

Санкт-Петербургский государственный университет

Н.В. Наумова, Д.Н. Иванов

ИССЛЕДОВАНИЕ
СТАТИЧЕСКИХ
ДЕФОРМАЦИЙ,
КОЛЕБАНИЙ И
УСТОЙЧИВОСТИ
КОНСТРУКЦИЙ
В ПАКЕТЕ ANSYS

Учебное пособие

Санкт-Петербург
2006

ББК 22.251
Н34

Р е ц е н з е н т ы: зав. каф. теоретической и прикладной
механики, проф. П.Е. Товстик
(С.-Петербург. гос. ун-т),
проф. каф. гидроупругости,
С.М. Бауэр (С.-Петербург. гос. ун-т)
проф. каф. теоретической и прикладной
механики С.Б. Филиппов
(С.-Петербург. гос. ун-т)

*Печатается по постановлению
Редакционно-издательского совета
С.-Петербургского государственного университета*

Н34 Наумова Н.В., Иванов Д.Н.
Исследование статических деформаций, колебаний и устойчи-
вости конструкций в пакете Ansys: Учеб. пособие. — СПб.,
— 65 с.

Основу учебного пособия составляет курс специального семинара по методу конечных элементов, который проводится авторами на кафедре теоретической и прикладной механики математико-механического факультета. В пособии содержится краткое изложение метода конечных элементов и рассматриваются различные способы работы в пакете **Ansys**. Множество представленных примеров дает возможность самостоятельно ознакомиться с пакетом **Ansys** и овладеть техникой работы в нем.

Предназначено для студентов старших курсов отделения прикладной математики и механики математико-механического факультета, аспирантов и преподавателей соответствующих специальностей.

ББК 22.251

© Н.В. Наумова,
Д.Н. Иванов, 2006
© С.-Петербургский
государственный
университет, 2006

Глава 1

Введение в метод конечных элементов

1.1 Вывод уравнений метода конечных элементов

Метод конечных элементов (МКЭ) является одним из численных методов, который удобно реализовывать на современных ЭВМ с помощью специальных пакетов прикладных программ. На кафедре теоретической и прикладной механики математико-механического факультета СПбГУ предпочтение отдается изучению пакета **Ansys** [5], [8], поэтому дальнейшее изложение материала касается именно этого пакета прикладных программ. В пакете **Ansys** рассматриваемая конструкция моделируется близким по форме телом со свойствами материала присущими исходному телу. Далее модель разбивается на малые, но конечные элементы, которые, в свою очередь, задаются узлами. Каждый элемент обладает конечным числом степеней свободы и определенными физическими и геометрическими свойствами (например, Модуль Юнга и толщина). Набор свойств каждого элемента совпадает со свойствами исследуемого тела или его детали. В каждом элементе аппроксимируются определенные функции, характерные для данной задачи. В частном случае это могут быть смещения. Для аппроксимации величины внутри малой области удобно использовать простейшие функции (полиномы 1, 2, 3 степени). Коэффициенты полиномов определяются из значений функций в узлах, таким образом, чтобы сохранялась непрерывность величины вдоль границ элемента и обеспечивалось наилучшее приближение к истинному распределению этой величины. Если рассматривается задача распространения тепла, то

минимизируется функционал, связанный с соответствующим дифференциальным уравнением. Процесс минимизации сводится к решению систем линейных алгебраических уравнений относительно узловых значений температуры.

Преимущество метода конечных элементов заключается в том, что с помощью него можно решить широкий класс задач, в том числе те, которые не решаются аналитически.

Рассмотрим метод конечных элементов на примере плоского треугольного элемента. Введем декартову систему координат OXY (рис. 1). Все перемещения будем считать линейными функциями координат

$$u(x, y) = \alpha_1 + \alpha_2 x + \alpha_3 y, \quad (1.1)$$

$$v(x, y) = \alpha_4 + \alpha_5 x + \alpha_6 y, \quad (1.2)$$

где u и v смещения по осям OX и OY соответственно.

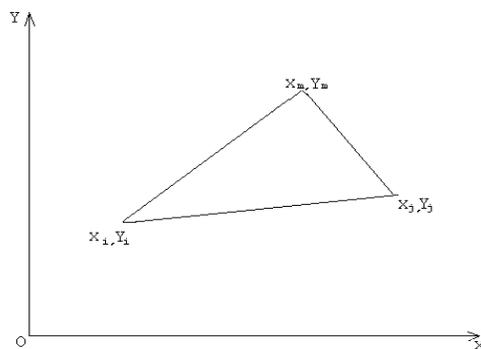


Рис. 1. Треугольный конечный элемент при решении плоской задачи.

Неизвестные коэффициенты $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_6$ могут быть выражены через смещения узлов с номерами i, j, m . Применяя равенство (1.1) для узлов с номерами i, j, m , получаем систему уравнений для $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$, которую выпишем в матричной форме:

$$\begin{bmatrix} 1 & x_i & y_i \\ 1 & x_j & y_j \\ 1 & x_m & y_m \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \alpha_1 \\ \alpha_2 \\ \alpha_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} u_i \\ u_j \\ u_m \end{pmatrix}. \quad (1.3)$$

Подставляя найденные параметры α_i в (1.1), получаем для $u(x, y)$ следующее выражение:

$$u = \frac{1}{2F} [(y_{jm}(x - x_m) - x_{jm}(y - y_m))u_i + (y_{mi}(x - x_i) - x_{mi}(y - y_i))u_j + (-y_{ji}(x - x_j) - x_{ji}(y - y_j))u_m]. \quad (1.4)$$

Аналогично определяется $v(x, y)$:

$$v = \frac{1}{2F} [(y_{jm}(x - x_m) - x_{jm}(y - y_m))v_i + (y_{mi}(x - x_i) - x_{mi}(y - y_j))v_j + (-y_{ji}(x - x_j) - x_{ji}(y - y_j))v_m], \quad (1.5)$$

где $2F = x_{jm}y_{mi} - x_{mi}y_{jm}$, $x_{ij} = x_i - x_j$, $y_{ij} = y_i - y_j$.

В матричной форме уравнения (1.4) и (1.5) будут иметь такой вид:

$$\{u_n\} = \begin{Bmatrix} u \\ v \end{Bmatrix} = \{[\Phi_i], [\Phi_j], [\Phi_m]\} \begin{Bmatrix} U_i \\ U_j \\ U_m \end{Bmatrix}, \quad (1.6)$$

$$\text{где } [\Phi_i] = f_i(x, y) \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad U_i = \begin{Bmatrix} u_i \\ v_i \end{Bmatrix}, \text{ а} \quad (1.7)$$

$$f_i = \frac{1}{2F} [(y_{jm}(x - x_m) - x_{jm}(y - y_m))].$$

В более компактной форме зависимость (1.6) можно записать следующим образом:

$$\{u_n\} = [\Phi] \{U_n^\Theta\}, \quad \text{где } U_n^\Theta = \begin{Bmatrix} U_i \\ U_j \\ U_m \end{Bmatrix}. \quad (1.8)$$

Верхний индекс " Θ " показывает, что данное обозначение введено для одного элемента. Используя равенства (1.4) и (1.5), находим, согласно [1] и [3], компоненты деформаций и перемещений:

$$\begin{aligned} \varepsilon_x &= \frac{du}{dx} = \frac{1}{2F} (y_{jm}u_i + y_{mi}u_j - y_{ji}u_m), \\ \varepsilon_y &= \frac{dv}{dy} = \frac{1}{2F} (-x_{jm}v_i + x_{mi}v_j - x_{ji}v_m), \\ \gamma_{xy} &= \frac{du}{dy} + \frac{dv}{dx} = \frac{1}{2F} (-x_{jm}u_i - x_{mi}u_j + \\ &+ x_{ji}u_m + y_{jm}v_i + y_{mi}v_j - y_{ji}v_m) \end{aligned} \quad (1.9)$$

В матричной форме равенства (1.9) могут быть записаны в следующем виде:

$$\{\varepsilon_n\} = D\{U_n\}, \quad (1.10)$$

$$\text{где } \{\varepsilon\} = \{\varepsilon_x, \varepsilon_y, \gamma_{xy}\}^T, \quad U_n = \{u_i, v_i, u_j, v_j, u_m, v_m\}^T,$$

$$[D] = \frac{1}{2F} \begin{bmatrix} y_{jm} & 0 & y_{mi} & 0 & -y_{ji} & 0 \\ 0 & -x_{jm} & 0 & -x_{mi} & 0 & x_{ji} \\ -x_{jm} & y_{jm} & -x_{mi} & y_{mi} & x_{ji} & -y_{ji} \end{bmatrix}. \quad (1.11)$$

Для дальнейших расчетов матрицу D удобно представить в виде

$$[D] = [D_i, D_j, D_m]. \quad (1.12)$$

Далее нам понадобятся соотношения теории упругости [1] для плоской задачи, связывающие напряжения и деформации:

$$\begin{aligned} \sigma_x &= \frac{E}{1-\mu^2}(\varepsilon_x + \mu\varepsilon_y) - \frac{E}{1-\mu}\alpha T, \\ \sigma_y &= \frac{E}{1-\mu^2}(\varepsilon_y + \mu\varepsilon_x) - \frac{E}{1-\mu}\alpha T, \\ \tau_{xy} &= \frac{E}{2(1+\nu)}\gamma_{xy}. \end{aligned} \quad (1.13)$$

Уравнения (1.13) также выпишем в матричной форме:

$$\{\sigma\} = [A] (\{\varepsilon\} - \{\alpha T\}), \quad (1.14)$$

где матрица

$$[A] = \frac{E}{1-\mu^2} \begin{Bmatrix} 1 & \mu & 0 \\ \mu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1-\mu}{2} \end{Bmatrix}, \quad \{\sigma\} = \begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix}, \quad (1.15)$$

а вектор температурной деформации

$$\{\alpha T\} = \alpha T \begin{Bmatrix} 1 \\ 1 \\ 0 \end{Bmatrix}. \quad (1.16)$$

Подставляя (1.10) в (1.14), получаем

$$\{\sigma\} = [A] ([D] \{U_n\} - \{\alpha T\}). \quad (1.17)$$

Все вышеприведенные выкладки были выписаны для одного элемента. Чтобы найти матрицу жесткости для всего тела, составленного из N элементов, необходимо применить принцип возможных перемещений, из которого следует $\delta\Pi = 0$. Здесь Π – потенциальная энергия всего тела, составленного из N элементов:

$$\Pi = \sum_{k=1}^N \Pi_k - W,$$

где Π_k – энергия деформации k -го элемента:

$$\Pi_k = \iiint_V \{\varepsilon_k\}^T \{\sigma_k\} dV, \quad (1.18)$$

$$W = \iiint_{V_k} \{u_k\}^T \{F\} dV + \iint_{S_k} \{u_k\}^T \{p_k\} dS. \quad (1.19)$$

В выражении (1.19) первое слагаемое представляет собой работу объемных (массовых) сил, а второе работу внешних сил на возможных перемещениях.

1.2 Формирование матрицы жесткости для двух сопряженных треугольных элементов

Предположим, что объемные силы отсутствуют, а температурный коэффициент $\alpha = 0$. Тогда из формул (1.9) и (1.10) следует

$$\begin{aligned} \{\delta\varepsilon_k\} &= [D_k] \{\delta U_k^{\mathfrak{Q}}\}, & \{\delta\varepsilon_k\}^T &= \{\delta U_k^{\mathfrak{Q}}\}^T [D_k]^T, \\ \{\delta u_k\} &= [\Phi_k] \{\delta U_k^{\mathfrak{Q}}\}, & \{\delta u_k\}^T &= \{\delta U_k^{\mathfrak{Q}}\}^T [\Phi_k]^T. \end{aligned} \quad (1.20)$$

Равенства (1.18), (1.18), (1.19), с учетом (1.20), дают нам

$$\sum_{k=1}^2 \{\delta U_k\}^T \left(\iiint_{V_k} [D_k] [A] [D_k] dV U_k - \iint_{S_k} [\Phi_k]^T \{p\} dS \right) = 0 \quad (1.21)$$

В основном вариационном уравнении (1.21) треугольный элемент (см. рис. 2.) представлен матрицей жесткости

$$[K]^k = \iiint_V [D_k]^T [A] [D_k] dV. \quad (1.22)$$

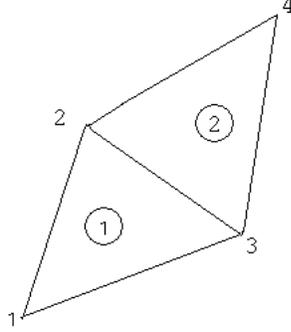


Рис. 2. Сопряженные треугольные элементы.

В развернутой форме получим

$$[K]^k = \begin{bmatrix} [K_{ii}] & [K_{ij}] & [K_{ij}] \\ [K_{ji}] & [K_{jj}] & [K_{jm}] \\ [K_{mi}] & [K_{mj}] & [K_{mm}] \end{bmatrix}, \quad (1.23)$$

где квадратные матрицы $[K_{ij}]$ и т.д. — блоки k -го элемента имеют вид

$$[K_{ij}] = \iiint_V [D_i]^T [A] [D_j] dV. \quad (1.24)$$

Если элемент примыкает к внешней поверхности тела ($S_k \in S$), то распределенная нагрузка дает следующий вектор статически эквивалентных узловых усилий:

$$\{Q^{(k)}\} = \iint_S [\Phi_k]^T \{p\} dS. \quad (1.25)$$

С учетом (1.23) и (1.24) уравнение (1.25) примет вид

$$\sum_{k=1}^2 \{\delta U_k^{\mathfrak{A}T}\} ([K^{(k)}] \{U_k^{\mathfrak{A}}\} - Q^{(k)}) = 0, \quad (1.26)$$

или в развернутом виде

$$\begin{aligned}
& \delta U_1^T \left([K_{11}^{(1)}] \{U_1\} + [K_{12}^{(1)}] \{U_2\} + [K_{13}^{(1)}] \{U_3\} - \{Q_1^{(1)}\} \right) + \\
& \delta U_2^T \left([K_{21}^{(1)}] \{U_1\} + [K_{22}^{(1)}] \{U_2\} + [K_{23}^{(1)}] \{U_3\} - \{Q_2^{(1)}\} \right) + \\
& \delta U_3^T \left([K_{31}^{(1)}] \{U_1\} + [K_{32}^{(1)}] \{U_2\} + [K_{33}^{(1)}] \{U_3\} - \{Q_3^{(1)}\} \right) + \\
& \delta U_2^T \left([K_{22}^{(2)}] \{U_2\} + [K_{23}^{(2)}] \{U_3\} + [K_{24}^{(2)}] \{U_4\} - \{Q_2^{(2)}\} \right) + \\
& \delta U_3^T \left([K_{32}^{(2)}] \{U_2\} + [K_{33}^{(2)}] \{U_3\} + [K_{34}^{(2)}] \{U_4\} - \{Q_3^{(2)}\} \right) + \\
& \delta U_4^T \left([K_{42}^{(2)}] \{U_2\} + [K_{43}^{(2)}] \{U_3\} + [K_{44}^{(2)}] \{U_4\} - \{Q_4^{(2)}\} \right) = 0
\end{aligned} \tag{1.27}$$

Сгруппируем слагаемые при вариации смещения каждого узла и, учитывая то, что вариации могут быть совершенно произвольными, получим систему алгебраических уравнений для определения U_1, U_2, U_3, U_4 :

$$\begin{aligned}
& [K_{11}]^{(1)} \{U_1\} + [K_{12}^{(2)}] \{U_2\} + [K_{13}^{(1)}] \{U_3\} - \{Q_1\} = 0, \\
& [K_{21}^{(1)}] \{U_1\} + \left([K_{22}^{(1)}] + [K_{22}^{(2)}] \right) \{U_2\} + \left([K_{23}^{(1)}] + [K_{23}^{(2)}] \right) \{U_3\} + \\
& + [K_{24}^{(1)}] \{U_4\} - \{Q_2\} = 0, \\
& [K_{31}^{(1)}] \{U_1\} + \left([K_{32}^{(1)}] + [K_{32}^{(2)}] \right) \{U_2\} + \left([K_{33}^{(1)}] + [K_{33}^{(2)}] \right) \{U_3\} + \\
& + [K_{34}^{(1)}] \{U_4\} - \{Q_3\} = 0, \\
& [K_{42}^{(1)}] \{U_1\} + [K_{43}^{(2)}] \{U_3\} + [K_{44}^{(1)}] \{U_3\} - \{Q_4\} = 0,
\end{aligned} \tag{1.28}$$

где $\{Q_i\}$ — вектор усилий, действующих на узел i со стороны всех примыкающих к нему узлов.

Уравнения (1.28) можно записать в матричной форме:

$$[K] \{U\} = \{Q\}, \tag{1.29}$$

где векторы узловых смещений $\{U\}$ и усилий $\{Q\}$ равны

$$\{U\} = \begin{Bmatrix} U_1 \\ U_2 \\ U_3 \\ U_4 \end{Bmatrix}, \quad \{Q\} = \begin{Bmatrix} Q_1 \\ Q_2 \\ Q_3 \\ Q_4 \end{Bmatrix}. \tag{1.30}$$

Записанное в общем виде уравнение (1.29) является основным разрешающим уравнением метода конечных элементов. Матрица K называется матрицей жесткости конструкции.

Такие пакеты прикладных программ как **Ansys** позволяют автоматизировать проведенную выше работу, тем более, что с ростом числа элементов, порядок системы (1.29) также растет. Пользователю готовых пакетов прикладных программ остается лишь задать тип разбиения конструкции на элементы, а также ее параметры.

1.3 Способы решения задач в пакете **Ansys**

Задачи в пакете **Ansys** можно решать как в интерактивном режиме, так и создавать собственные программы. Первый способ заключается в том, что мы используем различные средства интерфейса для ввода данных и создания рассматриваемой модели, после чего запускаем решение задачи. Во втором способе пользователь сам пишет программу. Этот способ является более удобным, тем более, что не все команды, которые можно задать в программе, встречаются в меню, например, оператор цикла. В процессе работы с **Ansys** можно комбинировать эти два способа. При работе с **Help** в конце описания синтаксиса каждой команды указаны также пути получения ее из меню. Одна и та же команда может быть расположена в разных меню в зависимости от рассматриваемой задачи. Данное пособие предполагает использование пакета **Ansys 8.1**, но могут быть использованы и другие версии этого пакета.

Глава 2

Работа в интерактивном режиме Grafical Users Interface (GUI method)

2.1 Изгиб стержня под действием точечной нагрузки

В этой работе необходимо найти прогиб стержня под действием точечной нагрузки, приложенной к одному из концов стержня. Второй конец стержня жестко закреплен. Величина точечной поперечной силы 300 Н. Длина стержня 1 м, а поперечное сечение представляет собой квадрат с размерами 0.02×0.02 м. Модуль Юнга $2.07 \cdot 10^{11}$ Н/м², коэффициент Пуассона 0.3. Сначала задаются два узла с номерами 1 и 11 (тем самым стержень разбивается на 10 элементов), по ним строится прямая линия, задающая ось стержня.

*Задание исходного набора параметров (Блок (2.1.1)) **

Utility Menu>Parameters>Scalar Parameters> В появившемся окне ввести имена и значения параметров (после набора каждого параметра нажимается Ассерт):

Young=2.07e11 (модуль Юнга);

h=0.02 (сторона поперечного сечения);

S=h*h (площадь поперечного сечения);

J=S*h*h/12 (момент инерции поперечного сечения).

*Для дальнейшего удобства использования мы нумеруем необходимые нам блоки следующим образом: первая цифра в нумерации – это номер главы, вторая – номер раздела в данной главе, третья – порядковый номер блока.

Тип элемента и задание констант (Блок (2.1.2)) **Main Menu >**

Preprocessor > Element Type > Add > Structural Beam > 2D Elastic 3 > Ok > Close

Main Menu > Preprocessor > Real Constants > Add

Real Constant Set No. > 1

Cross Section Area > S

Area moment of inertia > J

Total beam height > h

Ok , Close

Задание свойств материала (Блок (2.1.3))

Main Menu > Preprocessor > Material Props > Material Models > Structural (двойной щелчок мыши) > Linear > Elastic > Isotropic

EX > Young (модуль Юнга)

PRXY > 0.3 (коэффициент Пуассона)

Ok > закрываем окно Define Material Model Behavior.

Определение координат узлов (Блок (2.1.4))

Main Menu > Preprocessor > Modeling > Create>Nodes > In Active CS

NODE Node Number > 1 > Apply

(По умолчанию координаты узла будут: 0,0,0)

NODE Node Number > 11

X,Y,Z, Location in active CS > 0, 1, 0, **Ok**

Main Menu > Preprocessor > Modeling > Create > Nodes > Fill between Nds

Щелчком мыши выделяем первый и одиннадцатый узлы, **Ok**.
Появляется диалоговое окно, в котором по умолчанию содержится следующая информация:

NODE1, NODE2 Fill between nodes>1 11

NFILL Number of nodes to fill > 9

SPACE > 1

ITIME No. of fill operations > 1

INC Node number increment > 1, **Ok**

Определение элементов (Блок (2.1.5))

**Main Menu > Preprocessor > Modeling > Create > Elements
> Auto Numbered > Thru Nodes**
Выделяем первый и второй узлы, **Ok**
**Main Menu > Preprocessor > Modeling > Copy > Elements
> Auto Numbered > Pick All**
ITIME Total number of copies > 10, **Ok**

Задание типа анализа и условий закрепления

**Main Menu > Solution > Unabridged Menu > Analysis Type
> New Analysis > Ok**
Соглашаемся со статическим анализом **Static**
Main Menu > Solution > Analysis Type > Analysis Options
Stress stiffness or prestress > Prestress ON > **Ok**
**Main Menu > Solution > Define Loads > Apply Structural
> Displacement > On Nodes**
Выделяем первый узел, **Ok**
Lab2 DOFs to be constrained > All DOF > **Ok**
**Main Menu > Solution > Define Loads > Apply Structural
> Force/Moment > On Nodes**
Выделяем одиннадцатый узел, **Ok**
Lab Direction of Force/mom > FX
VALUE Of Force/Moment > 300
Main Menu > Solution > Solve > Current LS >
После завершения вычислений закрываем окно **STATUS com-
mand** и **Solve Current Load Step** .

Просмотр результатов

Под действием приложенной поперечной силы стержень примет форму, которая представлена на рис. 3. Для того чтобы вывести на экран этот результат, необходимо проделать следующие действия:
**Main Menu > General PostProc > Plot Results > Contour
Plot > Nodal Solution > DOF Solution > Translation UX >
Ok.**

Величина прогиба составляет 0.036 м, чтобы убедиться в этом, просмотрите разделы:

**Utility Menu > List > Results > Nodal Solution > DOF
Solution > X – component of displacement > Ok**

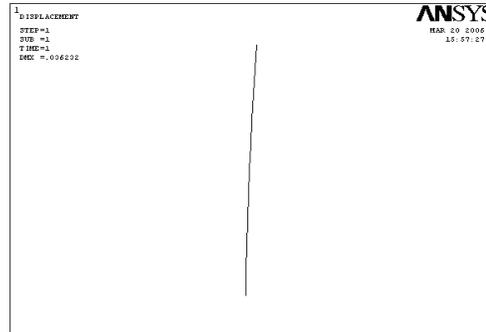


Рис. 3. Прогиб стержня под действием точечной нагрузки.

2.2 Напряжения в цилиндрическом стержне

Рассмотрим сплошной цилиндрический стержень, жестко закрепленный на одном конце. На втором конце стержня прикладывается точечная поперечная сила и исследуются напряжения, возникающие в данном стержне под действием указанной силы. В этой работе используется совершенно другой способ задания стержня в виде сплошного цилиндра. Свойства материала стержня остаются такими же, как и в предыдущей задаче:

Young=2.07e11 (модуль Юнга);

nu=0.3 (коэффициент Пуассона);

r=0.05 (радиус поперечного сечения стержня);

el=8*r*atan(1)/10 (наименьший размер элемента).

Main Menu > Preprocessor > Element Type > Add > Structural Solid > 20node 95

Main Menu > Preprocessor > Material Props > Material Models > Structural (двойной щелчок мыши) > Linear > Elastic > Isotropic

EX > Young

PRXY > nu

Формирование цилиндра

Main Menu > Preprocessor > Modeling > Create > Volumes > Cylinder > Solid Cylinder

WP X > 0
WP Y > 0
Radius > r
Depth > 1, **Ok**

Далее необходимо определить точку на одном из торцов цилиндра, к которой будет приложена сила.

Main Menu > Preprocessor > Modeling > Create > Keypoints > Hard PT on area > Hard PT by coordinates
Выделяем торец в плоскости $z = 1$ и нажимаем **Ok**.
X,Y,Z coordinates > 0,0,1

Разбиение на элементы

Main Menu > Preprocessor > Meshing > Mesh Tool > Size Control > Lines > Set > Pick All
SIZE Element edge length > el
Main Menu > Preprocessor > Meshing > Mesh Tool > Mesh > Volumes > Shape > Tet > Free > Pick All

Перенумерация узлов и элементов

Main Menu > Preprocessor > Numbering Ctrl's > Merge Items
Label Type of item to be merge > Nodes
Main Menu > Preprocessor > Numbering Ctrl's > Merge Items
Label Type of item to be merge > Elements

Граничные условия

Main Menu > Preprocessor > Loads > Define Loads > Apply > Structural > Displacement > On Areas
Выделяем торец в плоскости $z = 0$ и нажимаем **Ok**.
Lab2 DOFs to be constrained > ALL DOF
Main Menu > Preprocessor > Loads > Define Loads > Apply > Structural > Force/Moment > On Keypoints
Указать мышкой, к какой точке следует приложить силу, и нажать **Ok**
Lab Direction of Force/Moment on Keypoints > FX
Apply as > Constant value

VALUE Force/Moment value > 1000

Тип анализа и решение

Main Menu > Solution > Analysis Type > New Analysis

Выбираем **Static**.

Main Menu > Solution > Solve > Current LS > Ok

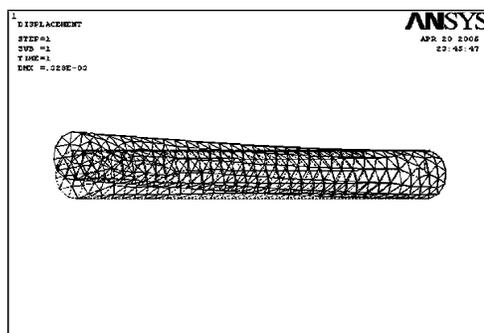


Рис. 4. Деформация стержня под действием поперечной точечной силы.

На рис. 4. показаны деформированный и недеформированный стержни.

2.3 Исследование частот и форм поперечных колебаний балки

В этом пункте рассматриваются свободные поперечные колебания балки [6], с условиями жесткой заделки на обоих концах. Производится расчет частот и вывод на экран форм колебаний. Задание скалярных параметров и тип конечных элементов осуществляется также, как и в соответствующих блоках (2.1.1) – (2.1.5) задачи 2.1. Небольшие изменения нужно произвести в блоке (2.1.3), здесь к имеющимся свойствам материала добавляется плотность $DENS > 7.8e3$.

Задание типа анализа и условий закрепления

**Main Menu > Solution > Unabridged Menu > Analysis Type
> New Analysis > Ok**

Выбираем **Modal**.

Main Menu > Solution > Analysis Type > Analysis Options

Выбираем **Subspace**.

No. of modes to extract > 6

NMODE No. of modes to expand > 6, **Ok, Ok**.

**Main Menu > Solution > Define Loads > Apply > Structural
> Displacement > On Nodes**

Выделяем первый и пятнадцатый узлы, **Ok**.

Lab2 DOFs to be constrained > All DOF > **Ok**

Решение

Main Menu > Solution > Solve > Current LS > Ok

Просмотр результатов

Вывод на экран собственных частот:

Main Menu > General Postproc > Results Summary

Точное значение для определения низшей частоты колебаний жестко заделанной по краям балки легко получается из работы [3] и имеет вид

$$\omega = 22.37 \frac{l^2}{2\pi} \sqrt{\frac{EJ}{\rho S}},$$

где l – длина балки, E – модуль Юнга, I – момент инерции, S – площадь поперечного сечения, ρ – плотность материала. Низшая частота колебаний рассматриваемой балки, получаемая в пакете **Ansys** равна 105.887 Гц, что отличается от точного значения на 0.015%. Вывести на экран первую собственную форму можно следующим образом:

**Main Menu > General Postproc > Read Results > First Set
> Plot Results**

Для того чтобы просмотреть следующую (или предыдущую) форму колебаний, надо выбрать

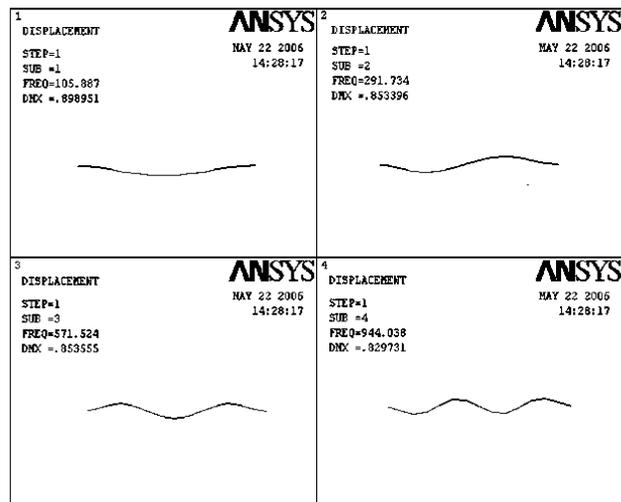


Рис. 5. Первые четыре формы колебаний балки.

Main Menu > General Postproc > Read Result > Next Set (Previous Set)

Можно сразу перейти на нужную форму колебаний:

Main Menu > General Postproc > Read Result > By Set Number

NSET Data set number > номер формы. На рис. 5 представлены первые четыре формы колебаний жестко закрепленной на концах балки.

2.4 Исследование напряжений, частот и форм колебаний углового оболочечного элемента

Рассматриваются две квадратные пластины, изначально закрепленные под прямым углом. Первая из пластин по краю жестко прикреплена к некоторому основанию. Размеры пластин 1×1 в метрах. Вторая пластина задается в другой системе координат. Модуль Юнга, коэффициент Пуассона, плотность материала, толщина пластин указаны в соответствующих разделах этой работы. К одной из точек прикладывается сила величиной 50 Н и исследуются на-

пряжения, возникающие на поверхностях пластин. Затем удаляется сила и исследуются свободные колебания такой конструкции.

Задание исходного набора параметров (Блок (2.4.1))

Utility Menu > Parameters > Scalar Parameters > В появившемся окне ввести имена и значения параметров (после набора каждого параметра нажимается **Accept**)

E=2.07e11 (модуль Юнга);
ro=7.8e3 (плотность материала);
nu=0.3 (коэффициент Пуассона);
h=0.02 (толщина пластин);
r=1 (сторона квадратных пластин).

Задание типа и свойств элементов (Блок (2.4.2))

Main Menu > Preprocessor > Element Type > Add > Structural Shell > Elastic 4node63 > Ok > Close

Main Menu > Preprocessor > Real Constants > Add > Ok

Shell Thickness at node I TK(I) > h
Shell Thickness at node J TK(J) > h
Shell Thickness at node K TK(K) > h
Shell Thickness at node L TK(L) > h, **Ok > Close.**

Задание свойств материала (Блок (2.4.3))

Main Menu > Preprocessor > Material Props > Material Models > Structural (двойной щелчок мыши) **> Linear > Elastic > Isotropic**

EX > E

PRXY > nu

В этом же меню выбираем **>Density**

DENS > ro

Ok Закрываем окно Define Material Model Behavior.

Построение пластин, сопряженных под прямым углом

Main Menu > Preprocessor > Modeling > Create > Areas > Rectangle > By Dimensions

X1 , X2 > 0, r
Y1, Y2 > 0, r, **Ok**

Utility Menu > WorkPlane > Local Coordinate Systems > Create Local CS > At Specific Loc

Переключится на "Global Cartesian" и ввести координаты центра локальной системы координат: (0,r,0), **Ok**

THYZ Rotation about local X > 90, **Ok**

Utility Menu > WorkPlane > Align WP with > Active Coord Sys

Main Menu > Preprocessor > Modeling > Create > Areas > Rectangle > By Dimensions

X1 , X2 > 0, r
Y1, Y2 > 0, r, **Ok**

Разбиение на элементы

Main Menu > Preprocessor > Meshing > Mesh Tool > Size Control > Lines > Set > Pick All

NDIV No. Of element divisions > 10, **Ok**.

Main Menu > Preprocessor > Meshing > Mesh Tool > Mesh > Areas > Shape > Quad > Free > Pick All

Задание граничных условий и внешних нагрузок

Main Menu > Solution > Define Loads > Apply > Structural > Displacement > On lines

Выделяем мышкой линию, идущую из начала глобальной системы координат вдоль оси *Ox*. **Ok**

Lab2 DOFs to be constrained > ALL DOF

Main Menu > Solution > Define Loads > Apply > Structural > Force/Moment > On Keypoints

Выделяем одну из точек на противоположном конце пластины **Ok**.

Lab Direction/Moment on Keypoints > FY

Apply as > Constant value

VALUE Force/moment value > -50, **Ok**

Статический анализ

Solution > Analysis Type > New Analysis > "Static"

Main Menu > Solution > Solve > Current LS > Ok

Просмотр результатов

General PostProc > Plot Results > Contour Plot > Nodal Solution > DOF Solution > Z Displacement

Сохранить результаты работы можно следующим образом:

Utility Menu > File > Save as Jobname.Db

или

Utility Menu > File > Save As...

Удаление силы

Main Menu > Solution > Define Loads > Delete > Structural > Force/Moment > On Keypoints

Щелкнуть по точке, где была приложена сила.

Исследование свободных колебаний (Блок (2.4.4))

Main Menu > Solution > Analysis Options

Выбираем "Subspace"

No. of modes to extract > 6

NMODE No. of modes to expand > 6, **Ok**

Просмотр результатов (Блок (2.4.5))

General PostProc > Plot Results > Contour Plot > Nodal Solution > DOF Solution > Z Displacement

2.5 Круглая пластина под действием распределенного внешнего давления

В этой работе поверхность круглой пластины создается командой **Circle** с заданием координат центра окружности и ее радиуса. Пластина жестко заделывается по окружности. Радиус пластины 1 м, а свойства материала и величина внешнего давления, прикладываемого к поверхности пластины, указаны в соответствующих разделах этой работы.

Задание скалярных параметров, свойств материала и тип элементов осуществляется также, как и в соответствующих блоках (2.4.1) – (2.4.3) задачи 2.4.

Построение круговой области и разбиение на элементы

Main Menu > Preprocessor > Modeling > Create > Areas > Circle > Annulus

WP X > 0

WP Y > 0

Rad-1 > r, **Ok**

Main Menu > Preprocessor > Meshing > Size Cntrl > Manual Size > Global > Size

SIZE Element edge length > r/10

Main Menu > Preprocessor > Meshing > Mesh > Areas > Free > Pick All

Задание граничных условий

Main Menu > Preprocessor > Loads > Define Loads > Apply > Structural > Displacement > On Lines

Выделяем мышкой четыре дуги, образующие окружность, нажимаем **Ok** и в появившемся окне выбираем строку ALL DOF (All degrees of freedom), что означает закрепление всех степеней свободы.

Main Menu > Preprocessor > Loads > Define Loads > Apply > Structural > Pressure > On Areas

Apply PRES on areas as a > constant value

VALUE Load PRES value, > 1000

Тип анализа и решение (Блок 2.5.1)

Solution > Analysis Type > New Analysis > "Static"

Main Menu > Solution > Solve > Current LS > Ok

На рис. 6 показана деформация жестко закрепленной по краю круглой пластины, находящейся под действием равномерного внешнего давления.

Просмотр результатов

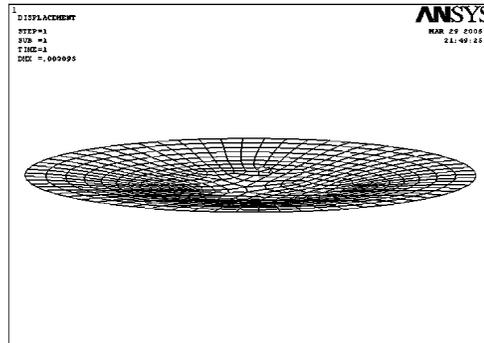


Рис. 6. Прогиб пластины под действием нормального давления.

General PostProc > Plot Results > Contour Plot > Nodal Solution > DOF Solution > Z Displacement

2.6 Свободные колебания круглой пластины

Поверхность пластины и разбиение на элементы задаются так же, как в разделе 2.5. Параметры пластины, свойства материала остаются прежними. В этой работе определяются частоты и формы собственных колебаний.

Задание типа анализа и запуск решения

Solution > Analysis Type > New Analysis

Выбираем модальный анализ — "Modal". **Solution > Analysis**

Type > Analysis Options

Выбираем "Subspace".

No. of modes to extract > 6

No. of modes to expand > 6 **Ok**

В появившемся окне "Subspace Modal Analysis" нажимаем **Ok**

Main Menu > Solution > Solve > Current LS > Ok.

Просмотр результатов

Main Menu > General PostProc > Plot Results > Contour Plot > Nodal Solution > DOF Solution > Translation UZ >

Ok.

На рис. 7 показаны четыре формы собственных колебаний круглой пластины жестко закрепленной по краю. Можно вывести на экран величину прогиба каждого узла:

Utility Menu > List > Results > Nodal Solution...

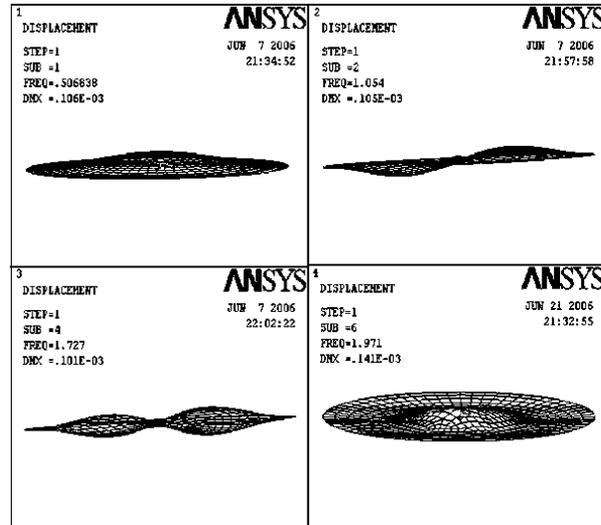


Рис. 7. Формы собственных колебаний пластины.

2.7 Квадратная пластина под действием нормального внешнего давления. Свободные колебания квадратной пластины

Рассматривается квадратная пластина с размерами 100×100 см. Поверхность пластины определяется путем задания четырех вершин квадрата (точки 1, 2, 3, 4). Модуль Юнга, коэффициент Пуассона, плотность материала и толщина пластины в данной работе взяты такими же, как и в предыдущих параграфах (см. соответствующие блоки (2.4.1) – (2.4.3)).

Построение квадратной области

**Main Menu > Preprocessor > Modeling > Create > Areas
Rectangle > By Dimensions**

X1 , X2 > 0, 100

Y1, Y2 > 0, 100, **Ok**

**Main Menu > Preprocessor > Meshing > Mesh Tool > Size
Control > Lines > Set > Pick All**

NDIV No. Of element divisions > 10, **Ok**

**Main Menu > Preprocessor > Meshing > Mesh Tool > Mesh
> Areas > Shape > Quad > Free > Pick All**

Условия закрепления и приложение внешнего давления

**Main Menu > Preprocessor > Loads > Define Loads > Apply
> Structural > Displacement > On Lines**

Выделяем мышкой все стороны. **Ok**

Lab2 DOFs to be constrained > ALL DOF

**Main Menu > Preprocessor > Loads > Define Loads > Apply
> Structural > Pressure > On Areas**

Apply PRES on areas as a > constant value

VALUE Load PRES value, > -100

LKEY Load key, usually face no. > 1

Решение

Solution > Analysis Type > New Analysis > Static

Main Menu > Solution > Solve > Current LS > Ok

Просмотр результатов

**Main Menu > General PostProc > Plot Results > Contour
Plot > Nodal Solution > DOF Solution > Z Displacement >
Ok.** Результатом выполнения этого пункта является рис. 8.

В таблице [1] приводятся максимальные значения прогиба данной пластины, разбитой на различное количество элементов. Точное значение величины прогиба, представленное в третьем столбце

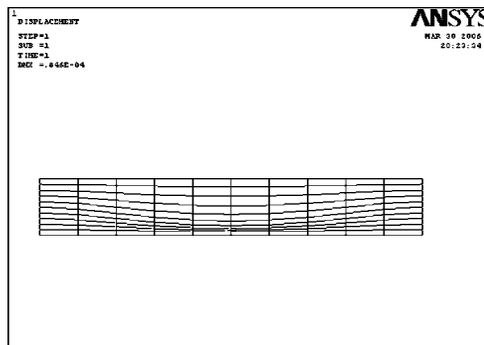


Рис. 8. Прогиб квадратной пластины под действием нормального давления.

таблицы, получено в работе [7]:

$$w_{max} = 0.00126 \frac{qa^4}{D},$$

где q — величина нагрузки, a — сторона пластины, ν — коэффициент Пуассона, E — модуль упругости, $D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu)}$.

Можно заметить, что с увеличением разбиения квадратной пластины на большее количество элементов, точность полученного результата возрастает.

Исследование свободных колебаний пластины

Для того чтобы получить частоты и формы колебаний, необходимо убрать внешнее давление, приложенное ранее, и запустить новый тип анализа.

Solution > Define Loads > Delete > Structural > Pressure > on Areas

LKEY Load, usually face no. > 1

Solution > Analysis Type > New Analysis

Выбираем модальный анализ — "Modal". **Solution > Analysis**

Type > Analysis Options

Выбираем "Subspace".

Таблица 1

Число элементов	Макс. прогиб, м (Ansys)	Точное решение, м	Относит. погр., %
16(4 × 4)	0.90054E-4	0.83087E-04	7.7365
25(5 × 5)	0.7637E-4		8.7953
36(6 × 6)	0.8660E-4		4.0577
49(7 × 7)	0.85225E-4		2.5087
81(9 × 9)	0.81268E-4		2.2382
100(10 × 10)	0.84579E-4		1.7641
121(11 × 11)	0.81982E-4		1.3478
144(12 × 12)	0.84229E-4		1.3559
169(13 × 13)	0.81544E-4		0.8410
400(20 × 20)	0.83721E-4		0.7573
1600(40 × 40)	0.83509E-4		0.5054

No. of modes to extract > 6

No. of modes to expand > 6 **Ok**

В появившемся окне **Subspace Modal Analysis** тоже нажимаем **Ok**.

Main Menu > Solution > Solve > Current LS > Ok

Ниже мы приводим табл. 2., иллюстрирующую влияние разбиения квадратной пластины на различное количество элементов. В работе [4] была получена точная формула для определения значения низшей частоты колебаний квадратной пластины

$$\omega = \frac{35.6}{2\pi} \sqrt{\frac{Eh^2}{12a^4\rho(1-\nu^2)}},$$

где a — сторона пластины, ν — коэффициент Пуассона, E — модуль упругости, ρ — плотность материала, h — толщина пластины.

Как уже отмечалось выше, с увеличением разбиения квадратной пластины на большее количество элементов точность полученных результатов возрастает. Однако при достаточно мелкой сетке, т.е. при очень большом количестве элементов, происходит рост относительной погрешности. Это связано с увеличением размеров расчетных матриц, что приводит к накоплению ошибок на каждом вычислительном этапе.

Таблица 2

Число элементов	Мин. частота, Гц (Ansys)	Точное решение, Гц	Относит. погр., %
16(4 × 4)	1.7232	1.7666	1.995
25(5 × 5)	1.7415		1.439
36(6 × 6)	1.7535		0.744
49(7 × 7)	1.7614		0.293
64(8 × 8)	1.7668		0.014
81(9 × 9)	1.7706		0.229
100(10 × 10)	1.7734		0.386
121(11 × 11)	1.7754		0.498
144(12 × 12)	1.7770		0.588
169(13 × 13)	1.7783		0.660
400(20 × 20)	1.7852		1.044
1600(40 × 40)	1.7849		1.028

2.8 Свободные колебания цилиндрической оболочки

Поверхность цилиндрической оболочки создается путем вращения прямой линии, задаваемой точками 1 и 2, вокруг оси Z на угол 360° . Оба края оболочки жестко заделываются. Длина в четыре раза больше радиуса оболочки, а свойства материала указаны в соответствующих разделах этой работы.

Задание скалярных параметров и типа элементов (Блок (2.8.1))

$E=2.07e11$ (модуль Юнга);
 $\rho=7.8e3$ (плотность);
 $\nu=0.3$ (коэффициент Пуассона);
 $h=0.02$ (толщина оболочки);
 $r=0.5$ (радиус оболочки).

**Main Menu > Preprocessor > Element Type > Add/Edit/Delete
 > Add > Structural Shell > Elastic 4node63 > Ok > Close**

**Main Menu > Preprocessor > Real Constants > Add / Edit
 / Delete > Add > Ok**

Shell Thickness at node I TK(I) > h
 Shell Thickness at node J TK(J) > h
 Shell Thickness at node K TK(K) > h

Shell Thickness at node L TK(L) > h, **Ok** > **Close**.

Задание свойств материала (см. блок (2.4.3))

Создание цилиндрической поверхности и разбиение на элементы

Preprocessor > **Modeling** > **Create** > **In Active CS** (После задания каждой точки нажимается Apply)

NPT > 1

X, Y, Z Location in active CS > r, 0, 0

NPT > 2

X, Y, Z Location in active CS > r, 0, 4*r

NPT > 3

X, Y, Z Location in active CS > 0, 0, 0

NPT > 4

X, Y, Z Location in active CS > 0, 0, 4*r

Main Menu > **Preprocessor** > **Modeling** > **Create** > **Lines** > **Lines** > **Straight Line**

Выделяем мышкой точки 1 и 2 **Ok**

Main Menu > **Preprocessor** > **Modeling** > **Operate** > **Extrude** > **Lines** > **About Axis**

Main Menu > **Preprocessor** > **Meshing** > **Mesh Tool** > **Size Control** > **Lines** > **Set** > **Pick All** > NDIV No. Of element divisions > 10, **Ok**.

Main Menu > **Preprocessor** > **Meshing** > **Mesh Tool** > **Mesh** > **Areas** > **Shape** > **Quad** >

Задание граничных условий

Main Menu > **Preprocessor** > **Loads** > **Define Loads** > **Apply** > **Structural** > **Displacement**

Выделяем мышкой линии на краях оболочки и нажимаем **Ok**.

Lab2 DOFs to be constrained > ALL DOF

Запуск решения

Solution > **Analysis Type** > **New Analysis**

Выбираем модальный анализ – "Modal". **Solution** > **Analysis**

Type > **Analysis Options**

Выбираем "Subspace".

No. of modes to extract > 6

No. of modes to expand > 6 **Ok**

В появившемся окне **Subspace Modal Analysis** нажимаем **Ok**.

Main Menu > Solution > Solve > Current LS > Закрываем окно **STATUS command** и нажимаем **Ok** в окне **Solve Current Load Step**.

2.9 Цилиндрическая оболочка под действием продольного сжимающего усилия

Данная работа является логическим продолжением исследований, начатых в предыдущем разделе. В связи с этим обстоятельством, все параметры оболочки и способ ее задания остались прежними. Отличие заключается в наличии продольной сжимающей силы. Один край оболочки жестко закреплен, а ко второму краю приложена продольная сила, равномерно распределенная по толщине оболочки.

Main Menu > Preprocessor > Loads > Define Loads > Apply > Structural > Displacement

Выделяем мышкой линии на одном из краев оболочки и нажимаем **Ok**.

Lab2 DOFs to be constrained > ALL DOF

Main Menu > Preprocessor > Loads > Define Loads > Apply > Structural > On Line

Выделяем мышкой линии на другом конце оболочки и нажимаем **Ok**. В появившемся окне выбирается тип давления (постоянное) и величина давления 100 Па.

Apply PRES on lines as a > Constant value

VALUE Load PRES value > 100

2.10 Коническая оболочка под действием равномерного внешнего давления

Поверхность усеченной конической оболочки создается путем вращения прямой линии, задаваемой точками 1 и 2, вокруг оси Z на угол 360° . Затем оба края оболочки жестко закрепляются и ко

всей конической поверхности прикладывается равномерное внешнее давление. Радиус большего основания оболочки 1 м, а меньшего — 0.1 м. Свойства материала, параметры оболочки и величина давления указаны в соответствующих пунктах этого раздела.

Задание скалярных параметров и типа элементов (см. блок (2.8.1))

Задание свойств материала (см. блок (2.4.3))

Создание усеченной конической поверхности и разбиение на элементы

Preprocessor > Modeling > Create > In Active CS (После задания каждой точки нажимается Apply)

NPT > 1

X, Y, Z Location in active CS > 1, 0, 0

NPT > 2

X, Y, Z Location in active CS > 0.1, 0, 2

NPT > 3

X, Y, Z Location in active CS > 0, 0, 0

NPT > 4

X, Y, Z Location in active CS > 0, 0, 2

Main Menu > Preprocessor > Modeling > Create > Lines > Lines > Straight Line

Выделяем мышкой точки 1 и 2 **Ok**

Main Menu > Preprocessor > Meshing > Mesh Tool > Size Control > Lines > Set > Pick All

NDIV No. Of element divisions > 10, **Ok.**

Main Menu > Preprocessor > Meshing > Mesh Tool > Mesh > Areas > Shape > Quad >

Задание граничных условий.

Main Menu > Preprocessor > Loads > Define Loads > Apply > Structural > Displacement

Выделяем мышкой линии на краях оболочки и нажимаем **Ok.**

Lab2 DOFs to be constrained > ALL DOF

Main Menu > Preprocessor > Loads > Define Loads > Apply > Structural > Pressure > On Areas

В появившемся окне выбираем тип давления (постоянное) и ве-

личину давления — 100.

Тип анализа и запуск решения (см. блок (2.5.1))

Исследование свободных колебаний (см. блок (2.4.4))

Просмотр результатов (см. блок (2.4.5) и рис. 9)

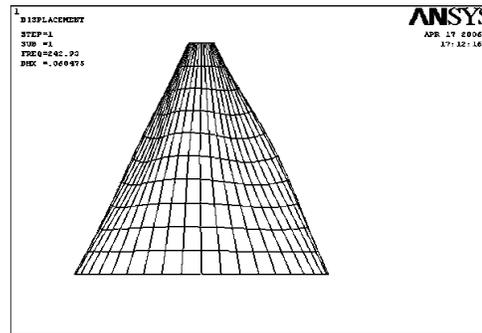


Рис. 9. Первая форма колебаний усеченной конической оболочки.

Глава 3

Программирование в пакете Ansys

Как уже отмечалось ранее, пользователь пакета **Ansys** может сам создавать программы, в которых нужно последовательно перечислить команды для достижения необходимого результата. Текст программы может быть написан в любом редакторе и сохранен с расширением `log` или `dat`. Для запуска программы нужно войти в пакет **Ansys > Utility Menu > File > Read input from...**, после чего выбрать соответствующий файл. Если программа не содержит ошибок, то после ее выполнения появится сообщение **Solution is done**, что говорит об успешном выполнении программы. Далее нужно закрыть все диалоговые окна и просмотреть результаты в **MainMenu > GeneralPostProc**.

Далее мы приведем несколько программ, для того чтобы продемонстрировать различные приемы решения идентичных задач. В теле программы текст, который идет после знака `!"` является комментарием и **Ansys** его игнорирует.

Расчет любой задачи в пакете **Ansys** условно можно разбить на следующие этапы:

1. Любая программа в пакете **Ansys** начинается со входа в препроцессор посредством команды `/prep7`.

Далее идет постановка задачи. Задается тип элемента, его свойства. Затем создается модель, т. е. строится поверхность или объем. Для задания геометрии в пакете **Ansys** есть множество способов. В программе, которая приведена ниже, пакет **Ansys** сам разбивает заданную линию на элементы. Пользователь может и сам задать узлы, потом построить по ним

элементы. После создания модели и разбиения ее на элементы необходимо задать граничные условия.

2. Выбор исследования или тип анализа. С помощью команды **/solu** заходим в решатель. Там мы задаем тип анализа и дополнительную информацию о количестве собственных частот, если поставлена задача о колебаниях, а также метод расчета. В задаче о колебаниях стержня мы с помощью команды **modopt** устанавливаем количество собственных частот и форм колебаний (в примере их 10.) Этот блок завершается командами **solve** и **finish**. Первая команда нужна для запуска решения, вторая для выхода из решателя.

Несколько слов надо сказать о, так называемых, процессорах, которые используются в каждой программе, составленной в пакете **Ansys**.

Все команды в пакете **Ansys**, согласно функциональным назначениям, сгруппированы по определенным процессорам. Большинство команд, как правило, выполняются только в определенном процессоре. Например, команда задания типа элемента верна только в **/prep7**. Но есть и команды, которые верны в любом процессоре. Граничные условия можно задавать как в **/prep7**, так и в **/solu**. При работе с **Help** в конце описания каждой команды это указывается. Выход из любого процессора осуществляется командой **finish**.

3.1 Свободные колебания стержня

Представленная ниже программа делает расчет первых 10 частот и соответствующих им форм колебаний стержня со следующими параметрами: плотность материала $\rho = 73 \cdot 10^3$ кг/м³, модуль Юнга $E = 30 \cdot 10^6$ Н/м², площадь поперечного сечения $S = 273.97$ м², момент инерции площади поперечного сечения $I = \frac{1000}{3}$ м⁴, высота поперечного сечения $H = 14$ м, длина стержня $l = 240$ м.

```
/PREP7  
/TITLE, Vibration of beam  
ET,1,BEAM3  
R,1,273.97,(1000/3),14 ! S = 273.97, I = (1000/3), H = 14
```

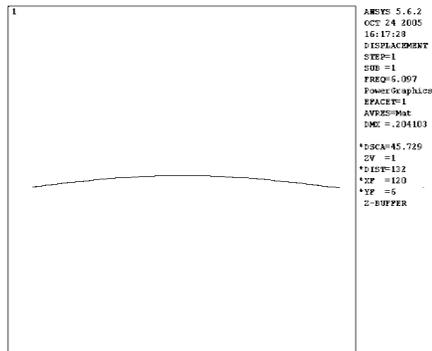


Рис. 10. Первая форма колебаний стержня.

```

MP,EX,1,30E6
MP,DENS,1,73E-5
K,1 ! Задаем точку с номером 1 и координатами (0,0,0) по
умолчанию
K,2,240 ! Задаем точку с номером 2 и координатами (240,0,0)
L,1,2 ! Проводим прямую линию по точкам 1 и 2
ESIZE,40 ! Разбиваем ее на 40 элементов
LMESH,1
NSEL,S,LOC,X,0 ! Выделяем узел с абсциссой  $x=0$ 
D,ALL,UY ! На выделенный узел накладываем ограничение на
смещение в направлении оси  $Y$ 
NSEL,S,LOC,X,240 ! Выделяем узел с абсциссой  $x=240$ 
D,ALL,UX,,,,UY ! Накладываем ограничение на смещение в
направлении осей  $OX$  и  $OY$ 
NSEL,ALL
FINISH
/SOLU
ANTYPE, MODAL ! Модальный анализ (т. е. определение
частот и форм колебаний)
MODOPT, SUBS,10 ! Метод Subspace iteration,
SOLVE
FINISH

```

После завершения выполнения программы для того чтобы посмотреть значения первых десяти частот, нужно войти в **Main**

Menu > General Postproc > Results Summary. На рис. 10 представлена первая форма колебаний рассматриваемого стержня.

3.2 Устойчивость стержня под действием осевой нагрузки

В этой задаче определяется критическая нагрузка, действующая на стержень с модулем Юнга $E = 30 \cdot 10^6$ Н/м², площадью поперечного сечения $S = 0.25$ м², моментом инерции площади поперечного сечения $S_{zz} = 52083 \cdot 10^{-7}$ м⁴, длиной $l = 100$ м, сторона квадратного поперечного сечения $h = 0.5$ м. Эти параметры вводятся в начале программы. Первый из них задается командой **MP**, а другие командой **R**, где **MP** — Material Properties (свойства материала), **R** — real constants (действительные постоянные параметры)

```
/PREP7
/TITLE, BUCKLING OF A BAR UNDER AXEAL LOAD
ET,1,BEAM3 ! Стержневой элемент
R,1,,25,52083E-7,,.5 ! Площадь, момент и сторона поперечного
сечения
MP,EX,1,30E6 ! Определение свойств материала
N,1 ! Задаем узел с номером 1 и координатами (0,0,0) по
умолчанию
N,11,,100 ! Задаем узел с номером 11 и координатами (0,100,0)
FILL
E,1,2
EGEN,10,1,1
FINISH
/SOLU
ANTYPE,STATIC ! Статический анализ
PSTRES,ON ! Подключаем вычисление напряжений
D,1,ALL ! Жесткая заделка в узле с номером 1
F,11,FY,-1 ! Единичная нагрузка на незакрепленном конце
SOLVE
FINISH
/SOLU
ANTYPE,BUCKLE ! Исследование устойчивости
```

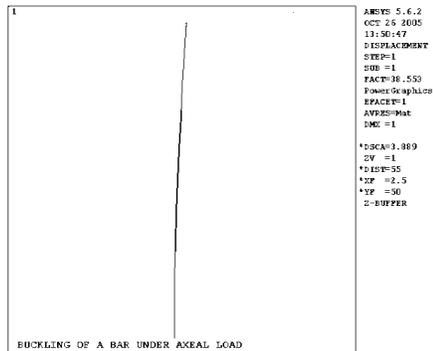


Рис. 11. Первая форма потери устойчивости стержня.

```

BUCOPT,REDUC,1 ! Используется метод Householder для
определения первой критической нагрузки
MXPAND,1
M,2,UX,11,1 ! Эта команда показывает направление смещения
узлов со 2 по 11 включительно
SOLVE
FINISH
/POST1
SET,FIRST
PLDISP,1 ! Выводим на экран 1 форму потери устойчивости
FINISH

```

3.3 Системы координат

В предыдущих примерах координаты точек и узлов по умолчанию задавались в глобальной декартовой системе координат. Однако при моделировании сложных объектов бывает удобнее вводить локальные системы координат. Они могут определяться местоположением ее центра и углами поворота координатных осей по отношению к неподвижным декартовым координатам. Координаты узлов и точек в таком случае могут быть заданы относительно одной из локальных систем. Кроме того, **Ansys** позволяет задавать наряду с декартовыми системами координат определенные виды криволинейных систем.

Как только мы задаем очередную локальную систему координат, она автоматически становится активной, т. е. все координаты узлов и точек будут задаваться именно в этой системе координат. Если же мы хотим активировать одну из ранее определенных систем или один из видов глобальной системы, надо воспользоваться командой **csys**, **kcn**, где **kcn** — номер ссылки на ранее определенную систему (>10).

Под **kcn** для глобальной системы зарезервированы следующие номера: 0 — для декартовой системы, 1 — для цилиндрической, 2 — для сферической и 4 — для рабочей плоскости.

Одна из команд, вводящая локальную систему координат, выглядит так:

local,kcn,kcs,xc,yc,zc,thxy,thyz,thzx,par1,par2, где **kcn** — произвольный номер ссылки, который в дальнейшем будет определять эту систему в команде **csys** (он должен быть не меньше 10), **kcs** — определяет тип координатной системы:

0 или **cart** — декартова;

1 или **cylin** — цилиндрическая (основанием цилиндра может быть круг или эллипс);

2 или **sphe** — сферическая;

3 или **toro** — тороидальная;

thxy — первый поворот вокруг оси z

($Oxyz \rightarrow Ox_1y_1z_1, \quad Oz_1 = Oz$);

thyz — второй поворот вокруг оси x

($Ox_1y_1z_1 \rightarrow Ox_2y_2z_2 \quad Ox_2 = Ox_1$);

thzx — третий поворот вокруг оси y

($Ox_2y_2z_2 \rightarrow Ox_3y_3z_3 \quad Oy_3 = Oy_2$);

xc, yc, zc — координаты центра новой системы, которые задаются в глобальной декартовой системе, **par1** используется для цилиндрической, сферической или тороидальной систем: при **kcs** = 1 или 2 **par1** = y/x ; при **kcs** = 3 **par1** — наибольший радиус тора, **par2** используется для сферической системы (**par2** = z/x).

На рис. 12. и рис. 13. показана связь между декартовыми и криволинейными системами координат и углами поворота.

Команда **local** задает локальную систему координат точно так же, как и **local**. Отличие этой команды от команды **local** состоит в том, что центр новой системы задается в активной системе координат.

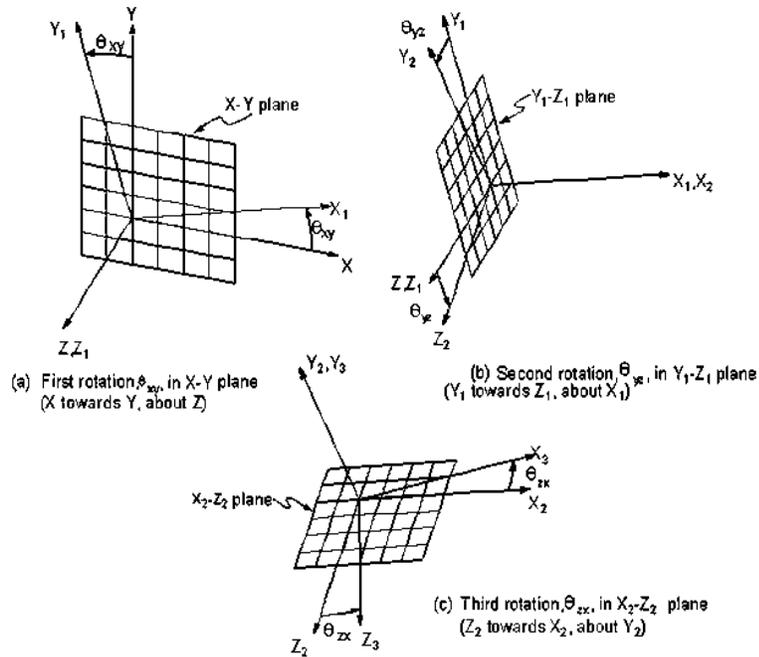


Рис. 12. Связь между системами координат и углами поворота.

Координаты центра, а также узлов и точек в разных системах координат задаются в следующем порядке: x, y, z — в декартовой системе, R, θ, Z — в цилиндрической системе, R, θ, φ — в сферической системе и R, θ, φ — в тороидальной (см. рис. 12, 13)

Кроме локальных и глобальных систем координат, определяющих локальную геометрию объектов, существует еще и узловая система координат, которая позволяет задать граничные условия в конкретном узле. Узловая система координат для каждого узла своя и не распространяется на всю конструкцию или на ее часть.

Каждый узел имеет свою собственную систему координат, которая по умолчанию параллельна глобальной (независимо от того, в какой активной системе узел был определен). Оси узловой координатной системы определяют направления и плоскости, в которых

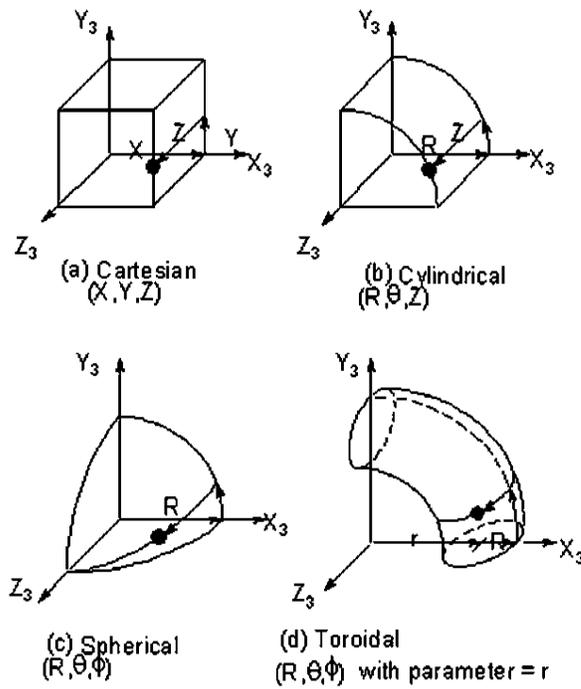


Рис. 13. Связь между декартовыми и криволинейными системами координат.

узел может двигаться или свободно вращаться при наложении на него связей.

Один из способов задать узел — использовать команду **n**, от английского слова "node" (узел):

n,k,x,y,z,thxy,thyz,thzx,

где **k** — номер узла, **x,y,z** — его координаты, а **thxy,thyz,thzx** — углы поворота узловой системы (см. рис. 12).

3.4 Задание граничных условий

Для того чтобы задать какие-либо граничные условия на определенном узле (или совокупности узлов), то его (их) нужно предварительно выделить. Сделать это можно следующим образом:

nset,s,node,nmin,nmax,inc,

где **s** означает, что выделяется новое множество узлов, **node** говорит о том, что сейчас мы будем выделять номера узлов, **nmin** и **nmax** — номера первого и последнего узлов, **inc** — шаг нумерации узлов. Пусть в данном случае у нас один узел, поэтому **nmin** = **nmax**.

Ограничения в узле задаются с помощью меток: **ux**, **uy**, **uz**, **rotx**, **roty**, **rotz**, где первые три означают закрепление перемещений по соответствующим осям, а остальные три — закрепление вращений вокруг соответствующих осей, которые, как было сказано выше, определяются в узловой системе координат. Если мы хотим ввести условия шарнирного опирания на одном из концов стержня, расположенного вдоль оси OX , то сначала выделяем узлы, а дальше возможны варианты:

а) Конец шарнирно закреплен:

d,all,ux,,,,,uy, где **all** — только что выделенные узлы, а **ux** и **uy** — ограничения на смещения по направлениям осей OX и OY .

б) Конец вращается и перемещается вдоль оси OX (так называемый, "цилиндрический шарнир"):

d,all,uy,,,,,

В этом случае мы накладываем ограничение только по оси OY :

Следующая программа демонстрирует использование команд, о которых мы рассказывали в этом разделе.

3.5 Колебания сопряженных стержней

Рассматриваются колебания сопряженных стержней при скользящей заделке на двух концах (см. рис. 14). В данном случае это означает, что концы стержней не могут вращаться и двигаются только по направляющим, параллельным осям стержней.

/PREP7

ET,1,BEAM3

R,1,273.97,(1000/3),14 ! S = 273.97, I = (1000/3), H = 14

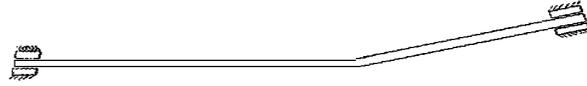


Рис. 14. Сопряженные стержни при скользящей заделке на двух концах.

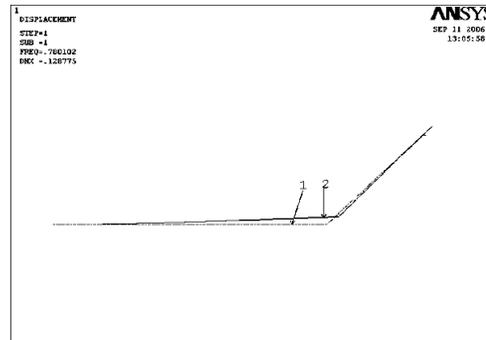


Рис. 15. Первая форма колебаний сопряженных стержней.
1 — недеформированный стержень, 2 — деформированный.

```

MP,EX,1,30E6
MP,DENS,1,73E-5
l1=240
n1=40
l2=120
n2=20
beta=45
n,1,0,0,0,0,0,0
n,2,l1/n1,0,0,0,0,0
ngen,n1,1,2,2,1,l1/n1,0,0
clocal,11,0,l1,0,0,beta,0,0

```

```

ngen,n2+1,1,n1+1,n1+1,1,l2/n2,0,0
n,n1+n2+1,l2,0,0,beta,0,0
e,1,2 egen,n1+n2,1,1,1,1
nsel,s,node,,1,1,1
d,all, uy,,,,rotz
nsel,s,node,n1+1*(n2+1),n1+1*(n2+1),1
d,all, uy,,,,rotz
NSEL,ALL
finish
/solu
ANTYPE,MODAL ! Определение частот и форм колебаний.
MODOPT,SUBS,5, ! Метод Subspace iteration, выводится 10
форм и частот колебаний.
mxpand,5,
SOLVE
finish
/post1
set,next
/dscale,1,
pldisp,6
prnsol,u
finish

```

На рис. 15 показана первая форма колебаний сопряженных стержней.

3.6 Циклы и операторы условного перехода

Циклы применяются для многократного повторения некоторых команд с пошаговым изменением определенных параметров. Цикл можно задать, например, следующим образом:

```

*do, i, mini, maxi,inc
! Далее идет блок каких-либо команд;
*enddo,

```

здесь **i** меняется от **mini** до **maxi** с шагом **inc**.

Также цикл можно задать командой ***repeat**, которая должна идти сразу после оператора, который мы хотим повторить несколько раз.

Ее синтаксис будет таким:

```

*repeat, ntot, vinc1, vinc2, ... vinc11,

```

где **ntot** — это число повторений предыдущей команды, включая и ее саму, а **vinc1**, ..., **vinc11** — это шаг, с которым изменяется каждый из ее параметров.

В примере, приведенном ниже, задается элемент в узлах 1 и 2 и генерируется 5 раз, включая и сам элемент. Параметры первой команды изменяются с шагом 1.

```
e,1,2
*repeat,5,1,1
```

В пакете **Ansys** есть еще одно очень удобное средство для контроля входящей и выходящей информации — условные операторы. В простейшем случае условный оператор выглядит следующим образом:

```
*if, val1,eq,val2, then
! Далее идет командный блок
*endif .
```

Здесь блок команд, заключенный между операторами ***if** и ***endif**, выполняется при условии $val1 = val2$. Знак равенства задается опцией **eq**. Вместо нее могут быть и другие:

```
lt ( v11 < v12)      gt (v11 > v13)      ne (v11 ≠ v12)
le (v11 ≤ v14)      ge (v11 ≥ v15)
ablt ( |v11| ≤ |v16|)  abgt(|v11| ≥ |v17|)
```

Если необходимо организовать более двух вариантов исполнения программы, то можно предложить следующую схему:

```
*if, v11,eq,v12,then
! Далее идет командный блок
*elseif, v11,eq,v13
! Далее идет командный блок
*elseif, v11,eq,v14
! Далее идет командный блок
*else
! Далее идет командный блок
*endif.
```

В этой конструкции выполняется только один блок в зависимости от значения величины **v11**. Ниже приведена программа, в которой используются эти операторы.

3.7 Цилиндрическая оболочка переменной толщины со скошенным краем

Здесь рассматривается круглая цилиндрическая оболочка с косрезанным краем (рис. 16) и переменной толщиной [7]. Оболочка берется с модулем Юнга $e_{xx} = 8 \cdot 10^{11}$ Н/м², коэффициентом Пуассона $\nu_{yx} = 0.3$ и плотностью $\rho_0 = 7860$ кг/м³.

Длина осевой линии оболочки $height = 3$, угол среза $\beta = 45^\circ$, а ее толщина меняется по закону

$$th = th_0 \cdot (1 + gm(1 + \sin((2((i - 1/2)pi/n))))).$$

Тип анализа обуславливается заданием величины **sl** в начале программы. Если **sl** = 0, то исследуется задача об устойчивости рассматриваемой оболочки под действием равномерного внешнего давления, если **sl** = 1, то рассчитываем частоты и формы колебаний. На рис. 17 представлена первая форма колебаний рассматриваемой оболочки.

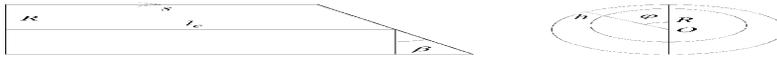


Рис. 16. Продольное и поперечное сечения оболочки.

```
/PREP7
/TITLE, Cylindrical shell with slanted edge for eta=1.3
n=50 ! Число разбиений вдоль окружности
m=50 ! Число разбиений вдоль образующей
et,1,shell63
/units,si
beta=45 ! Угол наклона
exx=4*2e11 ! Модуль Юнга
nuх=0.3 ! Коэффициент Пуассона
rho=7860 ! Плотность материала
```

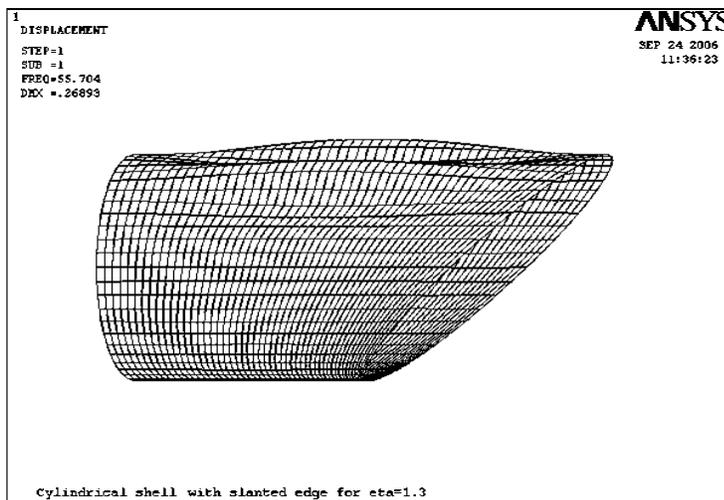


Рис. 17. Форма колебаний кососрезанной цилиндрической оболочки

```

th0=0.001
eta=1.3
sl=1 ! Расчет частот и форм колебаний
gm=(eta-1)/2
pi=4*atan(1) !3.1415926
height=3 ! Длина оболочки
Задаем цикл для генерации локальных систем и узлов.
*do,i,1,m+1,1
eps=1/cos(pi*beta*(i-1)/(180*m))
*if,beta,ne,0,then ! (beta не 0)
local,11+i,1,0,0,height/sin(pi*beta/180)*sin(pi*beta*(i-1)/(180*m)),0,beta*(i-1)/m,0,eps
*else,
local,11+i,1,0,0,height*(i-1)/m,0,0,0
*endif
*if,i,ne,m+1,then
k,(i-1)*n+1,1,0,0
nkpt,n*(i-1)+1,n*(i-1)+1 !
ngen,n,1,n*(i-1)+1,n*(i-1)+1,1,0,360/n,0

```

```

*else, ! На этом краю мы задаем граничные условия, поэтому
здесь все узлы поворачиваем на beta градусов
( граничные условия задаются в узловой системе координат)
n,(i-1)*n+1,1,0,0,beta,0
ngen,n,1,n*(i-1)+1,n*(i-1)+1,1,0,360/n,0
*endif
*enddo
Создаем элементы
*do,i,1,n,1
*do,j,1,m,1
th=th0*(1+gm*(1+sin((2*((i-1/2)*pi/n)))) )
ne=i+n*(j-1)
MP,EX,1,exx
MP,NUXY,1,nyx
MP,DENS,1,ro
r,ne,th
type,1
real,ne
*if,i,lt,n,then ! (i<n)
e,i+(j-1)*n,i+1+(j-1)*n,i+1+j*n,i+j*n
*else
e,j*n,1+(j-1)*n,1+n*j,(j+1)*n
*endif
*enddo
*enddo
NSEL,S,node,,1,n,1 ! Выделяем узлы
d,all,uy, ! Задаем условия шарнирного опирания при скользящей
заделке
d,all,ux
nSEL,s,node,n*m+1,n*(m+1),1
d,all,uy,
d,all,ux,
nset,all
finish
*if,sl,eq,0,then
/SOLUTION
ANTYPE,STATIC ! Статический анализ
PSTRES,ON ! Подключаем расчет напряжений
sf,all,pres,-1, ! Задаем коэффициент нормального давления

```

```

Solve
Finish
/solution
ANTYPE, BUCKLE ! Исследование устойчивости с выводом
первой формы потери устойчивости
BUCOPT, subsp, 6 ! Метод Subspace
MXPAND,6,
M,n+1,all,m*n,1 Направления смещений и вращений узлов с
n+1 по m*n включительно, all — означает все степени свободы
FINISH
*else
/solution
antype, modal
modopt, subsp,10
solve
finish
*endif
/post1
set,first
/dscale,1,
pldisp,6
prnsol,u
finish

```

3.8 Массивы

Иногда данные удобно хранить в упорядоченном виде, для этого существуют массивы. В **Ansys** предусмотрено много способов задания массивов. Одна из команд, которая вводит массив, имеет вид

***dim, Par, Type, IMAX, JMAX, KMAX, Var1, Var2, Var3**,
где **Par** — имя массива, **Type** — один из следующих трех видов: array, char или table. Сами данные вводятся в массив посредством разных команд, в частности, с помощью команды ***set**:

***set, par, value, val2, val3, val4, val5, val6, val7, val8, val9, val10**,
где **par** имя массива

value,.....val10—величины, которые вводятся, начиная с некоторого номера. Например, если мы хотим задать числовой массив с именем A и размерностью 3 на 3, надо написать:

```
*dim,A,array,3,3.
```

Чтобы ввести сами числа в массив, надо воспользоваться командой

```
*set, A(1,1),2.3, 5, 7.6,
```

что будет равносильно операциям присваивания:

```
A(1,1) = 2.3, A(2,1) = 5, A(3,1) = 7.6.
```

Для ввода остальных чисел, надо воспользоваться той же командой еще два раза, в каждой из которых будет стоять A(1,2), A(1,3), соответственно. Первый индекс (номер строки) так же будет меняться от 1 до 3.

Вместо команды ***set** можно использовать такую запись

```
A(1,1) = 2.3, 5, 7.6.
```

3.9 Макросы

При написании основной программы иногда бывает необходимо повторить некоторые последовательности действий несколько раз, но с разными параметрами. Для этого в пакете **Ansys** предусмотрена возможность создавать макросы или, иначе, их называют подпрограммами, как в любом языке программирования. В данном пакете макросы можно создавать разными способами, в том числе писать программы и сохранять их в отдельных файлах. В **Ansys** эти файлы имеют расширение **mac**. Возможность создавать макросы существенно облегчает написание основной программы, в которой эти макросы при необходимости вызываются.

3.10 Колебания цилиндрических оболочек сопряженных под углом

В качестве примера приведем программу по исследованию колебаний сопряженных под углом цилиндрических оболочек (рис. 18). В ней два раза вызывается макрос для создания узлов. Длина осевой линии одной оболочки 0.8 м, а длина осевой линии второй оболочки 1.6 м. Общие физические и геометрические параметры двух оболочек таковы: модуль Юнга $E = 2 \cdot 10^{11} \text{Н/м}^2$, плотность

$\rho = 7860 \text{ кг/м}^3$, коэффициент Пуассона $\nu=0.3$, толщина оболочек
 $h = 0.00001 \text{ м}$.

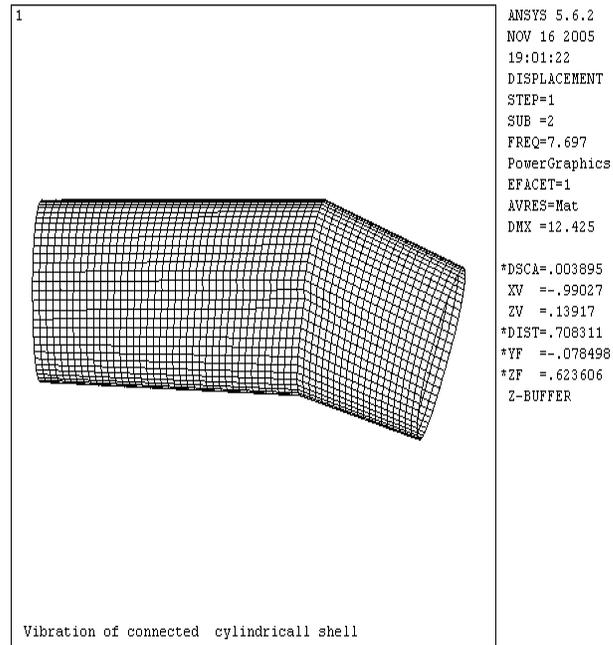


Рис. 18. Вторая форма колебаний сопряженных цилиндрических оболочек.

```

/PREP7
/TITLE, Vibration of connected cylindrical shell
n=120 ! Число элементов вдоль окружности
m1=80 ! Число элементов по образующей первой
m2=40 ! и второй оболочки
et,1,shell63
/units, si
beta=0.01 ! Угол наклона
exx=2e11 ! Модуль Юнга
nuх=0.3 ! Коэффициент Пуассона

```

```

ro=7860 ! Плотность материала
th0=0.00001 ! Толщина оболочек
R=0.20
l1=4*R
l2=2*R
pi=4*atan(1)
R,1,th0
MP, EX,1,exx
MP,NUXY,1,nyu
mp,dens,1,ro
local,12,1,0,0,0,0,0,0,1
n,1,R,0,0,0,0,0
ngen,n,1,1,1,1,0,360/n,0
local,13,1,0,0,l1,0,beta,0,1/cos(beta*pi/180),
n, 1+m1*n,R,0,0,0,0,0,
ngen,n,1,1+m1*n,1+(0+m1)*n,1,0,360/n,0,
clocal,14,1,0,0,0,0,beta,0,1
clocal,15,1,0,0,l2,0,0,0,1
n, 1+(m1+m2)*n,R,0,0,0,2*beta,0,
ngen,n,1,1+(m1+m2)*n,1+(m1+m2)*n,1,0,360/n,0,
/psymb,cs,1
csys,0
*ulib, nod, mac, полный путь к файлу ! Использование
библиотеки макросов (файла с именем nod.mac)
*use, nd,n,m1,0 ! Макрос для создания узлов первой оболочки
*use, nd,n,m2,m1 ! Макрос для создания узлов второй оболочки
m=m1+m2
e,1,2,n+2,n+1, egen,n-1,1,1,1,1
egen,m,n,1,n-1,1,
e,n,1,n+1,2*n,
egen,m,n,(n-1)*m+1,(n-1)*m+1,1,
NSEL,S,node,,1,n,1 !
D,ALL,ux,,,,,uy
nSEL,s,node,n*m+1,n*(m+1),1
D,ALL,ux,,,,,uy
nset,all
/solution
antype,modal
modopt,subsp,7

```

```

outres,all,7
solve
finish
/post1
set ,
first
/dscale,1,
pldisp,6
prnsol,u
finish

```

Файл, в котором записан макрос **nd** имеет имя **nod.mac** и содержит следующий текст:

```

nd
*do, k,1,arg1,1
*do, i,1, arg2-1, 1
ndx=nx(k+arg1*arg3)+(nx(k+arg1*(arg2+arg3))-
nx(k+arg1*arg3))/arg2*i
ndy=ny(k+arg1*arg3)+(ny(k+arg1*(arg2+arg3))-
ny(k+arg1*arg3))/arg2*i
ndz=nz(k+arg1*arg3)+(nz(k+arg1*(arg2+arg3))-
nz(k+arg1*arg3))/arg2*i
n, k+(arg3+i)*arg1,ndx,ndy,ndz
*enddo
*enddo

```

Аргументы **arg1**, **arg2**, **arg3** подставляются в ***use,....,arg1, arg2, arg3**. В вышеприведенном макросе функции **nx(k)**, **ny(k)**, **nz(k)** являются координатами узла с номером *k*. Файл с расширением **.mac**, содержащий несколько макросов выглядит следующим образом.

```

имя первого макроса
! Далее идет блок команд
/eof
имя второго макроса
! Далее идет блок команд
/eof
имя n-го макроса
! Далее идет блок команд

```

/eof

3.11 Свободные колебания и устойчивость трехслойной пластины под действием торцевой нагрузки

Рассматривается прямоугольная пластина (рис. 19), длиной 3 м и шириной 1 м, состоящая из трех слоев [4]. Толщина h каждого слоя, а также набор свойств каждого материала (ρ — плотность, E — модуль Юнга, ν — коэффициент Пуассона) указаны в табл. 3. Деформация трехслойной пластины при действии торцевой нагрузки изображена на рис. 21.

Таблица 3

№ слоя	h (м)	ρ (кг/м ³)	E (кг/м ²)	ν
1	0.001	$2 \cdot 10^3$	$2 \cdot 10^{10}$	0.3
2	0.002	$2 \cdot 10^3$	$3 \cdot 10^{10}$	0.3
3	0.003	$8 \cdot 10^3$	$4 \cdot 10^{10}$	0.3

Чтобы пользователь мог лучше разобраться в этой и последующих программах, сделаем некоторые пояснения.

Многослойные оболочки строятся на элементах типа **shell99** или **shell91**. Чтобы отделить один слой от другого, при определении констант, задаются номера ссылок, которые потом используются в команде **mat**. Определенному номеру сопоставляется соответствующий набор свойств материала. Номера слоев следуют по возрастанию в том порядке, в котором задаются константы и, соответствующие им, номера ссылок. Сам многослойный элемент, как показано на рис. 20, однозначно определяется заданием следующих величин:

E, I, J, K, L, M, N, O, P,

где **E** — команда, задающая элемент, а **I, J, ... P** номера узлов, по которым строится данный элемент.

Наряду с четырехугольным элементом в **Ansys** существует еще треугольный, который так же задается задается восемью узлами, три из которых совпадают. Узел выбирается в одной из вершин треугольника. Если это узел O (рис. 20), тогда элемент будет задаваться так:

E,J,O,O,I,N,O,P,M (сравните с предыдущей командой).

Следует обратить внимание на порядок задания узлов относительно выбранного узла. Если мы тот же элемент зададим, например, таким образом:

E, I,J,O,O,M,N,O,P, то **Ansys** выдаст сообщение об ошибке.

Если смотреть сверху на элемент, построенный на узлах против часовой стрелки, то слои будут нумероваться снизу вверх (рис. 20). Чтобы задать свойства изотропного материала по каждому элементу, необходимо учесть направления осей локальной системы координат, ориентированной в каждом элементе отдельно, причем ее центр должен находиться в узле, с которого мы начинаем задавать элемент (сравните задание невырожденного элемента на рис. 20).

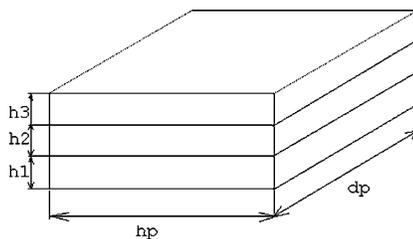


Рис. 19. Трехслойная пластина.

Это касается не только многослойных, но и однослойных элементов, (например, элементов типа **shell63**, которые уже использовались ранее), а свойства материала предполагались одинаковыми по всем направлениям. Ориентация координатных осей в элементе **shell63** останется такой же, как и в **shell99** при отсутствии средних узлов, а центр координатной системы должен находиться в узле, с которого начинает создаваться элемент. При этом узлы, составляющие элемент, перечисляются в направлении против часовой стрелки. Чтобы убедиться в том, что набор свойств материала по каждому слою задан правильно, надо выбрать **Utility Menu > List > Properties > layer data...**, после чего появится диалоговое окно, где пользователь может указать информацию, которую необходимо вывести на экран, (например, плотность материала, модуль

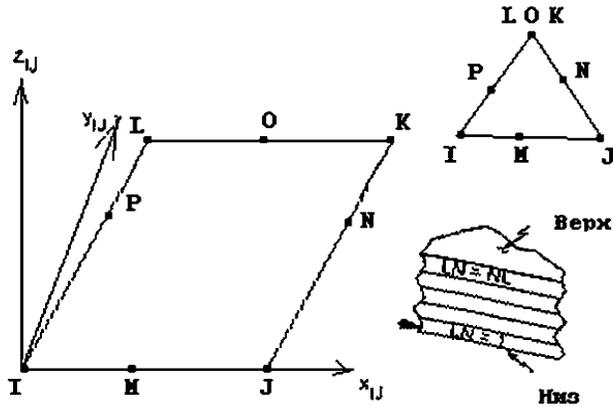


Рис. 20. Многослойный элемент и его связь с собственной системой координат.

Юнга и т. д.)

```

/prep7
/units, si ! Система единиц Си
dp=3 !
hp=1 !
h1=0.001 ! Толщина 1 слоя
h2=0.002 ! Толщина 2 слоя
h3=0.003 ! Толщина 3 слоя
sl=0 ! sl=0 соответствует колебаниям, sl=1 — устойчивости
rectg,-dp/2,dp/2,-hp/2,hp/2,
lsel,s,loc,y,hp/2
lsel,a,loc,y,-hp/2
u_pr=30
lesize,all,,u_pr
allsel
lsel,s,loc,y,-hp/2,hp/2
u_t=30
lsel,s,loc,x,dp/2

```

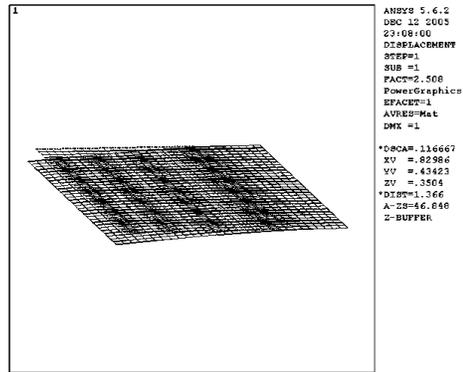


Рис. 21. Деформация трехслойной пластины при действии торцевой нагрузки.

```

lsel,a,loc,x,-dp/2
lesize,all,,u_pr
/pnum,node,1
et,1,shell99,
amesh,all
keyopt,1,2,0 ! Т.е. толщина постоянная
r,1,3 ! 3 слоя
rmore,
rmore,1,,h1,2,,h2,
rmore,3,,h3
mat,1
mp,dens,1,2e3
mp,nuxy,1,0.3
mp,ex,1,2e10
mat,2
mp,dens,2,2e3
mp,nuxy,2,0.3
mp,ex,2,2e10
mat,3
mp,dens,3,8e3
mp,nuxy,3,0.3
mp,ex,3, 8e10

```

```

nsel,s,loc,x,dp/2 ! Выделение узлов на одной из сторон
пластины
d,all,all ! Жесткое закрепление выделенных узлов
nsel,s,loc,x,-dp/2 ! Выделение узлов на противоположной
стороне пластины
F,all,Fx,1 ! Приложение силы к выделенным ранее узлам
nsel,inve
m,all,all,
nsel,all
finish
*if,sl,eq,0,then
/SOLU
ANTYPE,STATIC ! Статический анализ
PSTRES,ON ! Вычисление начального
напряженно-деформированного состояния
solve
FINISH
*else
/solu
ANTYPE, BUCKLE !Исследование устойчивости
BUCOPT, subsp, 10 !метод subspace iteration
MXPAND,10 ! Expand 10 mode shape
FINISH
/solution
antype,modal
modopt,subsp,10
subsp,10
solve
finish
/post1
set, first
/dscale,1,
pldisp,6
prnsol,u
finish
*endif

```

Литература

1. *Атанацкович Т., Гуран А.* Лекции по теории упругости. СПб., 2003.
2. *Гольденвейзер А.Л., Лидский В.Б., Товстик П.Е.* Свободные колебания тонких упругих оболочек. М., 1979.
3. *Биргер И.А. Мавлютов Р.Р.* Сопротивление материалов. М., 1994.
4. *Григолож Э.И. Мамай В.И.* Нелинейное деформирование тонкостенных конструкций. М., 1997.
5. *Наумова Н.В.* Расчет стержневых и оболочечных конструкций методом конечных элементов в пакетах ADINA и ANSYS. СПб., 2002.
6. *Постнов В.А., Суслов В.П.* Строительная механика корабля и теория упругости: Л., 1987.
7. *Filippov S.B., Ivanov D.N., Naumova N.V.* Free vibrations and buckling of thin cylindrical shell of variable thickness with curvilinear edge // Technische Mechanik. Band 25. Heft 1. 2005. S. 1 – 8.
8. *Чигарев А.В., Кравчук А.С., Смалюк А.Ф.* ANSYS для инженеров. М., 2004.

Учебное издание

Наталья Владимировна Наумова
Денис Николаевич Иванов

**ИССЛЕДОВАНИЕ СТАТИЧЕСКИХ ДЕФОРМАЦИЙ,
КОЛЕБАНИЙ И УСТОЙЧИВОСТИ КОНСТРУКЦИЙ
В ПАКЕТЕ ANSYS**

Учебное пособие

Зав. редакцией *Г. Чердниченко*
Редактор *Ф. Бастиан*
Техн. редактор *Л. Иванова*
Обложка *А. Калининой*

Подписано в печать с оригинала-макета 11.11.2006
Ф-т 60 × 84/16. Печать офсетная. Усл. печ. л. 3,72.
Уч.-изд. л. 3,26. Тираж 70 экз. Заказ N

РОПИ С.-Петербургского государственного университета.
199034, С.-Петербург, Университетская наб., 7/9.

Типография Издательства СПбГУ.
199034. С.-Петербург, наб. Макарова, 6.

Предназначено для учебного процесса. Не подлежит продаже.