

- шак, Р.И. Кузнецова, В.В. Нерубенко - Оубл. 1990, Бюл. № 38. 13. А.с. 911324 СССР. МКИ: G01 N29/04. Способ неразрушающего контроля поверхностных дефектов изделий / Нечаев Ю. А. - Оубл. 1982 г. Бюл. № 9. 14. Nakasa H. Application of acoustic emission techniques to structural integrity assessment /Acoust. Emis. Pap. Meet., Bad Nauheim - Apr. 1979 - Oberursel, 1980. - P.311 - 325. 15. Yamaguchi K. and Oyaizu H. Distributed fracture monitoring system by high speed processing of acoustic emission microdata // Non-Destruct. Test.: Proc. 4th. Eur. Conf., London, 13-17 Sept., 1987, V.4. - Oxford etc., 1988. - P.1819 - 1825. 16. Tirbonod B. and Hanacek L. Some properties of acoustic emission signals measured in the vicinity of a crack during the cyclic pressure loading of a vessel. // Ibid - P.2943-2950. 17. Андрейкив А. Е., Лысак Н. В. Метод акустической эмиссии в исследовании процессов разрушения.- Киев: Наук. думка. - 175 с. 18. Ohtsu M. Determination of crack orientation by acoustic emission // Mater Eval.- 1987. - 35, №9. - P.1070 - 1075, 1082. 19. Acoustic emission detection of crack presence and crack advance during flight. / S. L. McBride, A.N. Pollard, J.D. McPhail, P.S. Bowman and O. T. Peters // Rep. Progr. Quant. Nondestruct. Eval -- 1988. -- 8, В. - P.1819 - 1825. 20. Коллакот Р. А. Диагностика повреждений. - М.: Мир, 1989. - 512 с. 21. Скальський В.Р., Коваль П.М. Акустична емісія під час руйнування матеріалів, виробів і конструкцій. Методологічні аспекти відбору та обробки інформації. - Львів.: Сполом, 2005. - 396 с. 22. Филоненко С.Ф. Акустическая эмиссия. Измерения, контроль, диагностика. - К: КНУЦА, 1999. - 304 с. 23. Національний стандарт України ДСТУ 4227-2003. Настанови щодо проведення акустико-емісійного діагностування об'єктів підвищеної небезпеки. - Чинний від 2003 - 12 - 01. 24. The EWGAE AE Code for acoustic emission examination of sources of discrete acoustic events // NDT Int. - 1981. - 14, №8.- P. 181 - 183. 25. Watanabe T., Huchirizaki S., Arita H. A. Metod of evolution the harmfulness of flaws in structures using acoustic emission techniques // Four the acoust.emis. symp. - Tokyo, 1978. - P. 5 - 59. 26. Acoustic emission testing of spherical pressure vessel made of high tensile strength steel and classification of test results // NDIS - 2412. - 1980. - P. 6 - 8.

УДК 620.179.1

МОДЕЛИРОВАНИЕ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ КОЛОНЫ НАСОСНО-КОМПРЕССОРНЫХ ШТАНГ С УЧЕТОМ ВИНТОВОЙ КОНФИГУРАЦИИ ОСИ В ПРЯМОЛИНЕЙНОЙ СКВАЖИНЕ

© Хашиханов И.Г., 2005

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

Приведена математична модель процесу деформування колони насосно-компресорних штанг з урахуванням гвинтової конфігурації її осі, проведені тестові розрахунки для модельного об'єкта. Встановлені залежності між кількістю витків спіралі, рівнем напружень і зміною довжини колони, приведені аналіз отриманих результатів

Оценка механического состояния колонны насосно-компрессорных штанг является актуальной научно-технической задачей, поскольку указанные объекты труднодоступны для диагностической аппаратуры, а высокая стоимость проведения ремонтных мероприятий, связанных с ликвидацией последствий возможных аварий, требует создания эффективных методов, позволяющих получать объективные характеристики исследуемой системы на основании ограниченной информации о её параметрах. Такая информация содержит, как правило, данные о длине колонны штанг, глубине и пространственной конфигурации скважины, геометрические характеристики штанг, жесткость

поперечного сечения штанги.

Исследования деформации проводилось методами математического моделирования [1], были получены формулы для общего случая процесса деформирования колонны [2] с учётом результатов исследования процесса деформации колонны статистическими методами [3]. Установлено, что сжатая часть колонны после потери прямолинейной формы устойчивости укладывается в скважине по спирали, что приводит к существенному перераспределению действующих в материале напряжений. Для их количественной оценки необходимо построить модель процесса деформи-

рования с учётом спиралевидной конфигурации деформируемой оси объекта. Предполагается, что в начальный момент времени ось скважины и колонны имеет прямолинейную конфигурацию, что позволяет записать параметрическое представление объекта в цилиндрической системе координат путем описания радиус-вектора произвольной точки \vec{R} :

$$\vec{R} = \begin{cases} x = r \cos \varphi, \\ y = r \sin \varphi; 0 \leq \varphi \leq 2\pi, 0 \leq z \leq L, 0 \leq r \leq R_{mp} \\ z = z, \end{cases} \quad (1)$$

где L – длина скважины, R_{mp} – внешний радиус колонны.

В процессе деформирования ось колонны приобретает спиралевидную конфигурацию, поэтому параметрическое представление радиус-вектора точки изменяется:

$$\vec{z} = \begin{cases} x = R \cos az + f_1(r, \varphi, z); \\ y = R \sin az + f_2(r, \varphi, z); \\ z = z + f_3(r, \varphi, z), \end{cases} \quad (2)$$

где R – радиус скважины, a – параметр, определяющий количество витков спирали; $f_i(r, \varphi, z)$, $i = 1, 2, 3$ – функции, определяющие деформации сечений колонны. Рассматривая случай недеформированных сечений, получим, что

$$\begin{aligned} f_1(r, \varphi, z) &= r \cos \varphi, \\ f_2(r, \varphi, z) &= r \sin \varphi, \\ f_3(r, \varphi, z) &= 0. \end{aligned} \quad (3)$$

Параметр a в формулах (2) может быть определен так:

$$a = \frac{\varphi \cdot k}{L} = \frac{2\pi k}{L}, \quad (4)$$

где k – количество витков спирали при указанном типе деформации оси. Компоненты векторов локальных базисов в начальный $\vec{\bar{\Theta}}_i$ и контрольный $\vec{\Theta}_i$ моменты времени будут такими [4]:

$$\vec{\Theta}_i = \frac{\partial \vec{R}}{\partial x_i}; \quad \vec{\bar{\Theta}}_i = \frac{\partial \vec{F}}{\partial x_i}; \quad x_1 = r; \quad x_2 = \varphi; \quad x_3 = z. \quad (5)$$

Формулы для расчета метрического тензора с учетом (1), (2) и (5) будут такими:

в начальный момент времени:

$$\overset{\circ}{g}_{11} = 1; \quad \overset{\circ}{g}_{22} = r^2; \quad \overset{\circ}{g}_{33} = 1; \quad g_{ij} = 0; \quad i \neq j, \quad (6)$$

в контрольный момент времени:

$$\begin{aligned} g_{11} &= \vec{\Theta}_1 \cdot \vec{\Theta}_1 = 1; \\ g_{12} &= \vec{\Theta}_1 \cdot \vec{\Theta}_2 = 0; \\ g_{13} &= \vec{\Theta}_1 \cdot \vec{\Theta}_3 = Ra(\cos az \sin \varphi - \\ &\quad - \sin az \cos \varphi) = Ra \sin(\varphi - az); \\ g_{22} &= \vec{\Theta}_2 \cdot \vec{\Theta}_2 = r^2; \\ g_{23} &= \vec{\Theta}_2 \cdot \vec{\Theta}_3 = rRa \cos(\varphi - az); \\ g_{33} &= \vec{\Theta}_3 \cdot \vec{\Theta}_3 = R^2 a^2 + 1. \end{aligned} \quad (7)$$

По формулам (6), (7) можно определить компоненты тензора деформаций для произвольной точки колонны:

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2} (g_{ij} - \overset{\circ}{g}_{ij}). \quad (8)$$

Используя зависимость (8), а также (6), (7), получаем:

$$\begin{cases} \varepsilon_{11} = \varepsilon_{12} = 0; \\ \varepsilon_{13} = \frac{1}{2} Ra \sin(\varphi - az); \\ \varepsilon_{22} = 0; \\ \varepsilon_{23} = \frac{1}{2} rRz \cos(\varphi - az); \\ \varepsilon_{33} = \frac{1}{2} R^2 a^2. \end{cases} \quad (9)$$

В рамках изотропного деформируемого твердого тела компоненты тензора напряжений рассчитываются по формулам:

$$\begin{cases} \sigma^{\mu\nu} = \lambda \cdot I_1(\varepsilon) g^{\mu\nu} + 2\mu \cdot \varepsilon^{\mu\nu}; \\ I_1(\varepsilon) = \sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^3 \varepsilon_{ij} \cdot g^{ij}, \end{cases} \quad (10)$$

где $I_1(\varepsilon)$ – первый инвариант тензора деформаций; $g^{\mu\nu}$, $\sigma^{\mu\nu}$, $\varepsilon^{\mu\nu}$ – контравариантные компоненты соответствующих тензоров (метрического, напряжений и деформаций), которые рассчитываются по формулам: $g_{ij}^0 = \vec{\bar{\Theta}}_i^0 \cdot \vec{\bar{\Theta}}_j^0$; $g_{ij}^y = \vec{\bar{\Theta}}_i^y \cdot \vec{\bar{\Theta}}_j^y$; $g_{ij}^z = \vec{\bar{\Theta}}_i^z \cdot \vec{\bar{\Theta}}_j^z$.

Компоненты тензора $g^{\mu\nu}$ определяются как компоненты матрицы, обратной к матрице g_{ij} . Для $\sigma^{\mu\nu}$ и $\varepsilon^{\mu\nu}$ справедливы соотношения:

$$\begin{aligned} \sigma^{\mu\nu} &= \sum_{k=1}^3 \sum_{s=1}^3 g^{ik} g^{js} \sigma_{ks}; \\ \varepsilon^{\mu\nu} &= \sum_{k=1}^3 \sum_{s=1}^3 g^{ik} g^{js} \varepsilon_{ks}, \end{aligned} \quad (11)$$

λ , μ – параметры Ламе материала колонны насосно-компрессорных труб, для расчета которых используются формулы связи этих параметров со

значениями модуля Юнга E и коэффициента Пуассона материала:

$$\lambda = \frac{\sigma \cdot E}{(1-2\sigma)(1+\sigma)}; \mu = \frac{E}{2(1+\sigma)}. \quad (12)$$

Компоненты тензора напряжений рассчитываются по формулам:

$$I_1(\varepsilon) = \frac{1}{2} R^2 a^2;$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma^{11} = \frac{1}{2} \lambda \cdot R^2 \cdot a^2; \\ \sigma^{12} = 0; \\ \sigma^{13} = 2\mu \cdot \frac{1}{2} \cdot R \cdot a \cdot \sin(\varphi - az) = \\ = \mu \cdot R \cdot a \cdot \sin(\varphi - az); \\ \sigma^{22} = \frac{1}{2} \lambda \cdot R^2 \cdot a^2 \cdot \frac{1}{r^2}; \\ \sigma^{23} = \mu \cdot r \cdot R \cdot a \cdot \cos(\varphi - az); \\ \sigma^{33} = \left(\frac{1}{2} \lambda + \mu \right) R^2 a^2. \end{array} \right. \quad (13)$$

Расчёты были проведены для числовых данных, взятых для скважины №6 НГДУ "Надворнаянефтегаз". Глубина скважины $L = 2450\text{м}$, диаметр колонны 73мм , внутренний радиус колонны $R = 31\text{мм}$, диаметр штанг $R_{mp} = 11\text{мм}$. Модельные расчёты проведены для разных значений параметров k и L . Анализируя формулы (13), можно сделать вывод о том, что из-за малых значений параметра r в формуле (13) для σ^{22} доминирующей составляющей компонент тензора напряжений будет именно σ^{22} . На рис. 1 приведена зависимость $\sigma^{22} = f(k)$, где σ^{22} – контравариантное напряжение, k – количество витков спиральной оси штанговой колонны.

Переходя к физическим компонентам тензора деформации, получим, что:

$$\sigma_{\phi}^{ij} = \sigma^{ij} \cdot \sqrt{g_{ii}} \cdot \sqrt{g_{jj}}. \quad (14)$$

Можно установить зависимость между количеством витков спирали и реально действующими напряжениями, используя известные соотношения между количеством витков спирали и длиной колонны. Для указанных числовых данных для уровня физических напряжений $\sigma_{\phi_{\max}}^{ij} = 300\text{МПа}$ количество витков составляет $N = 580$. Таким образом один виток приходится на $4,22\text{м}$ по длине скважины. При этом длина колонны изменяется на величину $\Delta L = L_1 - L$, где L – начальная длина колонны, L_1 – новая длина. Для определения L_1 используется формула [4]:

$$N = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot R_{mp}} \sqrt{L_1^2 - L^2}, \quad (15)$$

откуда

$$L_1 = \sqrt{L^2 + (2 \cdot \pi \cdot N \cdot R_{mp})^2}. \quad (16)$$

$\sigma^{22}, \text{МПа}$

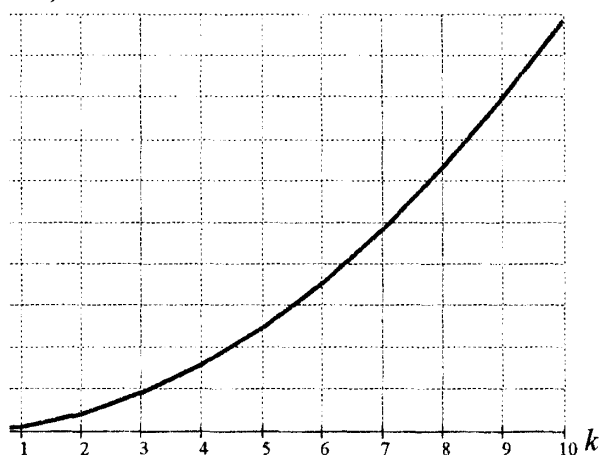


Рис. 1. Зависимость значений контравариантных напряжений σ^{22} от количества витков k спиральной оси штанговой колонны

Подставляя полученные данные и геометрические параметры колонны, получим согласно (16) значение $L_1 = 2450,33\text{м}$. Таким образом, при достижении критических значений напряжений фактическая длина колонны изменяется лишь на $0,33\text{м}$. Если максимальные значения физических компонент заданы (в данном случае это величина σ^{33} в (13)), то

$$\sigma_{\phi_{\max}}^{ij} = \left(\frac{1}{2} \lambda + \mu \right) \cdot R^2 a^2; \quad (17)$$

$$\sigma_{\phi_{\max}}^{ij} = \left(\frac{1}{2} \lambda + \mu \right) \cdot R^2 \cdot \frac{4\pi^2 N^2}{L^2},$$

откуда:

$$N = \sqrt{\frac{\sigma_{\phi_{\max}}^{ij} \cdot L^2}{\left(\frac{1}{2} \lambda + \mu \right) \cdot R^2 \cdot 4\pi^2}}. \quad (18)$$

Подставляя значения N из (18) в (16), получим новое значение фактической длины колонны:

$$L_1 = \sqrt{L^2 + \frac{4\pi^2 R_{mp}^2 \sigma_{\phi_{\max}}^{ij} L^2}{\left(\frac{1}{2} \lambda + \mu \right) \cdot R^2 \cdot 4\pi^2}} = L \sqrt{1 + \frac{\sigma_{\phi_{\max}}^{ij}}{\frac{1}{2} \lambda + \mu} \cdot \left(\frac{R_{mp}}{R} \right)^2}. \quad (19)$$

Результаты тестовых расчётов позволяют сделать вывод о том, что изменения фактической длины колонны насосно-компрессорных штанг

свидетельствует об изменении её напряженного состояния. Причём для получения объективной информации об этом изменении необходимо в расчётных формулах использовать не контравариантные, а физические компоненты тензора напряжений. Это объясняется как особенностью геометрии колонны, так и способом выбора системы координат для проведения исследований.

1. Хашханов И.Г., Замиховский Л.М. Математическое моделирование нестационарного деформирования ГНШУ.–ДМНТЗ “Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ”, Сер. “Методи і засоби технічної діагностики”. Івано-Франківськ, 2001. –

Вып.38. – С.25-27. 2. Хашханов И.Г. Трёхмерная модель деформированной колонны насосно-компрессорных штанг с учётом винтовой конфигурации при прямолинейной оси скважины. – Сб. науч. ст. “Методы и средства технической диагностики”. – Йошкар-Ола, 2002. – Вып. 10. – С.120-123. 3. Антурин А.Ш. Статистические исследования напряженного состояния спирально деформируемой колонны труб. // Глубинное оборудование для бурения и эксплуатации нефтяных и газовых скважин. – Уфа, 1976. – Вып. 28. – С.96-100. 4. Седов Л.И. Механика сплошной среды. – М.:Наука, 1984. – Т.2. – 560с.