

**Влияние форм потайного гнезда  
и головки болта на характеристики локального НДС  
в элементах двухсрезного одноболтового соединения**  
*Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ»*

Расчетным путем показана целесообразность установки в срезных болтовых соединениях потайных болтов, имеющих двухконусную головку, в отверстие с цилиндроконической зенковкой с радиальным натягом по цилиндрическому отверстию и цилиндрической части зенковки.

**Ключевые слова:** двухсрезное одноболтовое соединение, болт с двухконусной головкой, локальное НДС, потайное гнездо, радиальный натяг.

В конструкции планера самолета широко используют потайные болтовые соединения. Выполнение конической зенковки отверстия под коническую потайную головку болта значительно снижает усталостную долговечность и герметичность соединения. Одним из эффективных способов обеспечения усталостной долговечности и герметичности болтовых соединений является радиальный натяг болтов. Однако применение натяга болтов с конической потайной головкой затруднено, что ограничивает техническую эффективность натяга и его технологические возможности. Ограниченность применения радиального натяга диктует необходимость поиска новых конструктивно-технологических средств обеспечения усталостной долговечности и герметичности потайных соединений.

На основе анализа конструктивно-технологических вариантов выполнения потайных болтовых соединений в самолетных конструкциях разработаны приоритетные способы выполнения потайного болтового соединения, при котором болт с двухконусной потайной головкой устанавливается в отверстие с цилиндроконической зенковкой.

Целью данной статьи является анализ влияния форм потайного гнезда и головки болта на характеристики локального НДС в элементах двухсрезного одноболтового соединения.

Объектом исследования является двухсрезное одноболтовое соединение (рис. 1). Рассмотрены две формы гнезда – стандартное цилиндроконическое отверстие с углом зенковки  $90^\circ$  и цилиндроконическое отверстие с цилиндрическим пояском по зенковке. Кроме того, рассмотрены два варианта конструктивного исполнения болта – болт с потайной головкой  $\angle 90^\circ$  и модифицированный болт с двухконусной потайной головкой. Болт установлен в отверстие с радиальным натягом  $1\% d_6$  и осевой затяжкой с усилием  $10000H$ .

В качестве метода исследования выбран метод конечных элементов, реализованный в системе инженерного анализа ANSYS, хорошо зарекомендовавшей себя для решения задач механики твердого деформируемого тела.

Учитывая геометрическую и силовую симметрию образца, а также изотропность свойств материала, из которого он изготовлен, моделируем  $1/4$  образца. При этом действие отброшенных частей компенсируем заданием соответствующих граничных условий симметрии (рис. 2).

Для моделирования образца пластины с цилиндроконическим отверстием, накладок и крепежного элемента применяли 8-узловые 3D элементы твердого

деформируемого тела SOLID45, представленные в системе ANSYS [1]. Контактное взаимодействие моделировали с помощью специальных элементов TARGE170 и CONTA173. Предварительную затяжку болтов моделировали с помощью элементов PRETS179 [2]. В модели контактного взаимодействия учтено трение. Расчет проведен при уровнях растягивающих напряжений в сечении брутто 25, 50, 75 и 100 МПа.

При выборе модели поведения материала учитывали величины расчетных нагрузок, действующих на образец. Поскольку при данных уровнях напряжений в локальных зонах образца возникают пластические деформации, то для описания законов поведения материала выбрана полилинейная упругопластическая модель материала с кинематическим законом упрочнения.

Пластина и накладки изготовлены из алюминиевого сплава Д16Тл13 и Д16Тл5 [3] соответственно, а крепежный элемент  $\varnothing 8$  мм – из стали 16ХСН.

В ходе исследования интерес представляет локальная зона, расположенная в окрестности отверстия. В данной зоне имеет место неравномерное изменение характеристик локального НДС. Поэтому для их выявления в данной зоне необходимо создать мелкую сетку. Средний размер конечного элемента в зоне отверстия составляет 0,77 мм.

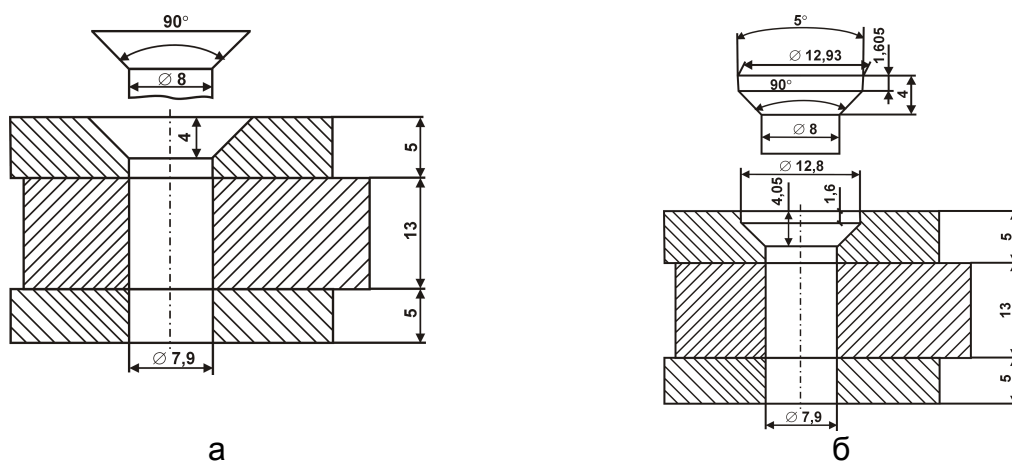


Рис. 1. Образец двухсрезного одноболтового соединения

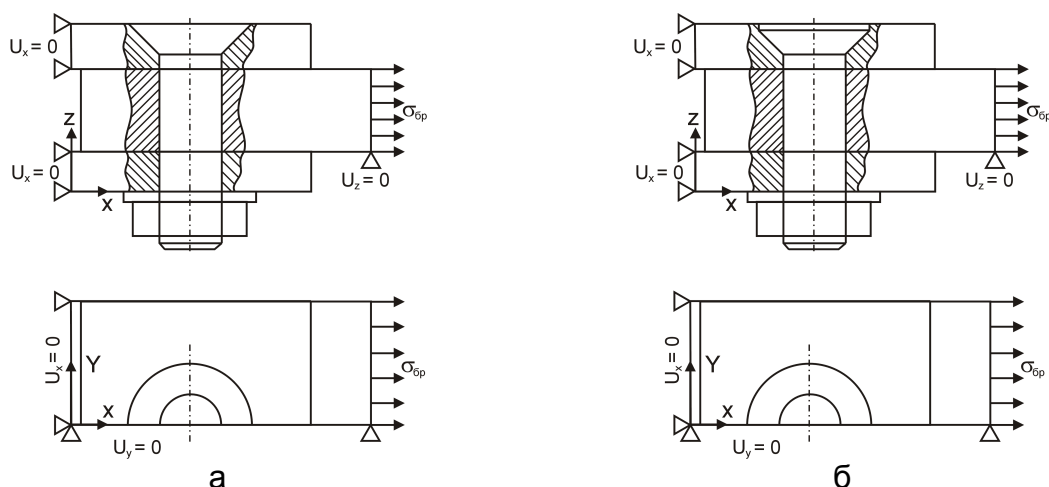


Рис. 2. Расчетная схема двухсрезного одноболтового соединения

На рис. 3 показаны конечно-элементные модели образца пластины с цилиндроконическим отверстием, накладок и болта.

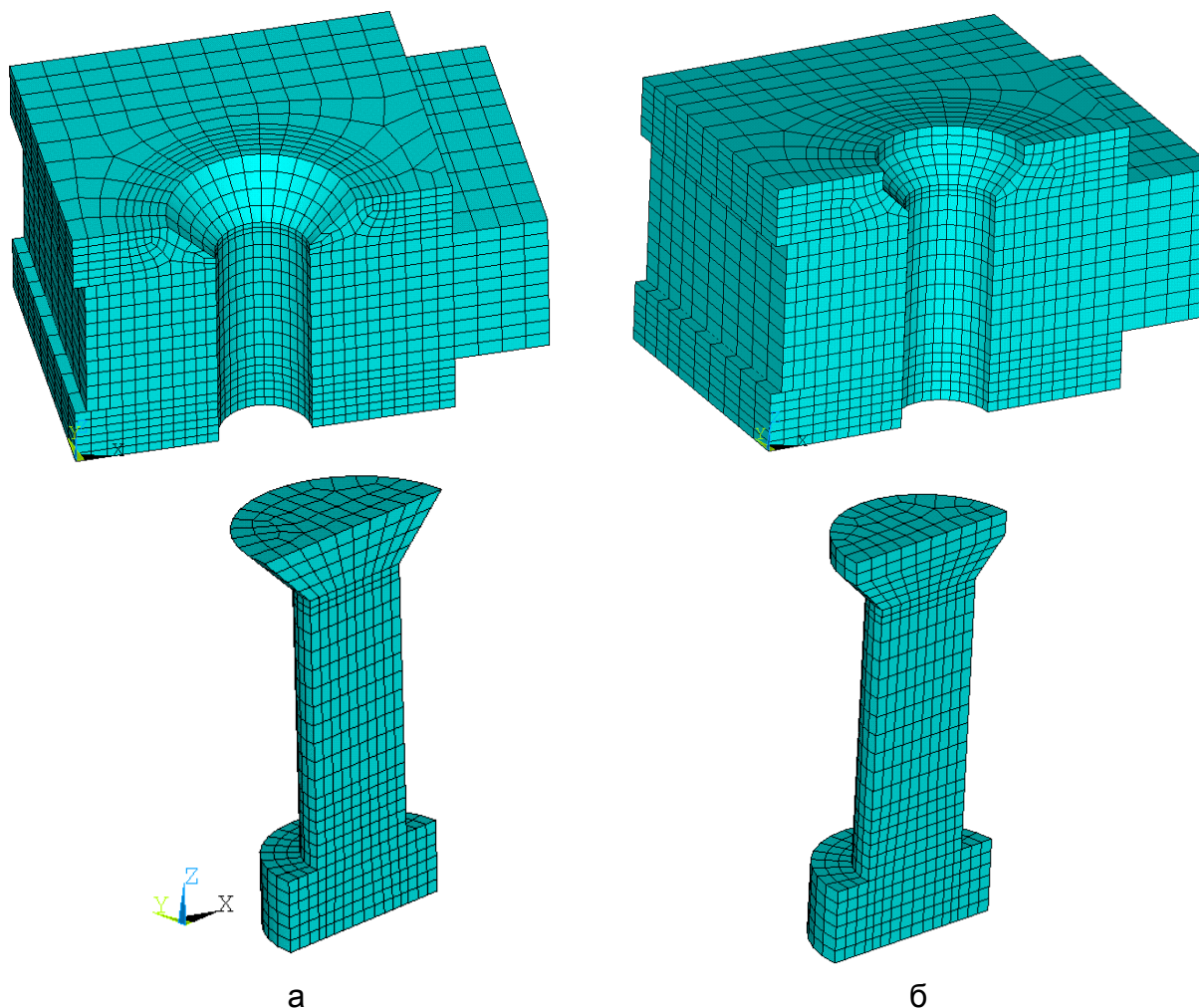


Рис. 3. Конечно-элементные модели пластины, накладок и крепежного элемента

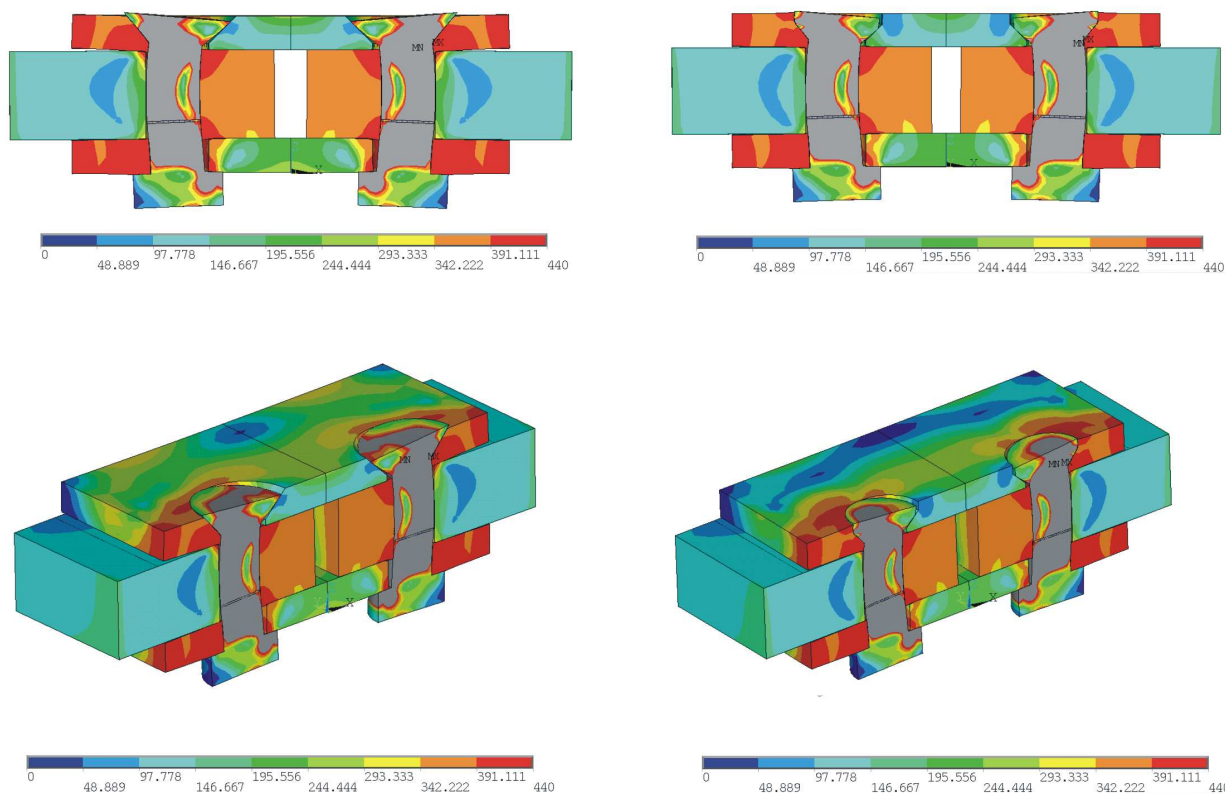
В процессе нагружения происходит изгиб верхней и нижней накладок и болта (рис. 4).

Как показывают результаты расчета образцов двухсрезного одноболтового соединения, можно выделить две зоны концентрации напряжений: 1) зона контакта верхней накладки и пластины в сечении по оси отверстия; 2) зона контакта нижней накладки и пластины в сечении по оси отверстия. В данных зонах главные растягивающие напряжения и деформации достигают своего максимального значения, что подтверждают результаты расчета (см. рис. 5, 6).

В качестве параметров, характеризующих локальное НДС, в указанных зонах определены:

- 1) главные растягивающие напряжения  $\sigma_1$ ;
- 2) главные растягивающие деформации  $\varepsilon_1$  (упругая составляющая);
- 3) удельная энергия деформирования  $w_1$ .

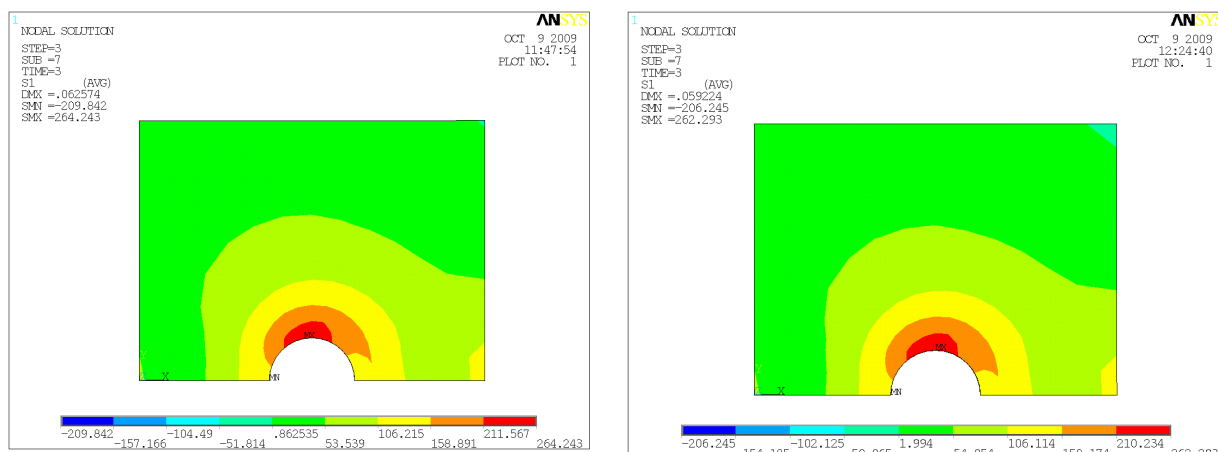
На рис. 4 – 12 приняты следующие обозначения: а – стандартное цилиндроконическое отверстие с углом зенковки  $90^\circ$ , б – цилиндрическое отверстие с цилиндрическим пояском по зенковке.



а

б

Рис. 4. Характер распределения эквивалентных напряжений Мизеса в образце двухсрезового болтового соединения, выполненного с радиальным натягом 1%  $d_b$  и осевой затяжкой с усилием  $P_{зат} = 10000$  Н, от действия растягивающих напряжений  $\sigma_{бр} = 100$  МПа в пластине



а

б

Рис. 5. Характер главных растягивающих напряжений в нижней накладке при  $\sigma_{бр} = 25$  МПа в пластине

Проанализирован характер распределения контактных напряжений и микроперемещений между пластиной и накладками в зависимости от величины действующей нагрузки (см. рис. 7–10).

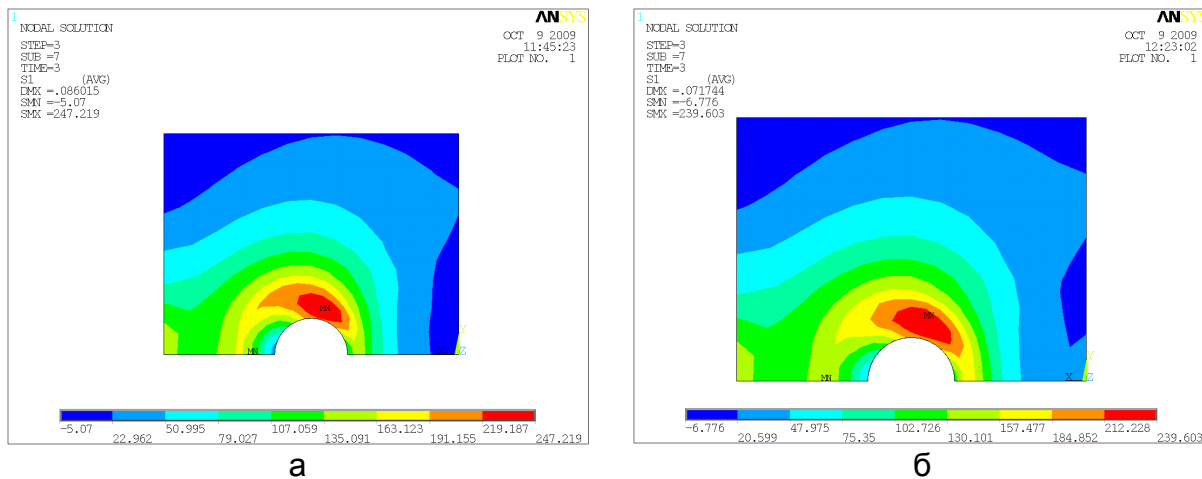


Рис. 6. Характер главных растягивающих напряжений в верхней накладке при  $\sigma_{бр}=25$  МПа в пластине

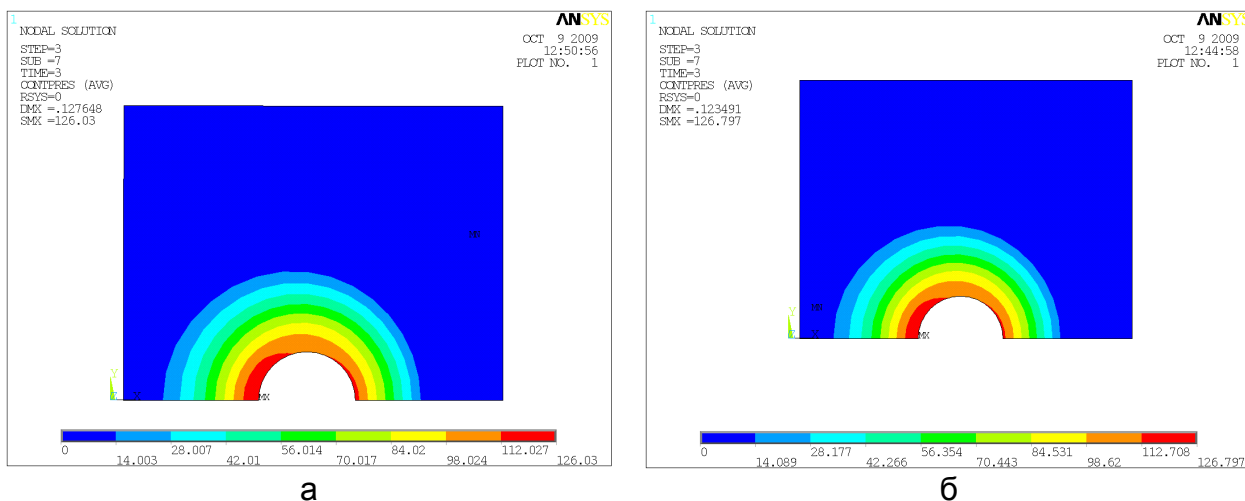


Рис. 7. Характер распределения контактных напряжений между пластиной и нижней накладкой при  $\sigma_{бр}=25$  МПа в пластине

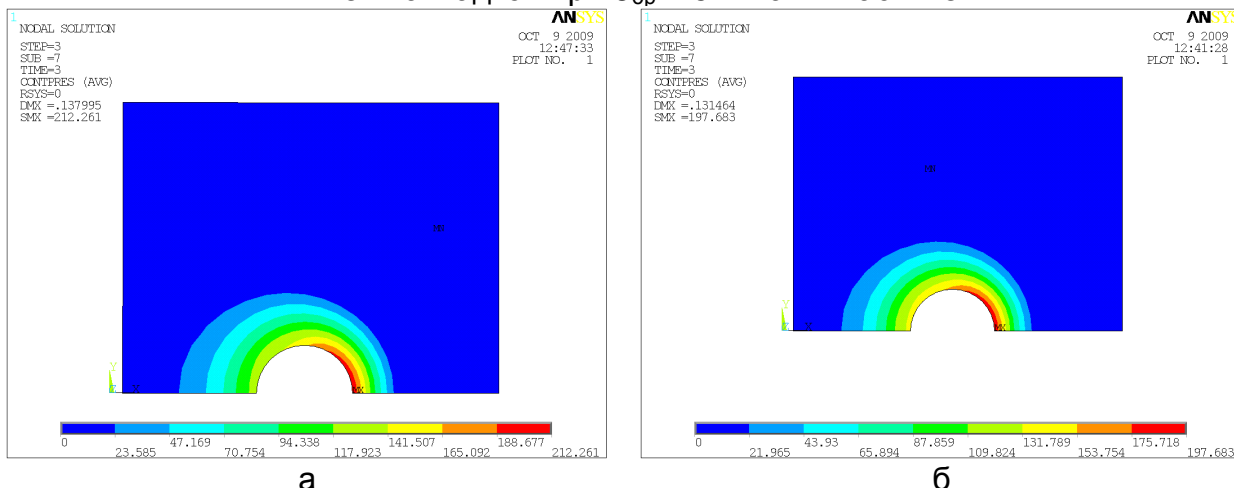


Рис. 8. Характер распределения контактных напряжений между пластиной и верхней накладкой при  $\sigma_{бр}=25$  МПа в пластине

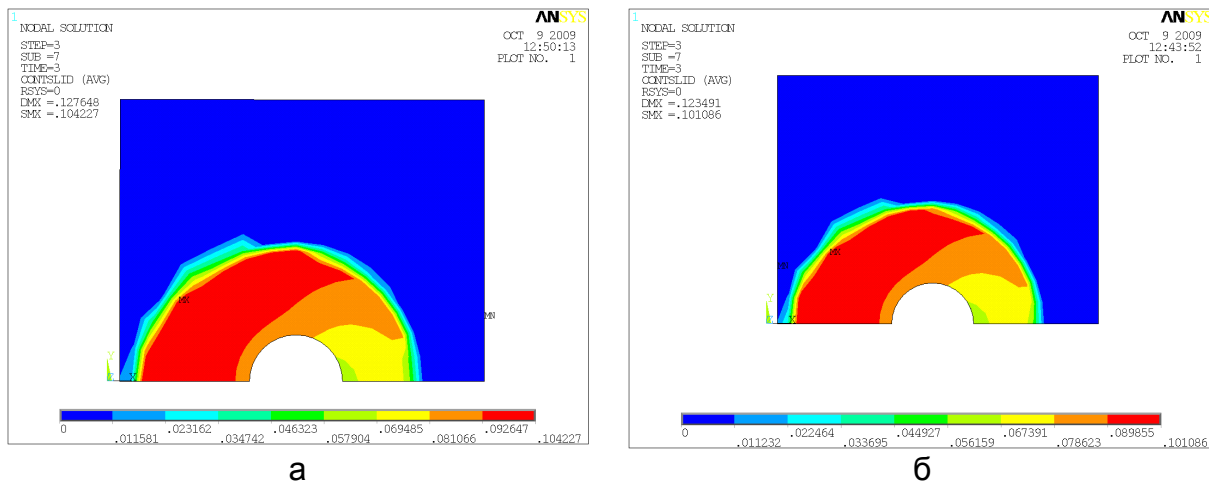


Рис. 9. Характер распределения микроперемещений между пластиной и нижней накладкой при  $\sigma_{бр}=25$  МПа в пластине

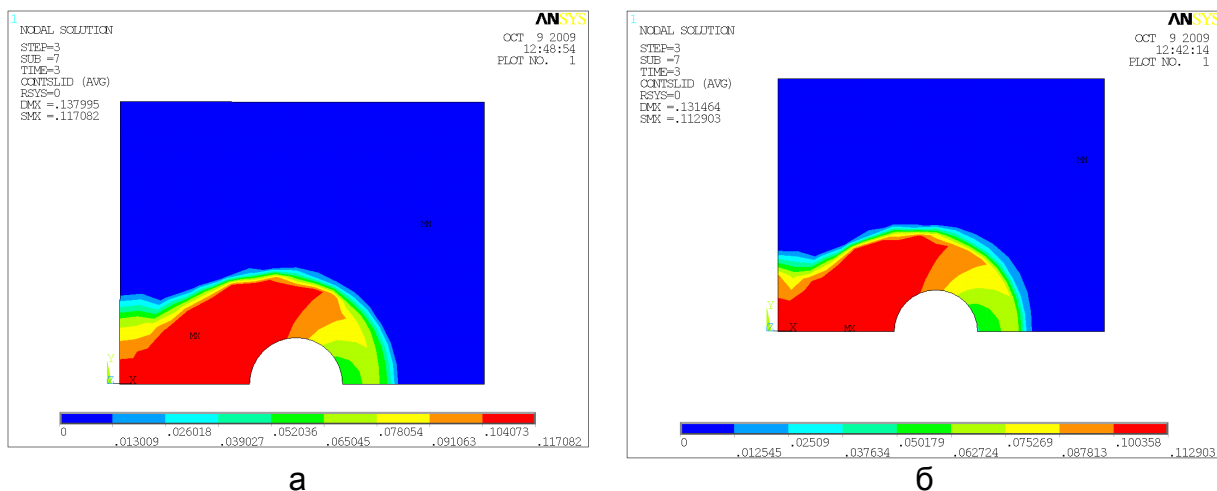


Рис. 10. Характер распределения микроперемещений между пластиной и верхней накладкой при  $\sigma_{бр}=25$  МПа в пластине

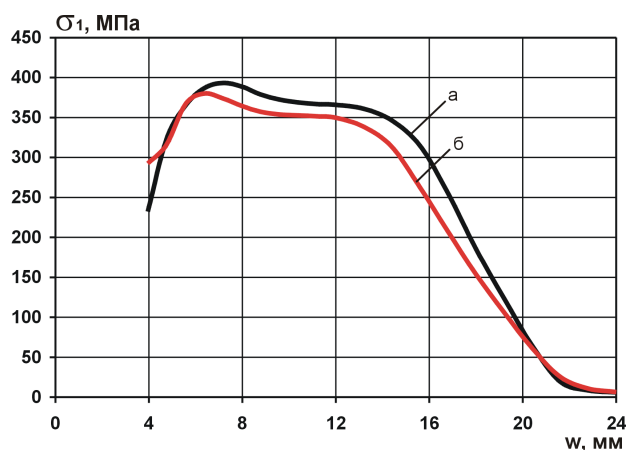


Рис. 11. Характер распределения главных растягивающих напряжений в нижней накладке в зоне контакта с пластиной в сечении по оси отверстия при уровне нагружения  $\sigma_{бр} = 100$  МПа в пластине

Проанализировано изменение главных растягивающих напряжений в накладках в сечении по оси отверстия в зонах контакта с пластиной (рис. 11, 12).

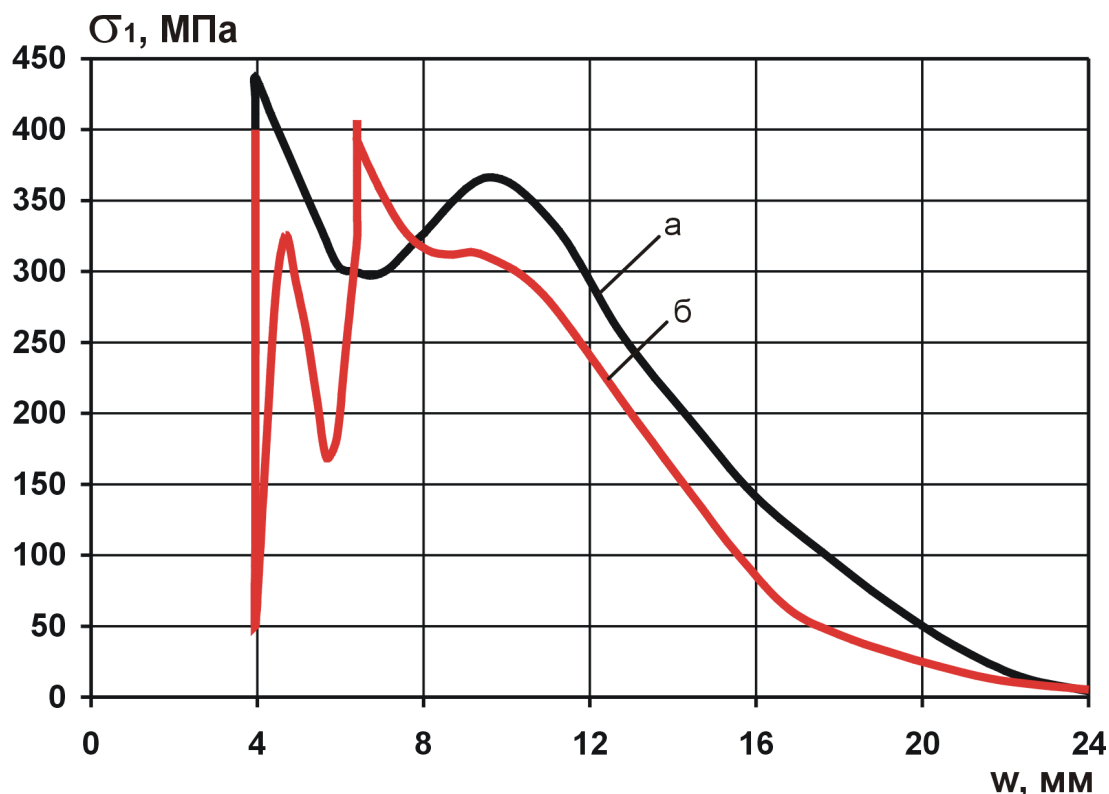


Рис. 12. Характер распределения главных растягивающих напряжений в верхней накладке в зоне контакта с пластиной в сечении по оси отверстия при уровне нагружения  $\sigma_{бр} = 100$  МПа в пластине

Вычисленные параметры локального НДС в сечениях по оси отверстия приведены к отнулевому циклу нагружения с помощью формулы Одингга для вычисления максимальных значений отнулевого цикла.

Проанализировано влияние уровня нагружения на изменение максимальных главных растягивающих напряжений, деформаций и удельной энергии деформирования эквивалентного отнулевого цикла (рис. 13 – 15).

На рис. 13-15 приняты следующие обозначения: 1 – пластина с цилиндроконическим отверстием, не заполненным крепежным элементом; 2 – пластина с цилиндроконическим отверстием, заполненным болтом, установленным без натяга и затяжки; 3 – двухсрезное болтовое соединение (базовый вариант), выполненное с радиальным натягом  $1\% d_6$  и осевой затяжкой 10000 Н; 4 – двухсрезное болтовое соединение (модифицированный вариант), выполненное с радиальным натягом  $1\% d_6$  и осевой затяжкой 10000 Н.

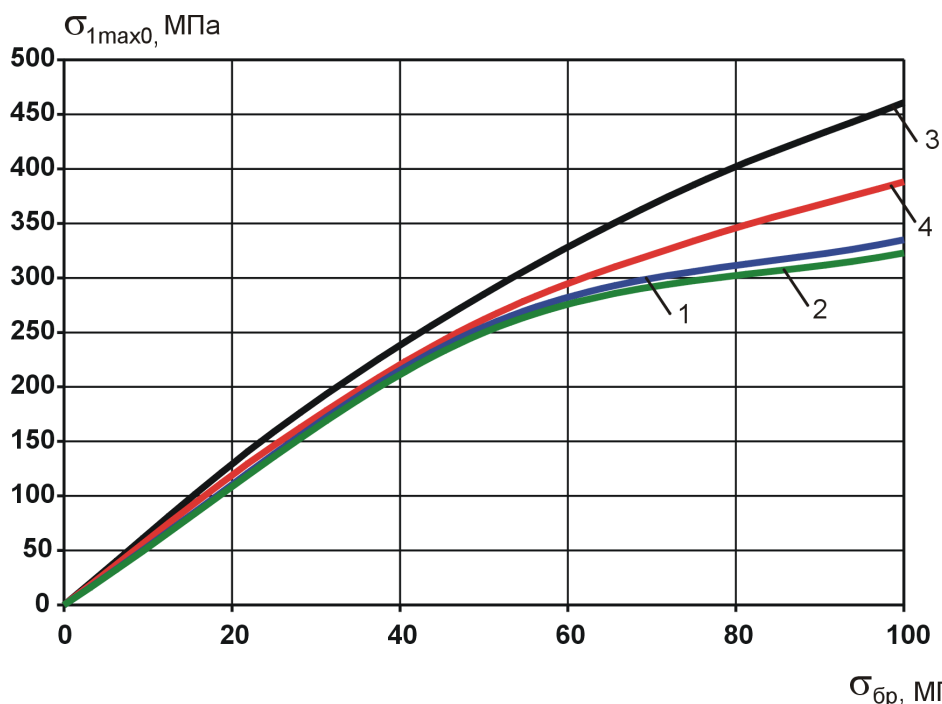


Рис. 13. Влияние уровня нагружения на распределение максимальных главных растягивающих напряжений эквивалентного отнулевого цикла в пластине с цилиндрикоконическим отверстием

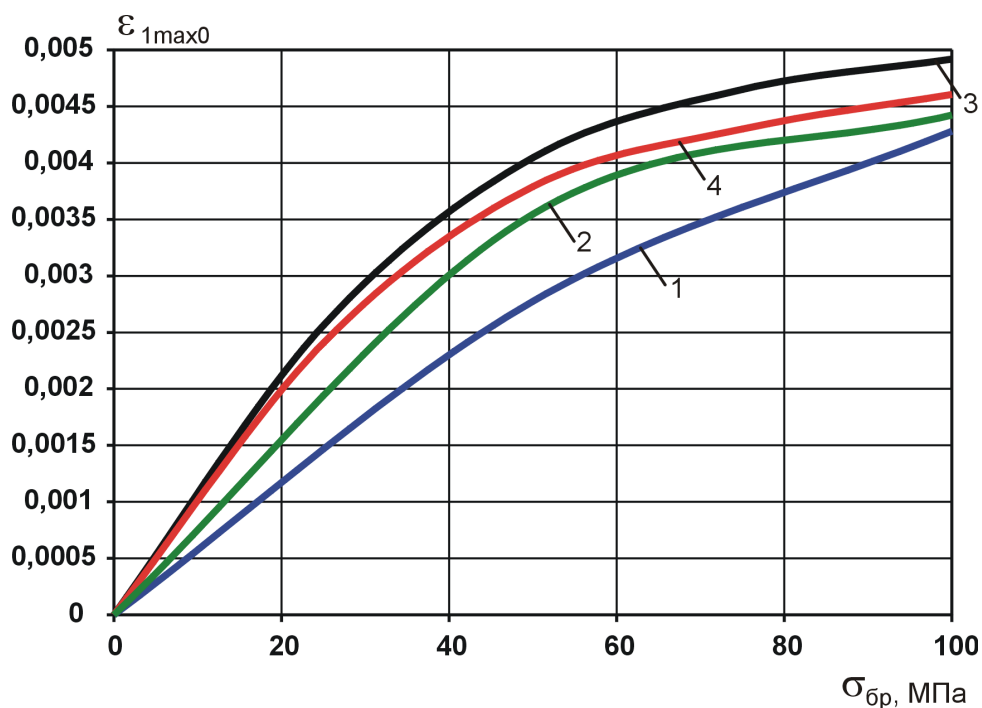


Рис. 14. Влияние уровня нагружения на распределение максимальных главных растягивающих деформаций эквивалентного отнулевого цикла в пластине с цилиндрикоконическим отверстием



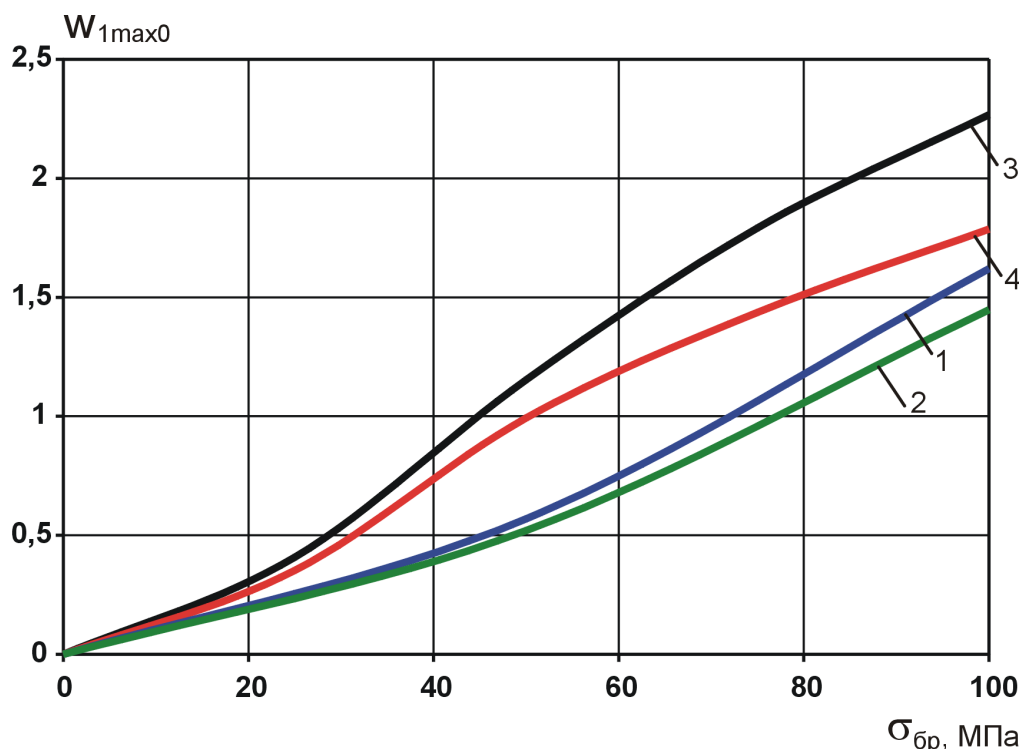


Рис. 15. Влияние уровня нагружения на распределение максимальной удельной энергии деформирования эквивалентного отнулевого цикла в пластине с цилиндроконическим отверстием

### Выводы

1. Установлено влияние форм потайного гнезда и головки болта на изменение характеристик локального НДС в элементах двухсрезного одноболтового соединения.
2. В диапазоне растягивающих напряжений  $\sigma_{бр}=25 \dots 100$  МПа применение цилиндроконического отверстия с дополнительным цилиндрическим пояском и болта с двухконусной потайной головкой приводит к снижению величины максимальных главных растягивающих напряжений эквивалентного отнулевого цикла в 1,08-1,19 раза, главных растягивающих деформаций эквивалентного отнулевого цикла – в 1,06-1,08 раза и величины максимальной удельной энергии деформирования эквивалентного отнулевого цикла – в 1,15-1,27 раза по сравнению с соответствующими величинами для базового варианта соединения.
3. Проведенный анализ характеристик локального НДС в элементах двухсрезного одноболтового соединения показывает целесообразность установки в срезных болтовых соединениях потайных болтов, имеющих двухконусную головку, в отверстие с цилиндроконической зенковкой с радиальным натягом по цилиндрическому отверстию и цилиндрической части зенковки.

### Список литературы

1. ANSYS Analysis Guide. Element Reference. Element Library. 001087. 4<sup>th</sup> Edition. SAS IP<sup>©</sup>.
2. ANSYS Analysis Guide. Basic Analysis Guide. Loading. Defining Pretension in a Joint Fastener. 001087. 4<sup>th</sup> Edition. SAS IP<sup>©</sup>.
3. Авиационные материалы: в 8 т. / под общ. ред. д-ра техн. наук Р.Е. Шалина. – М.: ОНТИ, 1982. – Т.4: Алюминиевые и бериллиевые сплавы. – 627 с.

**Рецензент:** доктор технических наук, профессор Национального автомобильного университета Буланов В.В.

Поступила в редакцию 01.09.09

### **Вплив форм потайного отвору та головки болта на характеристики локального НДС в елементах двозрізного одноболтового з'єднання**

Розрахунковим шляхом показано доцільність установлення в зрізних болтових з'єднаннях потайних болтів із двоконусною головкою в отвір із циліндроконічною зенківкою з радіальним натягом по циліндричному отвору та циліндричній частині зенківки.

**Ключові слова:** двозрізне одноболтове з'єднання, болт з двоконусною головкою, локальне НДС, потайне гніздо, радіальний натяг.

### **Impact of countersink hole and bolt head on the local deflected mode characteristics in the double shear bolted joint components**

For shear bolted joints using numerical method there has been proved suitability of installation of double-cone head bolts into cylinder-conic hole with interference along cylindrical hole and cylindrical part of the countersink.

**Keywords:** double shear bolted joint, double-cone head bolt, local deflected mode, countersunk slot, interference.