

ГОРНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ

УДК 622.285

Г. Д. Буялич, В. В. Воеводин, К. Г. Буялич

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТОВ ЦИЛИНДРА С РАЗЛИЧНЫМИ ТИПАМИ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Метод конечных элементов является приближённым методом. При этом в большинстве современных пакетов программ, проводящих этим методом расчёт конструкций на прочность, заложено достаточно большое количество типов конечных элементов, применение которых требует обоснования и проверки правильности получаемых результатов.

Из всего многообразия конечных элементов, предназначенных для расчёта конструкций на прочность и частоты собственных колебаний, сразу были отсеяны двумерные трехузловые и трёхмерные четырёхузловые конечные элементы, т. к. у них деформации постоянны в пределах элемента, а, следовательно, и напряжения [1]. Поэтому их рекомендуют использовать только для предварительных оценочных расчётов. Далее были выбраны только те элементы, которые предназначены для моделирования металлов, у которых есть возможность учёта нелинейных свойств. В результате для дальнейших исследований были ото-

браны следующие конечные элементы [2, 3] (рис. 1): двумерный линейный четырёхузловой с опцией осесимметрии; двумерный квадратичный восьмиузловой с опцией осесимметрии; трёхмерный линейный восьмиузловой; трёхмерный квадратичный двадцатиузловой.

Каждый узел двумерных конечных элементов имеет две степени свободы – перемещения в направлениях осей X и Y . Трёхмерные элементы имеют соответственно три степени свободы в каждом узле.

Проверка правильности выбора конечных элементов проводилась сравнением получаемых результатов на модели бесконечно длинного цилиндра, нагруженного постоянным по длине внутренним давлением. Это связано с тем, что все теоретические расчёты деформаций и напряжений цилиндров не учитывают краевых эффектов, связанных, например, с наличием дна.

Теоретические значения радиальных дефор-

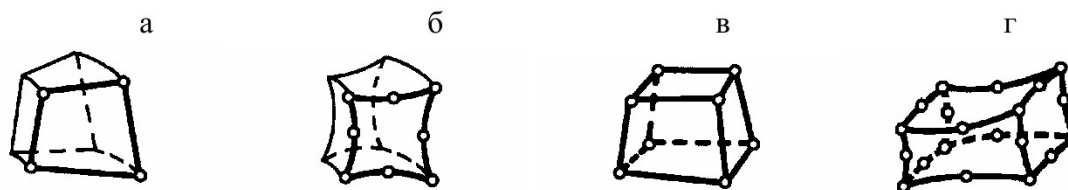


Рис. 1. Типы конечных элементов: а) двумерный линейный четырехузловой; б) двумерный квадратичный восьмиузловой; в) трехмерный линейный восьмиузловой; г) трехмерный квадратичный двадцатиузловой

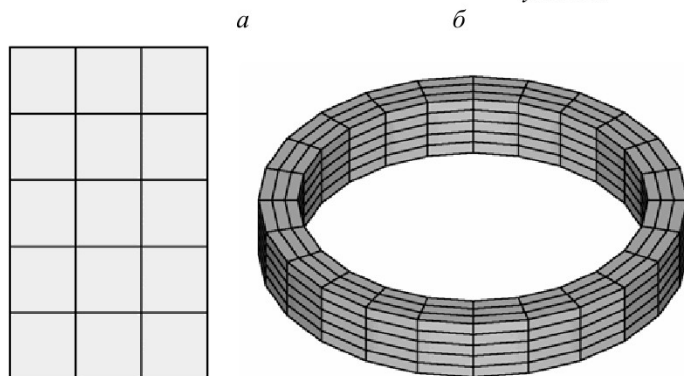


Рис. 2. Конечно-элементные модели трубы: а) двумерная осесимметричная; б) трёхмерная

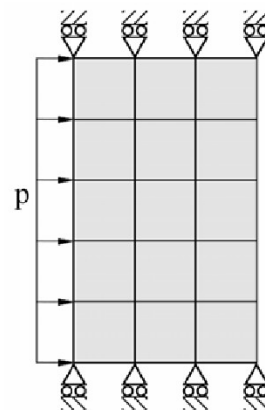


Рис. 3. Схема внешних сил и связей

Таблица 1. Результаты расчётов бесконечно длинного цилиндра

Тип конечного элемента	Радиальные деформации, мкм		Эквивалентные напряжения, МПа	
	Теоретическое значение	Расчётное значение по МКЭ	Теоретическое значение	Расчётное значение по МКЭ
2D линейный	126	122	222	240
2D квадратичный				233
3D линейный				
3D квадратичный				

маций $dR_{\text{теор}}$ и эквивалентных напряжений $\sigma_{\text{теор}}$ можно определить из выражений [4, 5]:

$$dR_{\text{теор}} = p \frac{d_a}{2 \cdot E} \left(\frac{d_n^2 + d_a^2}{d_n^2 - d_a^2} + \nu \right),$$

где p – внутреннее давление рабочей жидкости, Па;

E – модуль упругости, Па;

μ – коэффициент Пуассона;

d_n и d_a – соответственно, наружный и внутренний диаметры цилиндра.

$$\sigma_{\text{теор}} = \frac{p \cdot d_a}{2 \cdot S},$$

где S – толщина стенки цилиндра, м.

Первоначально была построена двумерная осесимметричная конечно-элементная модель (рис. 2, а). Толщина стенки трубы была принята равной толщине стенки цилиндра гидростойки 1М130 и равнялась 0,0225 м. По толщине стенки моделируемой трубы было создано 3 конечных элемента, а по оси – 5. Для полного подобия трёхмерную модель получали вращением двумерной осесимметричной модели на 360° (рис. 2, б).

Затем на каждый узел верхних и нижних поверхностей цилиндра накладывалось ограничение на перемещение в осевом направлении (рис. 3). Этим имитировался бесконечно длинный ци-

линдр. Далее прикладывалось давление к внутренней поверхности модели, численно равное 50 МПа, после чего проводился расчёт.

Результаты расчётов (эквивалентные напряжения σ и радиальные деформации dR), полученные аналитическим способом и с помощью метода конечных элементов, сведены в табл. 1.

Как видно из табл. 1, значения радиальных деформаций, полученные с помощью метода конечных элементов, полностью совпадают между собой, а в сравнении с теоретическими – разница составляет около 3 %. Совпадение значений, полученных с использованием линейных и квадратичных конечных элементов вызвано тем, что в модели отсутствует геометрическая нелинейность. Разница результатов теоретических эквивалентных напряжений с моделью из двумерных конечных элементов с опцией осесимметрии составила около 8 %, а с моделью из трёхмерных – 5 %. Все это говорит о хорошей сходимости результатов между собой, а, следовательно, в дальнейшем о достоверности получаемых результатов при расчёте моделей более сложных конструкций. Однако необходимо учитывать, что квадратичные элементы требуют намного больше ресурсов ЭВМ и времени для проведения расчёта, при этом они дают более точные результаты, если в модели есть геометрическая нелинейность.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Каплун, А. Б. ANSYS в руках инженера : практическое руководство / А. Б. Каплун, Е. М. Морозов, М. А. Олферьева. – М. : Едиториал УРСС, 2003. – 272 с.
2. Буялич, Г. Д. Конечные элементы для исследования горных машин : учеб. пособие / Г. Д. Буялич, В. В. Воеводин. – Кемерово : Гос. учреждение Кузбас. гос. техн. ун-т, 2002. – 50 с.
3. Буялич, Г. Д. Сравнительный анализ напряжённо-деформированного состояния рабочего цилиндра гидростойки / Г. Д. Буялич, В. В. Воеводин, О. А. Тарасова // Информационные недра Кузбасса : тр. первой регион. науч.-практич. конф. – Кемерово : Полиграф, 2001. – Ч. 1 : Сборник докладов. – С. 179 – 181.
4. Хорин, В. Н. Объёмный гидропривод забойного оборудования. – 3-е изд., перераб. и доп. – М. : Недра, 1980. – 415 с.
5. Абрамов, Е. И. Элементы гидропривода. Справочник / Е. И. Абрамов, К. А. Колесниченко, В. Т. Маслов. – Киев : Техника, 1977. – 320 с.

□ Авторы статьи:

Буялич
Геннадий Даниилович
- докт.техн.наук, проф. каф.горных
машин и комплексов

Воеводин
Владимир Васильевич
- к.т.н, старший преподаватель
каф.горных машин и комплексов

Буялич
Константин Геннадьевич
-аспирант каф.горных машин
и комплексов