

УДК 622.245.23

Р. В. Рачкевич

Івано-Франківський Національний технічний університет нафти і газу, Україна

ВПЛИВ КРУТНОГО МОМЕНТУ НА ВІДХИЛЯЮЧЕ ЗУСИЛЛЯ НА ДОЛОТІ

Метою публікації є розроблення аналітичного методу оцінки впливу крутного моменту на величину відхиляючого зусилля на долоті.

Для розрахунку використана модель просторової деформації гнучкого стержня. Зокрема, складена, враховуючи властивості навантаження низу бурильної колони, і чисельно розв'язана система диференціальних рівнянь рівноваги гнучкого стержня в проекціях на рухомі осі.

В результаті отримана можливість визначати дві взаємно перпендикулярні складові відхиляючого зусилля на долоті, величина яких, окрім іншого, залежить від крутного моменту.

Ключові слова: відхиляюче зусилля на долоті, низ бурильної колони, напружено-деформований стан, гнучкий стержень.

Сьогодні чітко проглядається тенденція до збільшення об'ємів буріння похило скерованих та горизонтальних свердловин. За таких обставин, окрім іншого, ставляться надзвичайно високі вимоги до дотримання проектного профілю стовбура. Серед основних чинників, які впливають на напрям руху долота в пласті є відхиляюче зусилля. Саме його величина та напрям суттєво обумовлюють форму осі свердловини.

Одним із методів оцінки відхиляючого зусилля є аналітичний. В його основі лежить визначення напружено-деформованого стану низу бурильної колони [1; 2]. В якості розрахункових схем зазвичай вибирається модель згину балки в площині. Як показує практика будівництва свердловин, такий підхід показав свою життєздатність та не погану відповідність реальним умовам експлуатації. Проте він має і ряд недоліків, одним із яких є неможливість оцінки впливу величини реактивного крутного моменту на долоті на значення та напрям відхиляючого зусилля. В даній роботі запропоновано метод аналізу просторової деформації низу бурильної колони, який дає можливість врахувати цей вплив.

Для аналізу деформації низу бурильної колони скористаємося теорією згину гнучких стержнів. Відтак система векторних диференціальних рівнянь рівноваги матиме вигляд [3]

$$\frac{\tilde{d}\mathbf{Q}}{d\varepsilon} + \boldsymbol{\chi} \times \mathbf{Q} + \mathbf{P} = 0, \quad (1)$$

$$\frac{\tilde{d}\mathbf{M}}{d\varepsilon} + \boldsymbol{\chi} \times \mathbf{M} + \mathbf{e}_1 \times \mathbf{Q} + \mathbf{T} = 0, \quad (2)$$

$$\mathbf{M} = A(\boldsymbol{\chi} - \boldsymbol{\chi}_0^{(1)}), \quad (3)$$

$$L \frac{\tilde{d}\vartheta}{d\varepsilon} + L_2 \boldsymbol{\chi}_0^{(1)} - A^{-1}\mathbf{M} = 0, \quad (4)$$

$$\frac{\tilde{d}\mathbf{u}}{d\varepsilon} + \boldsymbol{\chi} \times \mathbf{u} + (l_{11} - 1)\mathbf{e}_1 + l_{21}\mathbf{e}_2 + l_{31}\mathbf{e}_3 = 0, \quad (5)$$

де \mathbf{Q} та \mathbf{M} – вектори внутрішніх сил та моментів; ε – безрозмірна криволінійна координата; \mathbf{P} , \mathbf{T} – вектори зовнішніх сил та моментів; $\boldsymbol{\chi}$, $\boldsymbol{\chi}_0^{(1)}$ – вектор поточної та початкової кривизни стержня; \mathbf{e}_1 , \mathbf{e}_2 , \mathbf{e}_3 – одиничні вектори рухомої системи координат (системи координат, напрям осей якої співпадає з напрямом головних осей інерції поперечного перерізу стержня); A – матриця жорсткостей стержня; L , L_2 – матриці переходу між векторними базисами; ϑ – вектор кута повороту рухомої системи координат відносно початкового положення; \mathbf{u} – вектор переміщення; l_{11} , l_{21} , l_{31} – елементи матриці L .

В свою чергу вектори \mathbf{P} та \mathbf{T} визначаються за формулами [3]

$$\mathbf{P} = \mathbf{q} + \sum_{i=1}^n \mathbf{P}^{(i)} \delta(\varepsilon - \varepsilon_i),$$

$$\mathbf{T} = \boldsymbol{\mu} + \sum_{v=1}^p \mathbf{T}^{(v)} \delta(\varepsilon - \varepsilon_v),$$

де \mathbf{q} – вектор розподіленої сили; $\mathbf{P}^{(i)}$ – вектор зосередженої сили; $\boldsymbol{\mu}$ – вектор розподіленого моменту; $\mathbf{T}^{(v)}$ – вектор зосередженого моменту; ε_i , ε_v – безрозмірні криволінійні координати прикладання відповідних векторів.

Для практичної реалізації систему (1)–(5) зручно подавати в проекціях на осі рухомої системи координат [3]. Для цього розглянемо детальніше компоненти векторів зовнішніх сил та моментів, які діють на ділянку бурильної колони згідно з розрахунковою схемою (рис. 1).

Прийmemo, що верхній кінець гнучкого стержня ($\varepsilon = 0$) защемлений, нижній ($\varepsilon = 1$) – вільний. Також до нижнього кінця прикладені слідкуючі зосереджені сили: $P_1^{(1)}$ – осьова сила, яка відображає навантаження на долото; $P_2^{(1)}$ – вертикальна складова відхиляючого зусилля; $P_3^{(1)}$ – горизонтальна складова відхиляючого зусилля. Величини сил $P_2^{(1)}$ та $P_3^{(1)}$ визначаються з наступним умов

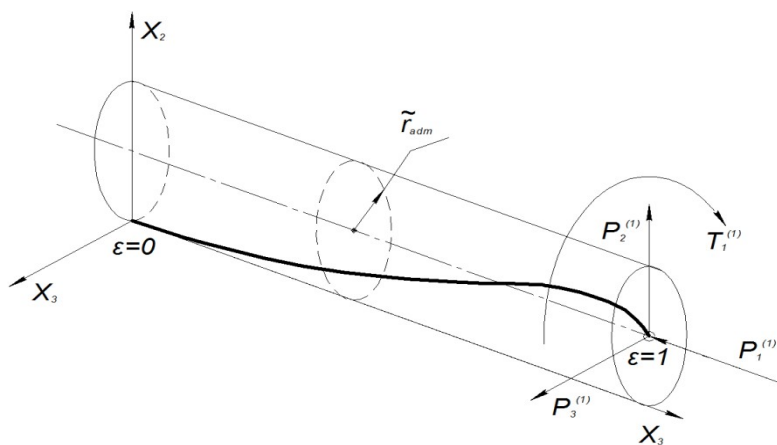


Рис. 1. Розрахункова схема ділянки низу бурильної колони

$$u_{x2}(1) = \tilde{r}_{adm},$$

$$u_{x3}(1) = 0,$$

де $u_{x2}(1)$, $u_{x3}(1)$ – проекції вектора переміщення на осі нерухомої системи координат; \tilde{r}_{adm} – безрозмірна величина радіального зазору, яка рівна

$$\tilde{r}_{adm} = \frac{D-d}{2l_b},$$

де D , d – діаметр свердловини та зовнішній діаметр бурильної колони відповідно; l_b – довжина ділянки низу

бурильної колони, що розглядається.

Величина l_b розраховується виходячи із наступних умов

$$M_2(0) = 0, \quad M_3(0) = 0.$$

Реактивний крутний момент на долоті позначено через $T_1^{(1)}$.

Для можливості застосування розробленого методу до нахилених ділянок свердловин, вагу одиниці довжини бурильної колони розкладемо на дві компоненти: осьову q_{x1} та нормальну q_{x2} , які відповідно рівні

$$q_{x1} = q_{dc} \cos \alpha,$$

$$q_{x2} = q_{dc} \sin \alpha,$$

де q_{dc} – безрозмірна приведена вага одиниці довжини бурильної колони в промивальній рідині; α – зенітний кут свердловини.

Відтак проекції вектора розподіленої сили на осі рухомої системи координат будуть рівні

$$q_1 = q_{x1} l_{11} + q_{x2} l_{12},$$

$$q_2 = q_{x1} l_{21} + q_{x2} l_{22},$$

$$q_3 = q_{x1} l_{31} + q_{x2} l_{32},$$

де l_{12} , l_{22} , та l_{32} – компоненти матриці L переходу між векторними базами [3].

Крайові умови для розв'язання системи (1)–(5) запишемо у вигляді

$$u_1(0)=0, u_2(0)=0, u_3(0)=0, \vartheta_1(0)=0, \vartheta_2(0)=0, \vartheta_3(0)=0,$$

$$Q_1(1)=P_1^{(1)}, Q_2(1)=P_2^{(1)}, Q_3(1)=P_3^{(1)}, M_1(1)=T_1^{(1)}, M_2(1)=0, M_3(1)=0,$$

де $u_i(\varepsilon)$, $Q_i(\varepsilon)$, $M_i(\varepsilon)$ – проєкції вектора переміщення, поперечної сили та згинального моменту на осі рухомої системи координат; $i = 1, 2, 3$.

За допомогою математичного середовища «Waterloo Maple» проаналізуємо напружено-деформований стан низу бурильної колони, що складається із збалансованих обважнених бурильних труб (ОБТС 203×71). Тож вихідні дані наступні: $D = 0,2953$ м, $d = 0,2032$ м, $d_I = 0,0701$ м (d_I - внутрішній діаметр бурильної колони), $\alpha = 30^\circ$.

Результати розрахунку подано у таблиці 1.

Таблиця 1. Результати аналізу напружено-деформованого стану низу бурильної колони

Осьова сила, кН	Крутний момент, кНм	Вертикальна складова відхиляючого зусилля, Н	Горизонтальна складова відхиляючого зусилля, Н
0	0	6300	0
0	40	6300	-191
0	80	6300	-382
100	0	6600	0
100	40	6600	-193
100	80	6600	-387
150	0	6750	0
150	40	6750	-197
150	80	6750	-396

Загалом, за відсутності крутного моменту деформація бурильної колони відбувається в одній площині. В даному випадку це площина $X_1O X_2$. Відтак відхиляюче зусилля складається тільки з компоненти, що паралельна осі X_2 . Якщо ж до вільного кінця прикласти реактивний крутний момент, деформація стає просторовою і, як наслідок, з'являється горизонтальна складова відхиляючого зусилля. Це, в свою чергу, зумовлюватиме викривлення осі стовбура як в площині $X_1O X_2$ так і у площині $X_1O X_3$, що необхідно враховувати при проектуванні похило скерованих та горизонтальних свердловин.

Цель публикации состоит в разработке аналитического метода оценки влияния крутящего момента на величину отклоняющего усилия на долоте.

Для расчета использована модель пространственной деформации упругого стержня. В частности, составлена, учитывая особенности нагружения низа бурильной колонны, и численно решена система дифференциальных уравнений равновесия упругого стержня в проекциях на связанные оси.

В результате получена возможность определять две взаимно перпендикулярные компоненты отклоняющего усилия на долоте, величина которых, помимо прочего, зависит от крутящего момента.

Ключевые слова: *отклоняющее усилие на долоте, низ бурильной колонны, напряженно-деформированное состояние, упругий стержень.*

Objective of this publication is development of analytical method for estimation of torsion moment influence on deflecting load on bit.

Three dimension model of elastic beam deformation is used. System of differential equations of elastic beam equilibrium in projections on moving axles is prepared depend on peculiarity of drill string bottom load. This system was solved by numerical method.

Possibility to define of two orthogonally related components of deflecting load on bit was received as result. Value of these components depends on torsion moment.

Key words: *deflecting load on bit, drill string bottom, intense-deformed state, elastic beam.*

Література

1. Гречин Е.Г., Овчинников В.П., Панов К.Е. Анализ работы стабилизирующих компоновок на скважинах Уренгойского газоконденсатного месторождения // Бурение и нефть. – 2005. – № 5. – С. 29–31.
2. Янтурин Р.А. Совершенствование методов расчетов параметров компоновок низа бурильной колонны и их элементов для безориентированного бурения: автореф. дис. на стиск. уч. ст. канд. тех. наук: спец. 05.02.13. Технология бурения скважин. – Уфимский государственный нефтяной технический университет, 2005. – 20 с.
3. Светлицкий В.А. Механика стержней: Учеб. для вузов. В 2-х ч. Ч. 1. Статика. – М.: Высш. шк., 1987. – 320 с.

УДК 622.24.051.64

А. А. Каракозов, канд. техн. наук¹, **М. С. Попова**¹, **С. Н. Парфенюк**¹,
Р. К. Богданов, **А. П. Загора**, кандидаты технических наук²

¹ Донецкий национальный технический университет, Украина

² Институт сверхтвёрдых материалов им. В. Н. Бакуля
НАН Украины, Киев, Украина

ИССЛЕДОВАНИЯ И РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ ОДНОСЛОЙНОЙ БУРОВОЙ КОРОНКИ С СИНТЕТИЧЕСКИМИ МОНОКРИСТАЛЛАМИ АЛМАЗА

Приведены результаты разработки однослойных алмазных коронок, оснащённых монокристаллами зернистостью 1600/1250 мкм с повышенной термостойкостью, синтезированными в ИСМ им. В. Н. Бакуля НАН Украины. Создание коронок основано на результатах моделирования тепловых и гидравлических процессов, а также механического нагружения. При моделировании учитывались особенности работы отдельных алмазов, а также влияние на температурный режим частоты вращения бурового снаряда, интенсивности подачи промывочной жидкости и конструктивных особенностей коронки. Данные моделирования положены в основу разработки новых коронок БСО-1, прошедших предварительные испытания в производственных условиях.

Ключевые слова: *однослойная алмазная коронка, синтетические алмазные монокристаллы, моделирование работы алмазной коронки, температурный режим алмазной коронки.*

Потребность геологоразведочной отрасли в новых видах алмазного породоразрушающего инструмента для бурения в породах средней крепости может быть реализована за счёт создания новых видов однослойных коронок, оснащённых крупными синтетическими алмазными монокристаллами с повышенной термостойкостью (до 1150 °С). В то же время, рекомендации и расчётные модели, имеющиеся для однослойных алмазных коронок, были созданы достаточно давно и часто имеют приближённый характер.

На современном этапе разработка новых коронок может быть обеспечена современными уточнёнными компьютерными моделями различных процессов протекающих при взаимодействии алмазных резцов с горной породой на забое скважины. При этом каждый