

8. Wu H, Pollard D.D. Effect of strain rate on a set of fractures, Int. J. Rock Mech. Min. Ski. & Geomech. Abstr., Vol. 30, 1993. – pp. 869 -872.

9. Henry J.P., Paquet J., Tancrez J. Experimental study of crack propagation in calcite rocks, Int. J. Rock Mech. Min. ski. & Geomech. Abstr., Vol. 14, 1977. - pp. 85-91.

**УДК 622.281.74.04.001.57**

Инж. С.А. Лещинский  
(ИГТМ НАН Украины)

## **МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАСЧЕТА ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ЭЛЕМЕНТОВ АНКЕРНОЙ КРЕПИ И ПОРОДНОГО МАССИВА**

Розроблена кінцево-елементна модель взаємодії елементів анкерного кріплення із врахуванням нової інтерпретації контактної взаємодії. Проведена верифікація отриманої моделі із емпіричними даними стендових випробувань анкерної шайби. Наведена тестова модель анкерного кріплення в умовах навантаження. Отримана картина розподілу переміщень у тестовій моделі.

## **MATHEMATICAL MODEL FOR THE CALCULATION OF SYNERGY OF THE ELEMENTS OF ANCHORING AND ROCK MASS**

The finite element model of the synergy of elements of anchoring taking into account of new interpretations of the contact interaction was developed. The verification of the resulting model with empirical data of test bench of anchor shime was done. The test model of anchoring under loading was given . The resulting pattern of distribution of displacements in the test model was obtained.

Обеспечение устойчивости закрепленной анкерами горной выработки достигается оптимальным функционированием всех составляющих анкерной крепи в конкретных горно-геологических условиях.

Одним из важнейших элементов анкерной крепи является шайба, нормативные требования к которой определены в [1]. В соответствии с положениями этого документа, анкерная шайба предназначена для прижатия ограждения к поверхности выработки, нормализованной передачи предварительной и рабочей нагрузки между гайкой и горными породами, блокирования самопроизвольного развинчивания гайки, предупреждения свыше нормативного углубления анкерной гайки в шпур при эксплуатации анкерной крепи. Конструктивные элементы анкерной шайбы должны обеспечивать предупреждение ее продавливания гайкой на весь срок эксплуатации анкерного крепления выработки, восприятие рабочей нагрузки всей ее рабочей (контактирующей с горной породой) поверхностью без ее изгибания и без отклонения хвостовика анкера [1].

Однако, в процессе эксплуатации выработки с анкерной крепью, указанные требования к шайбе зачастую не обеспечиваются. Природой таких отклонений является потеря устойчивости приконтурных пород горной выработки вследствие малоизученного в настоящее время негативного влияния совокупности факторов, к которым относятся динамическая природа напряженно-деформированного состояния приконтурного массива, геометрические параметры анкерной шайбы и особенности принципов ее взаимодействия с приконтурной породой.

Поэтому актуальной является задача разработки математических моделей и методов исследования этих факторов в их совокупности с целью оптимизации

параметров взаимодействия анкерной шайбы и приконтурного массива. В результате этого будут уточнены нормативные требования к шайбе и другим элементам анкерной крепи, что, в конечном итоге, позволит обеспечить повышение устойчивости горной выработки с анкерной крепью в процессе ее эксплуатации.

На первом этапе ставится задача исследования процесса деформирования анкерной шайбы при ее взаимодействии с поверхностью контура горной выработки под действием нагрузки, обусловленной напряженно-деформированным состоянием приконтурного массива.

Поставленная задача решается на основе численного моделирования с применением метода конечных элементов. Для моделирования взаимодействия анкерной шайбы и приконтурного массива применяется аппарат контактной задачи теории упругости.

Наиболее известным аналитическим решением аналогичной задачи является задача о вдавливании жесткого штампа в неоднородное упругое основание, где жесткий штамп является абстрагированной моделью шайбы, а неоднородное упругое основание – моделью горной породы. В качестве воздействия напряженно-деформированного состояния приконтурного массива выступает адекватная внешняя нагрузка, приложенная к штампу.

Постановка этой задачи, в терминах теории упругости, заключается в следующем [2].

Недеформируемый круглый штамп вдавливается в верхнюю грань  $\Gamma$  упругого неоднородного полупространства силой  $P$ . С полупространством связана цилиндрическая система координат  $(r, \varphi, z)$ . Силы трения между штампом и полупространством предполагаются отсутствующими. Вне штампа полупространство не загружено. Штамп представляет собой осесимметричное тело с поперечным сечением  $(r \leq a)$  и поверхностью основания  $z = \psi(r)$ .

Расчетная схема моделирования вдавливания штампа в упругую неоднородную плоскость приведена на рис. 1.

Коэффициенты Ламе  $\Lambda$  и  $M$  полупространства с глубиной изменяются по следующему закону:

$$\begin{aligned} \Lambda_0 = \Lambda_0(z), M = M_0(z), & \quad -H \leq z \leq 0; \\ \Lambda = \Lambda_1 = \Lambda_0(-H), M = M_1 = M_0(-H), & \quad -\infty < z < -H. \end{aligned} \tag{1}$$

Для получения интегральных уравнений, моделирующих данную задачу, вводим следующие предположения.

Модуль сдвига с глубиной изменяется по закону:

$$G = G_0(z), -H \leq z \leq 0 \tag{2}$$

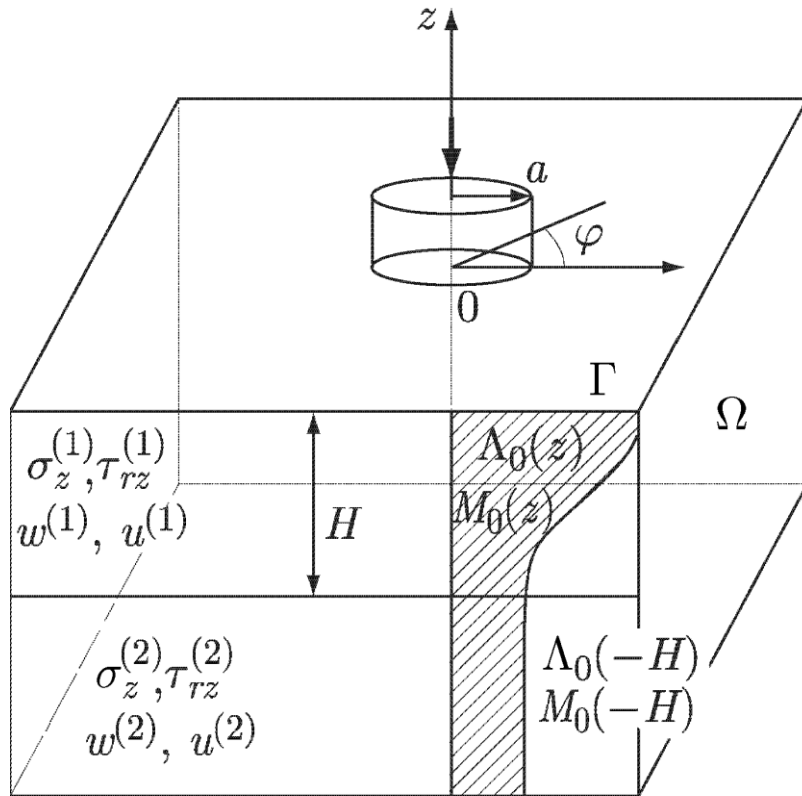


Рис. 1 - Расчетная схема моделирования вдавливания штампа в упругую неоднородную плоскость

Под действием силы  $P$  штамп переместится в направлении оси  $z$  на величину  $\delta$ . При этих предположениях граничные условия имеют вид:

$$z = 0, \tau_{zr} = \tau_{z\varphi} = 0 \quad \begin{cases} \sigma_z = 0, r > a \\ w = -\delta(r) = -(-\delta - \psi(r)), r \leq a \end{cases} \quad (3)$$

$$z = -H, \quad \begin{cases} \tau_{zr}^{(1)} = \tau_{zr}^{(2)}, \sigma_z^{(1)} = \sigma_z^{(2)} \\ w^{(1)} = w^{(2)}, u^{(1)} = u^{(2)} \end{cases}$$

Ставится задача определить перемещение штампа и распределение нормальных контактных напряжений под штампом:

$$\sigma_z^{(1)} \Big|_{z=0} = -q(r), r \leq a \quad (4)$$

Используя (2)-(4) и существующее решение аналогичной задачи для условия плоской деформации, получим:

$$\theta_0^{-1} \int_0^{\infty} W_1^*(\alpha, 0) Q(\alpha) J_0(\alpha r) d\alpha = \delta(r), r \leq a \quad (5)$$

Здесь

$$Q(\alpha) = \int_0^a q(\rho) J_0(\alpha \rho) \rho d\rho$$

$$q(r) = \int_0^{\infty} Q(\alpha) J_0(\alpha r) \alpha \rho d\alpha$$

Преобразуя последние уравнения, получаем:

$$\int_0^{\alpha} \tau q(\rho) \rho d\rho \int_0^{\infty} W_1^*(\gamma) J_0(\alpha r) J(\alpha \rho) d\alpha = \theta_0(0) \delta(r), r \leq a \quad (6)$$

Сделаем замену переменных и обозначим:

$$\alpha H = u, \lambda = H/a, r' = r/a, \rho' = \rho/a, W_1^*(\alpha, 0) = L^*(u/H)$$

$$q(\rho'a) = \tau(\rho), a^{-1} \delta(r'a) = f(r) \quad (7)$$

Тогда поставленная задача сводится к решению интегрального уравнения вида:

$$\int_0^1 \tau(\rho) \rho d\rho \int_0^{\infty} L(u)(\gamma) J_0(ur\lambda^{-1}) J_0(u\rho\lambda^{-1}) du = \lambda \theta_0(0) f(r) \quad (8)$$

$$\theta_0(y) = 2M(y)(\Lambda(y) + M(y))(\Lambda(y) + 2M(y))^{-1}$$

В дальнейшем для разрешения указанного интегрального уравнения будет необходимо численное отыскание и аппроксимация трансформанты ядра интегрального уравнения [2].

Перейдем от абстрактной постановки к поставленной выше технологической задаче о деформировании анкерной шайбы в условиях горной выработки. При этом имеем:

а) анкерная шайба, в качестве модели которой выступает «штамп», описывается следующими параметрами:

1) геометрические параметры и характеристики – диаметр, толщина, кривизна поверхности, начальная площадь и контур контакта;

2) физико-механические параметры – константы материала шайбы (модуль Юнга, коэффициент Пуассона);

б) горная порода, в качестве модели которой выступает «неоднородное упругое основание», описывается следующими параметрами:

1) геометрические параметры и характеристики – начальная площадь и контур контакта;

2) физико-механические параметры - константы материала породы (модуль Юнга, коэффициент Пуассона);

в) напряженно-деформированного состояние приконтурного массива, воздействующее на шайбу, описывается параметрами:

1) область приложения нагрузки;

2) интенсивность нагрузки.

Приведенные параметры являются входными данными для поставленной технологической задачи.

Граничными условиями задачи являются:

- геометрические ограничения на перемещения области приложения гайки к шайбе;

- кинематические ограничения на движение породы как основания;

- выполнение условия «сплошности» деформаций.

Выходными данными модели являются – перемещения, деформации, напряжения.

Однако, применительно к рассматриваемой технологической задаче, аналитическая модель (2) – (8) в рамках аппарата контактной задачи теории упругости, имеет ряд существенных недостатков:

- наложены жесткие ограничения на геометрию штампа, что не дает возможности провести сравнительный анализ и оптимизировать геометрию шайбы;

- рассматриваемый штамп недеформируем, следовательно, нет возможности отследить напряженно-деформированное состояние шайбы;

- аналитическое и численное отыскание трансформанты ядра несет большую математическую сложность.

На основании вышесказанного возникла необходимость в разработке уточненной модели контактной задачи теории упругости, применительно к поставленной задаче о деформировании анкерной шайбы в условиях горной выработки.

Для наиболее близкого к реальному моделирования взаимодействия шайбы и породы была разработана уточненная модель контакта в трехмерной формулировке.

Основополагающим разрешающим параметром для модели контакта является геометрическая конфигурация системы контакта (совокупность координат контактных плоскостей и их касательные вектора)

Модель контакта в трехмерной формулировке основывается на описании поведения точки подчиненной (менее жесткой поверхности), т.е предполагается что в дальнейшем более жесткая шайба будет обладать доминирующей зоной контакта, а порода будет иметь подчиненную к ней зону контакта.

Перемещения точки описывается уравнением:

$$p(\xi_1, \xi_2) = x_0 + \xi_1 v_1 + \xi_2 v_2 \quad (9)$$

где:

$x_0$  - начальная точка и ее касательные вектора

$v_1$  и  $v_2$  - функции координат узлов доминирующей (более жесткой) поверхности  $x_1, x_2 \dots x_n$ .

$p$  - вектор линии доминирующей поверхности,

$\xi_1, \xi_2$  - параметры функции(вектора)  $p$ .

Линеаризуя уравнения виртуальных перемещений получаем:

$$hn = p(\xi_1, \xi_2) - x_{N+1} \quad (10)$$

$$\delta hn + h \delta n = \delta x_0 + \delta \xi_1 v_1 + \xi_1 \delta v_1 + \delta \xi_2 v_2 + \xi_2 \delta v_2 - \delta u_{N+1}$$

где  $\delta x_0 = f(\delta x_1, \dots, \delta x_n)$ ,

$\delta v_i = g_i(\delta x_1, \dots, \delta x_n)$ ,

$n$ - нормаль контакта,

$h$ - зазор между областями контакта.

Получим выражение для  $\delta h$  через  $n$  :

$$\delta h = -n(\delta u_{N+1} - \delta x_0 - \xi_1 \delta v_1 - \xi_2 \delta v_2) \quad (11)$$

Используя замену  $t_1 = v_1 / \|v_1\|$  и принимая  $h = 0$  получаем в вариационной постановке перемещение первой поверхности контакта:

$$\delta s_1 \stackrel{def}{=} \delta \xi_1 v_1 t_1 = t_1 (\delta u_{N+1} - \delta x_0 - \xi_1 \delta v_1 - \xi_2 \delta v_2)$$

Аналогично, при условии  $t_2 = v_2 / \|v_2\|$  и  $h = 0$  получим для второй поверхности контакта:

$$\delta s_2 \stackrel{def}{=} \delta \xi_2 v_2 t_2 = t_2 (\delta u_{N+1} - \delta x_0 - \xi_1 \delta v_1 - \xi_2 \delta v_2)$$

Математическая постановка сформулированной задачи для зон вне контакта выглядит следующим образом: нужно определить компоненты напряженно-деформированного состояния  $u_x, u_y, u_z$ -поле перемещений,  $\epsilon_x, \epsilon_y, \epsilon_{xy}, \epsilon_{xz}, \epsilon_{yz}, \epsilon_z$ -

поле деформаций,  $\sigma_x, \sigma_y, \tau_{xy}, \tau_{xz}, \tau_{yz}, \sigma_z$  из следующей системы дифференциальных уравнений.

Уравнения равновесия

$$\begin{aligned} \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} &= 0, \\ \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} &= 0, \\ \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} &= 0; \end{aligned} \quad (12)$$

где  $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{xz}, \tau_{yz}$  - компоненты тензора напряжений

Соотношение Коши

$$\begin{aligned} \varepsilon_x &= \frac{\partial u_x}{\partial x}, \quad \varepsilon_y = \frac{\partial u_y}{\partial y}, \quad \varepsilon_z = \frac{\partial u_z}{\partial z}, \\ \varepsilon_{xy} &= \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_x}{\partial y} + \frac{\partial u_y}{\partial x} \right), \\ \varepsilon_{xz} &= \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_x}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial x} \right), \\ \varepsilon_{yz} &= \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_y}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial y} \right); \end{aligned} \quad (13)$$

где  $\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z, \varepsilon_{xy}, \varepsilon_{xz}, \varepsilon_{yz}$  - компоненты тензора деформаций;

$u_x, u_y, u_z$  - компоненты вектора перемещений

Определяющие соотношения

$$\begin{aligned} \sigma_x &= \lambda \theta + 2G \varepsilon_x, \quad \sigma_y = \lambda \theta + 2G \varepsilon_y, \quad \sigma_z = \lambda \theta + 2G \varepsilon_z, \\ \tau_{xy} &= 2G \varepsilon_{xy}, \quad \tau_{xz} = 2G \varepsilon_{xz}, \quad \tau_{yz} = 2G \varepsilon_{yz} \end{aligned} \quad (14)$$

где:  $\theta = \varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z$ ,

$E$  - модуль Юнга,

$\nu$  - коэффициент Пуассона,

$G$ -модуль сдвига,

$\lambda$ -коэффициенты Ламе,  $\lambda = \frac{E\nu}{(1+\nu)(1-2\nu)}$

Для разбивки моделей применялись призматические изопараметрические конечные элементы [3].

Введем в изопараметрическом элементе локальную координатную систему  $(\xi, \zeta, \eta)$  которая удовлетворяет условиям:

$$-1 \leq \xi \leq 1, \quad -1 \leq \zeta \leq 1, \quad -1 \leq \eta \leq 1. \quad (15)$$

. Эти координаты связывают с глобальной (например, декартовой) системой с помощью зависимостей:

$$x = \sum N_i x_i, \quad y = \sum N_i y_i, \quad z = \sum N_i z_i \quad (16)$$

где:  $x_i, y_i, z_i$  – глобальные координаты узлов,

$N_i(\xi, \zeta, \eta)$  – так называемые функции формы, которые выражаются через локальные координаты.

Число членов суммы равняется числу узлов конечного элемента. В изопараметрических элементах функции формы применяются также для интерполяции перемещений по их узловым значениям

$$u = \sum N_i U_i, \quad v = \sum N_i V_i, \quad w = \sum N_i W_i \quad (17)$$

Здесь:  $u, v, w$  – перемещение по осям  $x, y, z$  в произвольной точке элемента,

$U_i, V_i, W_i$  – перемещение узлов.

Зачастую  $N_i$  также называются интерполирующими или аппроксимирующими функциями [3].

Матрица жесткости  $[k]$  дает возможность выразить вектор узловых усилий  $\{R\}$  через вектор узловых перемещений  $\{q\}$ :

$$\{R\} = [k] \{q\} \quad (18)$$

Здесь и дальше везде вектор, матрица-столбец компонентов некоторой величины, которая по своему физическому смыслу может не совпадать с общепринятым определением вектора. Это величины взяты в фигурные скобки, а квадратные, прямоугольные матрицы – в квадратные скобки. Соответственно, основные соотношения будут иметь вид:

$$\begin{aligned} \{\varepsilon\} &= [B] \{q\}; \\ \{\sigma\} &= [D] \{\varepsilon\}. \end{aligned} \quad (19)$$

Где:  $[B]$  матрица дифференцирования перемещений,  
 $[D]$  – матрица упругости.



По принципу возможных перемещений сумма работ всех внешних  $\{R\}$  и внутренних сил на возможном перемещении  $\{\delta q\}$  равняется нулю:

$$\{\delta q\}^T \{R\} - \int_V \{\delta \varepsilon\}^T \{\sigma\} dV = 0. \quad (20)$$

Здесь  $V$  – объем элемента.

Подставляя сюда выражения (18)-(19) и сокращая обе части на  $\{\delta q\}^T$ , получаем выражение для определения матрицы жесткости окончченного элемента:

$$[k] = \int_V [B]^T [D] [B] dV. \quad (21)$$

Для того, чтобы записать закон Гука для случая упругой деформации  $\mathbf{v}$  матричной форме, изобразим матрицу упругости в виде:

$$[D] = \lambda \begin{bmatrix} 1 + G_1 & 1 & 1 & G_1 & G_1 & G_1 \\ 1 & 1 + G_1 & 1 & G_1 & G_1 & G_1 \\ 1 & 1 & 1 + G_1 & G_1 & G_1 & G_1 \\ 0 & 0 & 0 & G_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & G_1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & G_1 \end{bmatrix}, \quad (22)$$

где  $G_1 = 2G/\lambda$ .

Такая запись матрицы упругости допускает, что деформации объединенные в вектор в таком порядке:  $\{\varepsilon\}^T = \{\varepsilon_x \varepsilon_y \varepsilon_z \varepsilon_{xy} \varepsilon_{xz} \varepsilon_{yz}\}$  [3].

Матрица  $[B]$  может быть получена с помощью дифференцирования соотношений (17) и состоит из блоков, число которых равно числу узлов элемента:

$$[B] = [B_1 \ B_2 \ B_3 \ \dots] \dots \quad (23)$$

В декартовых координатах эти блоки имеют вид:

$$[B_i] = \begin{bmatrix} \frac{\partial N_i}{\partial x} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\partial N_i}{\partial y} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\partial N_i}{\partial z} \\ \frac{1}{2} \frac{\partial N_i}{\partial x} & \frac{1}{2} \frac{\partial N_i}{\partial y} & 0 \\ \frac{1}{2} \frac{\partial N_i}{\partial z} & 0 & \frac{1}{2} \frac{\partial N_i}{\partial z} \\ 0 & \frac{1}{2} \frac{\partial N_i}{\partial z} & \frac{1}{2} \frac{\partial N_i}{\partial y} \end{bmatrix}. \quad (24)$$

Производной функций формы по глобальным координатам легко получить, используя матрицу Якоби:

$$\begin{Bmatrix} \frac{\partial N_i}{\partial x} \\ \frac{\partial N_i}{\partial y} \\ \frac{\partial N_i}{\partial z} \end{Bmatrix} = ([I]^T)^{-1} \begin{Bmatrix} \frac{\partial N_i}{\partial \xi} \\ \frac{\partial N_i}{\partial \zeta} \\ \frac{\partial N_i}{\partial \eta} \end{Bmatrix}, \quad (25)$$

$$\text{где } [I] = \begin{bmatrix} \frac{\partial x}{\partial \xi} & \frac{\partial x}{\partial \zeta} & \frac{\partial x}{\partial \eta} \\ \frac{\partial y}{\partial \xi} & \frac{\partial y}{\partial \zeta} & \frac{\partial y}{\partial \eta} \\ \frac{\partial z}{\partial \xi} & \frac{\partial z}{\partial \zeta} & \frac{\partial z}{\partial \eta} \end{bmatrix}.$$

Имея матрицы жесткости  $[k_i]$  отдельных элементов, можно получить глобальную матрицу жесткости  $[K]$  для всей области что рассматривается, таким образом:

$$[K] = \sum [a_i]^T [k_i] [a_i] \quad (26)$$

где  $[a_i]$  – матрица связи номеров степеней свободы при глобальной (для всей области) и локальной (для данного элемента) нумерациях [3].

После составления, решение задачи сводится к определению неизвестных перемещений из системы уравнений равновесия

$$[K] \{\delta\} = \{F\} \quad (27)$$

где  $\{\delta\}$  - вектор перемещений.

Решение системы уравнений (в общем случае высокого порядка) сильно упрощается тем, что матрица системы положительно определена, симметрична и имеет ленточную структуру.

После определения полей перемещений, по формулам (19) и (20) определяем поля деформаций и поля напряжений [3].

Таким образом, на основе предложенной уточненной модели контактной задачи теории упругости, разработана численная модель совместного процесса деформирования анкерной шайбы и приконтурного породного массива с применением метода конечных элементов, которая позволяет определить перемещения, деформации, напряжения в любой точке исследуемого объекта.

Модель позволяет исследовать конструктивные параметры анкерной шайбы, процессы контактного взаимодействия между шайбой и поверхностью контура горной выработки, процессы передачи предварительной и рабочей нагрузки между гайкой и шайбой, условия блокирования самопроизвольного свинчивания гайки, а также решать ряд других задач с целью обеспечения соответствия параметров шайбы нормативным требованиям [1].

Для верификации описанной модели, при одинаковых исходных данных, были проведены численные расчеты перемещений в шайбе и породе под действием нагрузок, параллельно со стендовыми испытаниями шайбы.

В стендовых испытаниях порода (аргиллит) была помещена в цилиндрическую емкость размерами 200 x 200 мм, на нее уложена плоская стальная шайба с размерами 133 x 6 мм и с помощью пресса и гайки моделировалось взаимодействие элементов крепи с породой. Нагружение проводилось в пределах от 0 до 10 тонн. Для каждого значения нагрузок (с шагом 1 тонна) фиксировались перемещения в шайбе и породе .

Конечно-элементная модель шайбы и породы, примененная для численных расчетов перемещений в шайбе и породе под действием нагрузок, проиллюстрирована на рис. 2:

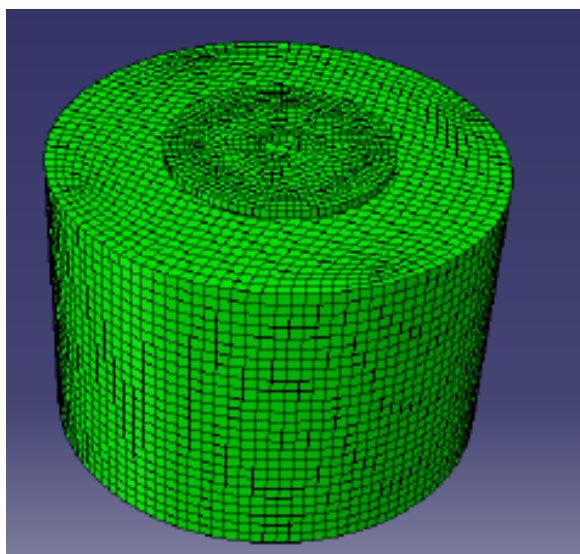


Рис. 2 – Конечно-элементная модель шайбы и породы

Для стали модуль Юнга -  $2 \cdot 10^{11}$  МПа и коэффициент Пуассона - 0.3, для породы модуль Юнга -  $8 \cdot 10^{10}$  МПа и коэффициент Пуассона - 0.3.

В процессе численных расчетов нагружение моделировалось аналогично испытательному - пошагово от 0 до 10 тонн с шагом 1 тонна. Для каждого значения нагрузок рассчитывались перемещения в шайбе и породе. Полученные результаты проиллюстрированы на рис. 3.

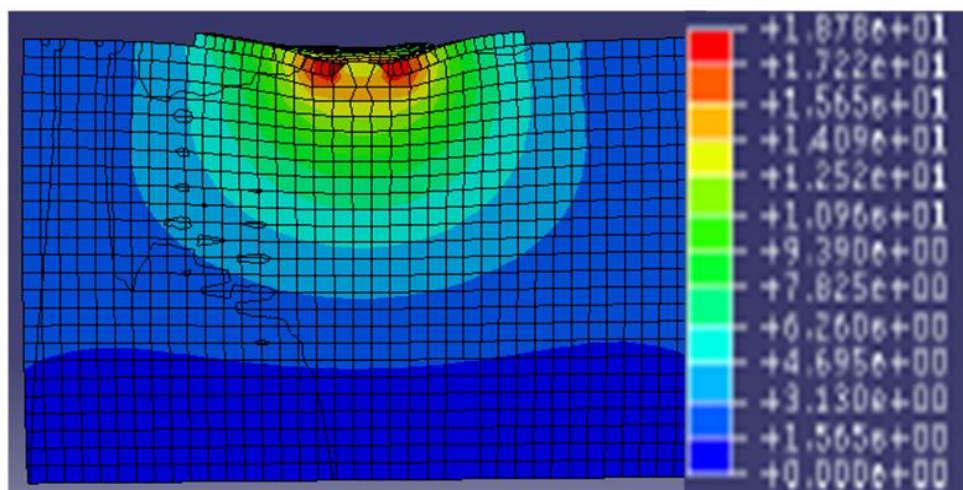


Рис. 3 - Распределение перемещений в шайбе и породе при нагрузке 10 т.

Результаты моделирования совпадают с результатами стендовых испытаний с максимальным отклонением, не превышающем 5% (см. рис. 4)

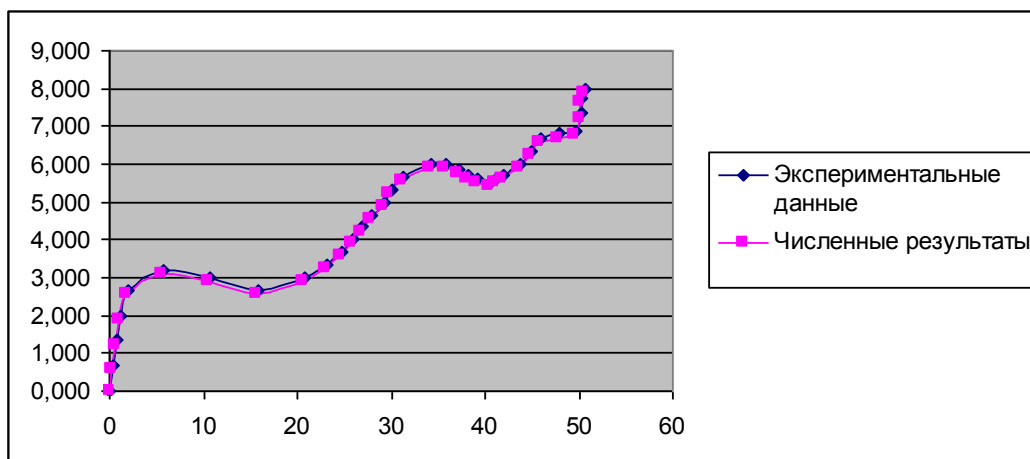


Рис. 4 - Диаграмма «нагрузка-деформации» для экспериментальных и численных данных

Это свидетельствует о высокой степени адекватности модели и доказывает возможность ее применения для исследования как отдельных элементов анкерной крепи, так и для моделирования работы конструкции анкерной крепи в целом в различных горно-геологических условиях.

Для дальнейшего использования модели была разработана тестовая конечно-элементная модель системы «анкер-порода-шайба», в которой такие элементы анкерной крепи, как гайка и закрепляющий раствор, были заменены путем математического моделирования на соответствующие граничные условия и особенности модели контакта. Конечно-элементная модель проиллюстрирована на рис. 5

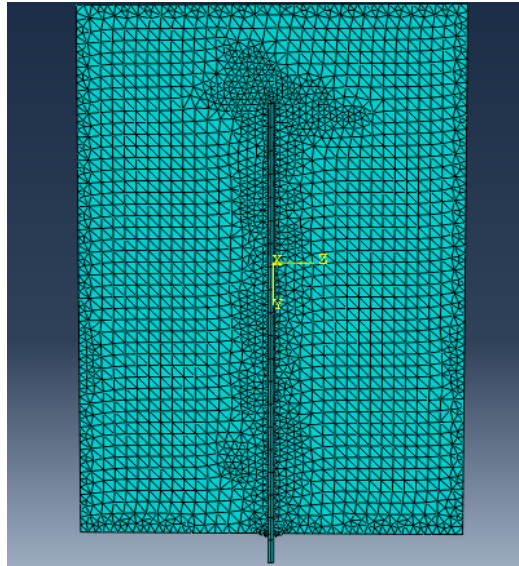


Рис. 5 - Тестовая конечно-элементная модель анкерной крепи

Для данной тестовой модели получена картина распределения перемещений при произвольной вертикальной нагрузке, воссоздающей действие толщи горных пород над выработкой. Полученная картина распределения перемещений представлена на рис. 6.

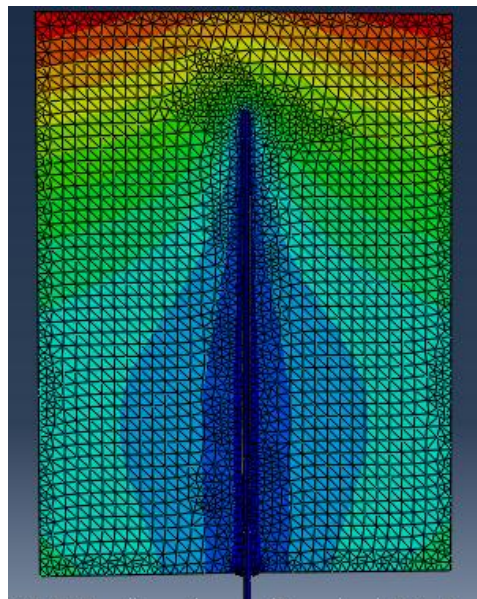


Рис. 6 - Распределение перемещений в тестовой модели от действия вертикальной нагрузки.

Полученные верификационные и тестовые результаты позволяют судить о широком круге применения модели к различным задачам геомеханики, включая моделирование выработки и систем анкерного крепления в ней. На основании данных, полученных благодаря данной модели, возможна разработка прочностных и оптимизационных критериев работы анкерной крепи.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. СОУ 10.1.05411357.010:2008. Система забезпечення надійного та безпечного функціонування гірничих виробок із анкерним кріпленням. Загальні технічні вимоги. – К.: Мінвуглепром України, 2008. – 83 с.
2. Айзикович, С.М. Контактные задачи теории упругости / С.М. Айзикович, В.М. Александров, А. В. Белоконь, Л. И. Крнев. - М.: ФИЗМАТЛИТ, 2006. - 240 с.
3. Амусин, Б.З. Метод конечных элементов при решении задач геомеханики. / Б.З. Амусин, А.Б.Фадеев – М.: Недра, 1975. – 144 с.

**УДК 622.281.74.04.001.4**

Инж. А.О. Бурков  
(ИГТМ НАН Украины)

#### **МЕТОДИКА СТЕНДОВЫХ ИСПЫТАНИЙ АНКЕРНЫХ ШАЙБ**

Наведені основні вимоги до анкерних шайб. На підставі цих вимог розроблена методика стендових випробувань. Вказані рекомендації що до її застосування.

#### **METHOD OF BENCH TEST OF ANCHOR SHIMES**

The basic requirements for anchor shimes were shown. The technique of bench tests based on these requirements was researched. The recommendations for its use were set.

Одним из важнейших элементов анкерной крепи является шайба, к которой предъявляются высокие нормативные требования [1]. В соответствии с требованиями СОУ 10.1.05411357.010:2008, анкерная шайба предназначена для прижатия подхвата к поверхности выработки, нормализованной передачи предварительной и рабочей нагрузки между гайкой и горными породами, блокирования самовольного развинчивания гайки и предупреждения сверхнормативного углубления анкерной гайки в шпур при эксплуатации анкерного крепления [1].

В процессе разработки анкерной шайбы возникает необходимость в проведении стендовых испытаний с целью получения эмпирических данных о параметрах и режимах работы шайбы. Анализ научной и технической литературы показал, что на данный момент фактически отсутствует единая методика стендовых испытаний анкерных шайб, поэтому разработка такой методики является актуальной задачей.

Настоящая методика определяет порядок проведения и анализ результатов стендовых испытаний шайб анкерных для анкерных систем крепления горных выработок. Испытания проводятся с целью определения соответствия параметров изделий требованиям технической документации и сопоставления качества изделий различных форм и размеров по диаграммам испытаний.

Испытания могут проводиться в любом производственном помещении, оснащённом прессовым оборудованием и средствами измерения. Средством испытаний и измерений нагрузки служит гидравлический пресс статического