

ВЕРИФИКАЦИЯ ПРОГРАММЫ COSMOS/M ДЛЯ РАСЧЕТА НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ И УЗЛОВ ОБОРУДОВАНИЯ И ТРУБОПРОВОДОВ АЭУ

**В.Д. Белоусов, Г.П. Копенкина, Л.В. Короткая, Н.И. Мишустин, К.Г.Ротов
ОАО ИК «ЗИОМАР», Подольск**

Согласно [1] все программные средства, применяемые при обосновании безопасности объектов использования атомной энергии, должны быть аттестованы в Совете по аттестации программных средств при Технадзоре РФ.

В настоящее время многие отечественные и зарубежные конечно-элементные программы уже прошли процедуру верификации и аттестации. Это такие программы, как CAN, ЗЕНИТ-95, ANSYS, NASTRAN и др. Нашим предприятием для расчетов напряженно-деформированного состояния элементов и узлов оборудования и трубопроводов АЭУ была выбрана зарубежная программа Cosmos/M. Это обусловлено тем, что нашему предприятию вместе с оборудованием приходится поставлять за границу и документацию на него, в том числе и расчеты по обоснованию прочности поставляемых изделий. А наши отечественные программы заказчик не знает (или не хочет знать). Конкретный же выбор программы Cosmos/M был определен тем, что программа находилась на стадии опробования и проверки на нашем предприятии с 1995 года. Причем зарекомендовала себя с хорошей стороны и не требует переучивания персонала. В РФ программный комплекс Cosmos/M версии 1.75 аттестован для расчета напряженно-деформированного состояния строительных конструкций объектов использования атомной энергии (ОИАЭ) в линейной постановке организациями «Росэнергоатом», ФГУП «Атомэнергопроект» и ООО ИСБ «Надежность» [2]. Примером аттестации программы Cosmos/M за рубежом может служить фирма «ШКОДА» [3].

Особенностью проведенной нами верификации явилось то, что при верификации программы Cosmos/M дополнительно использовались и примеры расчета реальных конструкций – цилиндрической оболочки с эллиптическим днищем, сферического резервуара на цилиндрической опоре, цилиндрической обечайки с плоской жесткой крышкой, расчет фланцевого соединения с плоской крышкой, расчет составного цилиндра. Эти примеры представлены ниже.

1. *Определение напряженного состояния цилиндрической оболочки с эллиптическим дном под действием равномерно распределенного давления (см. рис.1).*

Входные данные.

$E = 200000$ МПа – модуль упругости;

$\nu = 0.3$ – коэффициент Пуассона;

$r = 0.5$ м – радиус цилиндра по средней линии;

$H = 0.5 \cdot r = 0.25$ м – высота эллиптического дна;

$t = 0.005$ м – толщина обечайки и дна;

$P = 1$ МПа – внутреннее давление.

Конечно – элементная модель. В данной задаче использовались три конечно – элементных модели. Для конечных элементов типа PLANE2D и SHELL3 использовалась сетка из 900 элементов. Для комбинации конечных элементов типа SHELL3 и SHELL4 использовалась сетка из 856 элементов.

Подобласть верификации. Проверка точности расчета максимальных окружных и меридиональных напряжений в центре эллиптического дна и вблизи зоны перехода обечайка – эллиптическое дно (зона А, рисунок 1).

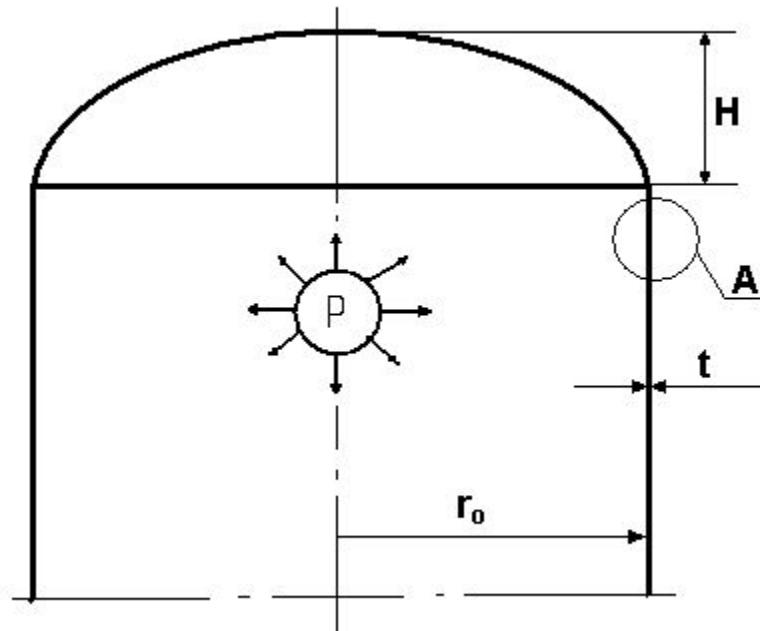


Рис. 1

Аналитическое решение. Формулы для определения максимальных напряжений имеют следующий вид [4]:

зона А

- окружные напряжения;
 - меридиональные напряжения
- центр эллиптического днища

Точность решения. Сравнение результатов расчета окружных и меридиональных напряжений, полученных по программе Cosmos/M с использованием элементов типа PLANE2D, SHELL3 и комбинации элементов типа SHELL3 и SHELL4, с аналитическим решением представлены в таблице 1.

Таблица 1

| Элемент | Центр эллиптического днища | | | | Зона «А» обечайки | | | |
|--------------------|----------------------------|------------|----------------------|------------|------------------------|------------|----------------------|------------|
| | $\sigma_{окр},$ МПа | $\eta, \%$ | $\sigma_{м},$ МПа | $\eta, \%$ | $\sigma_{окр},$ МПа | $\eta, \%$ | $\sigma_{м},$ МПа | $\eta, \%$ |
| Теория | 100 | - | 100 | - | 10.7 | - | 5 | - |
| PLANE2D | 99.85 | 0.2 | 99.85 | 0.2 | 10.58 | 1.1 | 4.95 | 1 |
| SHELL3 | 102.9 | 2.9 | 102.9 | 2.9 | 10.64 | 0.6 | 5.05 | 1 |
| SHELL3 + SHELL4 | 102.8 | 2.8 | 102.8 | 2.8 | 10.62 | 0.7 | 5.08 | 1.6 |

Совпадение результатов, представленных в таблице 1, можно считать удовлетворительным. В данной таблице η - относительная погрешность, %.

2. *Определение экстремальных напряжений в зоне сопряжения шаровой емкости с цилиндрической опорой под действием веса шаровой емкости с жидкостью (см. рис.2).*

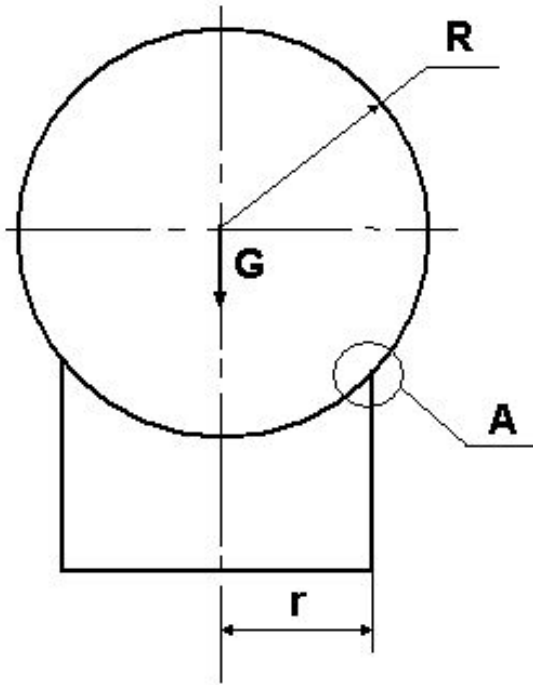


Рис. 2

Входные данные

$E = 200000$ МПа – модуль упругости;

$\nu = 0.3$ – коэффициент Пуассона;

$r = 4.325$ м – радиус цилиндрической опоры;

$R = 5.25$ м – радиус сферической емкости;

$h_1 = 0.025$ м – толщина стенки сферы;

$h_2 = 0.02$ м – толщина стенки цилиндрической опоры;

$G = 6906000$ Н – вес емкости с жидкостью.

Конечно – элементная модель. В данной задаче для элементов типа SHELL3 использовались три конечно – элементных модели со средними размерами элементов 339.6 мм , 169.8 мм и 84.49 мм.

Подобласть верификации. Проверка точности расчета экстремальных напряжений в зоне сопряжения шаровой емкости с цилиндрической обечайкой (зона А, рисунок 2) при различных конечно – элементных схемах.

Аналитическое решение. Аналитическое решение данной задачи описано в [4]. В таблице 2 помещены результаты расчета, приведенные в этой же работе.

Точность решения. Сравнение результатов расчета экстремальных напряжений в зоне сопряжения шаровой емкости с цилиндрической обечайкой (зона А, рисунок 2), полученных по программе Cosmos/M с использованием элементов типа SHELL3, с аналитическим решением представлены в таблице 2.

Экстремальные напряжения в плоскости $Z = 0$

| Средний размер элемента, мм | Емкость | | Опора | |
|-----------------------------------|----------------|------------|----------------|------------|
| | σ , МПа | η , % | σ , МПа | η , % |
| Теория | 90 | - | 66 | - |
| 339.6 | 62.67 | 30.4 | 50.9 | 23 |
| 169.8 | 74.74 | 17 | 61.4 | 7 |
| 84.49 | 77.44 | 14 | 64.7 | 2 |

В данной таблице:

σ - экстремальные напряжения;

η - относительная погрешность.

Из результатов, представленных в таблице 2 следует, что точность решения в целом зависит от размера элемента – чем меньше элемент, тем выше точность решения. Причем чем выше градиент изменения напряжений (сравним емкость с опорой), тем требуется меньший размер элемента.

3. Определение максимальных продольных напряжений в цилиндрической оболочке с жесткой плоской крышкой под действием внутреннего давления (см. рис.3).

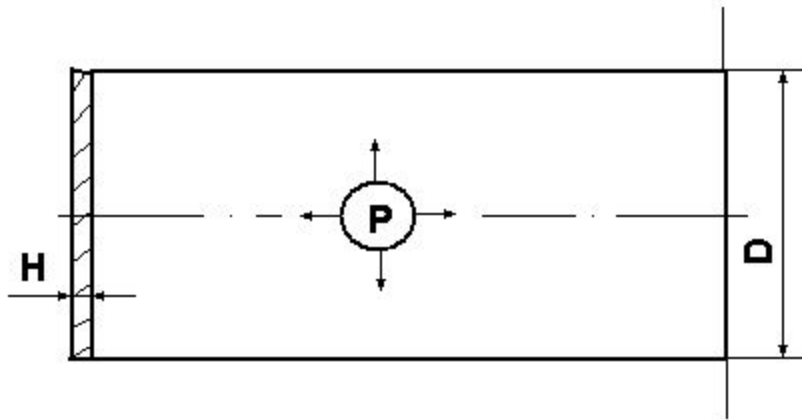


Рис. 3

Входные данные

$E = 200000$ МПа – модуль упругости;
 $\nu = 0.3$ – коэффициент Пуассона;
 $H = 0.03$ м – толщина днища;
 $h = 0.003$ м – толщина цилиндрической обечайки;
 $D = 0.2$ м – диаметр цилиндрической обечайки;
 $P = 1$ МПа – внутреннее давление.

Конечно – элементная модель. В данной задаче для элементов типа SHELL3 использовалась конечно – элементная модель, состоящая из 1726 узлов (см. рис. 4).

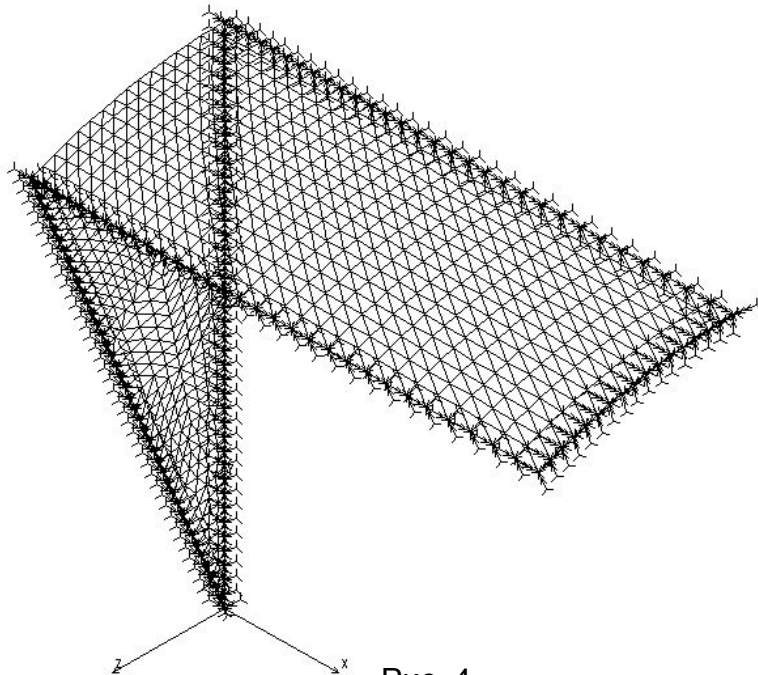


Рис. 4

Подобласть верификации. Проверка точности расчета максимальных продольных напряжений в цилиндрической оболочке с жесткой плоской крышкой под действием внутреннего давления (один из вариантов краевой задачи).

Аналитическое решение. Аналитическое решение данной задачи описано в [5].

Максимальные продольные напряжения в цилиндрической оболочке возникают в краевой зоне в районе сопряжения оболочки и днища

$$\sigma = \left[\frac{1}{2} + \frac{3(2-\nu)}{2\sqrt{3(1-\nu^2)}} \right] \frac{PR}{h}$$

Точность решения. Сравнение результатов расчета максимальных напряжений, полученных по программе Cosmos/M с использованием элементов типа SHELL3, с аналитическим решением представлены в таблице 3.

Таблица 3

| Элемент | Напряжения, МПа | Погрешность, % |
|---------|-----------------|----------------|
| Теория | 68.11 | - |
| SHELL3 | 59.75 | 12.3 |

Совпадение результатов, представленных в таблице 3, для элемента SHELL3 можно считать удовлетворительным.

Для иллюстрации одной из графических возможностей программы на рисунке 5 представлены результаты расчета напряженно-деформированного состояния цилиндрической обечайки с плоской жесткой крышкой в графической форме.

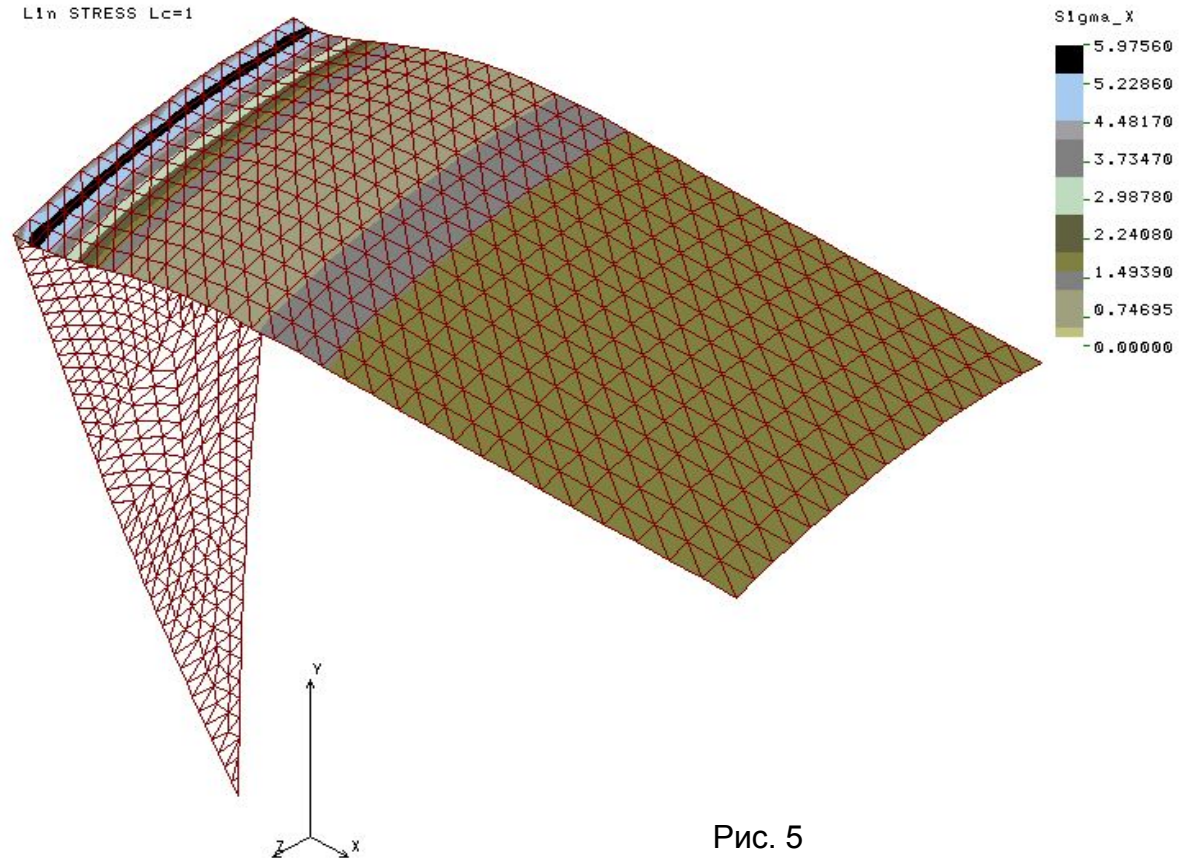


Рис. 5

4. Расчет фланцевого соединения с плоской крышкой

Название задачи.

Определение максимальных напряжений в крышке при трех режимах работы фланцевого соединения:

- затяг шпилек
- рабочие условия
- условия гидроиспытаний

Входные данные

$E = 200000$ МПа – модуль упругости для стали;
 $E_p = 3000$ МПа – модуль упругости материала прокладки;

$\nu = 0.3$ – коэффициент Пуассона;

$\alpha = 0.115 \cdot 10^{-4}$ ед/оК – коэффициент линейного расширения для стали;

$F_z = 6178.5$ Н – усилие начального затяга шпильки;

$P_p = 0.12$ МПа – рабочее давление;

$P_n = 0.15$ МПа – давление гидроиспытаний

Геометрия соединения представлена на рисунке 6.

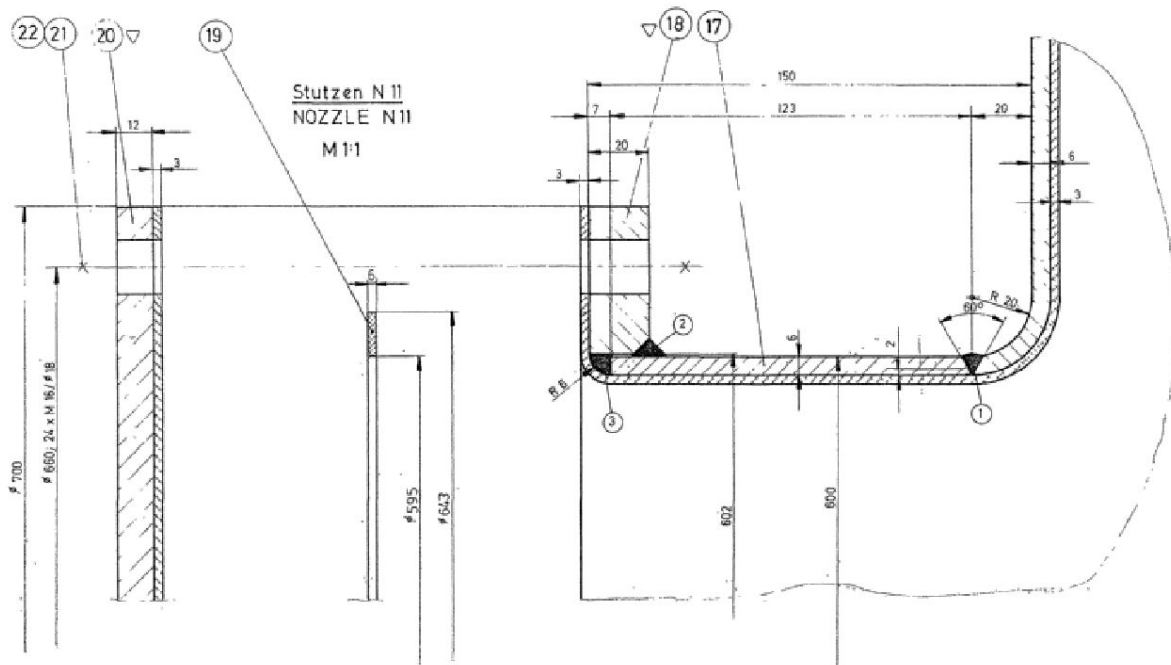


Рис. 6

Конечно – элементная модель. На рисунке 7 представлена конечно – элементная модель соединения, состоящая из 3396 узлов и 3003 элементов.

Усилие начального затяга моделировалось заданием соответствующей температуры в шпильке. Задача решалась в осесимметричной постановке с использованием элемента типа PLANE2D.

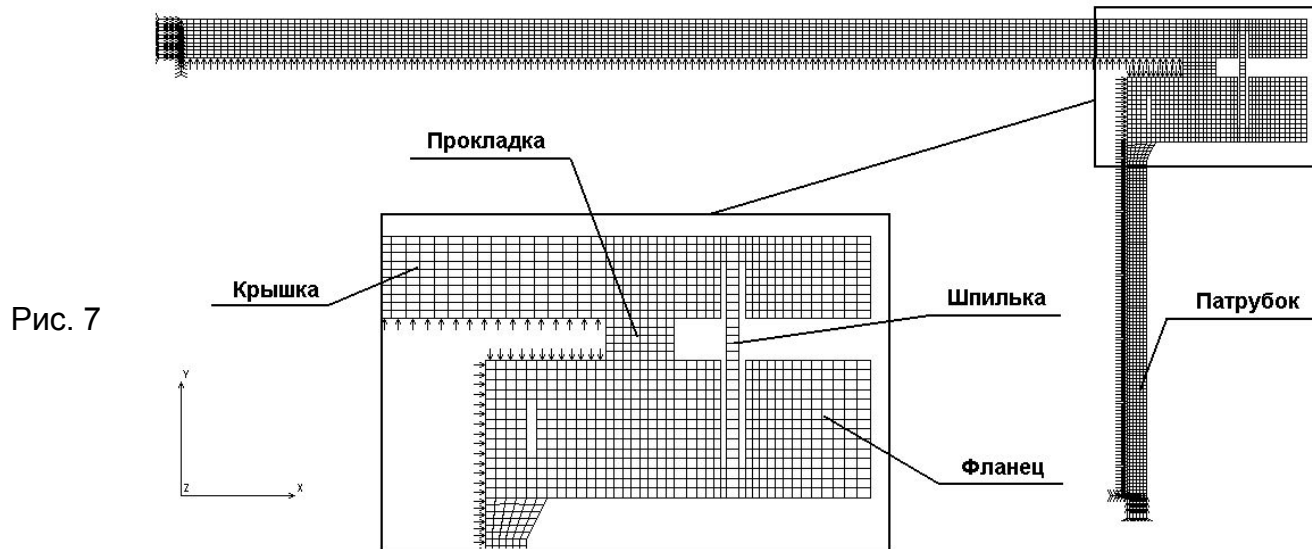


Рис. 7

Подобласть верификации. Рассматриваются максимальные эквивалентные напряжения в крышке при трех режимах работы фланцевого соединения:

- затяг шпилек
- рабочие условия
- условия гидроиспытаний

Аналитическое решение. Ввиду отсутствия аналитического решения, решение по программе Cosmos/M сравнивалось с численным решением, полученным по аттестованной программе CAN [6].

Точность решения. В таблице 4 представлено сравнение результатов вычисления максимальных напряжений в крышке, полученных по программе Cosmos/M с использованием элементов типа PLANE2D, с решением аналогичной задачи по программе CAN.

Таблица 4

| Режим | Напряжения, МПа | | Погрешность, % |
|----------------|-----------------|-------------------|----------------|
| | Комплекс CAN | Комплекс Cosmos/M | |
| Затяг шпилек | 29 | 30.3 | 4.5 |
| Рабочий режим | 83 | 81.16 | 2.2 |
| Гидроиспытания | 100 | 93.88 | 6.1 |

Совпадение результатов, представленных в таблице 4, можно считать удовлетворительным.

5. Определение напряжений в составном, соединенном с натягом цилиндре.

Входные данные

$E = 200000$ МПа – модуль упругости для стали;

$\nu = 0.3$ – коэффициент Пуассона;

$\alpha = 0.115$ $\frac{1}{\text{град}}$ К – коэффициент линейного расширения для стали;

$\Delta = 0,1$ мм – величина натяга;

$a = 50$ мм – внутренний радиус первого цилиндра;

$c = 100$ мм – внутренний радиус второго цилиндра;

$b = 150$ мм – наружный радиус второго цилиндра;

Геометрия соединения представлена на рисунке 8

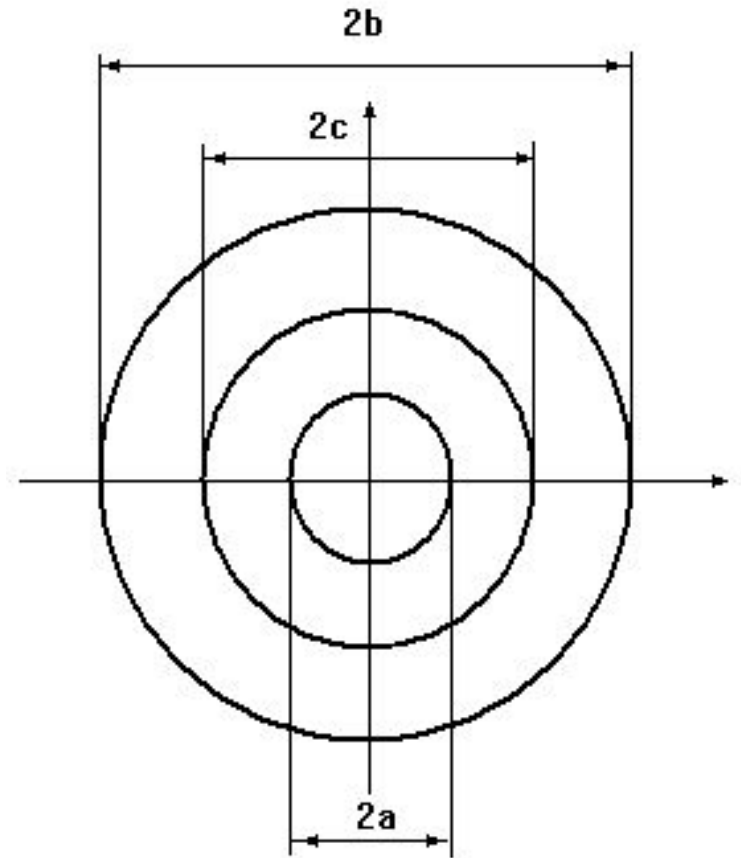


Рис. 8

Конечно – элементная модель. На рисунке 9 представлена конечно – элементная модель соединения, состоящая из 602 узлов и 546 элементов типа PLANE2D.

Натяг моделировался заданием соответствующей температуры в первом цилиндре. Рассматривалось плоско - деформированное напряженное состояние.

Для плоской деформации
$$\Delta t = \frac{\Delta}{\alpha c(1 + \nu)} = 66.89 \text{ }^\circ\text{K}$$

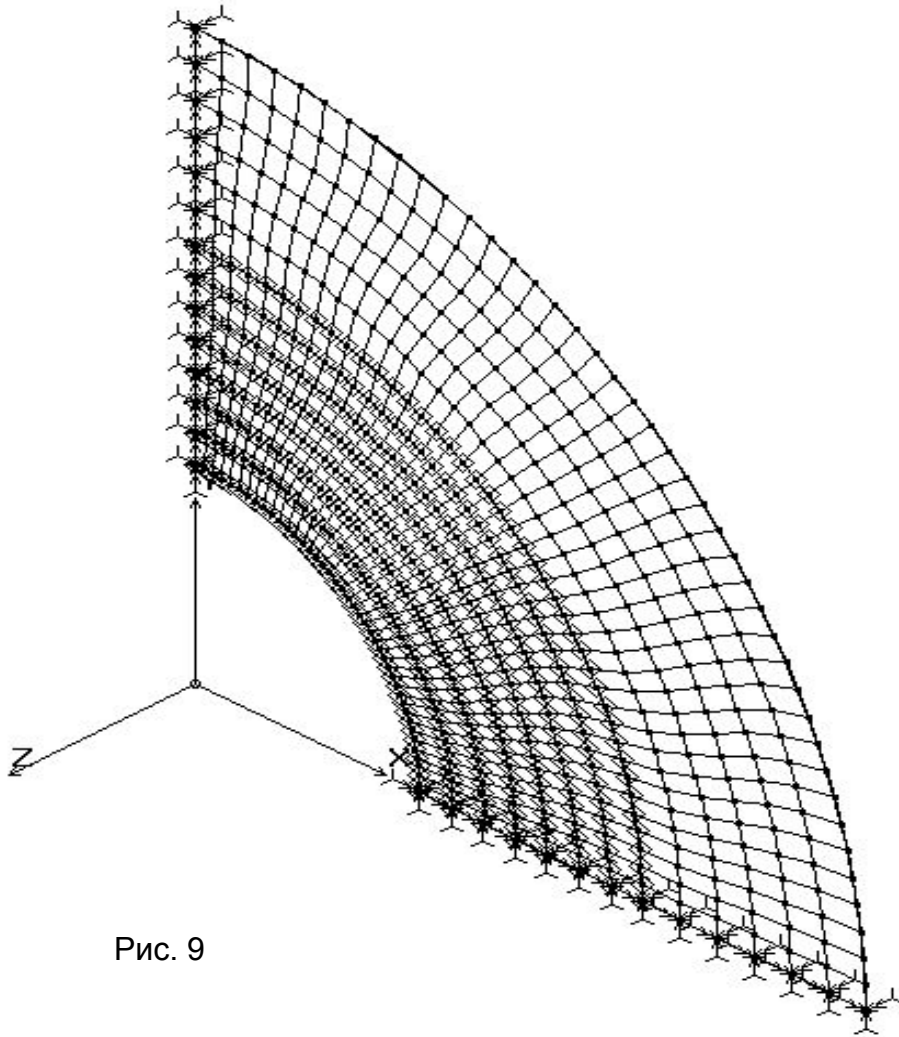


Рис. 9

Подобласть верификации. Рассматриваются контактное давление и окружные напряжения на внутренней и наружной поверхностях составного цилиндра.

Аналитическое решение. Аналитическое решение данной задачи описано в [7].

Контактное давление

$$P_k = \frac{E\Delta}{2c^3} \frac{(c^2 - a^2)(b^2 - c^2)}{b^2 - a^2},$$

Окружные напряжения на внутренней поверхности составного цилиндра

$$\sigma_t = P_k \frac{2c^2}{c^2 - a^2}$$

Окружные напряжения на наружной поверхности составного цилиндра

$$\sigma_t = P_k \frac{2c^2}{b^2 - c^2}$$

Точность решения. В таблице 5 представлено сравнение результатов вычисления контактного давления и окружных напряжений на внутренней и наружной поверхностях составного цилиндра, полученных по программе Cosmos/M с использованием элементов типа PLANE2D.

Таблица 5

| Комплекс | Параметры | | | | | |
|----------|--------------------------------------|------------|------------------------------------|------------|-------------|------------|
| | σ_t , МПа на внутр. пов-ти | η , % | σ_t , МПа на нар. пов-ти | η , % | P_k , МПа | η , % |
| Теория | 125 | - | 93.9 | - | 46.87 | - |
| PLANE2D | 129.9 | 3.8 | 91.3 | 2.8 | 43.93 | 6.27 |

В данной таблице:

η - относительная погрешность.

Совпадение результатов, представленных в таблице 5 для элементов типа PLANE2D, можно считать удовлетворительным.

Все приведенные выше примеры расчета напряженно-деформированного состояния реальных конструкций в дальнейшем могут войти в библиотеку верификационных примеров и использоваться для аттестации других программ. Естественно, в связи с ограничением на объем материала, возможного для представления в рамках доклада, полную информацию о процедуре проведенной верификации изложить невозможно. Это касается верификации всех типов выбранных конечных элементов и их комбинации, действующих нагрузок, тестовых задач, сходимости решения, методов решения, быстродействия программы и др. Все подробности заинтересованные лица и организации могут найти в верификационном отчете [8]. Аттестационный паспорт зарегистрирован Федеральной службой по экологическому, технологическому и атомному надзору в научно-техническом центре по ядерной и радиационной безопасности [9].

Паспорт на ПО «КОСМОС»

№ 577
РЕГИСТРАЦИОННЫЙ НОМЕР
ПС В ЦОЭП ПРИ РНЦ КИ

06.12.2004
дата регистрации

№ 217
РЕГИСТРАЦИОННЫЙ НОМЕР
ПАСПОРТА АТТЕСТАЦИИ ПС

19.09.2006
дата выдачи

НАЗВАНИЕ ПРОГРАММНОГО СРЕДСТВА: Модуль STAR (Linear Static Analysis)
программного комплекса COSMOS/M Explorer, версия 2.8

ЭВМ: IBM – совместимые персональные компьютеры
с процессором не ниже Pentium-4

ОПЕРАЦИОННАЯ СИСТЕМА: Windows 98, Windows 2000, Windows XP

АВТОРЫ: Фирма SRAC

РАЗРАБОТЧИК: Фирма SRAC

ЗАЯВИТЕЛЬ: ОАО ИК «ЗИОМАР»

РЕШЕНИЕ СОВЕТА ПО АТТЕСТАЦИИ ПРОГРАММНЫХ СРЕДСТВ

Аттестовать модуль STAR программного комплекса COSMOS/M Explorer,
версия 2.8 на срок 10 лет

ПРИЛОЖЕНИЕ на 3 стр.



ПРЕДСЕДАТЕЛЬ СОВЕТА
ПО АТТЕСТАЦИИ ПС

И.П. Уголева