

НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНИЙ СТАН СТИСНЕНОЇ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ У ГОРИЗОНТАЛЬНОМУ СТОВБУРІ СВЕРДЛОВИНИ

Р.В. Рачкевич

*ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42342,
e-mail: public@nupg.edu.ua*

Обґрунтовується доцільність видобування газу із сланцевих пластів на території України. Наводяться приклади профілів свердловин, які використовуються для даної мети. Розглянуто особливості конструкції бурильної колони для буріння свердловин із горизонтальними ділянками значної довжини. На основі наведених матеріалів встановлено, що теоретичний аналіз напружено-деформованого стану стисненої бурильної колони в горизонтальному прямолінійному стовбурі свердловини викликає практичний інтерес з метою визначення напружень у її поперечному перерізі та порівняння їх із допустимими величинами. За даним напрямком проаналізовано наукові напрацювання та виділено задачі, які потребують додаткового опрацювання. Зокрема розглянуто форму пружної осі бурильної колони при її стисканні у горизонтальному стовбурі свердловини силою, величина якої більша від критичної. Наводяться формули для розрахунку нормальних напружень у поперечному перерізі бурильних труб за даних умов, а також приклад розрахунку згідно із запропонованою методикою.

Ключові слова: сланцевий газ, бурильна колона, напруження, деформація, стійкість

Обоснована целесообразность добычи газа из сланцевых пластов на территории Украины. Приводятся примеры профилей скважин, использующихся с этой целью. Рассмотрены особенности конструкции буровой колонны для бурения скважин с горизонтальными участками значительной длины. На основе приведенных материалов установлено, что теоретический анализ напряженно-деформированного состояния сжатой буровой колонны в горизонтальном прямолинейном стволе скважины представляет практический интерес для определения напряжений в ее поперечном сечении и с целью сравнения их с допустимыми значениями. По указанному направлению проанализированы научные работы и выделены задачи, которые нуждаются в дополнительном внимании. В частности рассмотрена форма упругой оси буровой колонны при ее сжатии в горизонтальном стволе скважины силой, значение которой больше критического. Приводятся формулы для расчета нормальных напряжений в поперечном сечении буровых труб при данных условиях, а также пример расчета согласно предложенной методике.

Ключевые слова: сланцевый газ, буровая колонна, напряжения, деформация, устойчивость

In the article the expediency of gas production from shale strata in the territory of Ukraine is substantiated. There are examples of holes profiles which are used for this purpose. Features of a drill column construction for well boring with horizontal leases of significant length are reviewed. On the basis of the reviewed materials it is possible to confirm, that practical concern of the idealized analysis of the shrunk drill column mode deformation in a horizontal rectilinear well bore for definition of stresses in its cross-section and their comparison with admissible values is of great interest. Scientific articles in this direction are analyzed and the problems which need an additional improvement are dedicated. The elastic fulcrum form of a drill column which is in a horizontal well bore, and is shrunk by force which is more than the critical load is reviewed. There are formulas for calculation of normal stresses in a cross-section of drill pipes. At the end of article there is a calculation example according to the stated method of application and deductions.

Keywords: shale gas, drill column, stresses, strain, stability

На даний час для задоволення внутрішніх потреб Україна імпортує близько 80% газу, тому проблема видобутку власних енергоносіїв постає надзвичайно гостро. Одним із шляхів її вирішення є видобування газу із сланцевих пластів. Проблемою буріння в таких пластах є те, що сланець є більш щільний, має низьку пористість і складається з більш твердих частинок. Таку породу руйнувати набагато складніше, а запаси газу в родовищах сланцю є дещо меншими. Щоб видобути сланцевий газ, необхідно пробурити значну кількість горизонтальних свердловин, кожна з яких матиме обмежений дебіт.

З іншого боку, згідно із результатами закондонних досліджень Україна володіє значними запасами сланцевого газу. Наприклад, представники компанії Shell заявляють, що найбільш перспективними в плані розроблення родовищ

сланцевого газу в Європі є Польща, Швеція та Україна. За деякими прогнозами наша держава може видобувати 20–22 млрд. м³ сланцевого газу на рік (для порівняння, в 2009 р. Україна імпортувала 26 млрд. м³ газу). Отже, сланцевий газ перспективний ресурс для України з її відносно обмеженими енергетичними ресурсами.

Якщо в Європі розробка та видобування сланцевого газу перебувають на початковій стадії, то в США даними питаннями займаються вже давно. Так, промислову розробку покладів сланцевого газу почали ще у 90-х роках минулого століття. Його частка в загальному об'ємі видобутого газу становить приблизно 12%. Передбачається, що до 2020 року частка сланцевого газу у США зросте до 50%.

Свердловини для видобування газу із сланцевих пластів об'єднує ряд спільних ознак. Спочатку буриться вертикальний стовбур гли-

биною від 1800 до 4300 м. Далі здійснюється набір зенітного кута. Криволінійні ділянки, які при цьому утворюються, бувають трьох видів: а) з малим радіусом викривлення 12–6 м (інтенсивність викривлення $5^{\circ} - 10^{\circ} / 10$ м); з середнім радіусом викривлення – 290–50 м (інтенсивність викривлення $7^{\circ} - 5^{\circ} / 10$ м); з великим радіусом викривлення – 900–290 м (інтенсивність викривлення $2^{\circ} - 6^{\circ} / 10$ м). Дуже часто криволінійні ділянки таких свердловин мають змінну інтенсивність викривлення. І, насамкінець, буриться горизонтальний стовбур довжиною порядку 1500 м (рис. 1). Натомість свердловини для видобування сланцевого газу намагаються бурити, не змінюючи азимутальний кут.

Для підтвердження вищезазначеного розглянемо план та профіль свердловини «Canyon Creek 62H», що зображені на рисунку 2 [1], а також профіль свердловини, пробуреної за допомогою обладнання «BAKER HUGHES» [2] (рис. 3).

Для буріння свердловин із горизонтальними ділянками значної довжини, зокрема і для видобування сланцевого газу, використовуються бурильні снаряди із низкою особливостей у конструкції. Розглянемо деякі із них: а) долото МСТНУ діаметром 215,9 мм; перехідник довжиною 0,5 м; шарнір з кутом перекосу 3° ; вибійний двигун ДЗ-172 довжиною 6,9 м; телесистема 178 мм і довжиною 8 м; бурильні труби 127мм; б) долото МСТНУ діаметром 215,9 мм; перехідник довжиною 0,3 м; вибійний двигун ДЗ-172 довжиною 6,9 м; телесистема діаметром



Рисунок 1 – Загальний вигляд профілю свердловини для видобування сланцевого газу

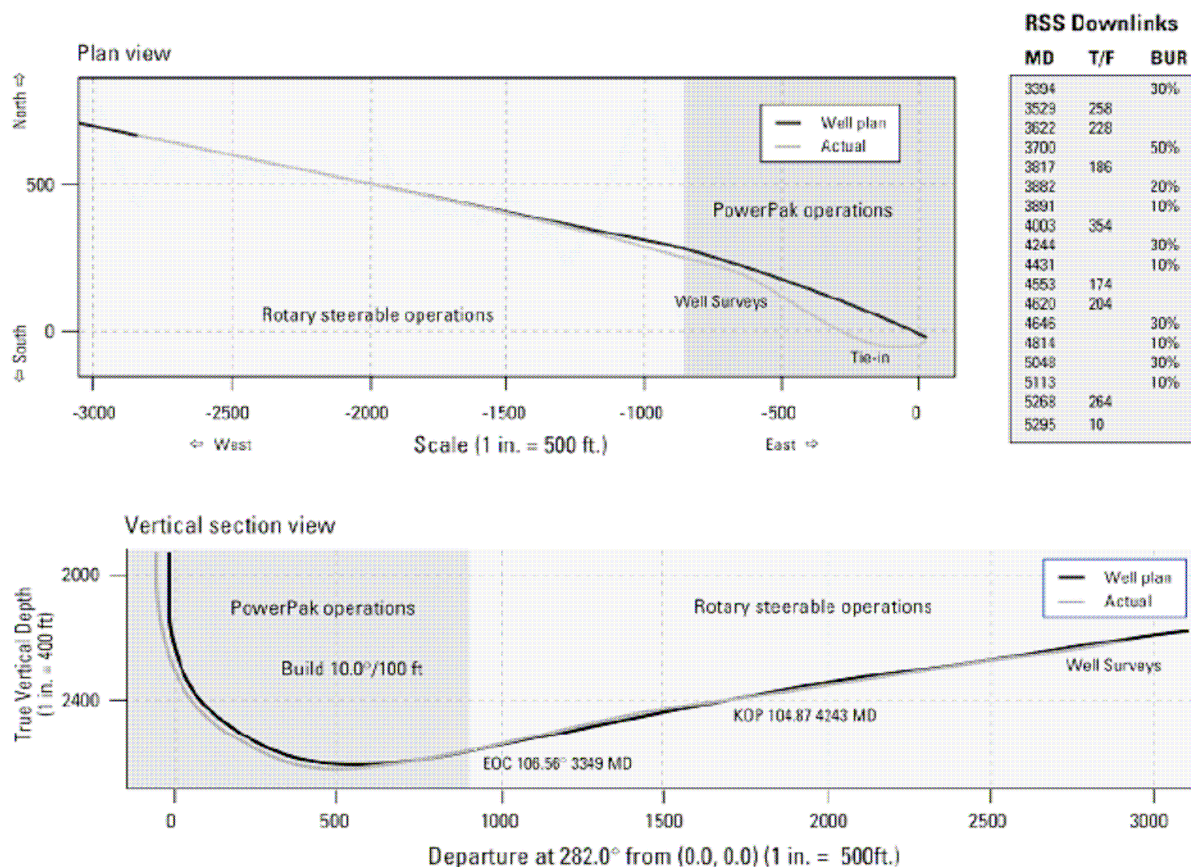


Рисунок 2 – План та профіль свердловини «Canyon Creek 62H»

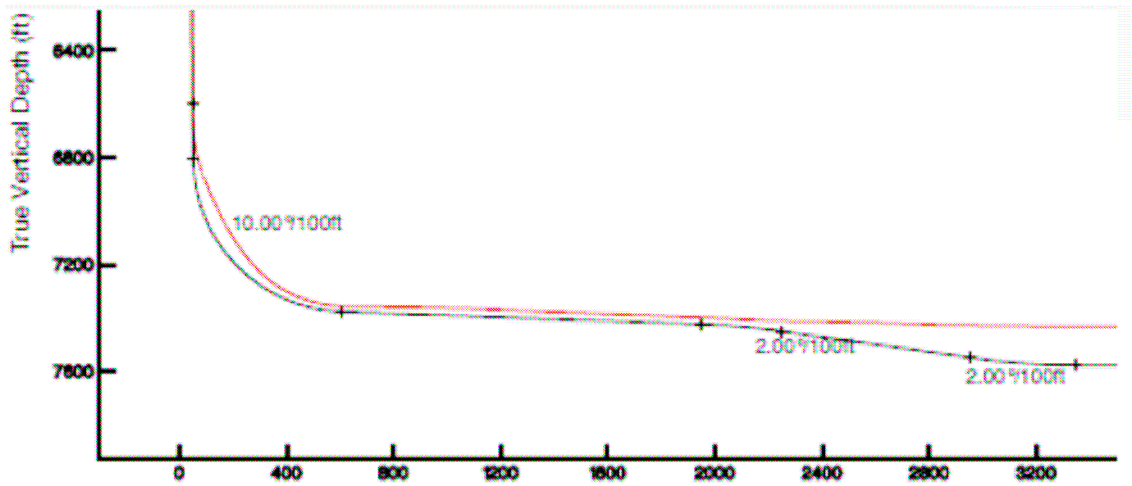


Рисунок 3 – Профіль криволінійної та горизонтальної ділянок свердловини для видобування сланцевого газу

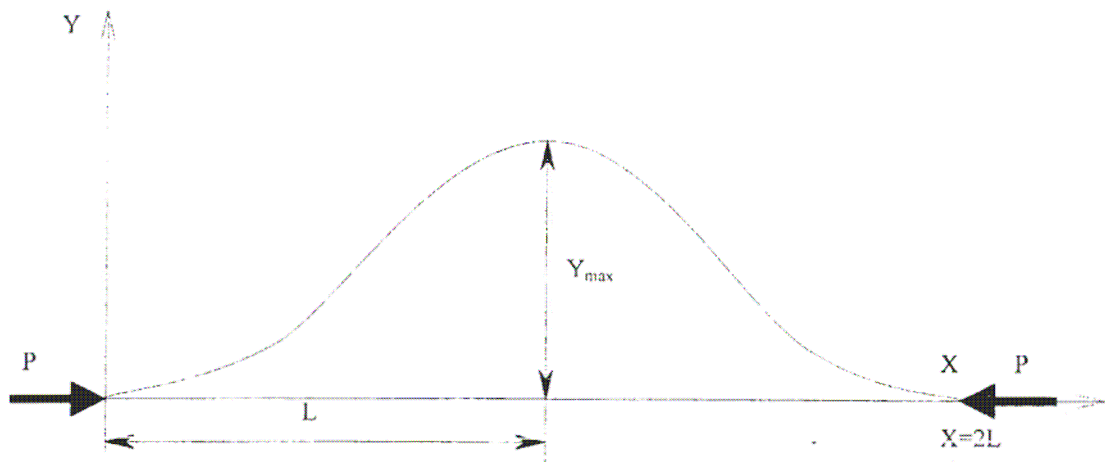


Рисунок 4 – Форма пружної осі при стисканні колони в горизонтальному стовбурі свердловини

178 мм і довжиною 8 м; бурильні труби діаметром 127 мм і довжиною 367 м; обважені бурильні труби діаметром 178 мм і довжиною 50,4 м; бурильні труби діаметром 127 мм; в) КНБК довжиною 7 м; сталеві бурильні труби діаметром 88,9 мм довжиною 27 м; легкосплавні бурильні труби підвищеної міцності ЛБТПН діаметром 103 мм і довжиною 2904 м; легкосплавні бурильні труби підвищеної міцності ЛБТПН діаметром 147,3 мм і довжиною 3162 м; легкосплавні бурильні труби підвищеної міцності ЛБТПН діаметром 150 мм і довжиною 135 м; обважені сталеві бурильні труби УБТС діаметром 135 мм і довжиною 135 м [3].

Спільною ознакою наведених конструкцій бурильних снарядів є відсутність обважнених бурильних труб безпосередньо над долотом. У прикладі а) вони відсутні повністю. У прикладі б) обважені бурильні труби знаходяться на відстані 382 м від долота безпосередньо перед початком криволінійної ділянки свердловини. У прикладі в) для створення додаткового осевого навантаження на долото використано секцію обважнених сталевих бурильних труб, які встановлено безпосередньо біля устя свердловини.

Отже, можемо зробити висновок: ділянка бурильної колони, яка знаходиться у горизонтальному стовбурі, зазнає стиску вздовж осі свердловини. За таких умов колона бурильних труб може втратити стійкість та зазнати деформації згину. Отже аналіз напружено-деформованого стану стисненої бурильної колони в горизонтальному прямолінійному стовбурі свердловини є цікавим з огляду на можливість визначення напружень у її поперечному перерізі та порівняння їх із допустимими величинами.

Розглянемо напрацювання за даним напрямком. В роботі [4] проаналізовано стискання бурильної колони в прямолінійному горизонтальному стовбурі. Автор зауважив, що при деякій величині стискаючої сили бурильна колона, що лежала на нижній стінці свердловини, втратить стійкість, вигнеться та доторкнеться до верхньої протилежної стінки стовбура свердловини (рис. 4).

Під час розрахунку використано модель вагової балки. Випадок подальшого збільшення сили стискання в даній роботі не розглянуто.

Авторами наукової праці [5] розглянуто деформацію бурильної колони у прямолінійно-

Місця виникнення найбільших нормальних напружень згину

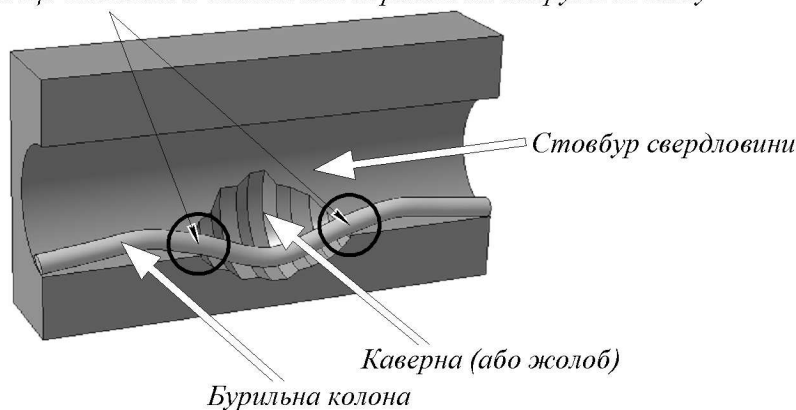


Рисунок 5 – Бурильна колона у прямолінійному стовбурі свердловини

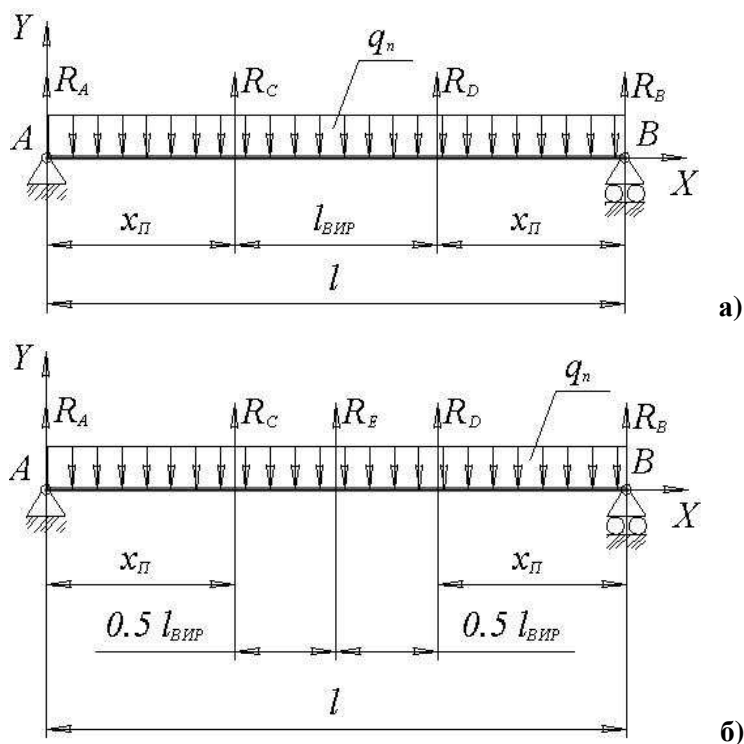


Рисунок 6 – Модель вагової балки під дією зосереджених сил

му стовбурі свердловини із порушеннями цілісності стінок (рис. 5).

Використано модель вагової балки на двох шарнірних опорах, на яку, в залежності від умов взаємодії бурильної колони із стінками жолоба чи каверни, діють дві (рис. 6 а) або три зосереджені сили (рис. 6 б).

Проте методику [5] неможливо використовувати у випадку, коли на колону діють поздовжні сили розтягу (або стиснення). Тож в роботі [6] у розрахункову модель, згідно із [5], вводиться поздовжня сила S (рис. 7). З іншого боку, авторами робіт [5, 6] не розглядається випадок стиснення колони силою, яка б призвела до контактування труб із протилежними стінками стовбура свердловини.

З метою визначення сил притиснення бурильної колони до стінок свердловини автором [7] розглянуто розрахункову схему, в основі

якої маємо вагому, статично невизначену балку, що зазнає або розтягу або стиску. Місця опор співпадають із бурильними замками. Зайняття бурильною колоною положення, при якому відстань між опорами балки відрізняється від відстані між замками, в розрахунковій схемі не розглядається. Також автором не аналізується стійкість бурильної колони під час її стиснення.

Відтак можемо зробити висновок про необхідність дослідження напружено-деформованого стану колони при її стисненні силою, величина якої більша від першої критичної.

Розглянемо стійкість стиснутого стрижня в обмеженому просторі [8] (рис. 8). Для спрощення теоретичних викладень приймемо, що стрижень – невагомий. Таке припущення, на нашу думку, можна використати при розрахунку легкосплавних бурильних труб.

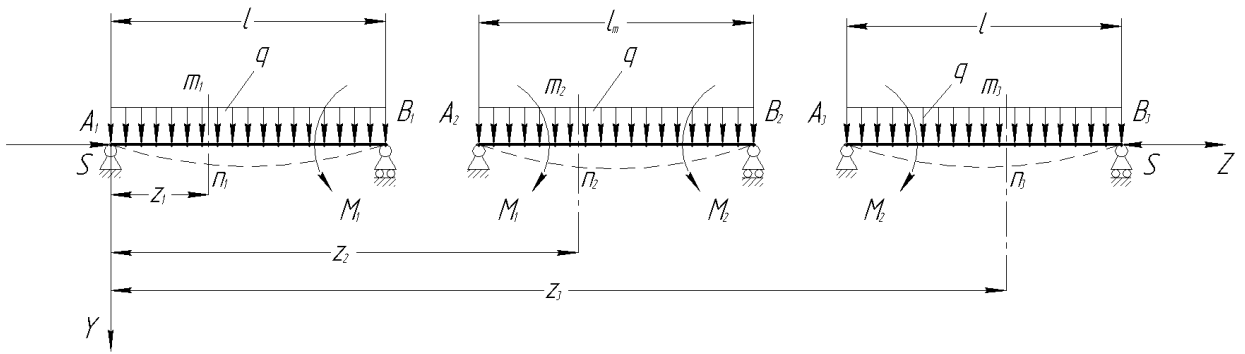


Рисунок 7 – Модель вагової балки під дією поздовжньо-поперечного згину

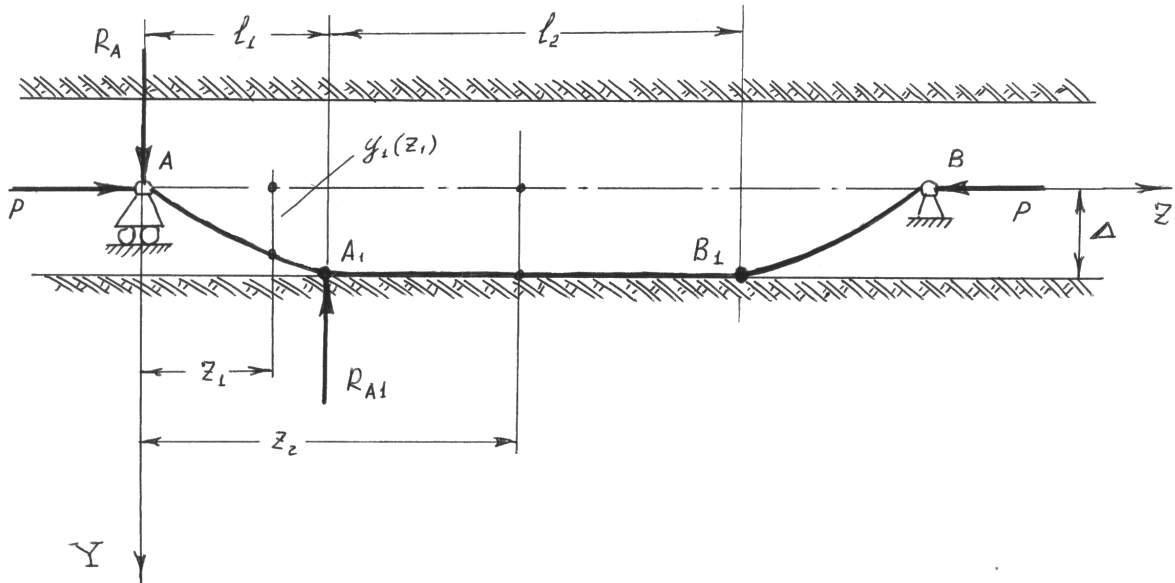


Рисунок 8 – Стискання стрижня в обмеженому просторі

Нехай стрижень AB стискається осьюовою силою P , яка менша від критичної

$$P < P_c = \frac{EI\pi^2}{l},$$

де EI, l – жорсткість стрижня на згин та його довжина відповідно.

За таких умов стрижень займатиме прямолінійну форму пружної рівноваги, а його вісь співпадатиме із штрихпунктирною лінією AB (див. рис. 8). При поступовому збільшенні сили P стрижень втратить стійкість і займе положення $A-A_1-B_1-B$. Варто зазначити, що утвориться так звана ділянка прилягання A_1-B_1 .

Розглянемо ділянку довжиною l_1 . Оскільки стрижень невагомий, то $|R_A| = |R_{A1}|$. Згинальний момент в перерізі z_1 становитиме

$$M_1(z_1) = -R_A z_1 + P y_1(z_1).$$

Відтак диференціальне рівняння пружної осі запишемо

$$EI \frac{d^2 y_1(z_1)}{dz_1^2} = R_A z_1 - P y_1(z_1).$$

Розв'язок даного дифрівняння матиме вигляд

$$y_1(z_1) = C_1 \sin(kz_1) + C_2 \cos(kz_2) + \frac{R_A z_1}{P}, \quad (1)$$

де

$$k^2 = \frac{P}{EI}.$$

Визначимо змінні інтегрування, використавши крайові умови. При $y_1(0) = 0$ отримаємо, що $C_2 = 0$. Наступна крайова умова $y_1(l_1) = \Delta$. В даному випадку матимемо

$$\Delta = C_1 \sin(kl_1) + \frac{R_A l_1}{P}. \quad (2)$$

Також можемо записати $y_1'(l_1) = 0$. В результаті отримаємо рівняння

$$C_1 k \cos(kl_1) + \frac{R_A}{P} = 0. \quad (3)$$

Тепер розглянемо ділянку довжиною l_2 . Оскільки дана ділянка стрижня прямолінійна, згинальний момент в поперечному перерізі повинен дорівнювати нулю. З іншого боку,

$$M_2(z_2) = P\Delta - R_A z_2 + R_{A1}(z_2 - l_1),$$

або, враховуючи $|R_A| = |R_{A1}|$,

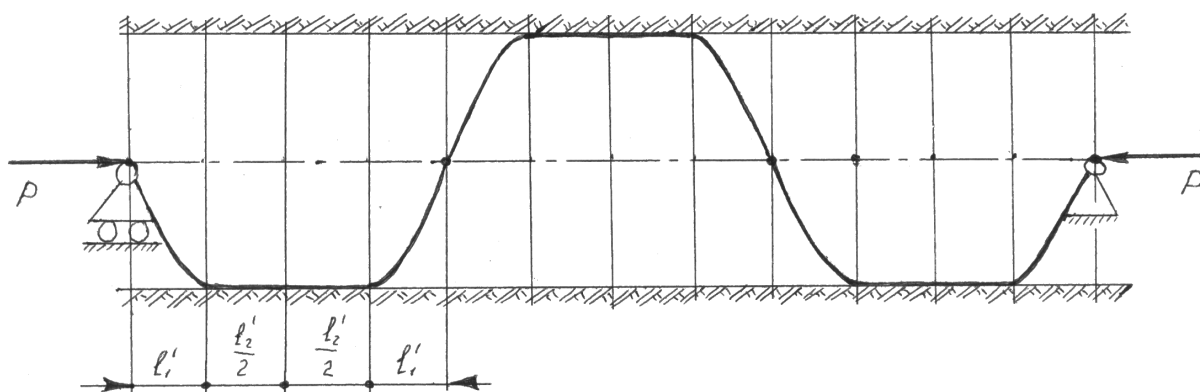


Рисунок 9 – Форма пружної осі стрижня при втраті стійкості ділянкою A_1-B_1

$$M_2(z_2) = P\Delta - R_A z_2 + R_A(z_2 - l_1).$$

Розглянемо точку $z_2 = l_1$. Будемо мати

$$0 = P\Delta - R_A l_1,$$

або

$$R_A = \frac{P\Delta}{l_1}. \quad (4)$$

Підставивши значення реакції R_A з рівняння (4) у систему із рівнянь (2) та (3), отримаємо такі значення невідомих величин:

$$C_1 = \frac{\Delta}{\pi}, \quad l_1 = \frac{\pi}{k},$$

або

$$l_1^2 = \frac{\pi^2 EI}{P},$$

звідки

$$P = \frac{\pi^2 EI}{l_1^2}. \quad (5)$$

Запишемо формулу (5) для випадку, коли $l_1 = 0,5l$

$$P = \frac{4\pi^2 EI}{l^2}.$$

Отже, можемо зробити такий важливий висновок: у разі виконання нерівності

$$\frac{\pi^2 EI}{l^2} \leq P \leq \frac{4\pi^2 EI}{l^2},$$

стрижень втрачає стійкість, деформується та доторкається до стінки в одній точці. При

$$\frac{4\pi^2 EI}{l^2} \leq P,$$

почне утворюватися ділянка прилягання A_1-B_1 (рис. 8), про яку було згадано вище. За подальшого збільшення осьової сили, ділянка A_1-B_1 втратить стійкість при

$$P = \frac{4\pi^2 EI}{l_2^2}. \quad (6)$$

Прирівнявши праві частини формул (5) та (6)

$$\frac{\pi^2 EI}{l_1^2} = \frac{4\pi^2 EI}{l_2^2},$$

отримаємо $2l_1 = l_2$. З іншого боку, згідно із рис. 8, можемо записати

$$l_2 = l - 2l_1,$$

або

$$2l_1 = l - 2l_1,$$

звідки

$$l_1 = \frac{l}{4}. \quad (7)$$

Підставимо значення l_1 із рівності (7) у формулу (5). В результаті отримаємо:

$$P = \frac{16\pi^2 EI}{l^2}.$$

Отже, можемо стверджувати: при стискачій силі

$$\frac{16\pi^2 EI}{l^2} \leq P,$$

ділянка A_1-B_1 втратить стійкість, і стрижень займе положення, зображене на рис. 9.

Фактично стрижень AB довжиною l розділиться на три рівні частини (див. рис. 9). Стосовно кожної із них можна використовувати вищенаведені міркування, прийнявши l_1' замість l_1 та l_2' замість l_2 . Відтак, при досягненні силою P величини, при якій $l_2' = 2l_1'$ ділянка l_2' втратить стійкість і середньою точкою доторкнеться до протилежної стінки свертловини. З теоретичної точки зору, за збільшення сили P цей процес може повторюватися нескінченну кількість разів. Загалом для деякої форми пружної рівноваги можемо записати

$$\frac{4\pi^2 EI(3^{i-1})^2}{l^2} \leq P \leq \frac{16\pi^2 EI(3^{i-1})^2}{l^2}, \quad (7)$$

де i – порядковий номер форми пружної рівноваги (тут вважаємо, що для форми пружної рівноваги на рис. 8 $i=1$, на рис. 9 – $i=2$).

Таким чином, використовуючи нерівність (7), ми завжди можемо визначити, якої форми

пружної рівноваги набуде стрижень довжиною l та жорсткістю EI під дією стискаючої сили P .

Визначимо, які нормальні напруження виникають в поперечному перерізі стрижня. Враховуючи, що $C_2 = 0$, рівняння (1) набуде вигляду

$$y_1(z_1) = C_1 \sin(kz_1) + \frac{R_A z_1}{P},$$

або, враховуючи вищевикладений матеріал,

$$y_1(z_1) = \frac{\Delta}{\pi} (\sin(kz_1) + kz_1). \quad (8)$$

Помноживши подвійну похідну від функції пружної осі (8) на жорсткість, отримаємо величину згинального моменту

$$M_1(z_1) = -\frac{EI \Delta k^2 \sin(kz_1)}{\pi}.$$

Тоді максимальне значення згинального моменту описуватиметься виразом

$$M_{\max} = \frac{EI \Delta k^2}{\pi}.$$

Отже, максимальне нормальне напруження в стрижні можна визначити за формулою

$$\sigma = \frac{P}{A} + \frac{M_{\max} d}{2I_x}, \quad (9)$$

де A – площа поперечного перерізу;

d – зовнішній діаметр стрижня;

I_x – момент інерції поперечного перерізу.

Розглянемо приклад розрахунку. Вихідні дані отримано із роботи [3]. Як вже зазначалося, конструкція бурильного снаряду така: КНБК довжиною 7 м; сталеві бурильні труби діаметром 88,9 мм, довжиною 27 м; легкосплавні бурильні труби підвищеної міцності ЛБТПН діаметром 103 мм і довжиною 2904 м; легкосплавні бурильні труби підвищеної міцності ЛБТПН діаметром 1473 мм і довжиною 3162 м; легкосплавні бурильні труби підвищеної міцності ЛБТПН діаметром 150 мм і довжиною 135 м; обважені сталеві бурильні труби УБТС діаметром 135 мм і довжиною 135 м. В свою чергу, свердловина складається із 5-ти ділянок від устя до вибою: 1 – вертикальна прямолінійна ділянка; 2 – перша ділянка набору зенітного кута; 3 – нахилена прямолінійна ділянка; 4 – друга ділянка набору зенітного кута; 5 – горизонтальна прямолінійна ділянка.

Згідно із даними авторів [3], у горизонтальній прямолінійній ділянці свердловини знаходяться: КНБК довжиною 7 м; сталеві бурильні труби діаметром 88,9 мм та довжиною 27 м; легкосплавні бурильні труби підвищеної міцності ЛБТПН діаметром 103 мм і довжиною 2200 м.

Проаналізуємо стійкість та напружено-деформований стан легкосплавних бурильних труб. Для початку визначимо осьову силу, яка стискає секцію ЛБТПН. Для цього визначимо сумарну силу розтягу, яку б створювала вся колона бурильних труб у підвищеному стані. В даному випадку

$$Q_{\Sigma} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4.$$

Тут Q_1, Q_2, Q_3, Q_4 – відповідно сили розтягу, що створюються: секцією обважених сталевих бурильних труб УБТС діаметром 135 мм і довжиною 135 м; секцією легкосплавних бурильних труб підвищеної міцності ЛБТПН діаметром 150 мм і довжиною 135 м; секцією легкосплавних бурильних труб підвищеної міцності ЛБТПН діаметром 147,3 мм і довжиною 1630 м; секцією легкосплавних бурильних труб підвищеної міцності ЛБТПН діаметром 147,3 мм і довжиною 1262 м.

Для визначення сил розтягу використано формулу

$$Q_i = q_i l_i (\cos \alpha_i - \mu \sin \alpha_i), \quad (10)$$

де q_i – вага одиниці довжини труб відповідно до типорозміру в буровому розчині;

l_i – довжина відповідної секції бурильних труб;

α_i – зенітний кут свердловини;

μ – коефіцієнт тертя між бурильною колоною та стінкою свердловини;

i – 1, 2, 3, 4.

Підставивши у формулу (10) відповідні величини для кожного типорозміру труб, взяті з робіт [3, 9, 10], отримаємо $Q_{\Sigma} = 638141$ Н. Згідно із [3] навантаження на гаку становило 519 кН. Тому осьова сила на долото рівна різниці цих величин і становить $P = 119141$ Н.

З'ясуємо, яку форму пружної рівноваги має колона труб ЛБТПН діаметром 103 мм, скориставшись для розрахунку формулою (7). Отримаємо $99879 < 119141 < 399516$, при $i=6$. Отже, є підстава стверджувати, що за даних умов колона займатиме шосту форму пружної рівноваги.

Максимальні напруження стискання, які при цьому виникають, визначені за формулою (9), становлять $30,6$ МПа.

Як свідчать результати розрахунку, величина осьової сили, що стискає бурильну колону у горизонтальному стовбурі свердловини, може бути більшою від критичної. В результаті пружна вісь колони набуватиме хвилеподібної форми від втрати стійкості. Це, в свою чергу, зумовлюватиме появу додаткових нормальних напружень від згину в поперечному перерізі бурильних труб.

Враховуючи той факт, що напружено-деформований стан колони є визначальним фактором, який впливає на її ресурс, можна стверджувати, що використання даної розрахункової методики дозволить підвищити точність прогнозування довговічності легкосплавних бурильних труб при їх стисканні у горизонтальних ділянках свердловин.

Література

1 Oil and gas well drilling [web resource]: «Shale gas module – Spring 2011» / [Jeff Tester, George Stutz, Chad Augustine, etc]. – Massachusetts, 2011. – 51 p.

2 Shale gas challenges. Technologies over the asset life cycle [web resource]: «U.S.–China Oil and Gas Industry Forum» / [Robert Kennedy]. – 2010. – 36 p.

3 Проектирование бурильных колонн для бурения горизонтальных скважин большой протяженности [Электронный ресурс]: «Бурение 2005» / [Басович В.С., Гельфгат М.Я.]. – Москва, 2005. – 19 с.

4 Глушич В.Г. Вигин бурильної колони та вибір траєкторії буріння горизонтального бічного стовбура свердловини / В.Г. Глушич // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2002. – № 3 (4). – С. 64 – 66.

5 Івасів В.М. Напружено-деформований стан бурильної колони у свердловинах, ускладнених виробками / В.М. Івасів, Р.В. Рачкевич, М.М. Яворський [та ін.] // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2004. – №4 (13). – С. 113 – 116.

6 Рачкевич Р.В. Взаємодія бурильної колони зі стінками свердловини в місцях утворення жолобів та каверн / Р.В. Рачкевич, А.А. Козлов, В.М. Сенчішак [та ін.] // Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент – техника и технология его изготовления и применения: сборник научных трудов. – 2010. – № 13. – С. 47 – 51.

7 Чудик І.І. Розвиток наукових основ буріння скерованих свердловин з мінімальними витратами енергії: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня д-ра. техн. наук: спец. 05.15.10 «Буріння свердловин» / Чудик Ігор Іванович; Івано-Франків. нац. техн. ун-т нафти і газу, 2011. – 30 с.

8 Феодосьев В.И. Избранные задачи и вопросы по сопротивлению материалов / В.И. Феодосьев – М.: Наука, 1977. – 376 с.

9 Иогансен К.В. Спутник буровика: справочник; 3-е изд., перераб. и доп. / К.В. Иогансен. - М.: Недра, 1990. – 303 с.: ил.

10 Буровое оборудование [Текст]: справочник: В 2-х т. Т. 2. Буровой инструмент / [В.Ф. Абубакиров, Ю.Г. Буримов, А.Н. Гноевых и др.]. – М.: Недра, 2003. – 494 с.: ил.

Стаття надійшла до редакційної колегії

09.07.12

Рекомендована до друку професором

Івасівим В.М.