

4. Kaloerov S.A. Determining the intensity factors for stresses, electric-flux density, and electric-field strength in multiply connected electroelastic anisotropic media // *Int. Appl. Mech.* — 2007. — Т. 43, № 6. — С. 631–637.

5. Liu, J.X.; Zhang, X.S.; Liu, X.L.; Zheng, J. Anisotropic thermopiezoelectric solids with an elliptic inclusion or a hole under uniform heat flow // *Acta Mech. Sinica.* — 2000. — Vol. 16 — P. 148–163

УДК 539.3

МОДЕЛЮВАННЯ ОПЕРАЦІЙ ПІДЙОМУ БУРИЛЬНИХ КОЛОН В СВЕРДЛОВИНАХ З ГЕОМЕТРИЧНИМИ НЕДОСКОНАЛОСТЯМИ

Кандидат технічних наук Худолій С.М.

На основі теорії гнучких криволінійних стержнів сформульовані задачі про згинання бурильних колон у каналах криволінійних свердловин з ламаними недосконаlostями. Розв'язані задачі про визначення сил опору і моментів сил опору при здійсненні підіймальних операцій у криволінійних свердловинах з траєкторіями в формі кривих другого порядку. Виконано дослідження чутливості сил опору, які діють на бурильну колону при здійсненні підіймальних операцій, по відношенню до геометричних параметрів траєкторії осевої лінії свердловини з геометричними недосконаlostями у формі згладжених зломів.

On the basis of theory of curvilinear flexible rods the problems of drill string bending in the channels of curvilinear bore-holes are stated. The problems are solved which determine the resistance forces and moments during performing ascending operations in curvilinear bore-holes with trajectories of the second order curve shapes. The sensitivity of the resistance forces relative to geometric parameters of the bore-hole axial line trajectories is analyzed.

Постановка проблеми. При розробці шельфових родовищ нафти і газу найбільшого поширення набули три способи проходки свердловин. Перший спосіб мало залежить від глибини морського дна, під яким розташоване родовище, і його віддалення від лінії берега. Для реалізації цього способу використовуються спеціальні океанські судна і з його допомогою пробурена, наприклад, свердловина з глибини 3050 м океанського дна в Мексиканській затоці глибиною більше 4000 м в скельній породі під дном [1]. Менш трудомістким і більш поширеним є буріння свердловин з морських стаціонарних платформ, встановлених у шельфових акваторіях на порівняно невеликих глибинах. Очевидно, що ще більш простим є буріння з наземних установок.

Для двох останніх способів характерним є проходка криволінійних свердловин, що досягають родовища на деякому віддаленні від бурильних установок. Ці відстані вже перевищують 12000 м по горизонталі і плануються свердловини з віддаленням до 15000 м [2].

Важливо відзначити, що створення криволінійних свердловин з великим віддаленням дозволяє не тільки здійснювати прицільне досягнення віддалених підземних вмістилищ нафти і газу, а й істотно підвищити дебет свердловини і повноту відбору палива. Так, для вертикальних свердловин вдається витягти всього лише до 37% обсягу палива, для криволінійних свердловин цей показник збільшується до 55%. Проте технології буріння криволінійних свердловин пов'язані з підвищеною аварійністю і, оскільки число безаварійних пробурених в світі свердловин складає тільки 67% [3], проблема практичного впровадження технологій буріння глибоких свердловин різної просторової орієнтації пов'язана з необхідністю теоретичного моделювання механічних явищ, супутніх бурінню, з метою попередження аварійних режимів.

Сучасний етап експлуатації більшості легкодоступних родовищ нафти, газу і газового конденсату в Україні характеризується завершальною стадією. У той же час великі запаси вуглеводневих палив виявлені в шельфових зонах Чорного та Азовського морів на глибинах 7 км і нижче. Враховуючи актуальність для енергетики України питань розробки технологій буріння глибоких криволінійних свердловин, можна зробити висновок, що проблема математичного моделювання механіки колон глибокого буріння у свердловинах різних обрисів становить важливу наукову і прикладну проблему.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Завдання дослідження згинальної стійкості вертикальних колон глибокого буріння розглянуті в публікаціях [4, 6], стаття [7] присвячена аналізу їх згинальних і крутильних коливань, в роботах [3, 6, 8] досліджується механічна поведінка БК в криволінійних сверд-

ловинах на основі моделювання їх абсолютно гнучкими нитками, в [4, 5, 7, 9, 10] це питання вивчається з позицій формулювання прямих і обернених задач згинання криволінійного пружного стрижня. Огляди публікацій з цих проблем дано в [4,5,7,10]

У даній роботі поставлена задача про визначення сил опору, що перешкоджають руху БК в криволінійній свердловині з локалізованими геометричними недосконаlostями її осьової лінії. Аналізуються випадки, коли з-за наявності недосконаlostей рухливість БК різко знижується і має місце ефект її замикання (прихвату).

Мета роботи. Дослідити вплив геометричних недосконаlostей у формі зламів осьової лінії свердловини на значення сил опору (сил тертя) руху в ній бурильної колони.

Основна частина. Нехай БК знаходиться в каналі криволінійної свердловини, осьова лінія якої в декартовій прямокутній системі координат визначається радіус-вектором

$$\vec{\rho} = \vec{\rho}(s), \quad (1)$$

де $\vec{\rho} = x\vec{i} + y\vec{j} + z\vec{k}$; $\vec{i}, \vec{j}, \vec{k}$ — орти системи $Oxyz$; s — параметр, вимірюваний довжиною осьової лінії від деякої початкової точки до поточної. Прийmemo, що осьові лінії БК і свердловини збігаються.

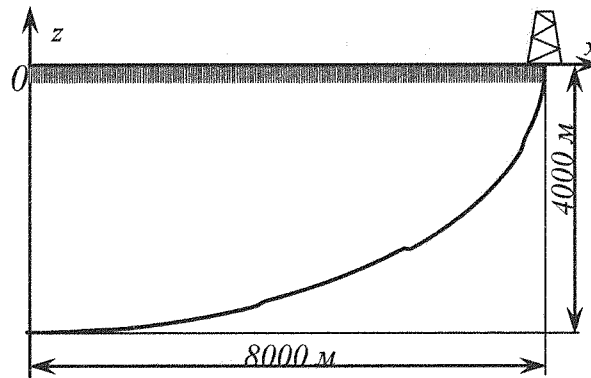


Рис. 1. Траєкторія свердловини з плоскими недосконаlostями.

Розглянемо явище згинання БК при її русі в каналі свердловини в процесі буріння або виконання спуско-підйомних операцій. Будемо вважати, що радіуси кривизни R та T кручення кривої (1) настільки великі в порівнянні з діаметром БК, що її деформування відбувається в пружній стадії. Прийmemo, що траєкторія свердловини має геометричні недосконаlostі у формі згладжених зламів (рис. 1).

Напружений стан кожного умовно виділеного елемента БК визначається головними векторами внутрішніх сил $\vec{F}(s)$ і моментів $\vec{M}(s)$ в перерізах БК і розподіленими векторами зовнішніх сил і моментів інтенсивністю $\vec{f}(s)$ і $\vec{m}(s)$. Сили \vec{f} включають в себе сили тяжіння $\vec{f}^{gr}(s)$, а також сили контактної взаємодії $\vec{f}^c(s)$ і сили тертя $\vec{f}^{fr}(s)$ між зовнішньою поверхнею труби БК і стінкою свердловини. Зовнішній розподілений момент $\vec{m}(s)$ складається тільки з моменту сил тертя $\vec{m}^{fr}(s)$. У зв'язку з цим можна записати

$$\vec{f} = \vec{f}^{gr} + \vec{f}^c + \vec{f}^{fr}, \quad \vec{m} = \vec{m}^{fr} \quad (2)$$

Щоб представити функції $\vec{F}(s)$, $\vec{M}(s)$ через деформації труби БК, введемо орти $\vec{\tau}$, \vec{n} , \vec{b} рухомого трієдра осьової лінії БК [11]

$$\vec{\tau} = \frac{d\vec{\rho}}{ds}, \quad \vec{n} = R \frac{d\vec{\tau}}{ds}, \quad \vec{b} = \vec{\tau} \times \vec{n} \quad (3)$$

і рухому систему осей (u, v, w) , вісь w якої спрямована вздовж орта \vec{e} , а осі u, v орієнтовані вздовж головних центральних осей інерції поперечного перерізу БК. Для круглого перерізу труби вони можуть бути обрані довільно орієнтованими в недеформованому стані БК.

Будемо розглядати вектори \vec{F} , \vec{M} в системі осей (u, v, w) . При визначенні F_u, F_v, F_w приймемо [11], що осьова лінія трубчастого стрижня БК нерозтяжна. Тоді ці сили є чисто статичними чинниками і визначаються з умов рівноваги. Проекції M_u, M_v, M_w головного моменту \vec{M} за допомогою закону Гука представимо у вигляді

$$M_u = A(p - p_0), \quad M_v = A(q - q_0), \quad M_w = C(r - r_0). \quad (4)$$

Тут $A = EI$, $C = GI_w$ — жорсткості при згині і крученні; p, q, r — функції кривизни та кручення стрижня; p_0, q_0, r_0 — ці ж функції у вихідному (ненапруженому) стані. У нашому випадку можна прийняти, що $p_0 = 0, q_0 = 0, r_0 = 0$.

Величини p, q, r виражаються через кривизну k_R , кручення k_T і кут χ між ортом \vec{n} і віссю u [9, 11]

$$p = k_R \sin \chi, \quad q = k_R \cos \chi, \quad r = k_T + \frac{d\chi}{ds}. \quad (5)$$

Тут

$$k_R = \sqrt{(x'')^2 + (y'')^2 + (z'')^2}, \quad k_T = k_R^{-2} \begin{vmatrix} x' & y' & z' \\ x'' & y'' & z'' \\ x''' & y''' & z''' \end{vmatrix}, \quad (6)$$

штрихом позначено диференціювання по s .

Зовнішні і внутрішні сили і моменти, що діють на елемент БК, задовольняють рівнянням рівноваги [11]

$$\frac{d\vec{F}}{ds} = -\vec{f}, \quad \frac{d\vec{M}}{ds} = -\vec{e} \times \vec{F} - \vec{m}. \quad (7)$$

У зв'язку з тим, що складові (4) моменту \vec{M} виражені в системі осей (u, v, w) , що повертається зі зміною s , зручно векторні рівняння (7) також записувати в цій системі. Тоді повні похідні $d\vec{F}/ds, d\vec{M}/ds$ можна представити у вигляді

$$\frac{d\vec{F}}{ds} = \frac{\tilde{d}\vec{F}}{ds} + \vec{\omega}_\chi \times \vec{F}, \quad \frac{d\vec{M}}{ds} = \frac{\tilde{d}\vec{M}}{ds} + \vec{\omega}_\chi \times \vec{M}, \quad (8)$$

де позначкою \tilde{d} позначена операція локального диференціювання, $\vec{\omega}_\chi$ — вектор Дарбу, який вираховується за формулою

$$\vec{\omega}_\chi = k_R \vec{b} + \left(k_T + \frac{d\chi}{ds} \right) \vec{e}.$$

За допомогою цих співвідношень побудовані диференціальні рівняння, що дозволяють підрахувати сили опору руху бурильної колонії [9].

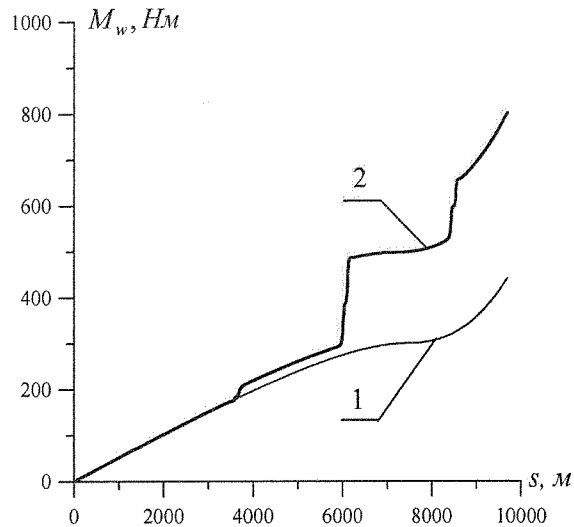


Рис. 2. Внутрішній крутний момент M_w в залежності від осевої координати s для ідеальної свердловини (крива 1) та свердловини з недосконаlostями (крива 2)

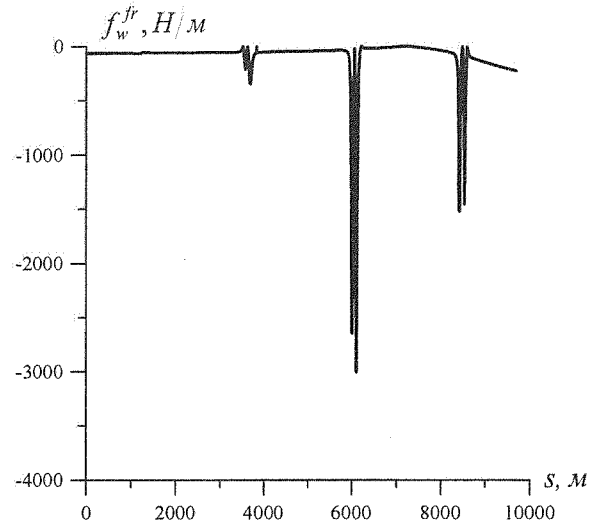


Рис. 3. Розподілені сили тертя f_w^{fr} в залежності від координати s .

Аналіз пружного згинання труби БК у свердловині з локалізованими гармонійними недосконаlostями виконаний при наступних значеннях характерних параметрів $L = 4000\text{ м}$, $H = 2000\text{ м}$, $d = 0,1683\text{ м}$, $\delta = 0,01\text{ м}$ — товщина труби БК, $E = 2,1 \cdot 10^{11}\text{ Па}$, $G = 0,8077 \cdot 10^{11}\text{ Па}$, $\gamma_{st} = 7850\text{ кг}\cdot\text{м}^{-3}$, $\gamma_l = 1500\text{ кг}\cdot\text{м}^{-3}$, $\mu = 0,2$, $\nu = 100$. За цих вихідних даних довжина осевої лінії свердловини виявилася рівною $S = 4844\text{ м}$.

Висновки з даного дослідження. Результати рішень наведено на рис. 2 і 3. Можна бачити, що функція внутрішнього крутного моменту M_w містить злами, а функція сил тертя f_w^{fr} в місцях недосконаlostей має сплески.

Робота виконана в рамках державного замовлення Міністерства освіти і науки України № ДЗ/295-2009 «Розроблення технологій безаварійного буріння надглибоких вертикальних і криволінійних нафтових та газових свердловин».

Література

1. Pourcian R.D., Fisk J.H., Descant F.J., Waltman R.B. Completion and well-performance results, Genesis Field, deepwater Gulf of Mexico // SPE Drilling and Completion. — 2005. — June. — P. 147 — 155.
2. Choe Jonggeun, Schubert J. J., and Juvkam-Wold H. C. Well-control analyses on extended-reach and multilateral trajectories // SPE Drilling and Completion. — 2005. — June. — P. 101 — 108.
3. Savaryn S. J. and Thorogood J. L. A compendium of directional calculations based on the minimum curvature method // SPE Drilling and Completion. — 2005. — March. — P. 24 — 36.
4. Гуляев В.И., Луговой П.З., Гайдайчук В.В., Соловьёв И.Л., Горбунович И.В. Анализ влияния длины вращающейся бурильной колонии на устойчивость её квазистатического равновесия // Прикладная механика. — 2007. — Т.43, №9. — С. 83 — 92.
5. Гуляев В.И., Соловьёв И.Л., Горбунович И.В. Моделирование устойчивости бурильных колоний в сверхглубоких скважинах по интегрированной расчётной схеме // Прикладная механика. — 2009. — Т.45 (55), №7. — С. 100 — 109.
6. Mohiuddin M. A., Khan K., Abdurraheem A., Al-Majed A., Awall M.R. Analysis of wellbore instability in vertical, directional and horizontal wells using field data // J. Petroleum Sci. Eng. — 2006. — 55. — P. 83 — 92.
7. Гуляев В.И., Гайдайчук В.В., Глушакова О.В. Бифуркации Андронова-Хопфа в волновых моделях торсионных колебаний бурильных колоний // Прикладная механика (принята к печати).
8. Aadnoy B. S. and Andersen K. Design of oil wells using analytical friction models // J. Petroleum Sci. Eng. — 2001. — 32, No. 1. — P. 53 — 71.

9. Худолій С.М., Андрусенко О.М. Деформування буриньної колони в криволінійній свердловині з геометричними нерегулярними недосконалотями // Вісник НТУ. — 2009. — № 19. — С.226-230.

10. Гуляев В.И., Луговой П.З., С.Н. Худолій, Гловач Л.В. Теоретическая идентификация сил сопротивления продольному перемещению буриньных колонн в криволінійных скважинах // Прикладная механика. — 2007. — Т.43, №11. — С. 80 — 89.

11. Гуляев В.И., Гайдайчук В.В., Кошкин В.Л. Упругое деформирование, устойчивость и колебания гибких криволінійных стержней. — Киев: Наук. думка, 1992. — 344 с.

УДК 539.3

АНАЛІЗ НЕОБХІДНОСТІ ВРАХУВАННЯ ПРОСТОРОВОГО ХАРАКТЕРУ ДЕФОРМУВАННЯ ЦИЛІНДРИЧНИХ ОБОЛОНОК

Ільченко Я.Л.

У даному повідомленні досліджено достовірність класичної теорії при розрахунку циліндричних оболонок при варіюванні їх кривизни та довжини. Результати розрахунку порівнювались з точним тривимірним розв'язком. На основі порівняння зроблено висновки про межі коректного застосування класичної теорії циліндричних оболонок.

Reliability of classical theory by the calculation of cylindrical shells when varying their length and curvature was investigated in this article. The calculation results are compared with exact three-dimensional solution. Conclusions about the limits of correct application of the classical theory of cylindrical shells on the basis of comparison were made.

Постановка проблеми. В усіх галузях народного господарства широко використовують оболонки різної кривизни, довжини та товщини. Питанням розрахунку тонких циліндричних оболонок присвячено значну кількість робіт [1-3 та ін.], але роботи присвячені аналізу напружено-деформованого стану товстих циліндричних оболонок з співвідношенням довжини до товщини $L/H < 5$ та співвідношенням радіусу до товщини $R/H < 5$ зустрічаються в наукових джерелах досить рідко. При розрахунку циліндричних оболонок на основі методу скінченних елементів можливим є використання як класичних елементів оболонок, так і тривимірних скінченних елементів. Очевидно, що використання тривимірних елементів допустиме при будь-яких фізико-механічних параметрах, в той же час використання класичних скінченних елементів оболонок значно спрощує процес розрахунку. Тому доцільним видається визначити межі застосування класичних елементів в таких розрахунках.

У таблиці 1 подано результати розрахунку переміщень, нормальних та дотичних напружень в одношаровій ізотропній оболонці (рис.1), що має постійну довжину L при змінній кривизні оболонки R/H , де $H=1$ м — товщина оболонки, а R — радіус серединної поверхні.

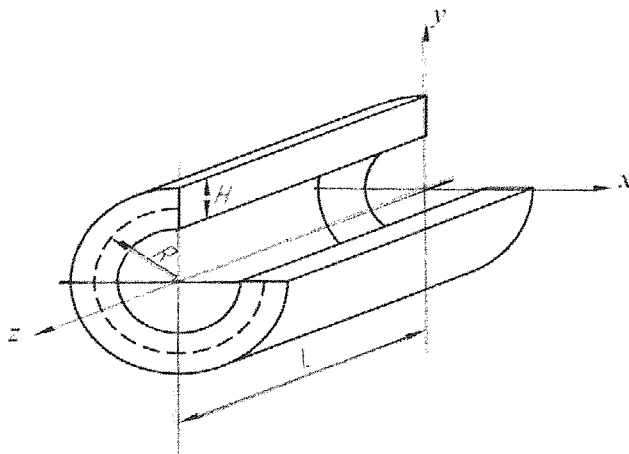


Рис. 1. Ізотропна одношарова циліндрична оболонка