

УДК 539.3  
UDC 539.3

### МІНІМІЗАЦІЯ СИЛ ОПОРУ РУХУ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ В ТОЧКАХ РОЗРИВУ КРИВИНИ ОСІ СВЕРДЛОВИНИ

*Андрусенко О.М.*, кандидат технічних наук, Національний транспортний університет, Київ, Україна, a.andrusenko@gmail.com, orcid.org/0000-0001-9986-5888

*Глазунов С.М.*, Національний транспортний університет, Київ, Україна, s.glazunov2018@gmail.com, orcid.org/0000-0002-1920-0040

### MINIMIZATION OF RESISTANCE FORCES IN MOTION OF DRILL STRING INSIDE A BORE-HOLE WITH DISCONTINUOUS AXIS

*Andrusenko E.N.*, Ph.D., National Transport University, Kiev, Ukraine, a.andrusenko@gmail.com, orcid.org/0000-0001-9986-5888

*Glazunov S.N.*, National Transport University, Kiev, Ukraine, s.glazunov2018@gmail.com, orcid.org/0000-0002-1920-0040

### МИНИМИЗАЦИЯ СИЛ СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЮ БУРИЛЬНОЙ КОЛОННЫ В ТОЧКАХ РАЗРЫВА КРИВИЗНЫ ОСИ СКВАЖИНЫ

*Андрусенко Е.Н.*, кандидат технических наук, Национальный транспортный университет, Киев, Украина, a.andrusenko@gmail.com, orcid.org/0000-0001-9986-5888

*Глазунов С.Н.*, Национальный транспортный университет, Киев, Украина, s.glazunov2018@gmail.com, orcid.org/0000-0002-1920-0040

#### **Постановка проблеми.**

Спосіб проектної та практичної прокладки траєкторій глибоких багатосекційних похило-спрямованих свердловин, що включають заданий або реалізований при бурінні геометричний обрис осьової лінії свердловини у вигляді комбінації її прямолінійних і криволінійних секцій різної кривини, що відрізняється тим, що з метою зменшення сил контактної взаємодії між бурильною колоною і стінкою свердловини в місці сполучення суміжних секцій, супутнього зменшення сил опору (тертя) руху колони в свердловині, зниження рівня згинальних напружень в колоні, зменшення зносу труб колони при її протягуванні і обертанні і зниження енерговитрат при виконанні спуско-підйомних операцій і бурінні, розрив кривини осі свердловини згладжують шляхом вставки в точці сполучення малої проміжної ділянки в формі кубічної параболі, такої що на одному її кінці його радіус кривини збігається з радіусом кривини першої секції, що сполучається, а на другому кінці його радіус кривини збігається з радіусом кривини другої секції.

В результаті такого способу сполучення суміжних секцій криволінійної свердловини досягається плавний перехід від одного радіуса кривини до іншого і згладжується траєкторія осьової лінії, за рахунок чого забезпечується мінімізація сил опору переміщенню бурильної колони.

#### **Аналіз останніх досліджень і публікацій.**

Як правило, задачі проектування траєкторій глибоких нафтових і газових похилих і горизонтальних свердловин проводяться на основі геометричного аналізу обрисів таких свердловин без вичерпного врахування механічних аспектів, супутніх цій процедурі. На практиці, як правило, проектування криволінійних свердловин здійснюється методом мінімальної кривини, відповідно до якого траєкторія свердловини представляється у вигляді комбінації декількох прямолінійних секцій, з'єднаних один з одним дугами кіл так, що кут нахилу дотичної до осі свердловини змінюється безперервно (секції *AB*, *BC* і *CD* на рис. 1). Однак при цьому кривина (тобто радіус кривини і пружний згинальний момент в колоні) виявляється розривною функцією, яка призводить до збільшення сил контакту між колоною і стінкою свердловини.

Польовими спостереженнями було встановлено, що геометрія свердловини істотно впливає на сили тертя, що діють на бурильну колону при її русі. Як правило, ці сили визначають максимальне горизонтальне подовження свердловини, яке може бути досягнуте без прихоплення колони або її поперечного випинання. Тому проблемі зменшення сил тертя за рахунок вибору раціональної геометрії свердловини приділяється велика увага. Щоб оцінити ці ефекти були розроблені

математичні моделі і програмні комплекси, за допомогою яких проводилися розрахунки сил тертя і опору. Однак ці моделі були створені за спрощеними схемами, заснованими на гіпотезах, які передбачають, що бурильна колона є гнучкою ниткою, що не володіє згинальною жорсткістю [1, 2]. Такі гіпотези дозволяють спростити розрахунки, але вони прийнятні тільки для траєкторій з кривиною, що плавно змінюється, і призводять до помітних похибок при використанні методу мінімальної кривини для реальних бурильних колон в місцях сполучення секцій свердловин з розривами геометрії. Однак невраховані за допомогою таких моделей сили тертя і опору призводять до наступних негативних ефектів

- вони призводять до погіршення рухливості бурильної колони в свердловині і зниження провідності крутний моментів від верхнього приводного пристрою до долота на дні свердловини;
- вони призводять до збільшення стискають осьових сил в бурильній колоні, що сприяють їй як локальному, так і глобальному випинанню;
- вони сприяють зносу труб бурильних колон;
- вони призводять до збільшення енерговитрат на процес буріння;
- вони можуть призвести до прихоплення бурильної колони.

Тому авторами даної роботи був розроблений більш точний програмний комплекс, заснований на моделі теорії пружних криволінійних стрижнів, який дозволяє більш точно моделювати сили тертя і опору в місцях сполучення секцій бурильних колон і розробляти заходи щодо зменшення їх впливу.

#### Результати комп'ютерного моделювання.

Проілюструємо ці ефекти на прикладі складової колони  $ABCD$  (рис. 1). Вона складається з двох прямолінійних сегментів  $AB$  і  $CD$  та однієї секції  $BC$  в формі дуги кола. Щоб вивчити сили, що діють на колону, введемо координатний параметр  $s$ , який визначається довжиною осевої лінії свердловини від деякої початкової точки до поточної. З його допомогою можна підрахувати згинальний момент у всіх точках осі колони і, особливо, в секції  $BC$  (рис. 2).

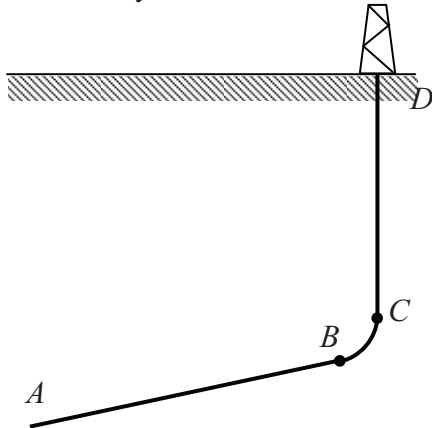


Рисунок 1 – Багатоланкова траєкторія свердловини  
Figure 1 – Multilink trajectory of a bore-hole

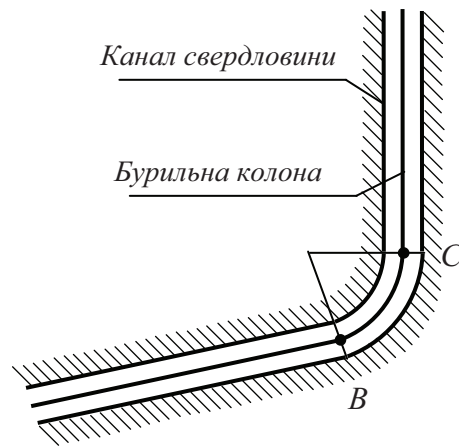


Рисунок 2 – Схема бурильної колони в каналі свердловини  
Figure 2 – Schematic of a drill string in a bore-hole channel

Оскільки геометрія колони задана, внутрішній згинальний момент  $M$  і зовнішні розподілені (локалізовані) контактні сили можуть бути легко підраховані. Дійсно, згинальний момент  $M(s)$  визначається формулою

$$M(s) = EI \cdot k = EI/R, \quad (1)$$

де  $E$  – модуль пружності матеріалу труби колони,  $I$  – момент інерції перерізу колони,  $k$  – її кривина,  $R$  – радіус кривини.

У зв'язку з цим момент  $M(s)$  дорівнює нулю на прямолінійних сегментах  $AB$  і  $CD$  і залишається сталим  $M(s) = EI/R$  всередині дуги  $BC$ . Графік цієї функції представлений на рис. 3.

З використанням формули

$$F(s) = dM(s)/ds \quad (2)$$

для внутрішньої перерізуючої сили  $F(s)$  можна зробити висновок, що вона дорівнює нулю на всьому відрізку  $AD$  крім точок сполучення  $B$  і  $C$ , де вона приймає нескінченно великі значення, так як функція  $M(s)$  є розривною.

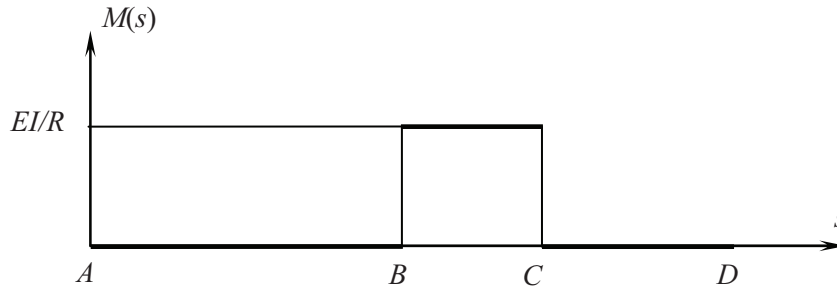


Рисунок 3 – Діаграма функції моменту  $M(s)$  у зігнутому стрижні  
Figure 3 – Diagram of moment function  $M(s)$  in a bent rod

І далі з використанням рівняння

$$dF(s)/ds = -f^{конм}(s) \quad (3)$$

пружної рівноваги елемента труби, де  $f^{конм}$  – зовнішня розподілена контактна сила, можна знову зробити висновок, що  $f^{конм}(s)$  всюди виявляється рівною нулю, за винятком точок сполучення  $B$  і  $C$ , де вона теж обертається до нескінченності, так як розривною є функція  $F(s)$ .

Використовуючи ці прості диференціальні викладки, можна прийти до висновку, що конфігурація колони всередині каналу свердловини, представлена на рис. 2, може бути утворена тільки системою силових впливів у формі зосереджених згинальних моментів, прикладених у точках  $B$  і  $C$  (рис. 4). Але в свою чергу, кожен момент  $M$  може бути викликаний тільки парою зовнішніх контактних сил  $Q$  з плечима  $h$  (рис. 5)

$$M = Q \cdot h \quad (4)$$

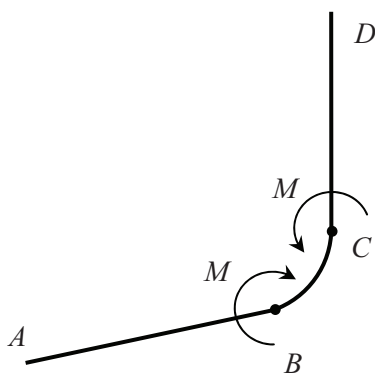


Рисунок 4 – Геометрія стрижня під дією двох зовнішніх згинальних моментів  
Figure 4 – Geometry of the rod under action of two bending moments

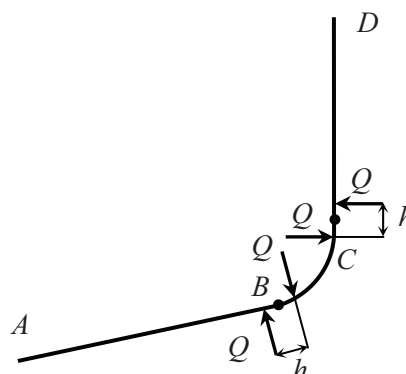


Рисунок 5 – Схема двох пар сил  $Q$  в точках  $B$  і  $C$   
Figure 5 – Schematic of two force pairs at points  $B$  і  $C$

У реальності кожна з цих сил не є зосередженою, завдяки пружній піддатливості скельної породи і може бути представлена як результуюча контактних розподілених сил  $f^{конм}$  (рис. 6). Очевидно, що чим менше отвір між стінкою свердловини і бурильної колоною, тим менше плече  $h$  і

згідно рівностей (3), (4), тим більше  $Q$  і сила  $f^{конт}$ . У зв'язку з їх збільшенням при протягуванні колони в свердловині збільшуються сили тертя, а тому зменшується сила, що діє на долото, стає можливим випинання колони і її прихоплення, збільшується швидкість зношування труби колони і т.д.

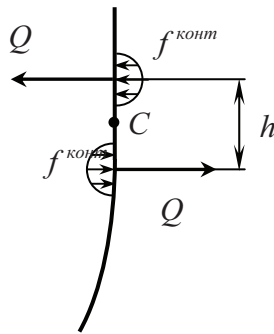


Рисунок 6 – Схема зосереджених ( $Q$ ) і розподілених ( $f^{конт}$ ) контактних сил  
Figure 6 – Schematic of concentrated ( $Q$ ) and distributed ( $f^{конт}$ ) contact forces

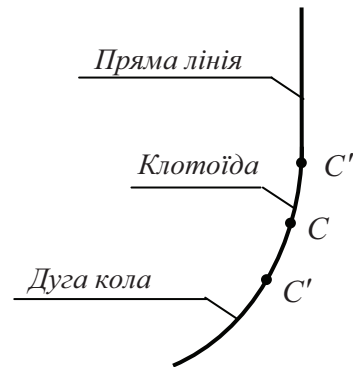


Рисунок 7 – Схема стрижня з клоатоїдною вставкою  $C'C''$   
Figure 7 – Schematic of a rod with clothoid insert  $C'C''$

З огляду на ці доводи, можна зробити висновок, що поєднання двох ділянок труб з різними кривинами може привести до збільшення сил контактної і фрикційної взаємодії та зменшення рухливості колони. Для зменшення цих негативних ефектів може бути запропоновано згладжування розриву кривини свердловини шляхом введення в точках  $B$  і  $C$  малих перехідних ділянок свердловини з геометрією кубічної парабoli, в якій при малій довжині радіус кривини змінюється майже лінійно (рис. 7). У цьому випадку графік, представлений на рис. 3, представляє форму, дану на рис. 8 а.

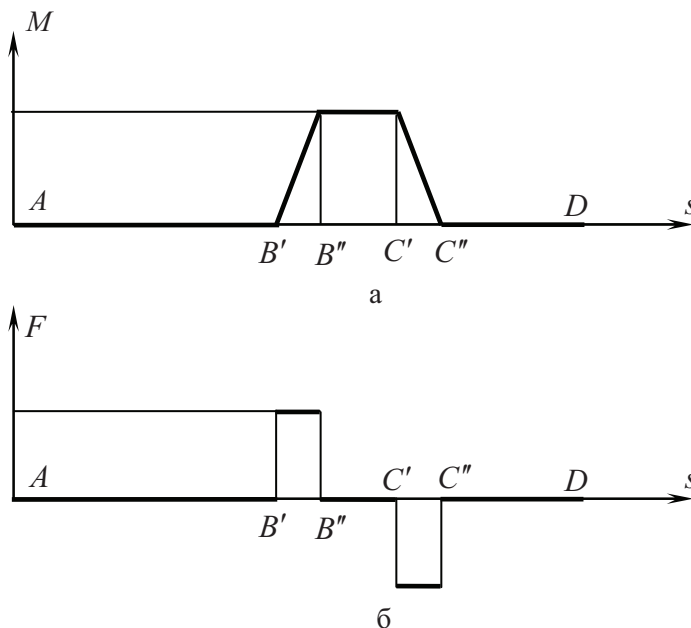


Рисунок 8 – Схеми функцій  $M$  (а) і  $F$  (б) у стрижні з клоатоїдальними вставками  $B'B''$  і  $C'C''$   
Figure 8 – Schematic of  $M$  (а) і  $F$  (б) functions in a rod with clothoid inserts  $B'B''$  and  $C'C''$

Після цього функція  $M(s)$  стала неперервною, але в точках  $B'$ ,  $B''$ ,  $C'$  і  $C''$  вона є ламаною. Тому відповідно до рівності (2) внутрішня перерізувача сила  $F(s)$  відрізняється від нуля тільки на перехідних гіперболічних ділянках  $B'B''$  і  $C'C''$  (рис. 8 б), в той час як зовнішня контактна сила  $f^{конт}(s)$  (відповідно до рівності (3)) є нульовою всюди, крім точок  $B'$ ,  $B''$ ,  $C'$  і  $C''$ , де вона є розривною. Ця розривність може бути пов'язана тільки з зовнішньою розподіленою контактною

силою  $f^{конт}$  і результуючою  $Q$ . Але в цій ситуації відстань між силами  $Q$  приблизно дорівнює довжині кубічної параболи  $B'B''$ , яка не є малою і тому  $f^{конт}$ , фрикційна сила  $f^{мер}$  і перерізувача сила вже не є великими.

Кубічна парабола є найпростішою кривою, кривина якої на малих відрізках змінюється лінійно. Дійсно, її рівняння в параметричній формі має вигляд

$$x = bs^3, \quad z = s \quad (5)$$

Кривина цієї лінії дорівнює

$$k = 6bs / [1 + (3bs^2)^2]^{3/2} \quad (6)$$

Якщо обрано коротку ділянку кривої, то  $(3bs^2)^2 \ll 1$  і рівність (6)

$$k = 6bs \quad (7)$$

В цьому випадку згинальний момент також змінюється лінійно всередині перехідної ділянки (рис. 7) і ефект локального збільшення в цій зоні внутрішніх і зовнішніх сил пом'якшується.

Наведені доводи роз'яснюють тільки якісну сторону проблеми, оскільки вони не враховують вплив зазору між трубою колони і стінкою свердловини, який знижує гостроту цих ефектів. Проте, вони характеризують головні недоліки, що вносяться розривами кривини траєкторії свердловини.

З метою підтвердження ефекту впливу розриву кривини траєкторії на значення фрикційних сил опору, що породжуються при русі бурильної колони в криволінійній свердловині, розглянемо модель свердловини (рис. 9) з сегментами  $AB$  і  $CD$  і малої кривини, з'єднаними дугою кола  $BC$ . Їх радіуси складають  $R_1$ ,  $R_2$  і  $R_3$ , а кути охоплення дорівнюють  $\alpha_1 = 15^\circ$ ,  $\alpha_2 = 60^\circ$  і  $\alpha_3 = 15^\circ$ , відповідно.

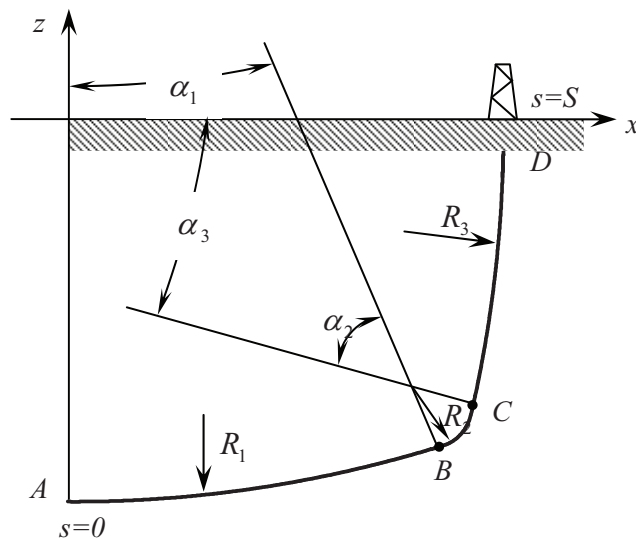


Рисунок 9 – Геометрична схема траєкторії свердловини  
Figure 9 – Geometry scheme of a bore-hole trajectory

Щоб виконати комп'ютерне моделювання механічної поведінки БК, використовується математична модель пружного криволінійного стержня, розроблена в публікаціях [2- 5]. Відповідно до неї, вивчення цієї конструкції найбільш зручно із застосуванням природного тригранника Френе з одиничними векторами головної нормалі  $\mathbf{n}$ , бінормалі  $\mathbf{b}$  і дотичної  $\mathbf{t}$

$$\mathbf{t} = \frac{d\mathbf{p}}{ds}, \quad \mathbf{n} = R \frac{d\mathbf{t}}{ds}, \quad \mathbf{b} = \mathbf{t} \times \mathbf{n} \quad (8)$$

де  $\rho(s) = x\mathbf{i} + y\mathbf{j} + z\mathbf{k}$  – радіус-вектор елемента свердловини в системі координат  $Oxyz$ ;  $\mathbf{i}$ ,  $\mathbf{j}$ ,  $\mathbf{k}$  – орти цієї системи;  $R$  – радіус кривини.

Вважаючи, що процес протягування БК в каналі свердловини відбувається з постійною швидкістю  $v$ . Тоді вектор  $\mathbf{f}(s)$  зовнішніх розподілених сил, що діють на БК, може бути представлений у вигляді

$$\mathbf{f}(s) = \mathbf{f}^{ep} + \mathbf{f}^{конт} + \mathbf{f}^{мер}. \quad (9)$$

де  $\mathbf{f}^{ep}$  – сила тяжіння,  $\mathbf{f}^{конт}$  – сила контактної взаємодії між поверхнями БК і свердловини,  $\mathbf{f}^{мер}$  – сила фрикційної взаємодії між цими поверхнями.

З використанням системи відліку  $\mathbf{n}$ ,  $\mathbf{b}$ ,  $\mathbf{t}$  рівняння рівноваги елемента БК можуть бути представлені у скалярній формі [2 - 5]:

$$\begin{aligned} \frac{dF_n}{ds} &= -k_R F_t + k_T F_b - f_n^{ep} - f_n^{конт}, \\ \frac{dF_b}{ds} &= -k_T F_n - f_b^{ep} - f_b^{конт}, \\ \frac{dF_t}{ds} &= k_R F_n - f_t^{ep} - f_t^{мер}, \\ 0 &= -k_R M_t + EI k_R k_T + F_b, \\ \frac{dk_R}{ds} &= -\frac{1}{EI} F_n, \\ \frac{dM_t}{ds} &= m_t^{мер}, \end{aligned} \quad (10)$$

де  $EI$  – жорсткість БК при згині;  $F_n$ ,  $F_b$ ,  $F_t$  – відповідні компоненти вектора внутрішніх сил;  $k_R$  – кривина БК;  $k_T$  – її скрут;  $M_t$  – внутрішній крутний момент,  $m_t^{мер}$  – зовнішній розподілений момент.

Ця система може бути чисельно проінтегрована методом Рунге–Кутти [6-8].

Щоб продемонструвати ефект впливу розриву функції кривини траєкторії свердловини на сили опору руху БК в її каналі, було виконано комп'ютерне моделювання цього ефекту. Спочатку розглянуті випадки, коли осьова лінія свердловини складена з кругових сегментів  $AB$ ,  $BC$  і  $CD$  без локального згладжування кривини в точках  $B$  і  $C$  (рис. 9). Потім в цих точках були вставлені короткі секції  $B'B''$  і  $C'C''$  в формі кубічних парабол і, як показано на рисунках 7 і 8, розриви кривини були усунені з використанням кубічних сплайнів.

Розв'язання рівнянь (10) були побудовані методом Рунге–Кутта з кроком  $\Delta s = S/1330$  інтегрування, де  $S$  повна довжина осьової лінії свердловини. Вона була підрахована за формулою

$$S = R_1\varphi_1 + R_2\varphi_2 + R_3\varphi_3. \quad (11)$$

Всього розглянуто чотири задачі. Вони відрізняються значеннями радіусів  $R_1$ ,  $R_2$ ,  $R_3$  які склали  $R_1=1800$  м,  $R_2=48$  м,  $R_3=1200$  м (задача 1);  $R_1=3600$  м,  $R_2=96$  м,  $R_3=2400$  м (задача 2);  $R_1=9000$  м,  $R_2=240$  м,  $R_3=6000$  м (задача 3) і  $R_1=18000$  м,  $R_2=480$  м,  $R_3=12000$  м (задача 4). Значення довжини  $S$  свердловини і різниці значень кривини в точках  $B$  і  $C$  наведені в таблиці 1.

Були вибрані наступні вихідні дані по матеріалу труби БК: модуль пружності  $E = 2,1 \cdot 10^{11}$  Па, щільність  $\gamma = 7800$  кг·м<sup>3</sup>,  $g = 9,81$  м·с<sup>-2</sup>. Розглянуто два типи поперечного перерізу труби. У першому випадку її зовнішній і внутрішній радіуси дорівнюють  $r_1 = 0,08415$  м і  $r_2 = 0,07415$  м. При цьому товщина труби склала  $\delta = 0,01$  м, момент інерції її поперечного перерізу  $I = 1,564 \cdot 10^{-5}$  м<sup>4</sup>, погонна сила тяжіння  $f^{ep} = 380,5$  Н/м. У другому випадку  $r_1 = 0,1$  м,

$r_2 = 0,088 \text{ м}$ ,  $\delta = 0,012 \text{ м}$ ,  $I = 3,144 \cdot 10^{-5} \text{ м}^4$  і  $f^{zp} = 542,3 \text{ Н/м}$ . Крім того, при комп'ютерному моделюванні коефіцієнт тертя задавався рівним  $\mu = 0.3$  і  $0.4$ .

Таблиця 1 - Геометричні параметри траєкторії свердловини  
Table 1 – Geometry parameters of the bore-hole trajectory

Задача №	$R_1$ (м)	$R_2$ (м)	$R_3$ (м)	$S$ (м)	$k_2 - k_1$ (точка B) (м <sup>-1</sup> )	$k_2 - k_3$ (точка C) (м <sup>-1</sup> )
1	1800	48	1200	835.7	0.02028	0.020
2	3600	96	2400	1671.3	0.01014	0.010
3	9000	240	6000	4178.3	0.00406	0.004
4	18000	480	12000	8356.6	0.00203	0.002

Для кожної комбінації розрахункових даних задача 1 розв'язувалась при різних довжинах параболічних секцій  $B'B''$  і  $C'C''$ . Спочатку вона була розв'язана без сплайн-інтерполяції (випадок 1). Потім досліджені випадки з параболічними вставками, довжини яких склали два, п'ять і десять кроків інтегрування  $\Delta s$  (випадки 2 – 4, відповідно). Результати розрахунків функції  $f_t^{mep}(s)$  для задачі 1 наведені на рис. 10. Криві 1 – 4 (випадки 1 – 4) відповідають відповідним довжинам секції  $B'B''$  и  $C'C''$ . Можна бачити, що якщо сектори кругових дуг з'єднані без згладжування, то функція сили тертя  $f_t^{mep}(s)$  має пікові значення в точках  $B$  і  $C$  (крива 1). У той же час включення перехідних кубічних секцій (криві 2 – 4 для довжин  $2\Delta s$ ,  $5\Delta s$  і  $10\Delta s$ , відповідно) дозволяє істотно вплив розриву кривини.

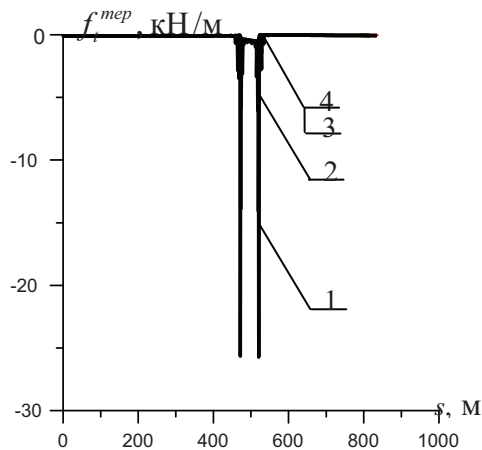


Рисунок 10 – Графік розподіленої сили  $f_t^{mep}(s)$  (задача 1,  $I=1.564 \cdot 10^{-5} \text{ м}^4$ ,  $\mu = 0.3$ )

Figure 10 – Diagram of distributed force  $f_t^{mep}(s)$  (case 1,  $I=1.564 \cdot 10^{-5} \text{ м}^4$ ,  $\mu = 0.3$ )

Як свідчать графіки, наведені на рис. 11, локальне збільшення функції  $f_t^{mep}(s)$  пов'язано також зі зростанням швидкості збільшення внутрішньої осьової сили  $F_t(s)$  в точках  $B$  і  $C$ , якщо розрив функції кривини збережений (крива 1). Однак згладжування кривини траєкторії дозволяє зменшити цю силу (криві 2 – 4, відповідно). Такий самий висновок можна зробити щодо функції внутрішнього крутного моменту  $M_t(s)$  (рис. 12).

Виявлені особливості стають більш очевидними при збільшенні згинальної жорсткості БК.

Для оцінки залежності напружено деформованих станів БК від величин розриву функцій кривини результати розрахунків для задач 1 – 4 і випадків 1, 4 при  $\mu = 0,3$  зведені в таблиці 2. Вони представляють пікові значення функцій  $f_t^{mep}(B)$ ,  $f_t^{mep}(C)$  і осьової сили  $F_t(D)$  у верхній точці  $D$  для траєкторій з розривами траєкторії (верхні числа) і траєкторій зі згладжуючими вставками довжиною  $10\Delta s$  (нижні числа).

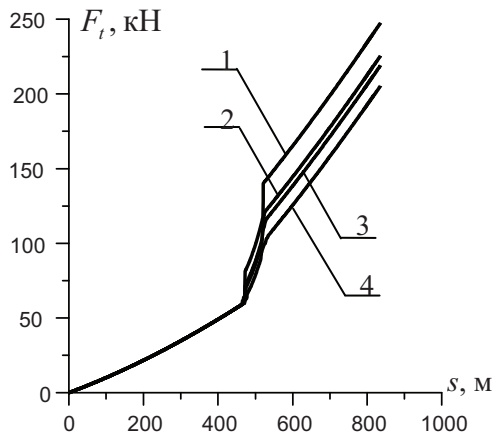


Рисунок 11 – Графіки осьових сил  $F_t(s)$  (задача 1)

Figure 11 – Graph of axial force  $F_t(s)$  (case 1)

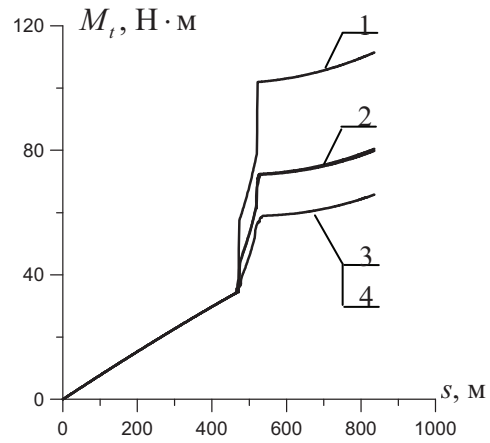


Рисунок 12 – Графік функції крутного моменту  $M_t(s)$  (задача 1)

Figure 12 – Graph of torque  $M_t(s)$  (case 1)

Таблиця 2 - Екстремальні значення сил тертя  $f_t^{mep}$  і внутрішньої осьової сили  $F_t$  при коефіцієнті тертя  $\mu = 0.3$

Table 2 – Extremal values of frequency ( $f_t^{mep}$ ) and internal axial ( $F_t$ ) forces at friction coefficient  $\mu = 0.3$

Задача №	$I=1.564 \cdot 10^{-5} \text{ м}^4, f^{zp} = 380.5 \text{ Н/м}$			$I=3.144 \cdot 10^{-5} \text{ м}^4, f^{zp} = 542.3 \text{ Н/м}$		
	$f_t^{mep}(B)$ (кН/м)	$f_t^{mep}(C)$ (кН/м)	$F_t(D)$ (кН)	$f_t^{mep}(B)$ (кН/м)	$f_t^{mep}(C)$ (кН/м)	$F_t(D)$ (кН)
1	-25.658	-25.638	247.649	-51.410	-51.426	384.351
	-3.132	-3.331	205.552	-6.094	-6.371	299.987
2	-3.459	-3.687	401.334	-6.785	-7.098	579.811
	-0.696	-0.905	390.508	-1.195	-1.492	558.145
3	-0.491	-0.739	971.978	-0.818	-1.171	1386.458
	-0.370	-0.581	970.193	-0.541	-0.841	1382.896
4	-0.351	-0.562	1940.215	-0.502	-0.816	2765.394
	-0.313	-0.561	1939.680	-0.460	-0.802	2764.370

### Висновки.

В результаті роботи було встановлено, що вплив розриву кривини на зовнішні сили тертя, внутрішню осьову силу і крутний момент збільшується зі зростанням величини розриву кривини, згинальної жорсткості бурильної колони і коефіцієнта тертя між трубою БК і стінкою свердловини. Згладжування розриву кривини сприятливо впливає на перебіг процесу буріння. У той же час, якщо різниця в кривинах сегментів, що з'єднуються, мала (задача 4), явище пом'якшення фрикційних ефектів стає слабо відчутним.

Робота виконана в рамках держбюджетної теми 0112U000137 «Математичне моделювання процесів безаварійного буріння в сланцевих породах і в шельфових зонах морських акваторій».

### ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Sawaryn S. J., Thorogood J. L. A compendium of directional calculations based on the minimum curvature method. SPE Drill. Complet, 2005. P. 24 – 36. March.
2. Mitchell R.F., Samuel R. How good is the torque / drag model? SPE Drilling & Completion, 2009. P. 62 – 7. March.



3. Gulyayev V.I., Andrusenko E.N. Theoretical simulation of geometrical imperfections influence on drilling operations at drivage of curvilinear bore-holes. *J. Petr. Sci. Eng.*, 2013. No. 112. P. 170 – 177.
4. Gulyayev V.I., Hudoly S.N., Glovach L.V. The computer simulation of drill column dragging in inclined bore-holes with geometrical imperfections. *Intern. J. of Solids and Structures*, 2011. No. 48. P. 110 – 118.
5. Gulyayev V.I., Gaidaichuk V.V., Andrusenko E.N., Shlyun N.V. Modeling the energy-saving regimes of curvilinear bore-hole drivage. *J. of Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, 2015. V. 137. No. 1. P. 011402-1 – 011402-8. February.
6. Gulyayev V.I., Gaidaichuk V.V., Andrusenko E.N., Shlyun N.V. Critical buckling of drill strings in curvilinear channels of directed bore-holes. *J. of Petroleum Science and Engineering*, 2015. V. 129. P. 168 – 177. March.
7. Гуляев В.И., Андрусенко Е.Н. Нелинейное изгибание бурильных колонн в вертикальных скважинах. *Проблемы прочности*, 2013. №3. С. 120 – 134.
8. Андрусенко О.М., Глазунов С.М. Стійкість і коливання бурильних колон з внутрішніми потоками рідини в каналах горизонтальних свердловин. Опір матеріалів і теорія споруд. 2015. № 95. С. 132 – 144.

#### REFERENCES

1. Sawaryn S. J., Thorogood J.L. (2005) A compendium of directional calculations based on the minimum curvature method. *SPE Drill. Complet.* P. 24 – 36. March.
2. Mitchell R.F., Samuel R. (2009) How good is the torque / drag model? *SPE Drilling & Completion*. P. 62 – 7. March.
3. Gulyayev V.I., Andrusenko E.N. (2013) Theoretical simulation of geometrical imperfections influence on drilling operations at drivage of curvilinear bore-holes. *J. Petr. Sci. Eng.* No. 112. P. 170 – 177.
4. Gulyayev V.I., Hudoly S.N., Glovach L.V. (2011). The computer simulation of drill column dragging in inclined bore-holes with geometrical imperfections. *Intern. J. of Solids and Structures*. No. 48. P. 110 – 118.
5. Gulyayev V.I., Gaidaichuk V.V., Andrusenko E.N., Shlyun N.V. (2015) Modeling the energy-saving regimes of curvilinear bore-hole drivage. *J. of Offshore Mechanics and Arctic Engineering*. V. 137. No. 1. P. 011402-1 – 011402-8. February.
6. Gulyayev V.I., Gaidaichuk V.V., Andrusenko E.N., Shlyun N.V. (2015) Critical buckling of drill strings in curvilinear channels of directed bore-holes. *J. of Petroleum Science and Engineering*. V. 129. P. 168 – 177. March.
7. Gulyayev V.I., Andrusenko E.N. (2013) Non-linear bending of drill strings in vertical bore-holes. *Strength of Materials*. No. 3. P. 120 – 134. (in Russian and English).
8. Andrusenko O.M., Glazunov S.M. (2015) Stiykist i kolyvannya burylnykh kolon z vnutrishnimy potokamy ridyny v kanalakh horyzontalnykh sverdlovyn [Stability and vibration of drill strings with internal flows of liquids in the channels of horizontal bore-holes]. *Opir materialiv i teoriia sporud – Strength of Materials and Theory of Structures*, № 95. С. 132 – 144 [in Ukrainian].

#### РЕФЕРАТ

Андрусенко О.М. Мінімізація сил опору руху бурильної колони в точках розриву кривини осі свердловини/ О.М. Андрусенко, С.М. Глазунов // Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». Науково-технічний збірник. – К. : НТУ, 2018. – Вип. 1 (40).

Поставлена задача про визначення сил опору, що перешкоджають руху бурильної колони в каналі глибокої криволінійної свердловини.

Об'єкт дослідження - ефект зростання контактних сил і сил тертя ковзання в місцях розривної зміни кривини траєкторії осьової лінії глибоких нафтових і газових свердловин в процесі виконання операцій буріння.

Мета роботи полягає в підборі геометрії сполучних ділянок траєкторії свердловини різного обрису, які мінімізують сили опору при здійсненні спуско-підйомних операцій і бурінні.

Прийнято, що геометрія осевої лінії свердловини задана в її окремих точках за результатами геофізичних вимірювань. Для моделювання фрикційних ефектів, що перешкоджають виконанню операцій підйому колони, її спуску і бурінні, запропонована "stiff-string" диференціальна модель. На основі теорії гнучких криволінійних стрижнів побудована система звичайних диференціальних рівнянь. Перехід від табличної форми опису геометрії свердловини до аналітичної здійснюється за допомогою методу кубічної сплайн апроксимації. Розроблений підхід може бути використаний для моделювання осевого руху колони з обертанням, її контактної і фрикційної взаємодії зі стінкою свердловини і прогнозування ефектів прихоплювання.

Для ілюстрації переваг запропонованої методики представлені деякі чисельні приклади.

**КЛЮЧОВІ СЛОВА:** БУРИЛЬНА КОЛОНА, ОБЕРТАННЯ, ТЕРТЯ, СТІЙКІСТЬ, КОЛИВАННЯ, МОДЕЛЮВАННЯ.

#### **ABSTRACT**

Andrusenko E.N., Glazunov S.N. Minimization of resistance forces in motion of drill string inside a bore-hole with discontinuous axis. Visnyk National Transport University. Series «Technical sciences». Scientific and Technical Collection. – Kyiv: National Transport University, 2018. – Issue 1 (40).

This article is devoted deals with the problem on determination of resistance forces impeding a drill string dragging in a deep curvilinear bore-hole channel. The bore-hole axis geometry is considered to be prescribed at its separate points with the use of the results of geophysical measurements. A “stiff-string differential model” for simulation of the drag/torque phenomena accompanying hoisting, lowering and drilling operations is proposed. The system of ordinary differential equations is derived based on the theory of curvilinear flexible elastic rods. The transfer from the tabular to analytic description of the bore-hole geometry is performed with the application of the cubic spline approximation. The elaborated approach can be used for simulatiuon of the drill string dragging with rotation, its contact and frictional interaction with the bore-hole surface and prognostication of the string lock up situations. Some numerical examples are presented to illustrate the proposed techniques advantages.

**KEYWORDS:** DRILL STRING, SPIRAL IMPERFECTIONS, SAFE REGIMES, COMPUTER SIMULATION.

#### **РЕФЕРАТ**

Андрусенко Е.Н. Минимизация сил сопротивления движению бурильной колонны в точках разрыва кривизны оси скважины / Е.Н. Андрусенко, С.Н. Глазунов // Вестник Национального транспортного университета. Серия «Технические науки». Научно-технический сборник. – К.: НТУ, 2018. – Вып. 1 (40).

Поставлена задача об определении сил сопротивления, препятствующих движению бурильной колонны в канале глубокой криволинейной скважины.

Объект исследования – эффект возрастания контактных сил и сил трения скольжения в местах разрывного изменения кривизны траектории осевой линии глубоких нефтяных и газовых скважин в процессе выполнения операций бурения.

Цель работы заключается в подборе геометрии соединительных участков траектории скважины различного очертания, минимизирующих силы сопротивления при осуществлении спуско-подъемных операций и бурении.

Принято, что геометрия осевой линии скважины задана в её отдельных точках по результатам геофизических измерений. Для моделирования фрикционных эффектов, препятствующих выполнению операций подъема колонны, ее спуска и бурению, предложена “stiff-string” дифференциальная модель. На основе теории гибких криволинейных стержней построена система обыкновенных дифференциальных уравнений. Переход от табличной формы описания геометрии скважины к аналитической осуществляется с помощью метода кубической сплайн аппроксимации. Разработанный подход может быть использован для моделирования осевого движения колонны с вращением, её контактного и фрикционного взаимодействия со стенкой скважины и прогнозирования эффектов прихватавания.

Для иллюстрации преимуществ предложенной методики представлены некоторые численные примеры.

**КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА:** БУРИЛЬНАЯ КОЛОННА, ВРАЩЕНИЕ, ТРЕНИЕ, УСТОЙЧИВОСТЬ, КОЛЕБАНИЯ, МОДЕЛИРОВАНИЕ.

**АВТОРИ:**

Андрусенко Елена Николаевна, кандидат технических наук, доцент, Национальный транспортный университет, доцент кафедры высшей математики, e-mail: a.andrusenko@gmail.com, тел. +380672981387, Украина, 01010, м. Київ, вул. Бойчука 42, к. 511, orcid.org/0000-0001-9986-5888.

Глазунов Сергей Николаевич, Национальный транспортный университет, аспирант кафедры высшей математики, e-mail: s.glazunov2018@gmail.com, тел. +380672981387, Украина, 01010, м. Київ, вул. Бойчука 42, к. 511, orcid.org/0000-0002-1920-0040.

**AUTHORS:**

Andrusenko Elena Nikolaevna, Ph.D., associate professor, National Transport University, associate professor department of high mathematics, e-mail: a.andrusenko@gmail.com, tel. +380672981387, Ukraine, 01010, Kiev, Boichuka str. 42, of. 511, orcid.org/0000-0001-9986-5888.

Glazunov Sergey Nikolaevich, National Transport University, postgraduate, department of high mathematics, e-mail: s.glazunov2018@gmail.com, тел. +380672981387, Украина, 01010, м. Київ, вул. Бойчука 42, к. 511, orcid.org/0000-0002-1920-0040

**АВТОРЫ:**

Андрусенко Елена Николаевна, кандидат технических наук, доцент, Национальный транспортный университет, доцент кафедры высшей математики, e-mail: a.andrusenko@gmail.com, тел. +380672981387, Украина, 01010, г. Киев, ул. Бойчука 42, к. 511, orcid.org/0000-0001-9986-5888.

Глазунов Сергей Николаевич, Национальный транспортный университет, аспирант кафедры высшей математики, e-mail: s.glazunov2018@gmail.com, тел. +380672981387, Украина, 01010, г. Киев, ул. Бойчука 42, к. 511, orcid.org/0000-0002-1920-0040.

**РЕЦЕНЗЕНТИ:**

Гайдайчук В.В., доктор технических наук, профессор, Київський національний університет будівництва і архітектури, завідувач кафедри теоретичної механіки, Київ, Україна.

Лоза І.А., доктор фізико-математичних наук, професор, Національний транспортний університет, завідувач кафедри теоретичної механіки, Київ, Україна.

**REVIEWER:**

Gaidaichuk V.V., Engineering (Dr.), Professor, Kiev National University of Construction and Architecture, Head of Department of Theoretical Mechanics, Kiev, Ukraine.

Loza I.A., Physics and Mathematics (Dr.), Professor, National Transport University, Head of Department of Theoretical Mechanics, Kiev, Ukraine.