

## РАСЧЕТ ВТУЛОЧНОГО ПРЕДОХРАНИТЕЛЯ МЕТОДОМ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Правильный выбор основных параметров предохранителей гарантирует эффективную систему защиты металлургических машин от поломок. Эта задача может быть решена в случае, когда эти основные параметры (сила срабатывания, максимальная осадка и так далее), составляющие рабочую характеристику предохранителя, могут быть определены с высокой точностью [1]. Таким образом, решение данной задачи зависит от наличия испытательных машин и стендов большой мощности. На практике в ВУЗах и научных лабораториях стран СНГ имеются единичные экземпляры испытательных машин (гидравлических прессов) с максимальной силой 5...10 МН, что явно недостаточно для испытаний предохранителей прокатных станков. Предохранители для рабочих клетей слябингов, непрерывных широкополосных станков (НШС) и толстолистовых станков (ТЛС) должны быть рассчитаны на силу срабатывания 12...36 МН. Такие предохранители, изготовленные в натуральную величину, не могут быть испытаны в лабораторных условиях; следовательно, для них нет возможности откорректировать рабочую характеристику. В этом случае могут быть испытаны модели предохранителей. Естественно, подобный метод уменьшает точность полученных результатов и надежность спроектированных предохранителей [2].

Втулочные предохранители имеют много положительных качеств – простота устройства, легкость замены, экономичность, возможность исключения усталостных повреждений и, как следствие, стабильность рабочей характеристики. Вместе с тем, имеются и определенные трудности расчетного характера. Основными из них являются:

- учет влияния на рабочую характеристику и напряженное состояние сил трения, наличие которых неизбежно на торцах предохранительной втулки;
- исследование влияния соотношения геометрических размеров на устойчивость деформации (переход деформации сжатия в сжатие с изгибом).

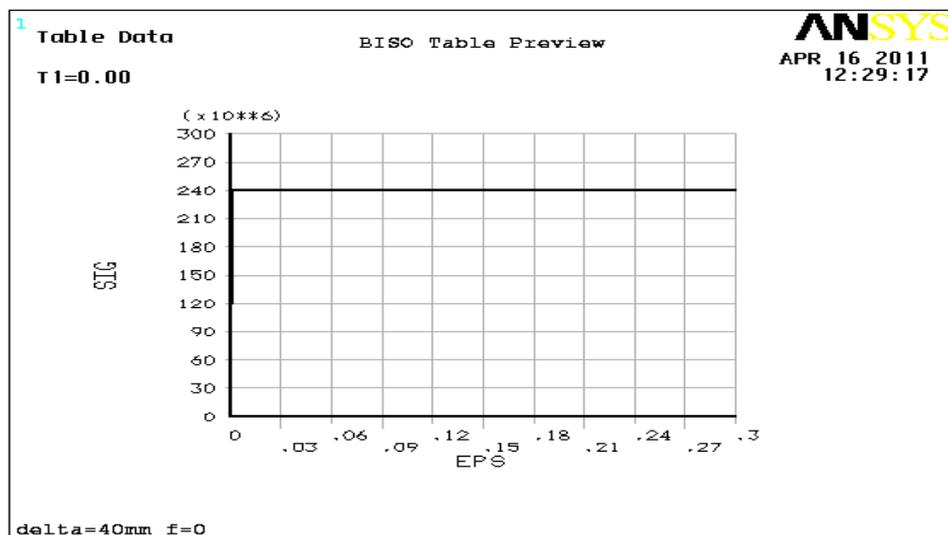
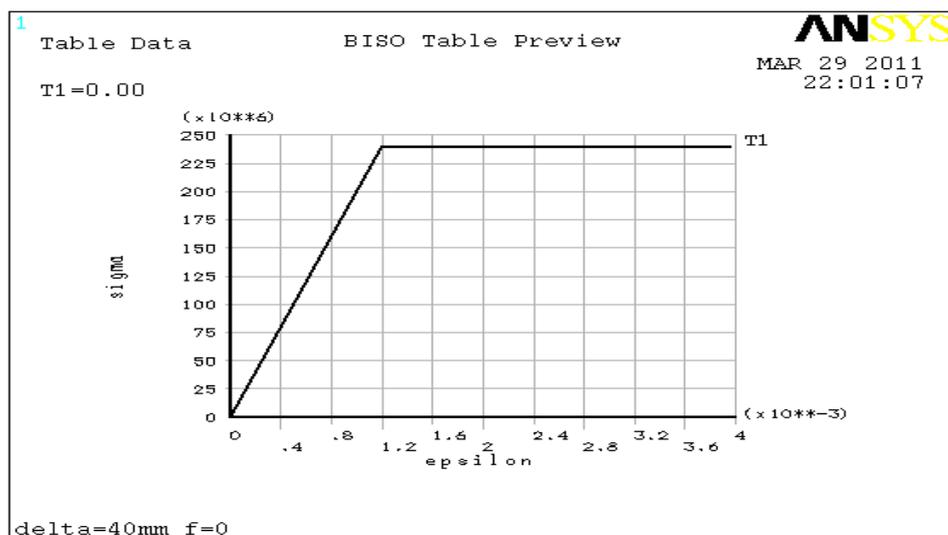
Возможности современных аналитических систем, основанных на методе конечных элементов, позволяют решить большинство указанных выше задач [3-10]. Ниже приведено решение подобной задачи для перспективного втулочного предохранителя, предназначенного для установки под нажимные винты рабочих клетей. Такие предохранители могут применяться на слябингах и НШС. Основная цель выполненных расчетов – получить исходные данные для проектирования втулочных предохранителей. Для этого надо оценить влияние характеристик выбранного материала (одной из конструкционных малоуглеродистых сталей), размеров и трения на торцах предохранительной втулки на основные характеристики предохранителя. В первую очередь, требуется подтверждение принципиальной пригодности втулок для получения ломаной характеристики и стабильности этой характеристики.

Расчет выполнен на основе систем ANSYS Mechanical и ANSYS DesignXplorer Module. Рассчитана предохранительная втулка, размеры которой можно вписать в габариты упомянутых выше клетей прокатных станков. Принятые размеры составляют: наружный диаметр  $D = 500$  мм; высота  $h = 120$  мм; толщины стенки  $\delta = 40$  мм;  $\delta = 30$  мм и  $\delta = 20$  мм. Материал втулки – малоуглеродистая сталь. Модель поведения материала описывается укороченной диаграммой Прандтля, для которой вместо бесконечно большой деформации  $\epsilon_{\max} = \infty$  принято  $\epsilon_{\max} = 0,25$ . Для втулки высотой  $h = 120$  мм это составляет  $\Delta h_{\max} = 30$  мм, то есть в качестве максимально возможной деформации принята фактически требуемая максимальная осадка предохранителя (рис.1).

В расчете приняты: нормальный модуль упругости материала втулки  $E = 200$  ГПа; коэффициент Пуассона  $\mu = 0,3$ ; предел текучести материала втулки  $\sigma_T = 240$  МПа. Коэффициент Пуассона в идеально пластичной зоне (без упрочнения)

$\mu_n = 0,5$ . Ввиду осевой симметрии задачи рассматривалась  $\frac{1}{4}$  часть втулки. На соответствующие грани накладывались условия симметрии. Соответствие между осевой деформацией и осадкой втулки приведено в таблице.

Первоначально решалась тестовая задача. В качестве опорной модели рассматривалась часть втулки с  $\delta = 40$  мм без учета сил трения. Для получения конечно-элементной сетки выбирался тип элементов SOLID95 из библиотеки ANSYS. Для тестовой задачи принимался характерный размер конечных элементов 10 мм. Таким образом, после построения сетки конечных элементов получилась модель, состоящая из 1776 элементов типа SOLID95. Конечноэлементная модель части втулки представлена на рис.2.



**Рис.1.** Диаграмма Прандтля для материала втулки: в более крупном масштабе (вверху) и во всем диапазоне рассматриваемых деформаций (внизу)

На опорную модель были наложены следующие граничные условия. Запрещались перемещения в направлении оси Y в модели на нижней грани. На верхней грани прикладывались перемещения в направлении оси Y, соответствующие заданной осевой деформации втулки. Для тестовой задачи были заданы два значения осе-

вой деформации (из упругой и пластической зон на рис.1). Например,  $\varepsilon_1 = 0,0008$  и  $\varepsilon_2 = 0,0018$ . Указанным деформациям соответствуют осадки втулки 0,096 мм и 0,216 мм (см. таблицу). Конечноэлементная модель части втулки с граничными условиями представлена на рис.3.

В обоих случаях в результате правильного решения задачи должны получиться предсказуемые значения эквивалентных напряжений.

Тестовые результаты приведены на рис.4-5. Из анализа графиков осевых перемещений видно, что заданные граничные условия выполняются. При осевой деформации  $\varepsilon_1 = 0,0008$  эквивалентные напряжения  $\sigma_{\text{экв}}^{IV} = 160 \text{ МПа}$ ; при осевой деформации  $\varepsilon_2 = 0,0018$  эквивалентные напряжения  $\sigma_{\text{экв}}^{IV} = 240 \text{ МПа}$ . Из рис.1 следует, что так и должно быть.

Тестовая задача показала, что выбранная математическая модель приемлема. Для того, чтобы учесть трение, необходимо решить контактную задачу. Прижмем втулку сверху и снизу одинаковыми кольцами высотой 0,04 м и шириной  $\delta+10$  мм. Запас прижимных колец по ширине необходим для обеспечения контакта поверхностей втулки и колец в процессе деформирования, так как толщина втулки при сжатии будет увеличиваться. Материал прижимных колец деформируется упруго и имеет характеристики  $E = 200 \text{ ГПа}$ ,  $\mu = 0,3$ . Коэффициент трения на поверхностях контакта  $f = 0,45$ .

Таблица

Соответствие между осевой деформацией и осадкой втулки

$\varepsilon$	0,0004	0,0008	0,0012	0,0016	0,0018	0,002	0,004	0,02	0,1	0,25
$\Delta h_{\text{max}}$ , мм	0,048	0,096	0,144	0,192	0,216	0,240	0,480	2,4	12	30

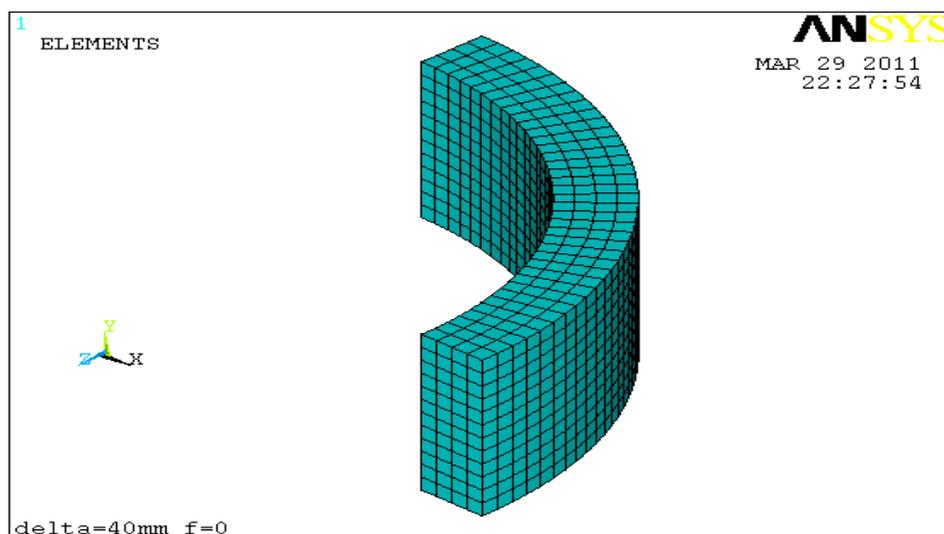


Рис.2. Конечноэлементная модель части втулки

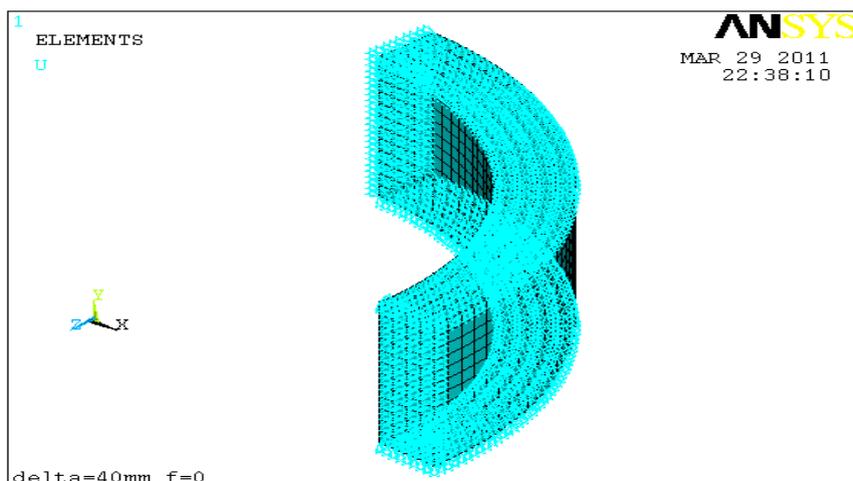


Рис.3. Конечноеэлементная модель с граничными условиями

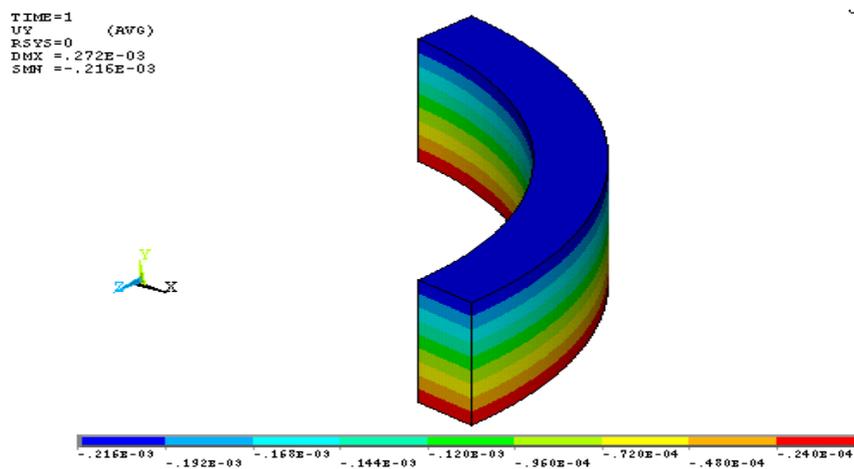


Рис.4. Осевые перемещения в модели для случая  $\varepsilon_2 = 0,0018$

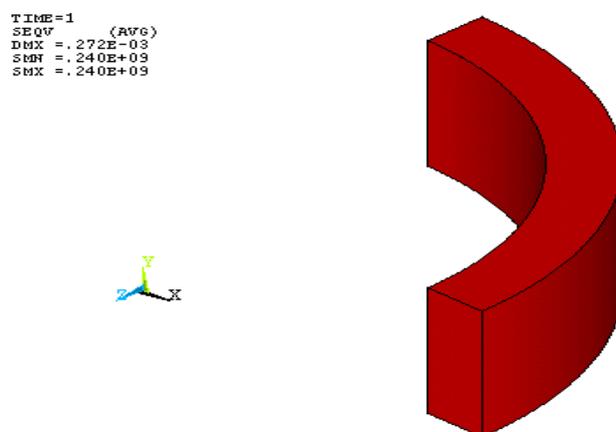
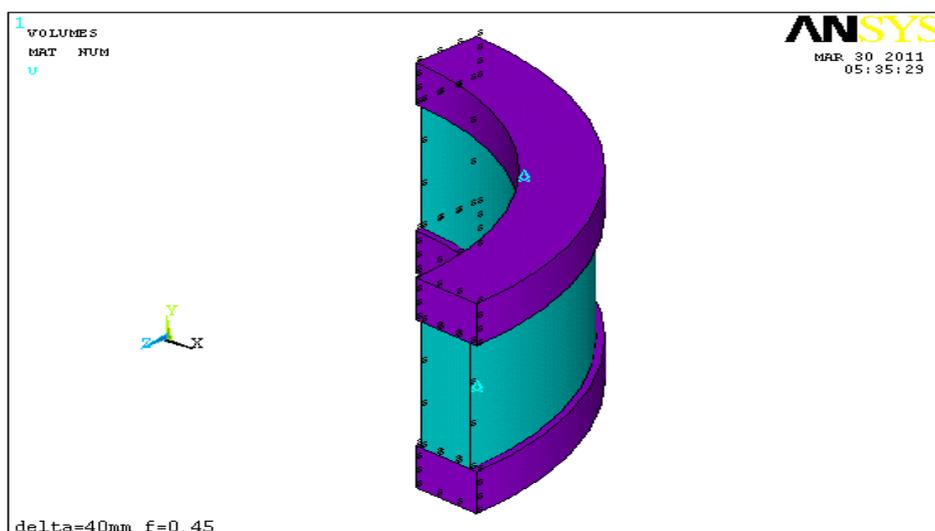
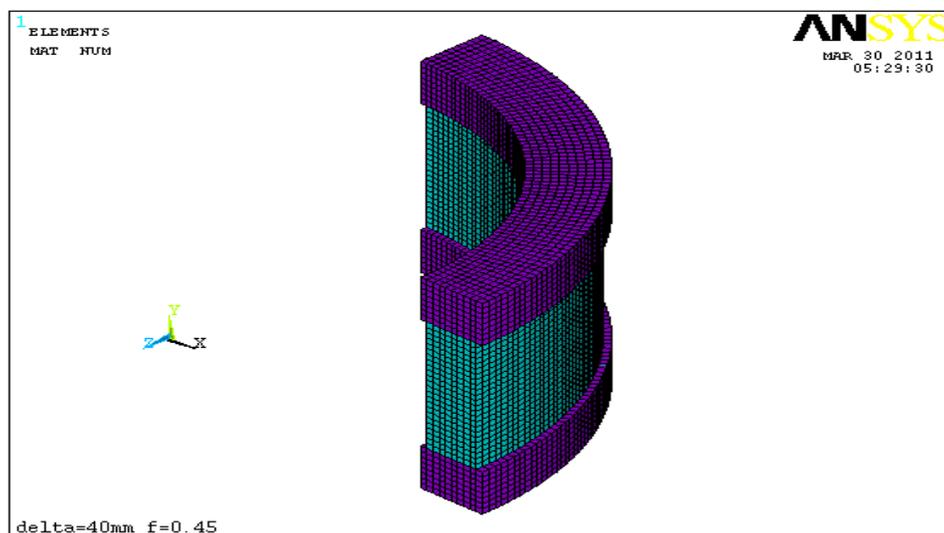


Рис.5. Эквивалентные напряжения при  $\varepsilon_2 = 0,0018$



**Рис.6.** Геометрическая модель для контактной задачи

При построении конечноэлементной модели, кроме элементов типа SOLID95, использовались также контактные элементы TARGE170 и CONTA174. Характерный размер пространственных конечных элементов 5 мм. Конечноэлементная модель состоит из 25696 пространственных элементов типа SOLID95, 1460 контактных элементов типа TARGE170 и 1168 контактных элементов типа CONTA174. Геометрическая и конечноэлементная модели для контактной задачи представлены на рис.6 и 7. Время счета одного цикла в среднем составило 22 мин.



**Рис.7.** Конечноэлементная модель для контактной задачи

На рис.8-10 представлены результаты расчетов. По результирующим напряжениям восстановлены силы  $P$  и нанесены на график (рис.11).  $P$  получено путем суммирования на торце втулки элементарных сил  $\sigma_y \cdot dF$ , переменных по толщине  $\delta$ .

$$P = \int_0^{\delta} \sigma_y \cdot dF = \int_0^{\delta_{\max}} \sigma_y \cdot 2\pi \cdot r + \delta \cdot d\delta = 2\pi \int_0^{\delta_{\max}} \sigma_y \cdot r + \delta \cdot d\delta,$$

где  $r$  – внутренний радиус втулки.

```
DMK = -.03743
SMN = -.037429
SMK = -.710E-04
```

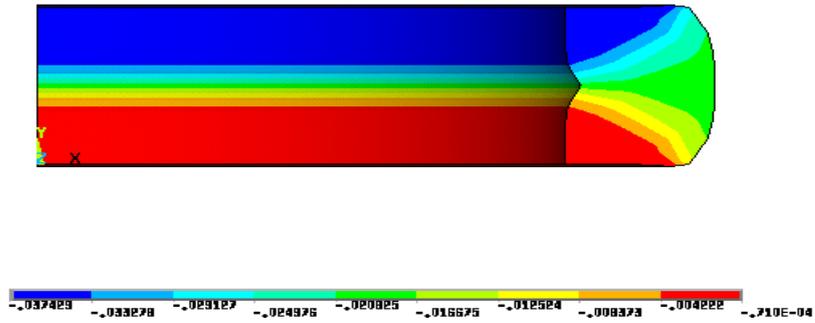


Рис.8. Осевые перемещения при  $\epsilon = 0,25$

```
SEQV = 40063
DMK = -.03743
SMN = -.333E+09
SMK = -.240E+09
```

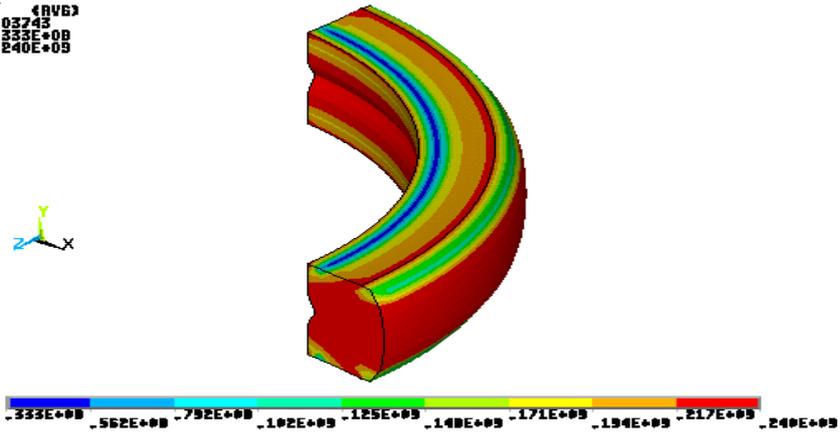


Рис.9. Эквивалентные напряжения при  $\epsilon = 0,25$

```
PRTH PLOT
SY
```

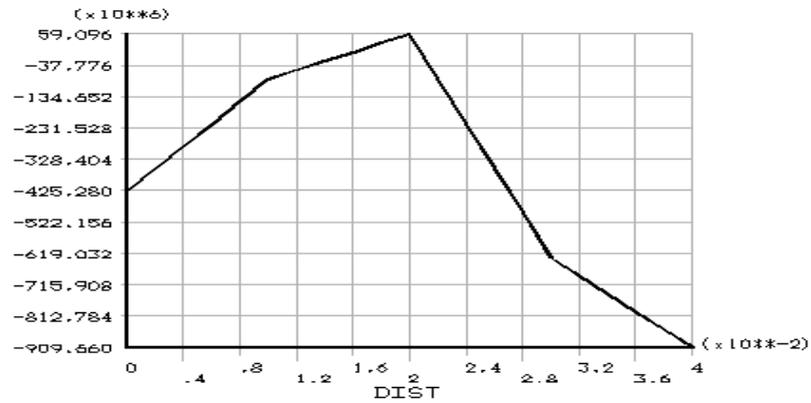
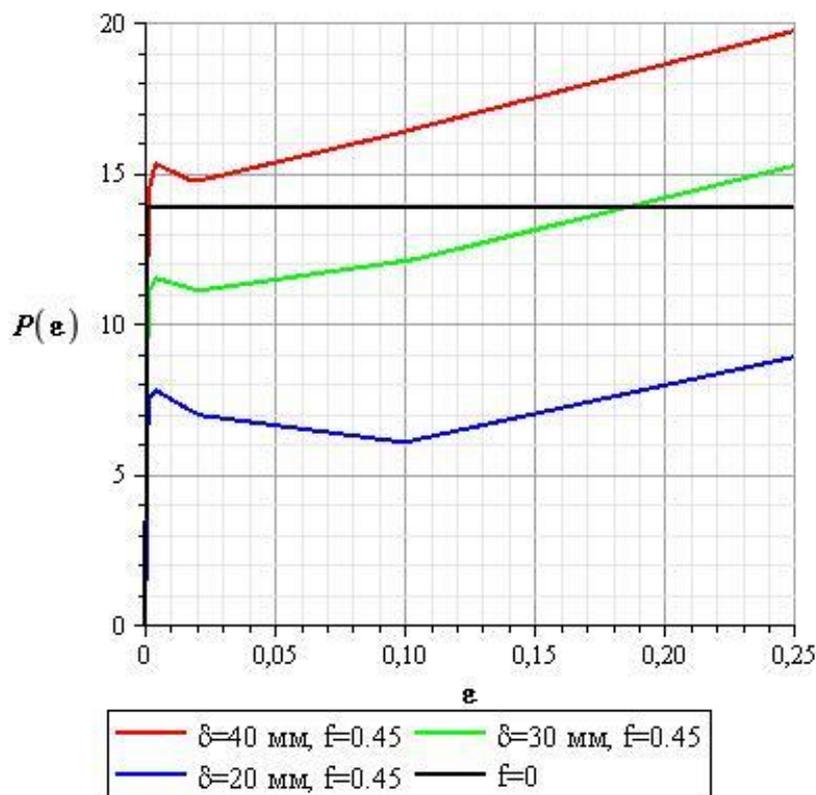


Рис.10. Напряжения  $\sigma_y$  на торце при  $\epsilon = 0,25$

В результате для втулочных предохранителей разной геометрии получены рабочие характеристики при упругих и больших пластических (до 25 %) деформациях. Эти характеристики оказались близкими к требуемым. Уменьшение сил между  $\varepsilon = 0,004$  и  $\varepsilon = 0,02$  составляет 3,8 %, 3,7 % и 10,2 % соответственно для  $\delta = 40$  мм, 30 мм, 20 мм. Оно может быть легко ликвидировано, если использовать явление наклепа. Для этого пару втулок (предназначенных для работы в одной рабочей клетке) устанавливают последовательно в испытательную машину (гидравлический пресс) и нагружают силой, соответствующей силе срабатывания. После разгрузки часть характеристики с силой, меньшей, чем сила срабатывания, исчезает; остается ломаная характеристика с одинаковой силой срабатывания для обоих предохранителей.

Результаты расчетов приведены тремя отдельными сериями в виде осевых перемещений; эквивалентных напряжений; осевых напряжений на торцевых поверхностях сжимаемого втулочного элемента. Характер распределения осевых перемещений отражает устойчивость исходного напряженного состояния – осевого сжатия, которое может нарушаться по двум причинам. Первая из них – наличие на торцах **РЭ** радиальных сил сжатия. По своему происхождению это силы трения, препятствующие поперечной деформации элемента. Вторая причина – искривление элемента при больших пластических деформациях и наложение изгиба на осевое сжатие.

Искривление элементов особенно заметно при малой толщине кольца. Это искривление сопровождается уменьшением выключающей нагрузки при сохранении первоначальных габаритных размеров предохранителя. Конечные размеры при появлении изгиба могут существенно изменяться (например, увеличивается диаметр), что затрудняет демонтаж сработавшего и монтаж нового предохранителя. Что касается изменения формы кольца, связанного с трением на торцах, то оно несущественно. Более всего трение влияет на напряженное состояние и на эквивалентные напряжения.



**Рис.11.** Сравнительный график  $P(\varepsilon)$  для разных толщин втулки. По оси абсцисс – осевая деформация втулки, по оси ординат – сила  $P$ , МН

## ВЫВОДЫ

1. Картина распределения напряжений показывает, что основная часть материала находится в состоянии осевого сжатия. Исключение составляют торцевые области, примыкающие к зонам контакта. Наибольшие изменения претерпевают осевые напряжения  $\sigma_y$ , в особенности с появлением пластических деформаций и движением торцевых областей в радиальном направлении. Это подтверждает зависимость осевых напряжений  $\sigma_y$  от условий трения на торцах.
2. В целом можно считать, что при толщине кольца  $\delta = 30...40$  мм, наружном диаметре  $D = 500$  мм и высоте  $h = 120$  мм участки рабочих характеристик предохранителя близки к линейным, а напряженное состояние – к осевому сжатию. Эти соотношения размеров могут быть рекомендованы для промышленного опробования и внедрения кольцевых предохранителей.
3. При неизменных габаритах предохранительной втулки можно получать существенно различные силы срабатывания за счет толщины и материала втулки. Это свойство может оказаться полезным при установке предохранителей в унифицированные клетки с разными силами прокатки, например, в клетки черновой группы НШС 1700 горячей прокатки.

### Перечень ссылок

1. *Артюх В. Г.* Точность предохранителей для металлургических машин: Монография / *В. Г. Артюх.* – Мариуполь: ПГТУ, 2000. – 177 с.
2. *Артюх В. Г.* Нагрузки и перегрузки в металлургических машинах: Монография / *В. Г. Артюх.* – Мариуполь: ПГТУ, 2008. – 246 с.
3. *Мэтьюз Джон Г.* Численные методы. Использование MATLAB : пер. с англ. / *Джон Г. Мэтьюз, Куртис Д. Финк.* – 3-е изд. – М.: Издательский дом «Вильямс», 2001. – 720 с.
4. *Крауч С.* Методы граничных элементов в механике твердого тела : пер. с англ. / *С. Крауч, А. Старфилд.* – М.: Мир, 1987. – 328 с.
5. *Дьяконов В. П.* Компьютерная математика. Теория и практика / *В. П. Дьяконов.* – М.: Нолидж, 2001. – 1296 с.
6. *Зарубин В. С.* Математическое моделирование в технике: учеб. для вузов / *В. С. Зарубин* ; под ред. *В. С. Зарубина, А. П. Крищенко.* – М.: Изд-во МГТУ им. Баумана, 2001. – 496 с.
7. *Гнеденко Б. В.* Математические методы в теории надежности: основные характеристики надежности и их статистический анализ / *Б. В. Гнеденко, Ю. К. Беляев, А. Д. Соловьев.* – М.: Наука, 1965. – 524 с.
8. *Канарчук В. Є.* Надійність машин : підручник / *В. Є. Канарчук, С. К. Полянський, М. М. Дмитрієв.* – К.: Либідь, 2003. – 424 с.
9. *Сур'янінов М. Г.* Теоретичні основи динаміки машин: Навчальний посібник / *М. Г. Сур'янінов, О. Ф. Дащенко, П. О. Білоус.* – Одеса : Наука і техніка, 2004. – 292 с.
10. *Острейковский В. А.* Теория надежности: учеб. для вузов / *В. А. Острейковский.* – М.: Высш. шк., 2003. – 463 с.

Рецензент: д.т.н., проф. С.С.Самотугин

Статья поступила 21.06.2013.