

## **Метод исследования характеристик локального НДС при растяжении пластины с отверстием, заполненным втулкой с радиальным натягом**

*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ»  
АНТК им. О.К. Антонова*

Анализ разрушений образцов пластины со свободным отверстием показывает, что в тех случаях, когда не применяют специальные методы повышения характеристик сопротивления усталости зон отверстий, разрушение происходит от кромки отверстия. Существует ряд конструктивных и технологических приемов, снижающих отрицательное влияние отверстия на долговечность конструкции [1].

К конструктивным приемам относится выбор рациональной формы отверстия, введение местного усиления, рациональное расположение отверстий по размаху крыла. Конструктивные мероприятия направлены на снижение коэффициента концентрации напряжений [1].

Существующие технологические способы в ряде случаев являются более эффективным средством повышения усталостной долговечности стрингеров в зоне отверстий для перетекания топлива. Большинство из них заключается в создании методами глубокого пластического деформирования остаточных сжимающих напряжений в стрингере в зоне отверстий [1].

В настоящее время методы расчетной оценки усталостной долговечности тонкостенных элементов планера самолета с функциональными отверстиями базируются на результатах испытаний образцов, данных эксплуатации, расчета напряженно-деформированного состояния и теоретических исследованиях. Метод конечного элемента позволяет проводить расчеты конструктивных элементов сложной геометрической формы при плоском и объемном НДС в упругой и упругопластической постановках задачи [2-5].

Методика оценки долговечности по локальному НДС базируется на принципе суперпозиции, при этом не учитывается история нагружения испытуемого образца [6].

В настоящее время нет универсального критерия оценки усталостного повреждения материала конструкции в окрестности концентратора. Было сделано много попыток определить критерии усталостного разрушения [7]. Из наиболее важных критериев отметим следующие:

- 1) максимальное главное растягивающее напряжение;
- 2) максимальное касательное напряжение;
- 3) максимальная энергия деформации сдвига (по Мизесу);
- 4) максимальная главная деформация.

Целью данной работы является разработка метода анализа характеристик локального НДС пластины с отверстием, заполненным втулкой с радиальным натягом, по изменению максимальных главных растягивающих напряжений, деформаций и удельной энергии деформирования эквивалентного отнулевого цикла с учетом истории нагружения и упругопластического поведения материала

пластины. Приведение повреждающего цикла нагружения к эквивалентному отнулевому производится с помощью формулы Одинга [7]

$$\sigma_0 = \begin{cases} \sqrt{2\sigma_a\sigma_{\max}} & \text{при } \sigma_m \geq 0 \\ \sqrt{2}(\sigma_a + 0,2\sigma_m) & \text{при } \sigma_m \leq 0 \text{ и } \sigma_{\max} \geq 0 \\ 0 & \text{при } \sigma_{\max} \leq 0 \end{cases}$$

где  $\sigma_a$  – амплитуда напряжений;

$\sigma_m$  – средние напряжения;

$\sigma_{\max}$  – максимальные напряжения.

Предложенный метод исследования локального НДС включает в себя:

- 1) построение геометрической модели пластины с отверстием и втулки;
- 2) задание физико-механических свойств материалов;
- 3) разработку расчетной схемы;
- 4) создание конечно-элементной модели пластины с отверстием, пластины и втулки, установленной в отверстие с радиальным натягом, а также контактных элементов, описывающих контактное взаимодействие стенки отверстия и втулки.

Радиальный натяг моделировали путем учета в контактном алгоритме начального проникновения, вызванного разностью диаметров отверстия и втулки [8];

- 5) задание граничных условий и приложение внешних нагрузок;
- 6) формирование расчетных случаев;
- 7) расчет характеристик локального НДС пластины и втулки;
- 8) качественный и количественный анализ распределения главных растягивающих напряжений, деформаций и удельной энергии деформирования в пластине;
- 9) анализ распределения удельной энергии деформирования эквивалентного отнулевого цикла в сечении по оси отверстия. Определение точки, в которой значение удельной энергии деформирования эквивалентного отнулевого цикла максимально;
- 10) расчет максимальных главных растягивающих напряжений, деформаций и удельной энергии деформирования эквивалентного отнулевого цикла;
11. определение напряжений и деформаций во втулке.

На рис. 1 показана геометрическая модель пластины с отверстием, в которое установлена втулка с упругопластическим радиальным натягом. Материал пластины – сплав 1163Т [9], поведение которого в расчете описывается упругопластической полилинейной моделью с кинематическим законом упрочнения.

Материал втулки – сталь ВНС5, поведение которого в расчете принимается упругим.

Для оценки влияния геометрических и жесткостных параметров втулок на НДС элементов конструкции планера с незагруженным отверстием рассмотрена задача определения НДС пластины с отверстием, в которое установлена втулка с радиальным натягом.

В ходе анализа варьировали следующие параметры: величина радиального натяга ( $\Delta = 0,5; 1; 1,2; 1,5$  и  $2\%$ ), относительная толщина стенки втулки ( $\delta = 0,15$  и  $0,2$ ) и величина внешней нагрузки ( $\sigma_{\text{бр}} = 0, 50, 100, 150, 200$  МПа), прикладываемой к пластине.

Учитывая геометрическую и силовую симметрию пластины с отверстием, заполненным втулкой с упругопластическим радиальным натягом, моделируем 1/8 модели с заданием соответствующих условий симметрии (рис. 2).

Конечно-элементная модель состоит из 600 элементов твердого деформируемого тела Solid 45 [10] и 40 контактных элементов TARGE170 и CONTA173 (рис. 3).

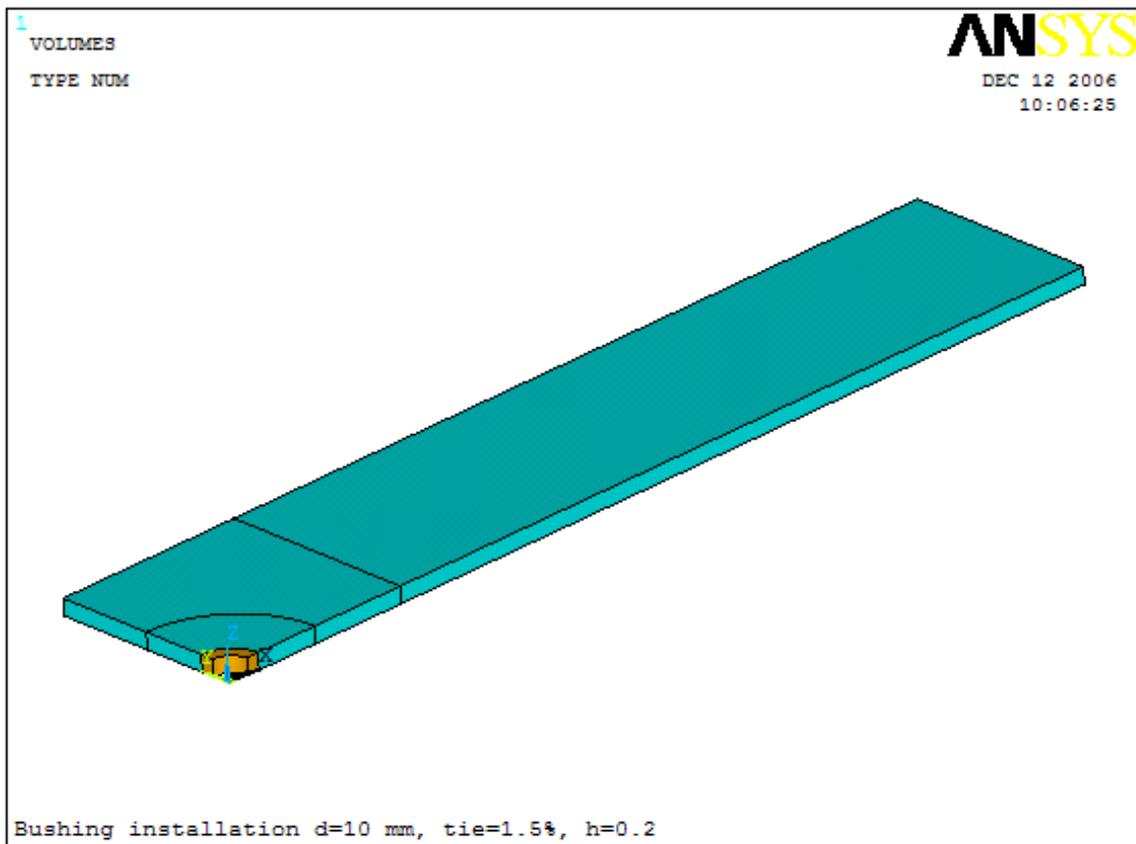


Рис. 1. Геометрическая модель 1/8 пластины с отверстием, в которое установлена втулка с радиальным натягом

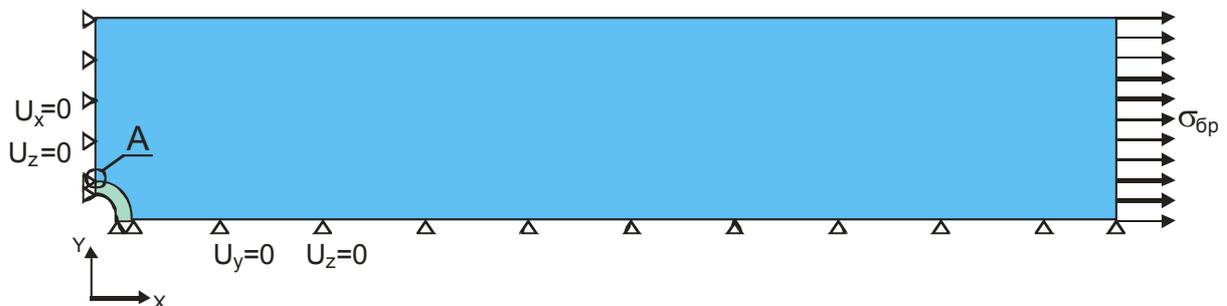


Рис. 2. Расчетная схема 1/8 пластины с отверстием, в которое установлена втулка с радиальным натягом

Проведен анализ локального НДС в пластине и втулке в критическом сечении по оси отверстия и определены максимальные значения главных растягивающих напряжений от действия радиального натяга при растяжении пластины, а также после снятия внешней нагрузки.

Рассчитаны максимальные главные растягивающие напряжения, деформации и удельная энергия деформирования эквивалентного отнулевого цикла.

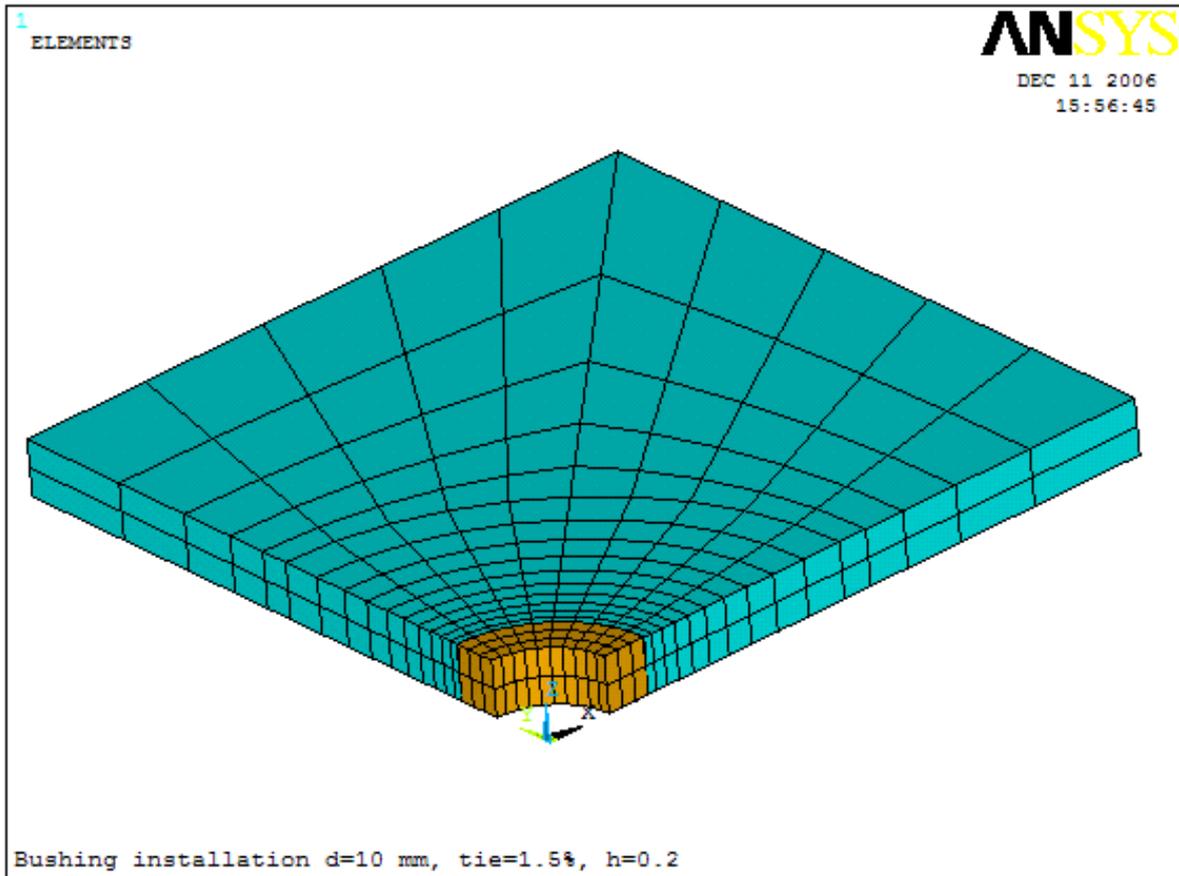


Рис. 3. Конечно-элементная модель пластины с отверстием, в которое установлена втулка с радиальным натягом

Для оценки параметров повреждающего цикла воспользуемся величиной максимальных главных напряжений  $\sigma_1$ , деформаций  $\varepsilon_1$  и удельной энергии деформирования  $w_1$ . Анализ эффективности применения радиального натяга проводим путем сравнения указанных параметров НДС с соответствующими параметрами НДС пластины со свободным отверстием при одинаковых геометрических параметрах пластины.

При постановке в отверстие втулки с радиальным натягом происходит смещение зоны максимальных напряжений от кромки отверстия вглубь пластины на величину 0...5 мм, причем, как показывают результаты расчета, величина смещения зависит от величины радиального натяга.

Результаты анализа показаны на рис. 4 – 12.

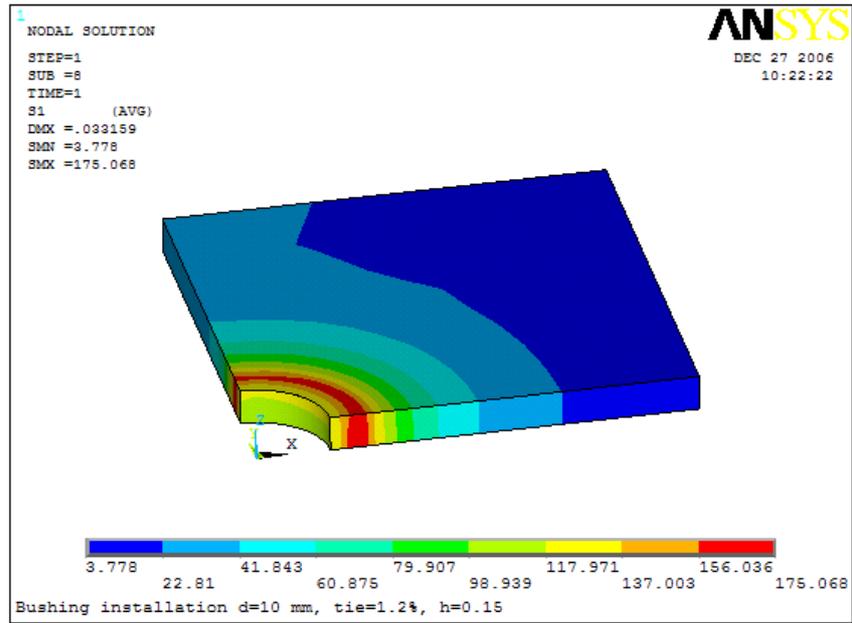


Рис. 4. Характер распределения главных растягивающих напряжений  $\sigma_1$  в пластине с отверстием, в которое установлена втулка с радиальным натягом 1.2% при уровне растягивающих напряжений  $\sigma_{бр} = 0$  МПа (относительная толщина втулки – 0,15)

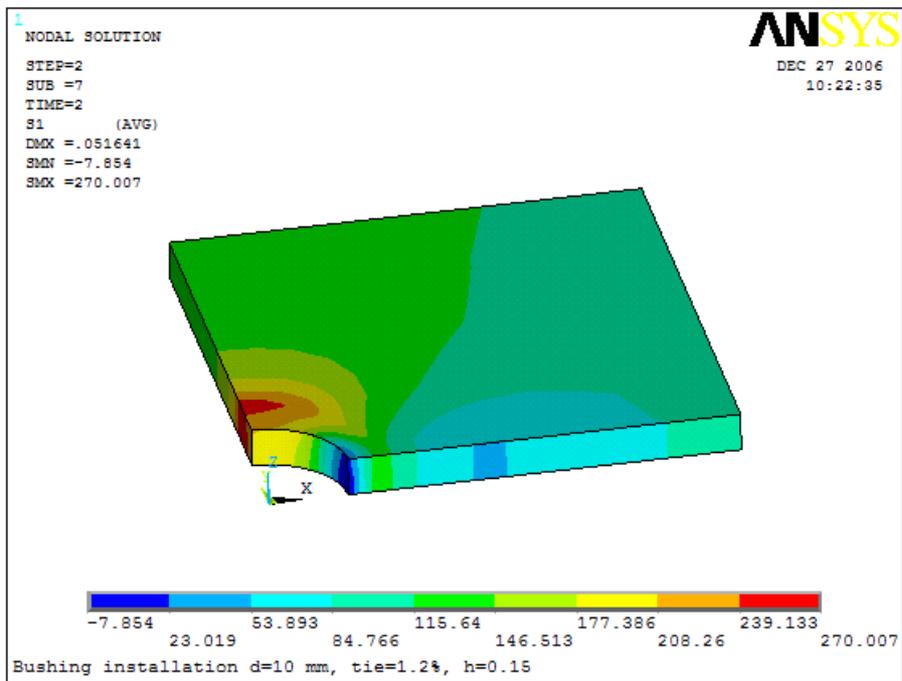


Рис. 5. Характер распределения главных растягивающих напряжений  $\sigma_1$  в пластине с отверстием, в которое установлена втулка с радиальным натягом 1.2% при уровне растягивающих напряжений  $\sigma_{бр} = 100$  МПа (относительная толщина втулки – 0,15)

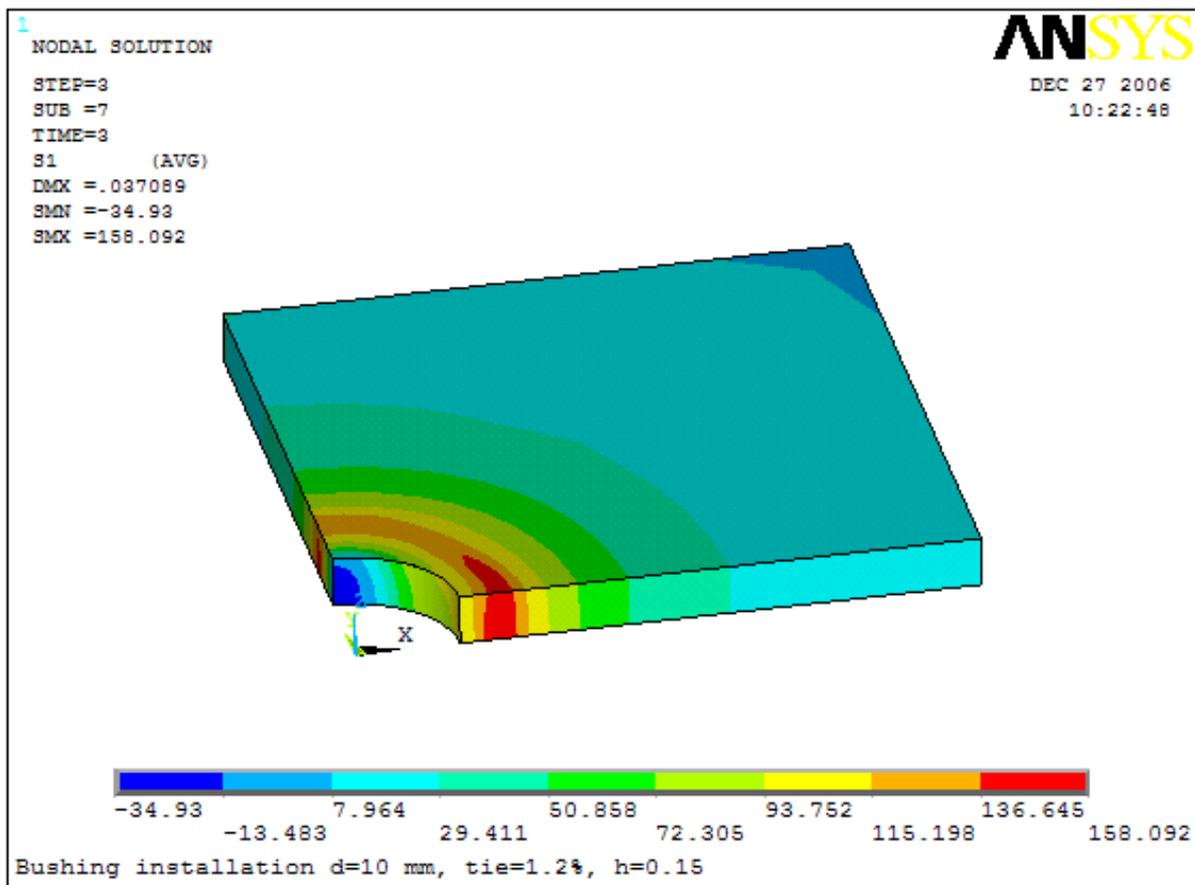
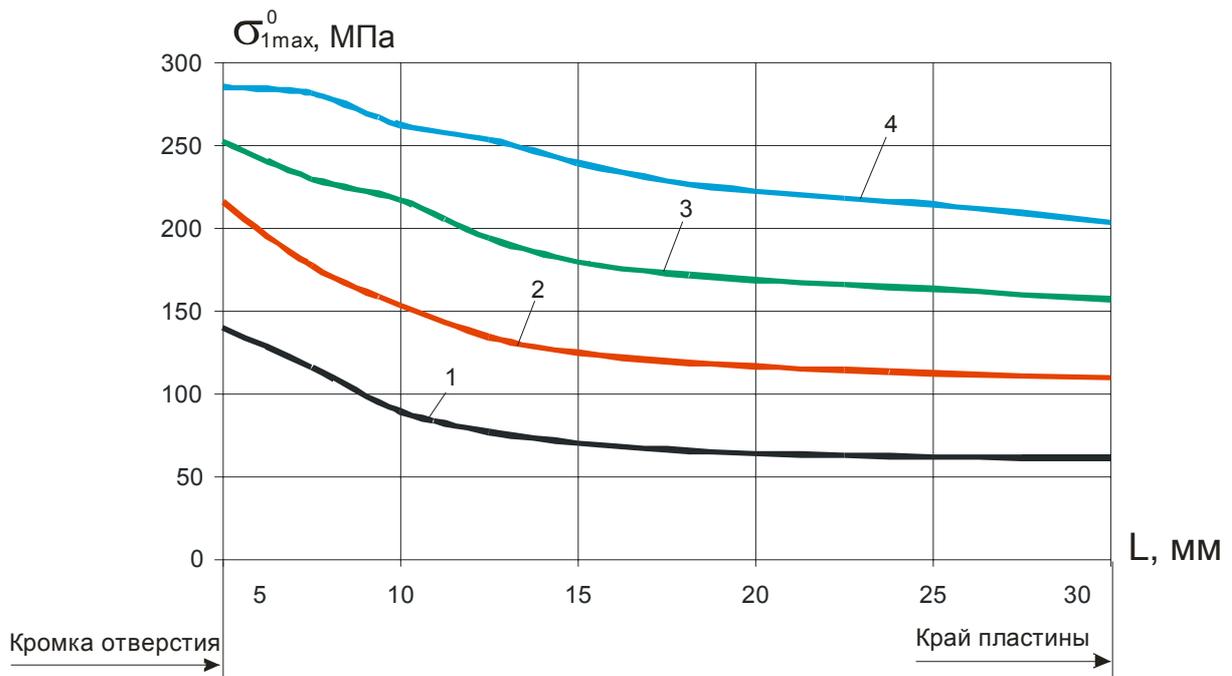


Рис. 6. Характер распределения главных растягивающих напряжений  $\sigma_1$  в пластине с отверстием, в которое установлена втулка с радиальным натягом 1.2% (относительная толщина втулки – 0,15) (остаточные напряжения после разрузки)

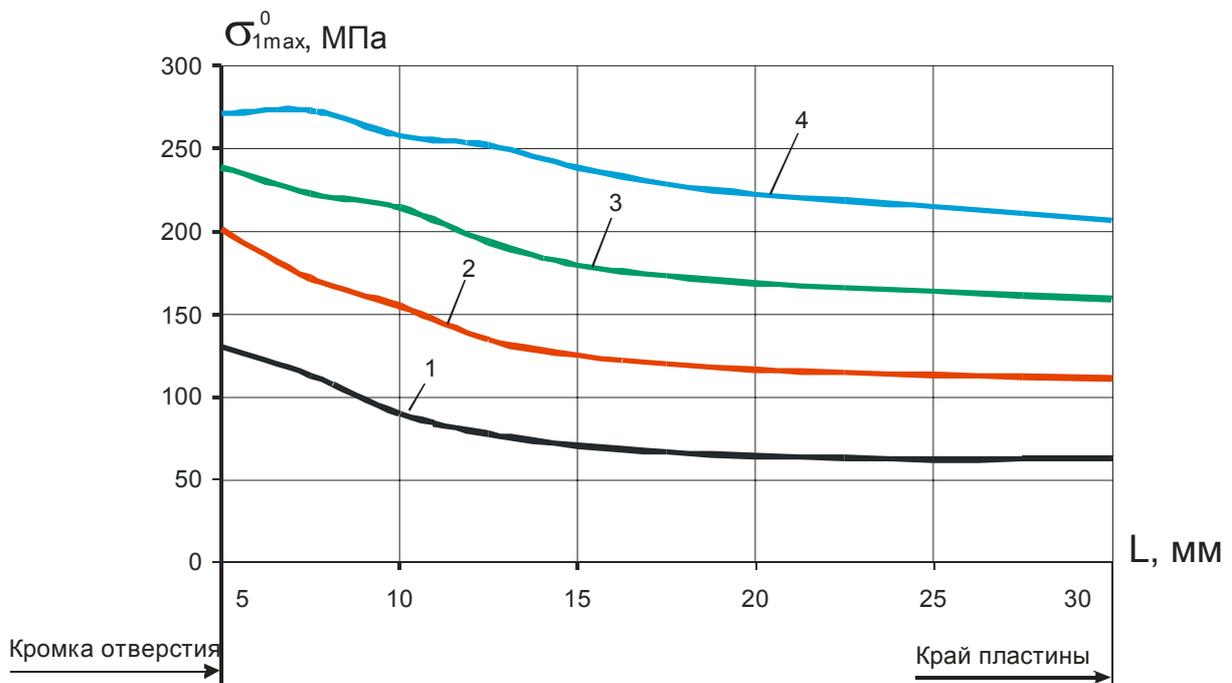
Расчет величин максимальных напряжений, деформаций эквивалентного отнулевого цикла проводим в точке, в которой значение удельной энергии деформирования эквивалентного отнулевого цикла достигает максимума. Для определения максимального значения удельной энергии деформирования эквивалентного отнулевого цикла необходимо проанализировать изменение данной величины в сечении по оси отверстия (см. рис. 7).

На рис. 7–9 приняты следующие обозначения:

а – относительная толщина втулки – 0,15; б – относительная толщина втулки – 0,2.



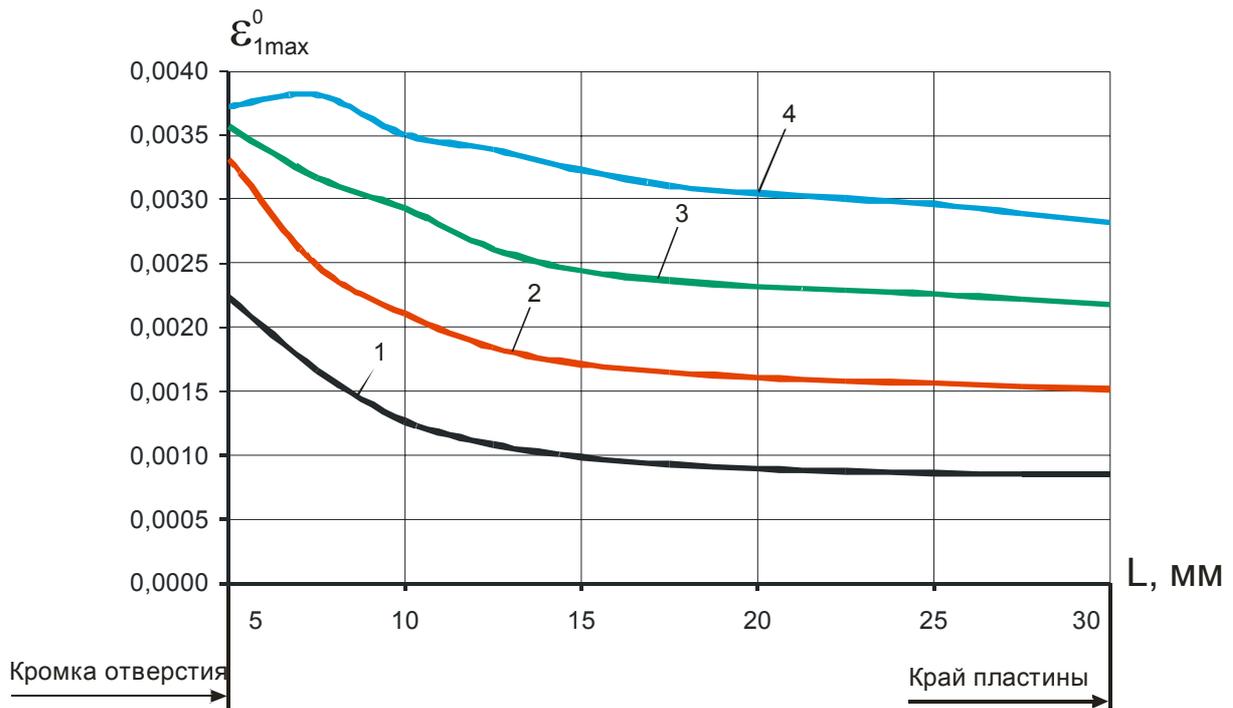
а



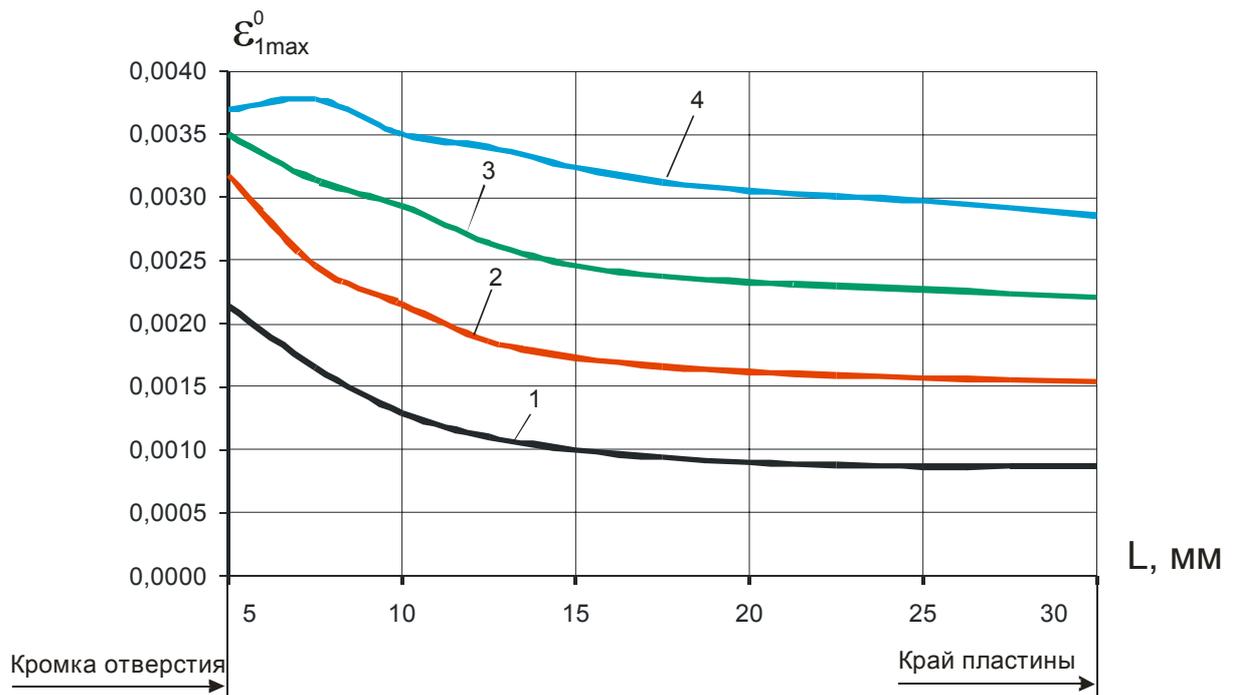
б

1 –  $\sigma_{бр} = 50$  МПа; 2 –  $\sigma_{бр} = 100$  МПа; 3 –  $\sigma_{бр} = 150$  МПа; 4 –  $\sigma_{бр} = 200$  МПа

Рис. 7. Распределение максимальных главных напряжений эквивалентного отнулевого цикла в пластине в сечении по оси отверстия (радиальный натяг 1,2%)



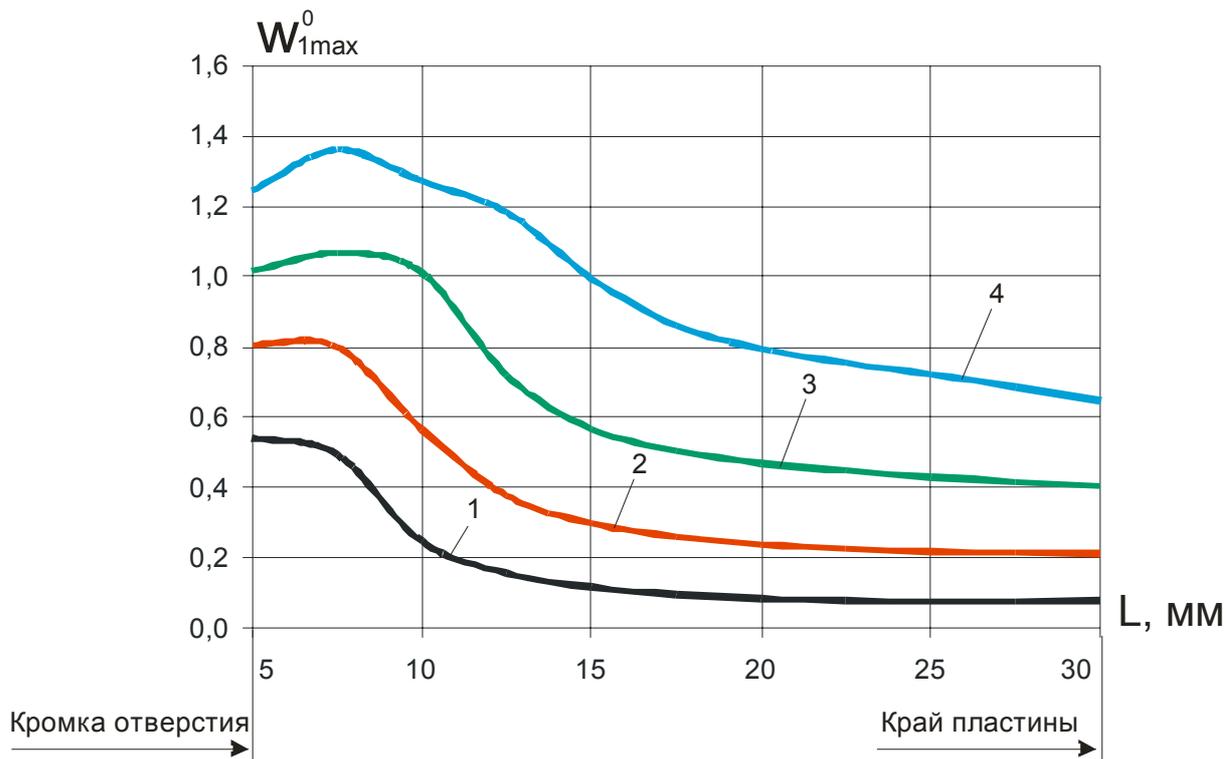
а



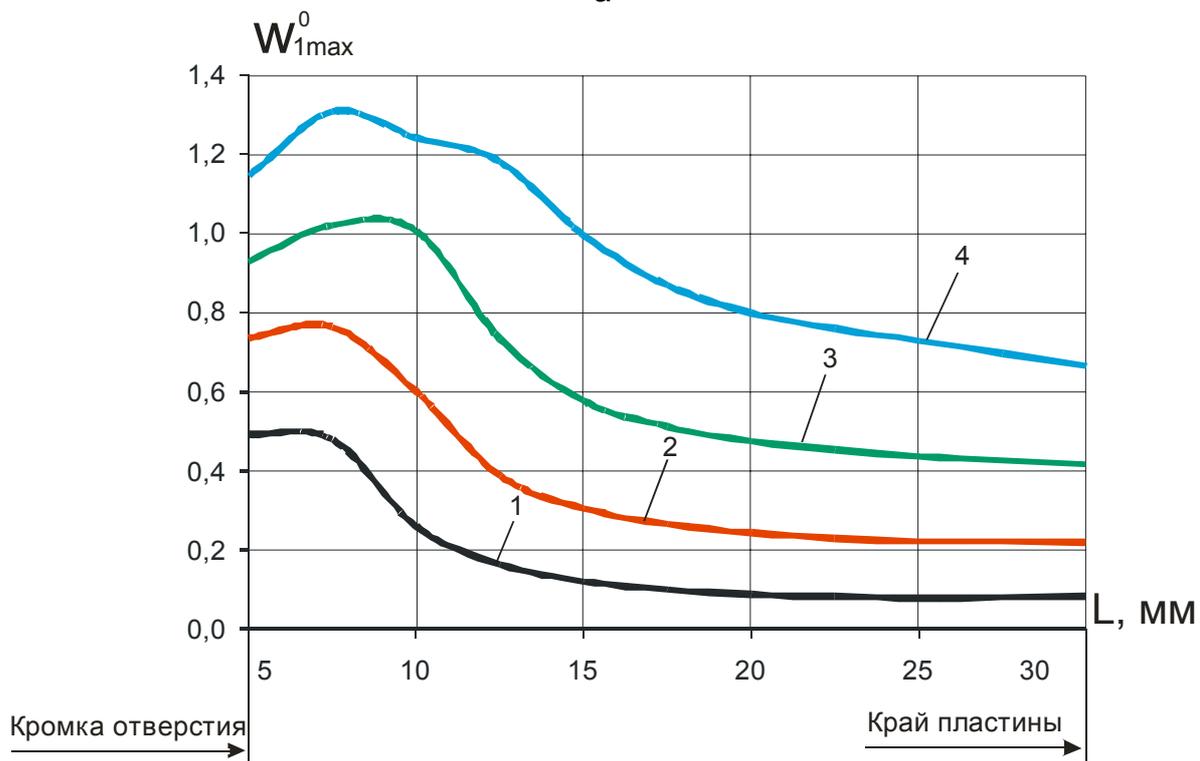
б

1 –  $\sigma_{бр} = 50$  МПа; 2 –  $\sigma_{бр} = 100$  МПа; 3 –  $\sigma_{бр} = 150$  МПа; 4 –  $\sigma_{бр} = 200$  МПа

Рис. 8. Распределение максимальных главных деформаций эквивалентного отнулевого цикла в пластине в сечении по оси отверстия (радиальный натяг 1,2%)



а



б

1 –  $\sigma_{br} = 50$  МПа; 2 –  $\sigma_{br} = 100$  МПа; 3 –  $\sigma_{br} = 150$  МПа; 4 –  $\sigma_{br} = 200$  МПа

Рис. 9. Распределение максимальной удельной энергии деформирования эквивалентного отнулевого цикла в пластине в сечении по оси отверстия (радиальный натяг 1,2%)

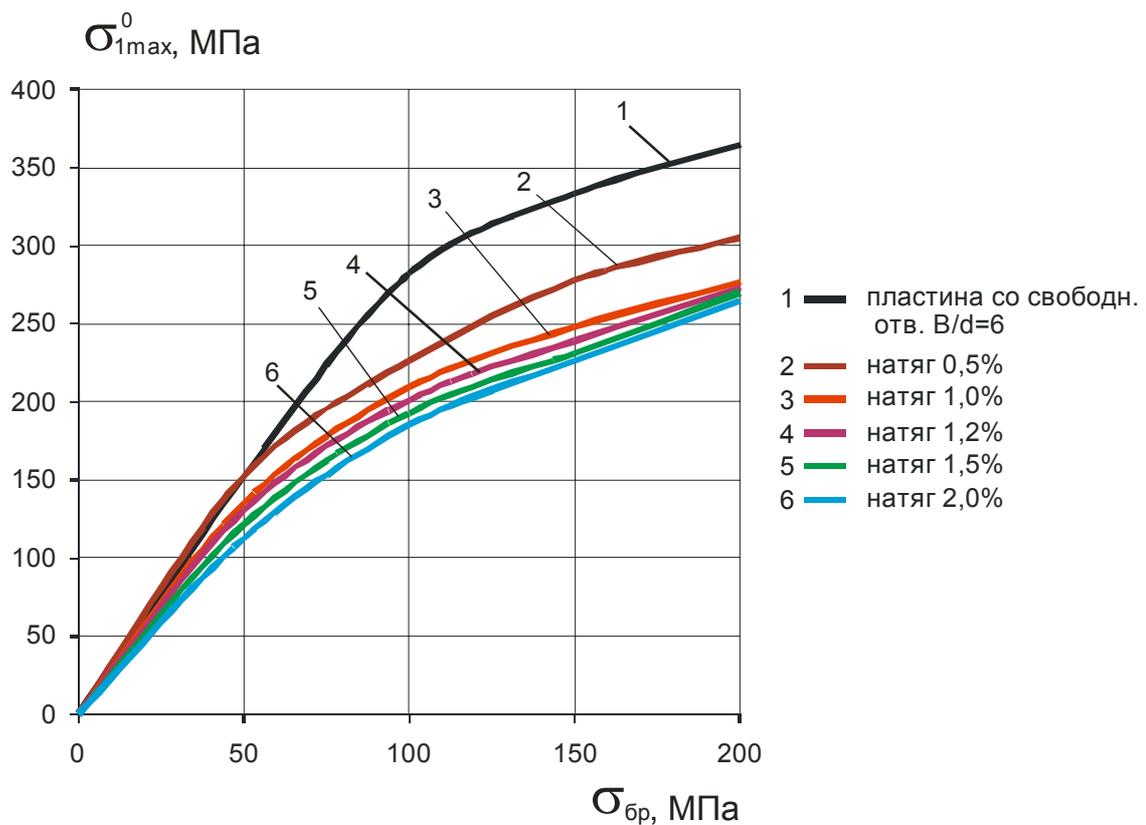
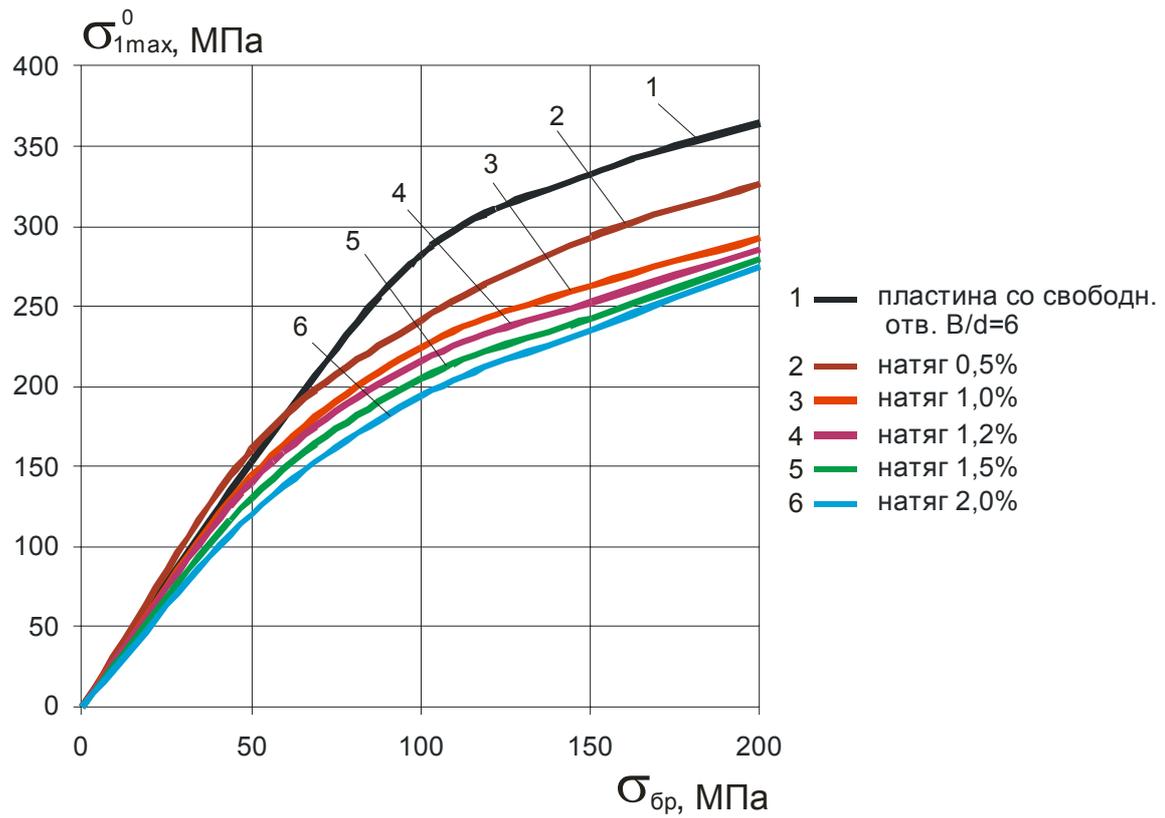


Рис. 10. Влияние уровня нагружения и величины радиального натяга втулки на максимальные главные напряжения эквивалентного отнулевого цикла в пластине с отверстием

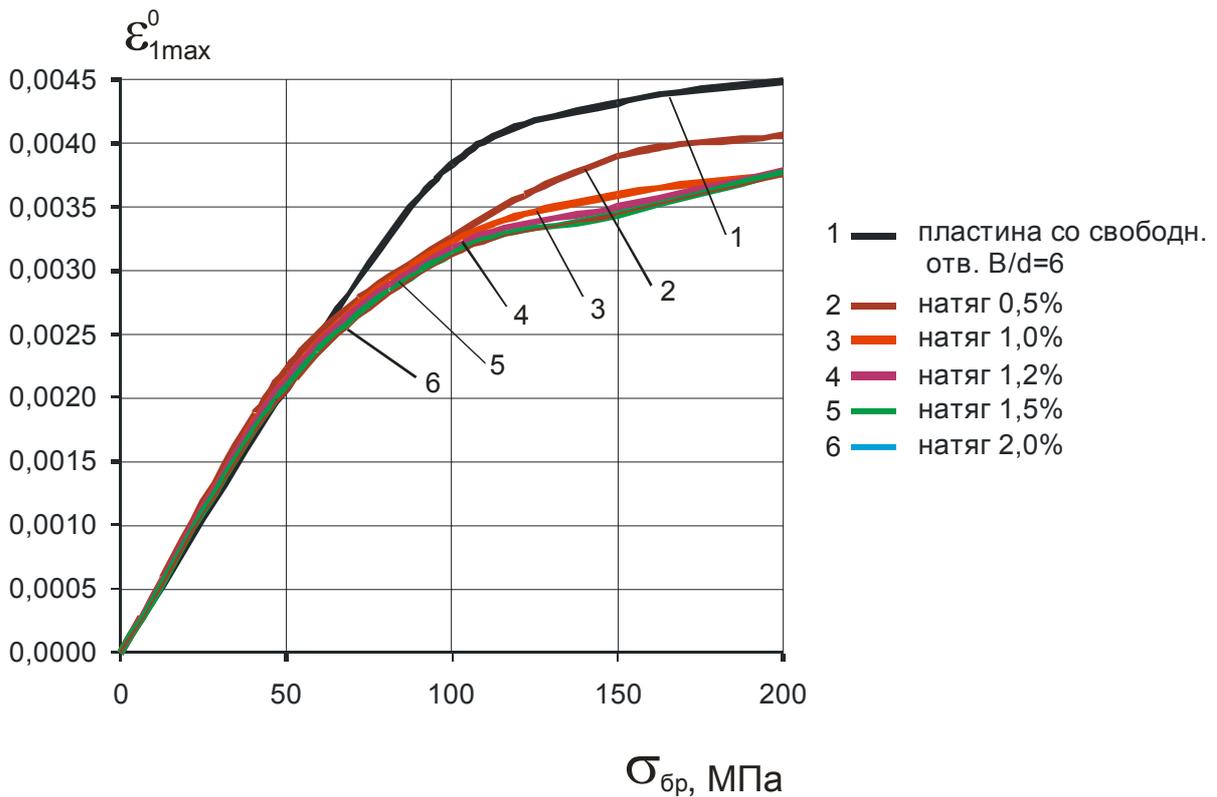
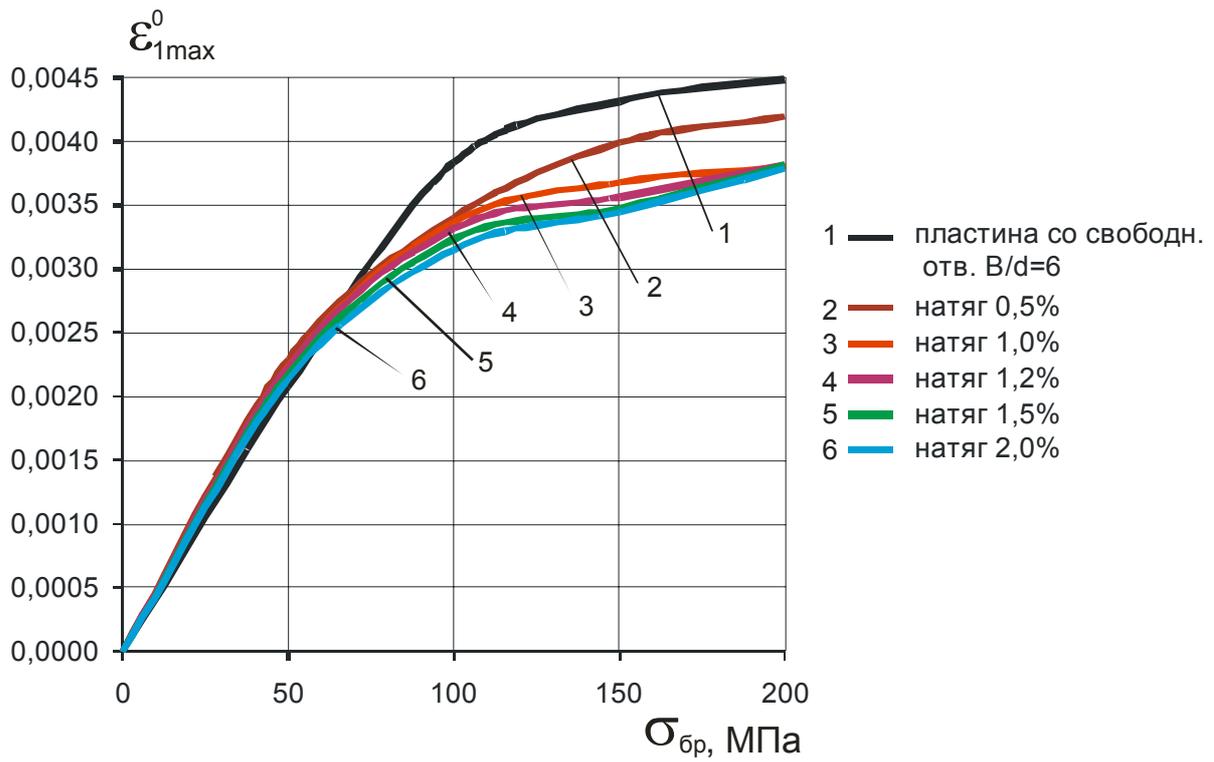


Рис. 11. Влияние уровня нагружения и величины радиального натяга втулки на максимальные главные деформации эквивалентного отнулевого цикла в пластине с отверстием

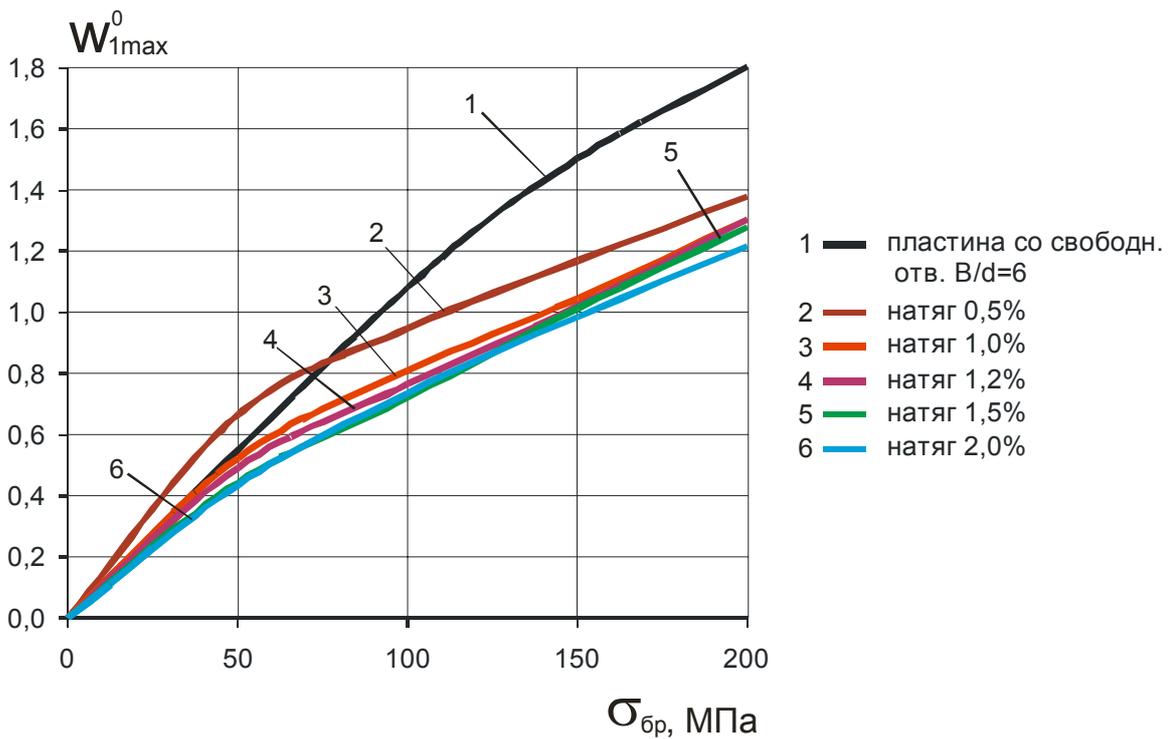
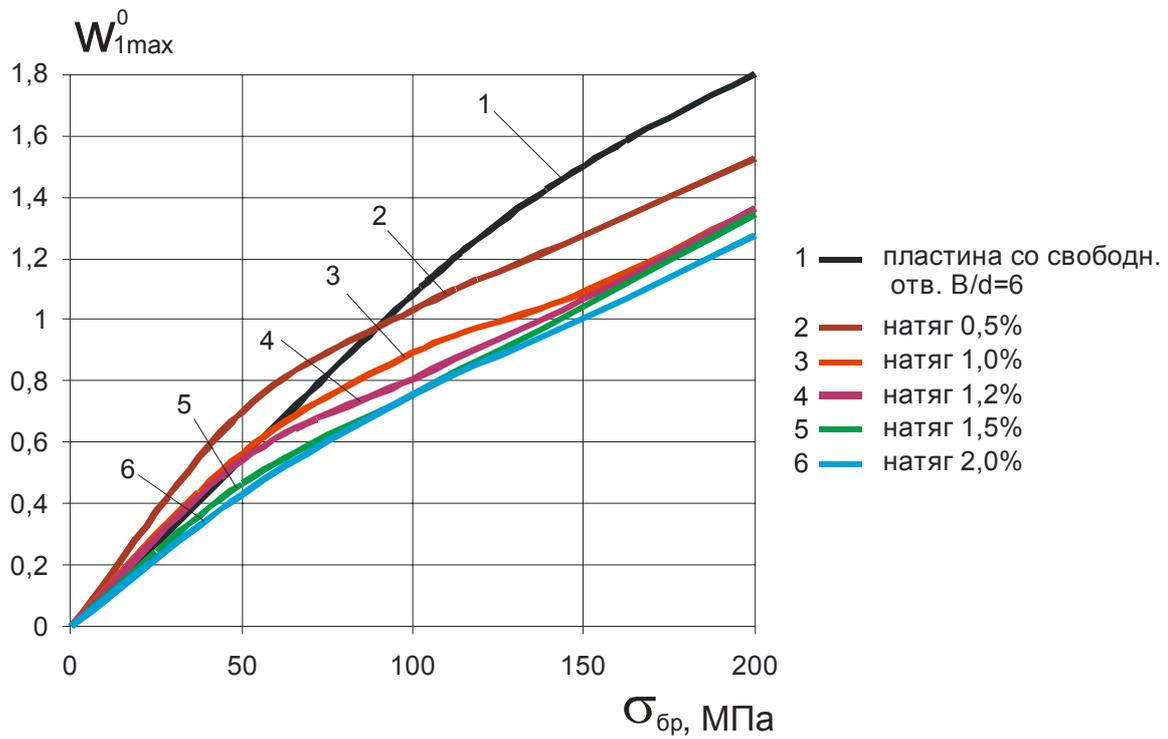


Рис. 12. Влияние уровня нагружения и величины радиального натяга втулки на максимальную удельную энергию деформирования эквивалентного отнулевого цикла в пластине с отверстием

Для рассматриваемой пластины с отверстием критическим местом с точки зрения усталостной долговечности является зона в окрестности точки А. Именно в окрестности данной точки при нагружении в пластине реализуются максимальные

по величине характеристики НДС. Поэтому анализ НДС будем проводить в сечениях, проходящих в окрестности точки А.

Кроме того, было проанализировано НДС втулки (см. рис. 13 и 14).

На рис. 15 показано распределение нормальных напряжений во втулке в критическом сечении. Данные напряжения являются сжимающими, а при сжимающих напряжениях повреждаемость существенно меньше, чем при растягивающих.

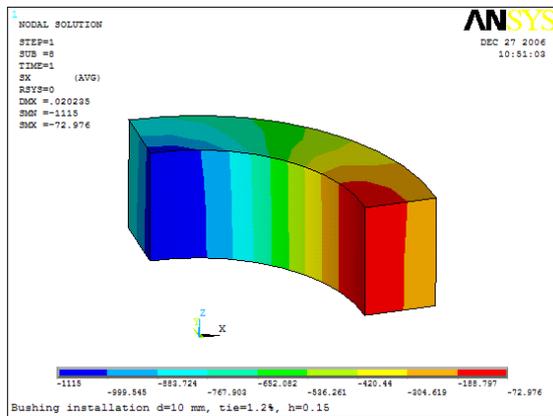


Рис. 13. Характер распределения нормальных напряжений  $\sigma_x$  во втулке при уровне растягивающих напряжений  $\sigma_{бр} = 0$  МПа ( $\Delta=1.2\%$ ;  $\delta = 0,15$ )

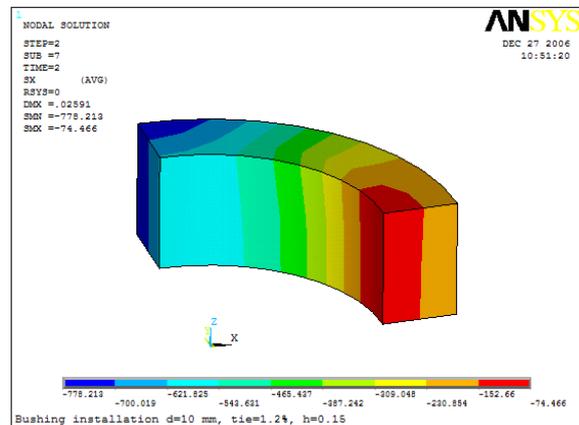


Рис. 14. Характер распределения нормальных напряжений  $\sigma_x$  во втулке при уровне растягивающих напряжений  $\sigma_{бр} = 100$  МПа ( $\Delta=1.2\%$ ;  $\delta = 0,15$ )

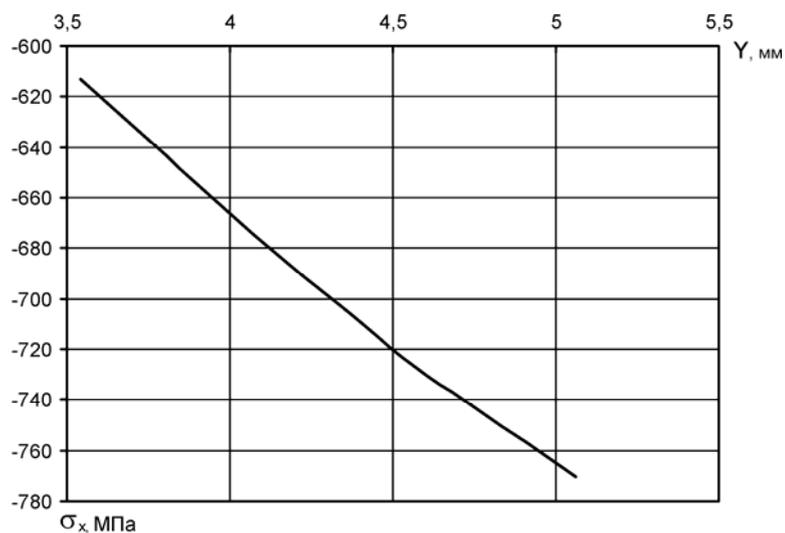


Рис. 15. Распределение нормальных напряжений во втулке в критическом сечении по оси втулки (вдоль оси Y)

Важным показателем работы втулочных соединений является обеспечение герметичности.

Проанализирована неразрывность дуги контакта между боковой поверхностью втулки и стенкой отверстия. Как показывает результат, только посадка с упругопластическим натягом свыше 1% гарантирует неразрывность по всей дуге контакта (рис. 16, 17).

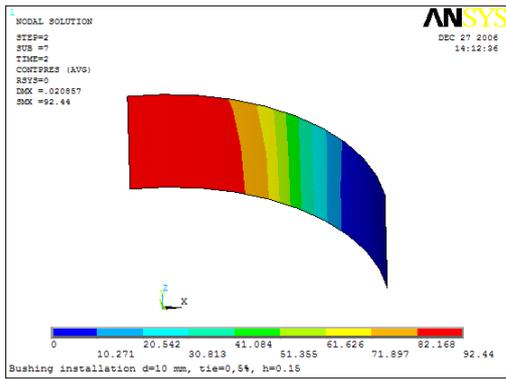


Рис. 16. Характер распределения контактных давлений по стенке отверстия ( $\Delta=0,5\%$ ,  $\sigma_{\text{бр}}=200$  МПа)

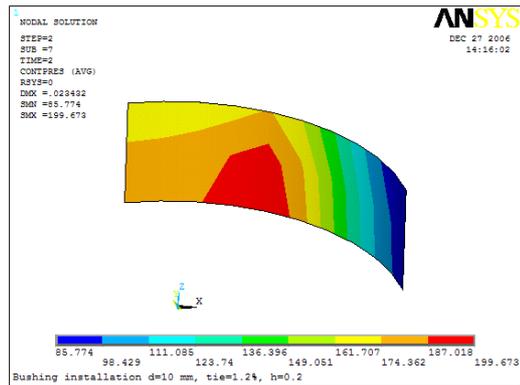


Рис. 17. Характер распределения контактных давлений по стенке отверстия ( $\Delta=1,2\%$ ,  $\sigma_{\text{бр}}=200$  МПа)

Проанализировано изменение геометрических размеров втулки после установки в отверстие с различной величиной радиального натяга (рис. 18).

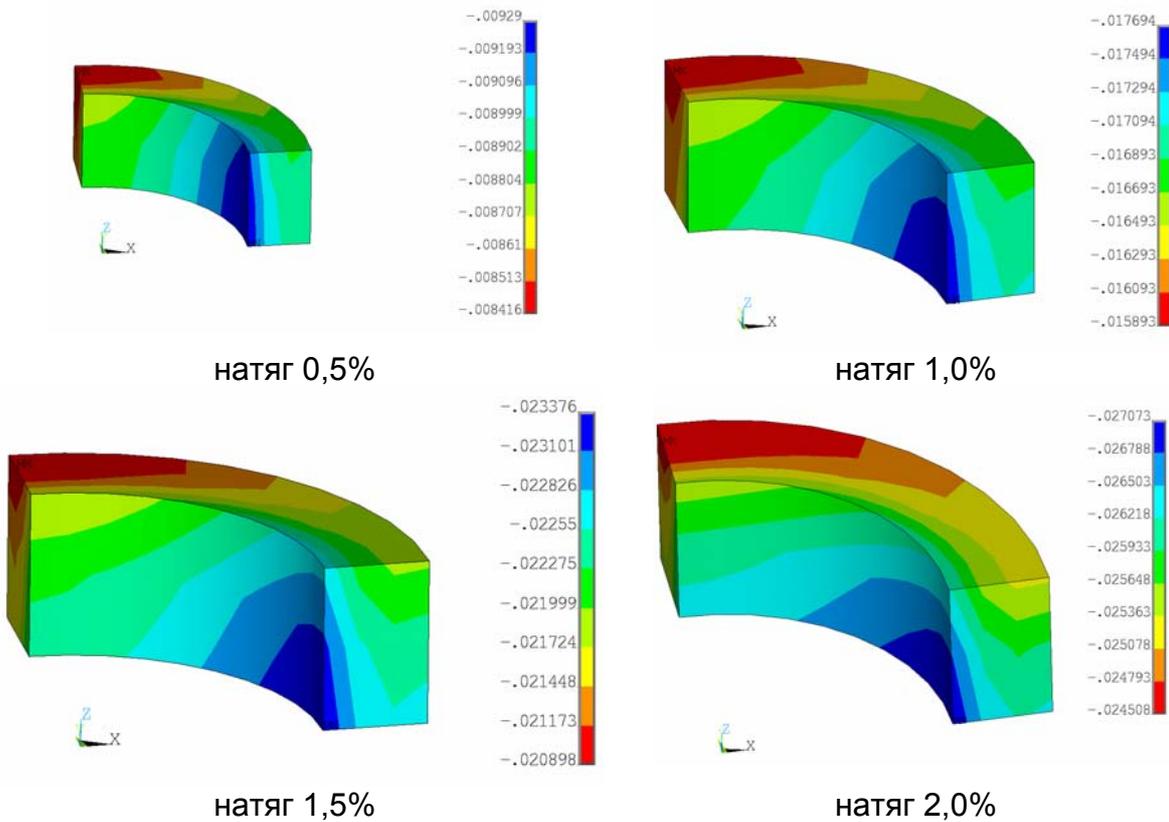


Рис. 18. Влияние величины радиального натяга на характер распределения радиальных перемещений во втулке

Полученный результат показывает, следующее:

1. Постановка в отверстие втулки с радиальным натягом 0,5...2,0% приводит к снижению максимальных напряжений эквивалентного отнулевого цикла в 1,06–1,52 раза по сравнению с максимальными напряжениями эквивалентного отнулевого цикла в пластине со свободным отверстием.
2. Постановка в отверстие втулки с радиальным натягом 0,5...2,0% приводит к снижению максимальных деформаций эквивалентного отнулевого

цикла в 1,18–1,26 раза по сравнению с максимальными деформациями эквивалентного отнулевого цикла в пластине с отверстием.

3. Постановка в отверстие втулки с радиальным натягом 0,5...2,0% приводит к снижению максимальной удельной энергии деформирования эквивалентного отнулевого цикла в 1,05–1,52 раза по сравнению с максимальной удельной энергии деформирования эквивалентного отнулевого цикла в пластине с отверстием.

Таким образом, можно говорить о прогнозируемом повышении уровня усталостной долговечности.

5. При малых значениях натяга  $\Delta < 1\%$  и высоких уровнях номинальных напряжений  $\sigma_{бр} > 150$  МПа, происходит образование зазора между втулкой и стенкой отверстия.

6. Постановка в отверстие втулки с радиальным натягом приводит к уменьшению диаметра втулки на величину 0,009–0,027 мм для значений радиального натяга 0,5...2%.

Таким образом, была разработан метод оценки локального НДС пластины с отверстием, заполненным втулкой с радиальным натягом. Полученные характеристики локального НДС являются исходными данными для прогнозирования усталостной долговечности конструктивных элементов с отверстиями, заполненными втулками.

#### Список литературы

1. Соппротивление усталости элементов конструкций/ Воробьев А.З., Олькин Б.И. Стебенев В.Н и др. – М.: Машиностроение, 1990. – 240 с.
2. Барышников В.И. и др. Применение метода конечных элементов к исследованию местной прочности элементов авиационных конструкций: Ученые записки ЦАГИ.–1983. т. XIV. № 1.– С. 66–73.
3. Галкина Н.С. и др. Исследование напряженно-деформированного состояния элементов авиационной конструкции и их соединений // Труды/ЦАГИ.– 1979. Вып. 2012,–С. 3–50.
4. Brombolich L. Elastic-Plastic Analysis of Stresses Near Fastener Holes. // AIAA Paper N73–252. American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1973.
5. Rich D. L. and Impellizzezi L.F. Fatigue Analysis of Cold-worked and Interference Fit Fastener Holes. // ASTM STP637. 1977.– P.P 153-175.
6. Рычик В.П., Литвиненко А.Е., Василевский Е.Т. Особенности постановки втулки с натягом.– Вопросы проектирования самолетных конструкций. Харьков, 1978, вып.1, С. 91–94.
7. Хейвуд Р.Б. Проектирование с учетом усталости/ Пер. с англ. Под ред. И.Ф. Образцова. – М.: Машиностроение, 1969. – 504 с.
8. Е.Т. Василевский, А.Г. Гребеников, А.Ю. Ефремов, С.П. Светличный. Методика определения характеристик локального НДС в зоне монолитного профиля фитингового стыка крыла с центропланом // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – Харьков: НАКУ «ХАИ», 2005. – Вып. 28. – С. 177-193.
9. Авиационные материалы. Т. 4. Алюминиевые и бериллиевые сплавы/ Под. общей ред. д-ра техн. наук Р.Е. Шалина. – М.: ОНТИ, 1982. – 627 с.
10. ANSYS Analysis Guide. Element Manual. Chapter 4. The Element Library. 001084. 10<sup>th</sup> Edition. SAS IP©.