м) при $p_{Bi} = 0$:

- тангенциальные определяем по формуле (2.9)

$$\sigma_{\tau}^{p_H} = - \left(1 + \frac{0,8^2}{1,46^2} \right) \frac{27,8 \cdot 2,24^2}{2,24^2 - 0,8^2} = -41,4 \text{ МПа},$$

- радиальные находим по формуле (2.10)

$$\sigma_r^p = - \left(1 - \frac{0,8^2}{1,46^2} \right) \frac{27,8 \cdot 2,24^2}{2,24^2 - 0,8^2} = -22,3 \text{ МПа} .$$

2.1.3. Результирующие тангенциальные и радиальные напряжения определяем по формуле (2.11)

$$\sigma_\tau = 213,8 + (-41,4) = 172,4 \text{ МПа} , \quad \sigma_r = -134,1 + (-22,3) = -156,4 \text{ МПа} ,$$

а эквивалентные напряжения на данной поверхности – по формуле (2.12)

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{172,4^2 + (-156,4)^2 - 172,4 \cdot (-156,4)} = 284,9 \text{ МПа} .$$

2.2. Внешняя поверхность при $d_x = 2,24$ м.

2.2.1. Напряжения от действия внутренних давлений

$$p_{в1} = p_k \text{ и } p_{в2} = q_1 \text{ (} d_n = 3,05 \text{ м, } d_{в1} = 0,8 \text{ м, } d_{в2} = 1,46 \text{ м) при } p_{нj} = 0:$$

- тангенциальные определяем по формуле (2.7)

$$\sigma_\tau^p = \left(1 + \frac{3,05^2}{2,24^2} \right) \left(\frac{300 \cdot 0,8^2}{3,05^2 - 0,8^2} + \frac{59,5 \cdot 1,46^2}{3,05^2 - 1,46^2} \right) = 113,7 \text{ МПа} ,$$

- радиальные находим по формуле (2.8)

$$\sigma_r^p = \left(1 - \frac{3,05^2}{2,24^2} \right) \left(\frac{300 \cdot 0,8^2}{3,05^2 - 0,8^2} + \frac{59,5 \cdot 1,46^2}{3,05^2 - 1,46^2} \right) = -34,0 \text{ МПа} .$$

2.2.2. Напряжения от действия наружного давления

$$p_{н1} = q_2 \text{ (} d_{н1} = 2,24 \text{ м, } d_1 = 0,8 \text{ м) при } p_{вi} = 0:$$

- тангенциальные определяем по формуле (2.9)

$$\sigma_\tau^p = - \left(1 + \frac{0,8^2}{2,24^2} \right) \frac{27,8 \cdot 2,24^2}{2,24^2 - 0,8^2} = -35,9 \text{ МПа} ,$$

- радиальные находим по формуле (2.10)

$$\sigma_r^p = - \left(1 - \frac{0,8^2}{2,24^2} \right) \frac{27,8 \cdot 2,24^2}{2,24^2 - 0,8^2} = -27,8 \text{ МПа} .$$

2.2.3. Результирующие тангенциальные и радиальные напряжения определяем по формуле (2.11)

$$\sigma_\tau = 113,7 + (-35,9) = 77,8 \text{ МПа} , \quad \sigma_r = -34,0 + (-27,8) = -61,8 \text{ МПа} ,$$

а эквивалентные напряжения на данной поверхности – по формуле (2.12)

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{77,8^2 + (-61,8)^2 - 77,8 \cdot (-61,8)} = 121,2 \text{ МПа}.$$

3. Наружная втулка ($i=3, j=0$).

3.1. Внутренняя поверхность при $d_x = 2,24$ м.

3.1.1. Напряжения от действия внутренних давлений $p_{в1} = p_k$, $p_{в2} = q_1$ и $p_{в3} = q_2$ ($d_n = 3,05$ м, $d_{в1} = 0,8$ м, $d_{в2} = 1,46$ м, $d_{в3} = 2,24$ м) при $p_{hj} = 0$:

- тангенциальные определяем по формуле (2.7)

$$\sigma_{\tau}^{p_{в}} = \left(1 + \frac{3,05^2}{2,24^2} \right) \left(\frac{300 \cdot 0,8^2}{3,05^2 - 0,8^2} + \frac{59,5 \cdot 1,46^2}{3,05^2 - 1,46^2} + \frac{27,8 \cdot 2,24^2}{3,05^2 - 2,24^2} \right) = 206,6 \text{ МПа},$$

- радиальные находим по формуле (2.8)

$$\sigma_r^{p_{в}} = \left(1 - \frac{3,05^2}{2,24^2} \right) \left(\frac{300 \cdot 0,8^2}{3,05^2 - 0,8^2} + \frac{59,5 \cdot 1,46^2}{3,05^2 - 1,46^2} + \frac{27,8 \cdot 2,24^2}{3,05^2 - 2,24^2} \right) = -61,8 \text{ МПа}.$$

3.1.2. Поскольку наружных давлений на данной поверхности нет, определяем тангенциальные напряжения по формуле (2.9): $\sigma_{\tau}^{p_{н}} = 0,0$ МПа и радиальные напряжения по формуле (2.10): $\sigma_r^{p_{н}} = 0,0$ МПа.

3.1.3. Результирующие тангенциальные и радиальные напряжения определяем по формуле (2.11)

$$\sigma_{\tau} = 206,6 + 0,0 = 206,6 \text{ МПа}, \quad \sigma_r = -61,8 + 0,0 = -61,8 \text{ МПа},$$

а эквивалентные напряжения на данной поверхности – по формуле (2.12)

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{206,6^2 + (-61,8)^2 - 206,6 \cdot (-61,8)} = 243,5 \text{ МПа}.$$

3.2. Внешняя поверхность при $d_x = 3,05$ м.

3.2.1. Напряжения от действия внутренних давлений $p_{в1} = p_k$, $p_{в2} = q_1$ и $p_{в3} = q_2$ ($d_n = 3,05$ м, $d_{в1} = 0,8$ м, $d_{в2} = 1,46$ м, $d_{в3} = 2,24$ м) при $p_{hj} = 0$:

- тангенциальные определяем по формуле (2.7)

$$\sigma_{\tau}^p = \left(1 + \frac{3,05^2}{3,05^2} \right) \left(\frac{300 \cdot 0,8^2}{3,05^2 - 0,8^2} + \frac{59,5 \cdot 1,46^2}{3,05^2 - 1,46^2} + \frac{27,8 \cdot 2,24^2}{3,05^2 - 2,24^2} \right) = 144,8 \text{ МПа,}$$

- радиальные находим по формуле (2.8)

$$\sigma_r^p = \left(1 - \frac{3,05^2}{3,05^2} \right) \left(\frac{300 \cdot 0,8^2}{3,05^2 - 0,8^2} + \frac{59,5 \cdot 1,46^2}{3,05^2 - 1,46^2} + \frac{27,8 \cdot 2,24^2}{3,05^2 - 2,24^2} \right) = 0,0 \text{ МПа.}$$

3.2.2. Поскольку наружных давлений на данной поверхности нет, определяем тангенциальные напряжения по формуле (2.9):

$$\sigma_{\tau}^p = 0,0 \text{ МПа}$$

и радиальные напряжения по формуле (2.10):

$$\sigma_r^p = 0,0 \text{ МПа.}$$

3.2.3. Результирующие тангенциальные и радиальные напряжения определяем по формуле (2.11)

$$\sigma_{\tau} = 144,8 + 0,0 = 144,8 \text{ МПа, } \sigma_r = 0,0 + 0,0 = 0,0 \text{ МПа,}$$

а эквивалентные напряжения на данной поверхности – по формуле (2.12)

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{144,8^2 + (0,0)^2 - 144,8 \cdot (0,0)} = 144,8 \text{ МПа.}$$

Определяем для каждой втулки контейнера коэффициент запаса прочности по формуле (2.13):

рабочая втулка

$$n_1 = \frac{1050}{367,9} = 2,8,$$

промежуточная втулка

$$n_2 = \frac{700}{284,9} = 2,5,$$

наружная втулка

$$n_3 = \frac{700}{243,5} = 2,9.$$

Так как расчетные значения коэффициентов запаса прочности превышают допустимые $[n] = 1,3-2,0$, условие прочности (1.2) выполняется для всех втулок контейнера. Кроме того, как видно на рис. 2.5, втулки равнопрочны.