

КОНЕЧНОЭЛЕМЕНТНАЯ МОДЕЛЬ КОНИЧЕСКОГО УПЛОТНЕНИЯ РЕЗЬБОВОГО СОЕДИНЕНИЯ В ОБСАДНЫХ ТРУБАХ¹

© 2002 О.А. Логинов²

Предложена конечноэлементная модель для описания поведения конического уплотнения в резьбовом соединении. Приведены результаты по определению упругопластического напряженно-деформированного состояния узла "труба–муфта". Показана возможность использования полученной модели для выбора оптимального угла упорной поверхности.

Рассматриваемая задача об определении напряженно-деформированного состояния для узла "труба–муфта" представляет собой достаточно сложную математическую задачу. Происходит это ввиду необходимости рассмотрения контактного взаимодействия упругопластических тел, а также учета больших необратимых деформаций, возникающих в результате нагружения.

Для моделирования подобных по сложности задач следует использовать численные методы, хорошо развитые и активно используемые в последнее время. При выборе конкретного метода необходимо учитывать не только эффективность самой математической процедуры вычисления, но и возможности самого программного продукта обеспечить должный уровень контроля за проведением расчета и верификационных (тестовых) испытаний.

Всем вышеперечисленным требованиям отвечает пакет для конечноэлементного анализа ANSYS (ANSYS Inc.), который уже в течение четверти века входит в группу мировых лидеров в этой области (NASTRAN, ADAMS, LS-DYNA) и широко используется для расчетов различных конструкций. Для расчета использовалась версия ANSYS 5.5.2 (1999 г.).

Геометрические размеры исследуемой модели соответствовали резьбовому соединению с диаметром 146 мм. Кривая нагружения "напряжение–деформация" описывалась упругопластической моделью с линейным упрочнением. Предел текучести принимался равным минимальному значению для группы прочности Д (38 кГ/мм²)³. Величина коэффициента наклона для участка линейного упрочнения 200 кГ/мм². Величина коэффициента трения принималась равной 0,1. Модуль Юнга принимался равным 20000 кГ/мм². Следует отметить, что при моделировании использовались только те области конструкции, которые непосредственно участвуют в контактном взаимодействии и обеспечивают работоспособность соединения. Ввиду осевой симметрии (ось Y) возможно решение плоской двумерной задачи, а

¹Представлена доктором физико-математических наук профессором Ю.Н. Радаевым.

²Логинов Олег Александрович (olegl@ssu.samara.ru), кафедра механики сплошных сред Самарского государственного университета, 443011, Самара, ул. Акад. Павлова, 1.

³Размерность величин соответствует отраслевым стандартам.

при выборе опции *"вид напряженного состояния"* активизировался вариант *"осесимметричное напряженное состояние"*.

Построение конечноэлементной модели проводилось с использованием осесимметричных элементов PLANE42. Следует отметить, что контактное взаимодействие приводит к значительным неравномерностям в распределении напряжений, что в свою очередь требует построения соответствующей сетки конечных элементов — в зоне с высоким значением градиента напряжений следует генерировать более мелкие конечные элементы.

Следует отметить, что все элементы, в том числе и в зоне наибольшего сгущения, имеют форму, близкую к квадрату, что имеет важное значение для сходимости вычислительного процесса.

Моделирование контактного взаимодействия в процессе нагружения проводилось с использованием контактных элементов CONTAC48, CONTAC171, CONTAC172 и TARGET169. Общее количество элементов составило более 2000.

В процессе решения проводился нелинейный статический анализ, использующий процедуру Ньютона–Рафсона. Приложение нагрузки проводилось с автоматическим выбором шага по времени и для рассмотренных случаев варьировалось в пределах от 30 до 100 шагов.

Весь процесс компьютерного моделирования нагружения занимал 1–3 часа на компьютере Celeron 366 64 MB RAM.

В результате счета получено распределение полей напряжений и деформаций как в текстовом, так и в графическом виде.

Результаты расчетов для трубы с толщиной стенки 7 и 10 мм представлены на рис. 1–6. Как видно из рис. 1, сжимающие напряжения S_x достигают величины свыше 50 кг/мм^2 , а растягивающие достигают 70 кг/мм^2 в угловой зоне упорной поверхности. Следует отметить, что на конической поверхности процесс деформирования носит стесненный характер, что ограничивает величину приобретаемой необратимой пластической деформации, а в угловой зоне упорной поверхности сравнимые по величине напряжения приводят к существенно большим значениям приобретенной пластической деформации.

Напряжения по оси Y представлены на рис. 2. Характер распределения напряжений типичен для элементов конструкций, испытывающих изгиб. Так, внутренние слои трубы испытывают сжатие, а внешние слои — растяжение. Этот изгиб и приводит к тому, что изначально согласованные поверхности — упорный уступ и торец трубы — приобретают несогласованные между собой поверхности и, как результат этого, контактное взаимодействие происходит по типу внедрения клина в поверхность с возникновением как высоких пиковых давлений, так и значительной неравномерности в распределении контактных напряжений.

Величину этой несогласованности можно оценить из рис. 3. Внутренняя поверхность трубы выступает из муфты на величину 0,25 мм. Для компенсации получаемой несогласованности в контактирующих поверхностях можно предложить изменение угла наклона упорной поверхности трубы. Следует сразу заметить, что при различных расчетных давлениях на упорной поверхности требуются различные величины для компенсации несогласованности. Был проведен расчет необходимых изменений угла наклона упорной поверхности трубы для следующих значений средних контактных давлений на упорной поверхности:

- 1) экстремальная нагрузка $p_{\text{конт}} = 50 \text{ кг/мм}^2$,
- 2) максимальная рабочая нагрузка $p_{\text{конт}} = 20 \text{ кг/мм}^2$,
- 3) рабочая нагрузка $p_{\text{конт}} = 10 \text{ кг/мм}^2$.

Соответственно для этих случаев величину наклона к горизонту упорной поверхности трубы β следует уменьшить на 4° , $1,5^\circ$, $0,4^\circ$. Исходя из ожидаемых значений контактных давлений следует выбирать и компенсирующие значения углов.

На рис. 4 и 7 приведено распределение контактного давления для всего узла. Следует отметить, что разрыв на графике распределения контактного давления в зоне упорной поверхности объясняется большими пластическими деформациями (смятием) в области соединения тороидальной и конусной поверхностей трубы. График величины контактного давления откладывается по нормали к поверхности.

На рис. 5 представлены найденные контактные давления для торцевой поверхности. Как видно из рисунков, для трубы со стенками $10,7$ мм распределение контактного давления на упорной поверхности значительно однороднее, что объясняется большей согласованностью контактных поверхностей ввиду меньшего изгиба толстостенной трубы. Ширина зоны контакта составляет около $1,2$ мм.

Величины приобретенных необратимых пластических деформаций приведены на рис. 6 и 8. Как видно из рисунков, под действием приложенной наружки упорная поверхность приобретает необратимые деформации, значимые в случае тонкостенной трубы.

Контактные давления, действующие на конической и упорной поверхностях, приводят при завинчивании трубы к возникновению сил трения и, соответственно, к увеличению крутящего момента. Величину этого увеличения можно определить, зная распределение сил трения и расстояние до оси вращения:

$$\Delta M_{\text{кр}} = 2\pi f R^2 H P_{\text{конт_ср}},$$

где R — радиус муфты в месте контакта, H — ширина зоны контакта, f — коэффициент трения, $P_{\text{конт_ср}}$ — среднее давление в зоне контакта. Для рассматриваемой трубы с толщиной стенки 7 мм получаем следующее значение: $\Delta M_{\text{кр}} = 125$ кг·м. После возникновения контакта на упорной поверхности и при достижении величины контактного давления значений 1) $p_{\text{конт}} = 50$ кг/мм², 2) $p_{\text{конт}} = 20$ кг/мм², 3) $p_{\text{конт}} = 10$ кг/мм² приращение крутящего момента составит $\Delta M_{\text{кр}} = 40, 80$ и 200 кг·м соответственно.

Произведенный анализ напряженно-деформированного состояния в области, прилегающей к зоне контакта "труба-муфта", позволяет сделать выводы о местоположении наиболее напряженных зон и о возможных необратимых деформациях, приобретенных в процессе нагружения. Использование сталей группы Д влечет появление необратимых пластических деформаций, величина которых не превышает 1% и может быть признана допустимой при отсутствии повторных нагружений. Для исключения высоких локальных деформаций в уступе при нагружении трубы (7 мм) можно рекомендовать уменьшить угол наклона уступа на $1-1,5$ градуса.

Литература

- [1] Галин Л.А. Контактные задачи упругости и вязкоупругости. М.: Наука, 1980. 304 с.
- [2] Джонсон К. Механика контактного взаимодействия. М.: Мир, 1989. 510 с.

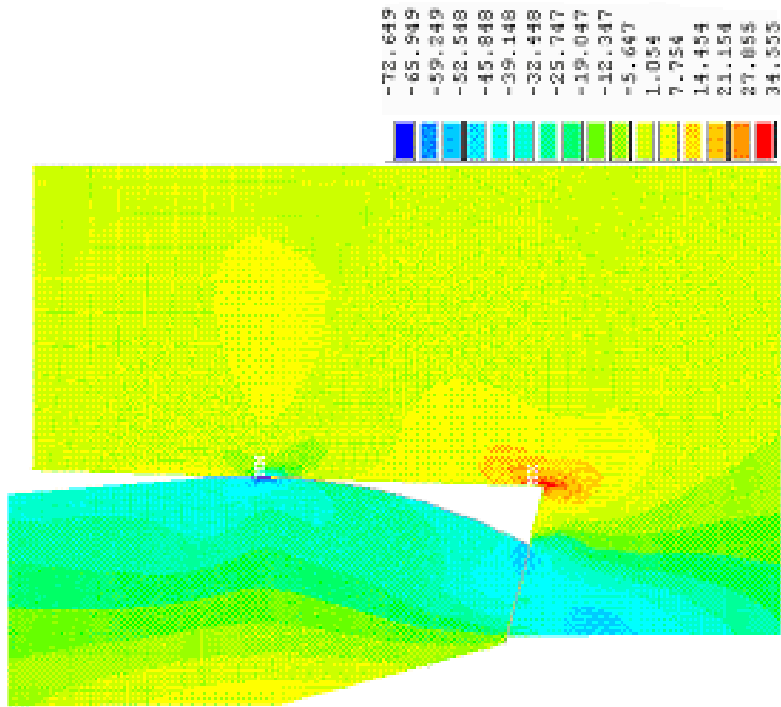


Рис. 2. Распределение напряжений S_y в зоне контакта для трубы (7 мм)

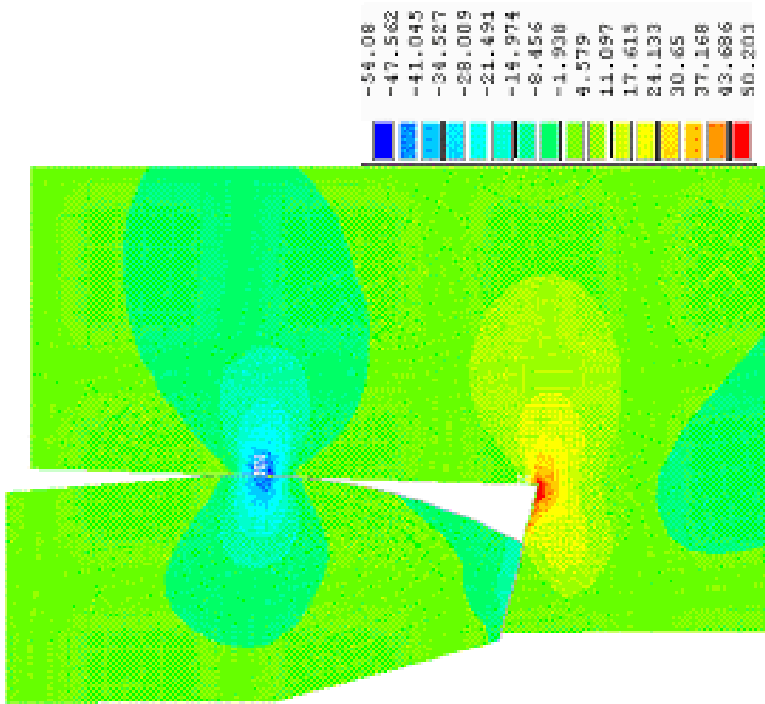


Рис. 1. Распределение напряжений S_x в зоне контакта для трубы (7 мм)

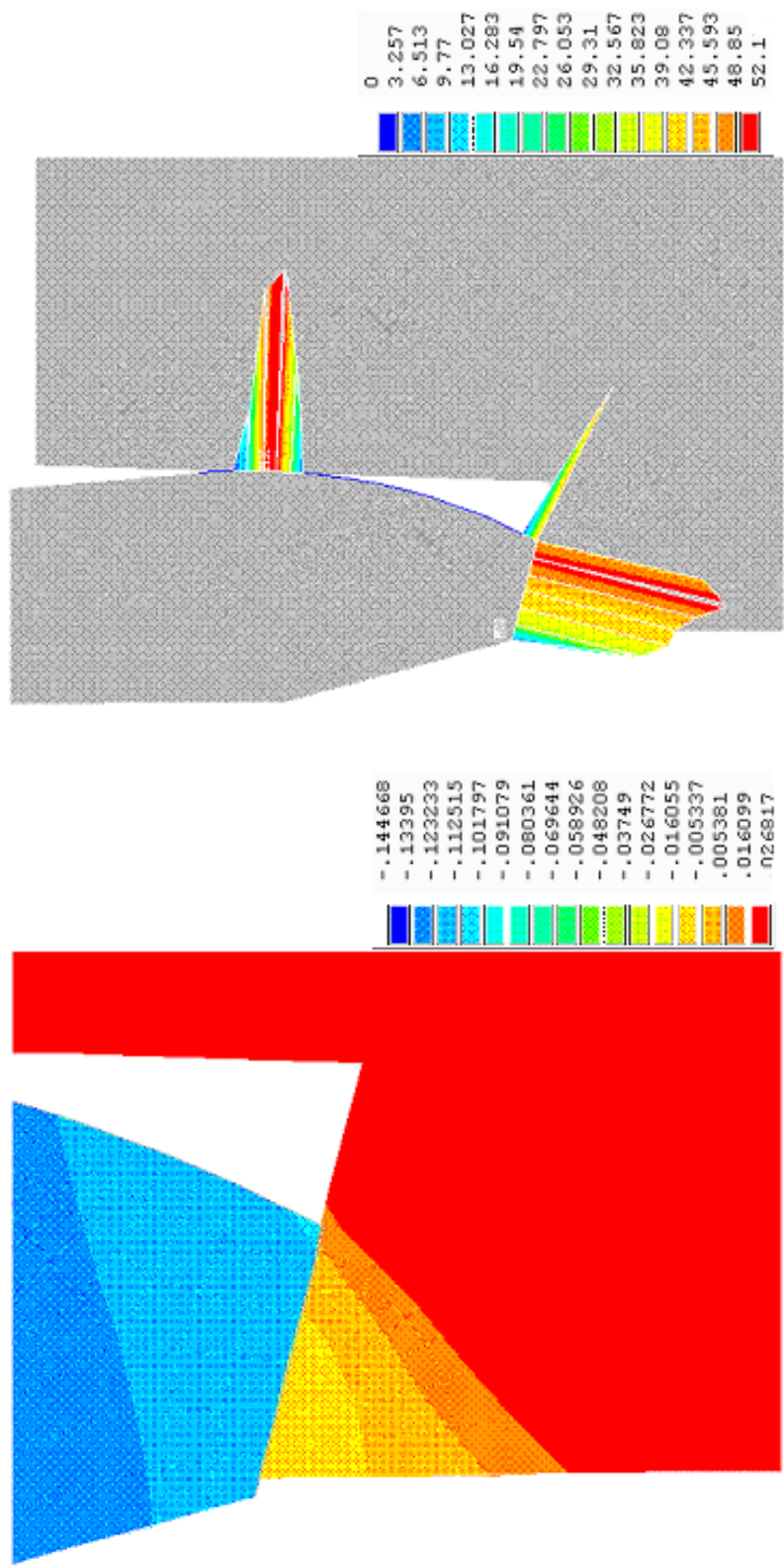


Рис. 3. Распределение смещений в радиальном направлении в зоне контакта для трубы (7 мм)

Рис. 4. Распределение контактного давления P в зоне контакта для трубы (7 мм)

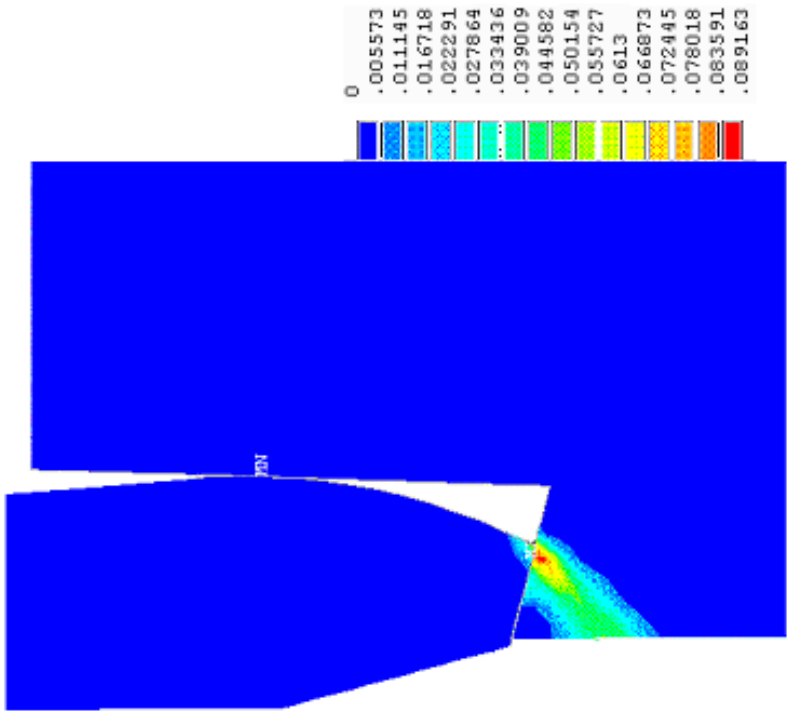


Рис. 6. Распределение пластической деформации в зоне контакта для трубы (7 мм)

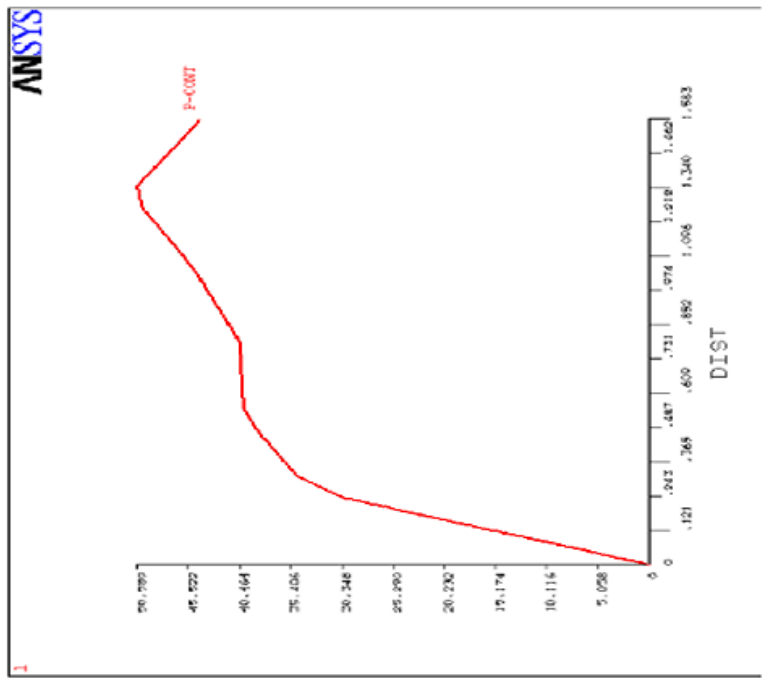


Рис. 5. Величина контактного давления в торцевой зоне контакта для трубы (7 мм)

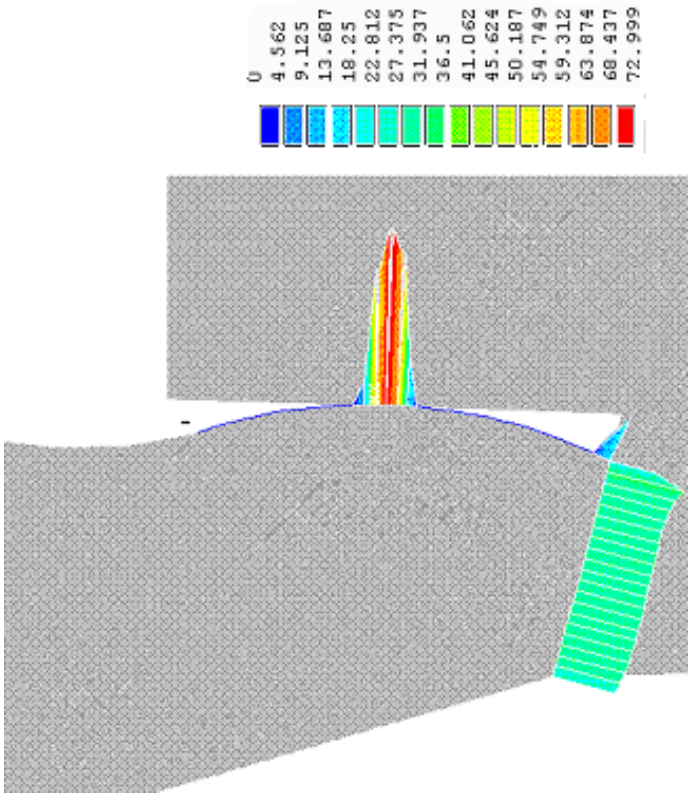


Рис. 7. Распределение контактного давления P в зоне контакта для трубы (10,7 мм)

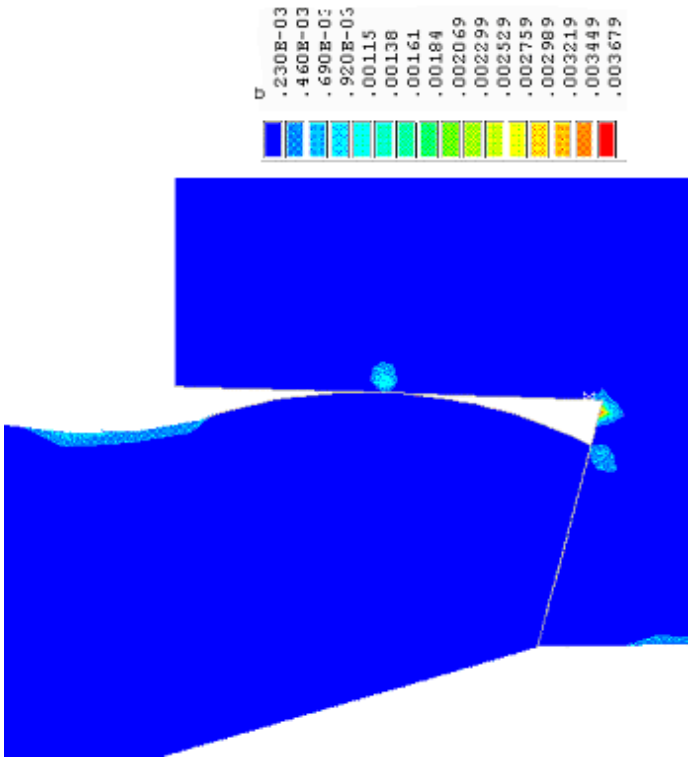


Рис. 8. Распределение пластической деформации в зоне контакта для трубы (10,7 мм)

A FINITE ELEMENT MODELLING BEHAVIOUR OF CONIC SEALING IN A THREADED CONNECTION⁴

© 2002 O.A. Loginov⁵

A finite element model for the behaviour of conic sealing in a threaded connection is proposed. It is shown that presented model can be used for the determination of optimal parameters of conic sealing.

Поступила в редакцию 15/ VII/2002;
в окончательном варианте — 10/ IX/2002.

⁴Communicated by Dr. Sci. (Phys. & Math.) Prof. Yu.N. Radayev.

⁵Loginov Oleg Alexandrovich (olegl@ssu.samara.ru), Dept. of Continuum Mechanics, Samara State University, Samara, 443011, Russia.