

УДК 622.276.53:621.671(047)

РОЗРАХУНОК СИЛ ТЕРТЯ У ВИКРИВЛЕНИХ СВЕРДЛОВИНАХ НА ОСНОВІ ПАРАМЕТРИЧНОЇ СПЛАЙН-ІНТЕРПОЛЯЦІЇ ТОЧОК ШТАНГОВОЇ КОЛОНИ

О. В. Євчук

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, ktsu@nung.edu.ua

Проаналізовано методи визначення сил тертя при русі штангової колони штангової глибиннонасосної установки. Запропоновано використання параметричної кубічної сплайн-інтерполяції точок штангової колони. Проведено апробацію алгоритму інтерполяції на експериментальних даних інклінометрії. Результати апробації свідчать про можливість застосування даного методу в задачі розрахунку сил тертя. Розроблено методику розрахунку сил тертя при русі штангової колони з використанням запропонованого алгоритму інтерполяції.

Ключові слова: штангова глибиннонасосна установка, штангова колона, тертя, викривлені свердловини, інтерполяція.

Проанализированы методы определения сил трения при движении штанговой колонны штанговой глубиннонасосной установки. Предложено использование параметрической кубической сплайн-интерполяции точек штанговой колонны. Проведена апробация алгоритма интерполяции на экспериментальных данных инклинометрии. Результаты апробации свидетельствуют о возможности применения данного метода в задаче расчета сил трения. Разработана методика расчета сил трения при движении штанговой колонны с использованием предложенного алгоритма интерполяции.

Ключевые слова: штанговая глубиннонасосная установка, штанговая колонна, трение, искривленные скважины, интерполяция.

Methods of calculating friction forces in rod string movement process have been analyzed. Using parametric cubic spline interpolation of rod string coordinates for sucker-rod pumping units has been proposed. Approbation of interpolation algorithm using experimental inclinometer data was conducted. Results of approbation show that this method can be used for determining of friction forces. A method for calculation of friction forces during rod string movement using proposed algorithm has been developed.

Keywords: sucker-rod pumping unit, rod string, friction, deviated wells, interpolation.

Вступ. Значна частина нафтовидобувних свердловин, обладнаних штанговими глибиннонасосними установками (шгну), мають викривлену траєкторію стовбура свердловини. математичні моделі руху штангової колони зазвичай будуються у припущенні, що стовбур свердловини є вертикальним. наприклад, поширеною є модель вигляду [1,2]

$$\frac{\partial^4 y(x,t)}{\partial t^2} = \nu^2 \frac{\partial^4 y(x,t)}{\partial x^2} - c \frac{\partial y(x,t)}{\partial t}$$

де $y(x,t)$ – шукана функція, що описує рух штангової колони, ν – коефіцієнт, що враховує модуль пружності та густину матеріалу штанг, c – коефіцієнт, що враховує коефіцієнт тертя між штанговою колоною та рідиною, що видобувається. Тут вважається, що на штангову колону діє лише сила в'язкого тертя, яка пропорційна швидкості руху, і не враховується сила тертя між штанговою колоною і колоною

насосно-компресорних труб (НКТ), пропорційна до притискної сили в зоні контакту. При незначній викривленості свердловини таке спрощення є виправданим, оскільки штангова колона практично не торкатиметься колони НКТ, а у місцях можливого контакту притискна сила буде невеликою, тому похибки моделювання будуть незначними. На практиці значення коефіцієнту в'язкого тертя вибирають таким, щоб модель фактично враховувала і ті втрати енергії, які зумовлені іншими видами тертя [2]. Однак, якщо викривлення стовбура свердловини є суттєвим, то величина сили тертя між штанговою колоною і колоною НКТ наближається до величини в'язкого тертя, а іноді і перевищує її, що викликає потребу у явному врахуванні цього фактору при моделюванні. Крім того, викривленість спричиняє появу додаткових напружень згину у штанговій колоні, що негативно впливає на довговічність штангової колони і збільшує

імовірність її обриву в процесі експлуатації.

Оцінка величини сили тертя між штанговою колоною і колоною НКТ може бути виконана в наступній послідовності:

- визначення траєкторії стовбура свердловини, як правило, за даними інклінометрії;
- визначення траєкторії штангової колони всередині колони НКТ на основі інформації про траєкторію стовбура свердловини та навантаження, що діють на штангову колону; цей етап включає, зокрема, визначення зон контакту між штанговою колоною та колоною НКТ;
- розрахунок притискних сил, що діють на штангову колону в зонах контакту з колоною НКТ;
- розрахунок сил тертя, що діють на штангову колону в кожній із зон контакту, та інтегральної величини сили тертя.

Результати розрахунку сил тертя можуть бути використані при проектуванні компоновки штангової колони, для оцінки ступеня зношеності штангової колони у зонах контакту в процесі експлуатації ШГНУ, що дозволяє прогнозувати час безвідмовної роботи штангової колони, а також в процесі розрахунку динамограми в точці підвісу глибинного насоса із наземної динамограми (знятої на полірованому штоку штангової колони).

Аналіз сучасних закордонних і вітчизняних досліджень і публікацій

Оцінка коефіцієнту тертя є складною задачею, оскільки вимагає врахування великої кількості факторів, причому деякі з них можна оцінити лише приблизно. Найбільш дослідженим є питання оцінки коефіцієнту в'язкого тертя [3,4]. Коефіцієнт сухого тертя досить часто визначається на основі експериментальних даних, зокрема у стендових умовах [5,6]. Використання для оцінки тертя модифікованого параметра Зоммерфельда [7] дозволяє врахувати не лише в'язкість змащуючої рідини, швидкість руху та притискну силу, а і ступінь гладкості контактуючих поверхонь та площу зони контакту. Емпіричну оцінку інтегрального коефіцієнту тертя для свердловин із невеликою викривленістю можна проводити також шляхом підбору значення цього коефіцієнта таким чином, щоб мінімізувати характерні спотворення при розрахунку плунжерної динамограми із наземної [8].

Найпростіша модель для визначення сил тертя передбачає представлення профіля свердловини пласкою триінтервальною кривою [9], що складається з вертикальної ділянки, ділянки набору кута та лінійної похилої ділянки, та розрахунок сил тертя на основі емпіричних

формул, які враховують коефіцієнт тертя, довжини відповідних ділянок та їх кути нахилу, а також навантаження від ваги рідини і штанг. Більш достовірні результати отримують при врахуванні дійсної траєкторії стовбура свердловини.

Визначення траєкторії стовбура свердловини за даними інклінометрії передбачає вимірювання у кожній опорній точці кута нахилу та азимуту, а також довжини стовбура від гирла свердловини до даної точки [10]. Зазвичай вимірювання проводяться через рівні відстані від гирла, при цьому поточна глибина точки вимірювання невідома і підлягає розрахунку разом з іншими двома координатами. Для визначення координат опорних точок на даний час найчастіше застосовується метод мінімальної кривини [11], що передбачає представлення ділянок між опорними точками, в яких проводяться вимірювання, сегментами кола із мінімально можливою кривиною. Даний метод забезпечує найкращу точність визначення координат вузлових точок порівняно з іншими відомими методами (середнього кута, радіусу кривини, тангенційним [3, 12]).

Визначення притискних сил між штанговою колоною і колоною НКТ здійснюється на основі даних про кривину стовбура свердловини. Подібна задача виникає при оцінці тертя між бурильною колоною та стінками свердловини в процесі буріння [13,14], однак в цьому випадку можна прийняти, що контакт між бурильною колоною та стінкою свердловини присутній по всій довжині, що спрощує розрахунок. Крім того, в цій задачі слід враховувати крутні моменти, які у випадку штатної експлуатації штангової колони під час видобутку нафти є відносно незначними (за винятком випадків, коли використовуються штангообертачі).

Задача ускладнюється наявністю з'єднувальних муфт штангової колони. Діаметр штангових муфт приблизно вдвічі більший за діаметр штанг, тому значна кількість зон контакту буде приходиться на муфти. Розрахунок зон контакту найпростіше проводити у припущенні, що штангова колона на похилих ділянках стовбура свердловини під дією власної ваги повністю лежить на колоні НКТ. Тоді вважається, що всі муфти торкаються НКТ, і розглядається рівняння рівноваги однієї штанги на ділянці із постійною кривиною, на основі якого визначається величина притискної сили. Такий метод призводить до систематичного завищення розрахованих сил тертя [4], хоча і забезпечує прийнятну точність у багатьох випадках.

Постановка задачі. Підвищення точності розрахунку сил сухого та граничного тертя можливе за рахунок вдосконалення методики інтерполяції положення точок штангової колони всередині колони НКТ з врахуванням сил, що діють на штангову колону, а також врахування зміни положення муфт штангової колони на протязі циклу качання.

Метод мінімальної кривини може бути використаний не лише для визначення координат опорних точок, а і для інтерполяції проміжних точок на ділянках між опорними точками. Однак, оскільки інтерполяція в цьому випадку здійснюється кривими другого порядку, це забезпечує рівність в опорних точках лише перших похідних, в той час як не забезпечується неперервність кривини результуючої кривої (кривина є постійною на кожній ділянці і міняється стрибкоподібно в опорних точках). Це не відповідає фізичній картині напружено-деформованого стану гнучкого металевго стержня (штангової колони) чи циліндра (колони НКТ). Неперервність кривини може бути забезпечена шляхом використання інтерполяції фрагментами кривих третього порядку, тобто інтерполяції кубічним сплайном.

Сплайн-інтерполяція точок штангової колони. Пропонується використати параметричну кубічну сплайн-інтерполяцію для визначення траєкторії стовбура свердловини та положення точок штангової колони:

$$\vec{r}(t) = \{x(t), y(t), z(t)\}$$

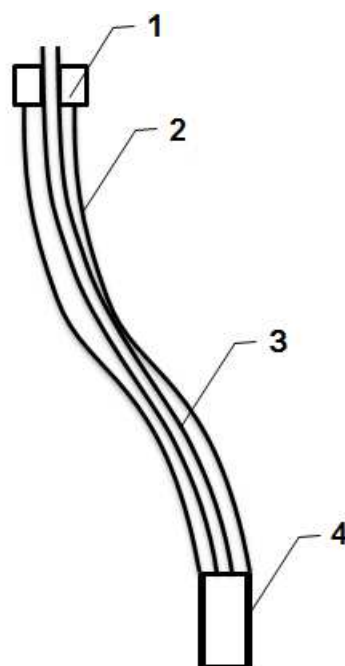
В якості параметра t використовується довжина стовбура свердловини для відповідної точки вимірювання кута нахилу та азимуту, за умови, що точки вимірювання розташовані рівномірно по траєкторії спуску інклінометра з інтервалом dt . Якщо інклінометр здійснює запис даних рівномірно в часі, в якості параметра t використовується час. Для опорних вузлів t_i координати обчислюються методом мінімальної кривини.

Як видно з рис.1, штангова колона, як правило, має в середньому дещо меншу кривину, ніж колона НКТ. Те саме можна сказати і про колону НКТ стосовно обсадної колони. На рис.2 показано, що у випадку чергування опуклих та ввігнутих ділянок проєкції траєкторій колони НКТ та штангової колони мають спільні вузли у точках перегину.

Спочатку розраховуються коефіцієнти кубічних сплайнів для інтервалів між опорними вузлами окремо для кожної з трьох координат:

$$\begin{aligned} x(t) &= C_{0x,i} + C_{1x,i} \cdot t + C_{2x,i} \cdot t^2 + C_{3x,i} \cdot t^3 \\ y(t) &= C_{0y,i} + C_{1y,i} \cdot t + C_{2y,i} \cdot t^2 + C_{3y,i} \cdot t^3 \\ z(t) &= C_{0z,i} + C_{1z,i} \cdot t + C_{2z,i} \cdot t^2 + C_{3z,i} \cdot t^3 \end{aligned}$$

при $t_i \leq t \leq t_{i+1}$



1 – сальник гирлового штока, 2 – колонна НКТ, 3 – штангова колона, 4 – глибинний насос

Рисунок 1 – Схематичне зображення положення штангової колони всередині колони насосно-компресорних труб



Рисунок 2 – Проекції траєкторій колони насосно-компресорних труб (1) та штангової колони (2)

Далі для отриманих параметричних кривих визначаються точки перегину окремо для кожної кривої на кожному з інтервалів інтерполяції (із умови рівності нулю другої похідної):

$$t_{pi,i} = -\frac{C_{2i}}{6C_{3i}}$$

За умови що $0 \leq t_{pi,i} \leq dt$, розраховуються координати точки перегину

$$\begin{aligned} x_{pi,i} &= x(t_i + t_{pi,i}), \\ y_{pi,i} &= y(t_i + t_{pi,i}), \\ z_{pi,i} &= z(t_i + t_{pi,i}) \end{aligned}$$

і знайдена точка включається до списку вузлових точок для інтерполяції штангової колони. До списку точок слід додати також початкову і кінцеву опорні точки. Після цього

на основі отриманого списку опорних точок (відсортованого по значенням параметра за зростанням) виконується нерівномірна параметрична інтерполяція точок штангової колони за допомогою кубічного сплайна.

Розрахунок сил тертя. Розрахунок сил, що діють на штангову колону, з врахуванням тертя та навантаження від власної ваги колони, можна виконати по аналогії з методом розрахунку для бурової колони [13]. для деякого криволінійного фрагменту штангової колони (див. рис. 3) сила тертя, що діє на нескінченно малу ділянку, яку видно під кутом $d\theta$, залежить від сили притискання між колоною нкт і штанговою колоною, яка в свою чергу залежить від вісьового навантаження на колону штанг і дорівнює

$$dF = \mu F d\theta,$$

де μ – коефіцієнт тертя.

Звідси слідує

$$\int_{\theta_1}^{\theta_2} \frac{dF}{F} = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \mu d\theta$$

звідки

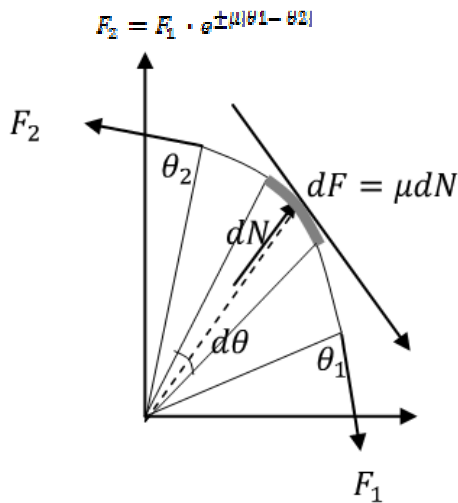


Рисунок 3 – Сили, що діють на криволінійний фрагмент штангової колони

Знак «+» береться при моделюванні руху штангової колони вгору, «-» - при ході вниз. Врахування власної ваги фрагмента приводить до формули [13]

$$F_2 = F_1 \cdot e^{\pm \mu |\theta_2 - \theta_1|} + w \cdot \Delta L \cdot \frac{\sin(\varphi_2) - \sin(\varphi_1)}{\varphi_2 - \varphi_1} \quad (1)$$

де w – вага одиниці довжини колони в рідині, ΔL – довжина фрагмента, φ – кут нахилу.

Для прямолінійного фрагменту довжиною ΔL

$$F_2 = F_1 + w \cdot \Delta L \cdot (\cos(\varphi) \pm \mu \cdot \sin(\varphi)), \quad (2)$$

Розрахунок здійснюється починаючи із

точки підвісу глибинного насоса. Для руху штангової колони вниз вважається, що прикладене в цій точці навантаження дорівнює нулю, а для руху вгору воно приймається рівним прикладеній до плунжера насоса вазі рідини всередині колони НКТ, яка визначається із врахуванням кривини по всій довжині стовбура свердловини:

$$F_{нас} = \rho \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \sum_{i=0}^{ns} \Delta L_i \cdot (D_{Fi}^2 - D_{Si}^2) \cdot \sum_{j=0}^{N_i} \cos(\alpha_j)$$

де ρ – густина рідини, що видобувається, ns – кількість секцій довжиною ΔL з відмінними комбінаціями діаметрів насосно-компресорних труб D_F та діаметрів штанг D_S , N_i – кількість ділянок з середнім кутом нахилу α всередині i -ї секції.

Для запропонованого методу для кожного інтервалу інтерполяції шукається градієнт відповідної просторової кубічної кривої:

$$\begin{aligned} \vec{r}'(t) &= \{x'(t), y'(t), z'(t)\} \\ x'(t) &= C_{1x,i} + 2C_{2x,i}t + 3C_{3x,i}t^2 \\ y'(t) &= C_{1y,i} + 2C_{2y,i}t + 3C_{3y,i}t^2 \\ z'(t) &= C_{1z,i} + 2C_{2z,i}t + 3C_{3z,i}t^2 \end{aligned}$$

Далі для всіх точок t_k , які потрапляють в даний інтервал, обчислюється кут нахилу:

$$\varphi_k = \cos^{-1} \left(\frac{z'(t_k)}{|\vec{r}'(t_k)|} \right)$$

азимут:

$$\alpha_k = \cos^{-1} \left(\frac{y'(t_k)}{\sqrt{x'(t_k)^2 + y'(t_k)^2}} \right)$$

та кут θ :

$$\theta = \cos^{-1} (\sin(\varphi_k) \sin(\varphi_{k-1}) \cos(\alpha_k - \alpha_{k-1}) + \cos(\varphi_k) \cos(\varphi_{k-1})),$$

після чого у всіх точках всередині даного інтервалу розраховується значення сили за формулою (1) або (2), залежно від того, чи є поточний сегмент прямолінійним.

Апробація алгоритму інтерполяції. Для тестування алгоритму було використано результати інклінометрії свердловини д-72 добушанського родовища нгву «надвірнанафтогаз». дана свердловина обладнана насосом діаметром 32мм, колону штанг є однокіліною і складається із штанг діаметром 25мм, довжина ходу складає 2.5м, глибина спуску насоса – 1896м. вимірювання проводились через рівні інтервали (25м) по глибини спуску від гирла свердловини до глибини 2450м, таким чином, кількість опорних точок складає 99. результат розрахунку опорних точок методом мінімальної кривини представлено на рис. 4.

Свердловина має досить значну викривленість: середній кут відхилення стовбура свердловини від вертикалі складає 12°,

максимальний кут відхилення – 28.3° , максимальне відхилення стовбура від горизонталі по прямій – 458м. На рис. 5 показано тривимірний профіль даної свердловини (проміжні точки лінійно інтерпольовані).

Результати розрахунку точок перегину представлено на рис. 6. По осі абсцис відкладено глибину свердловини. Для кожної кривої було отримано близько 50 точок. Результат інтерполяції по новому набору вузлових точок має характерні відхилення на ділянках із складною конфігурацією. На рис.7 показано відхилення (в метрах) для вузлових точок по кожній із координат. Найбільші відхилення спостерігаються для діапазонів глибин 850...950м, 1250...1350м та 2300...2400м, що відповідає ділянкам із значною зміною кривини порівняно з іншими ділянками. На рис. 8 показано два із цих фрагментів. Відхилення візуально майже непомітні, оскільки не перевищують 40см по кожній із координат.

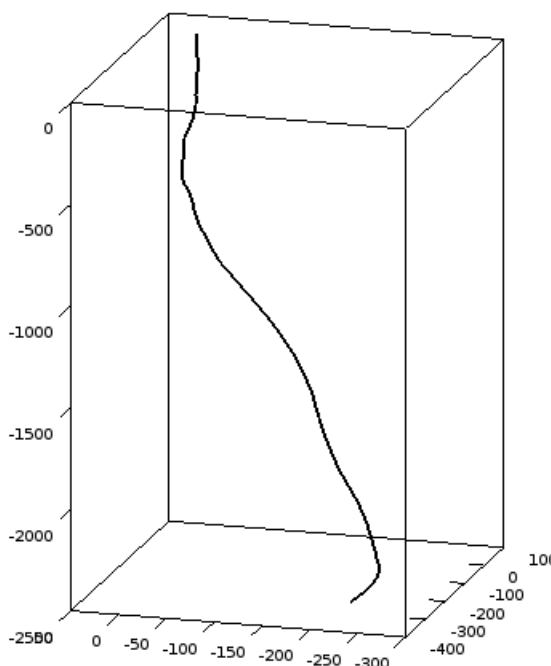


Рисунок 5 - Тривимірний профіль свердловини Д-72

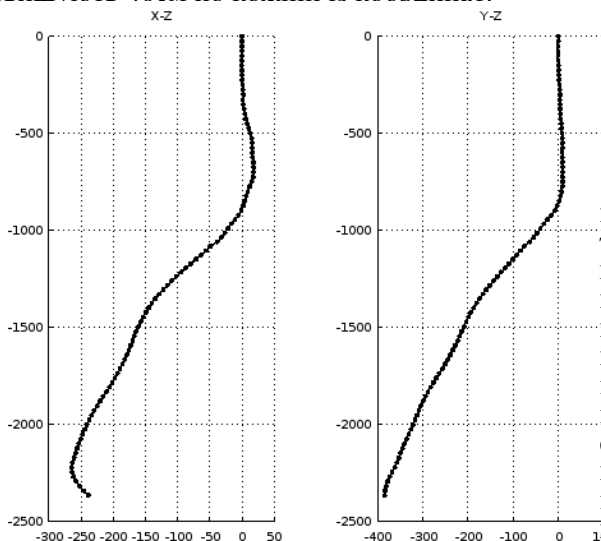


Рисунок 4 - Проекції профіля свердловини Д-72 в двох перпендикулярних площинах

ВИСНОВКИ

Запропоновано використання параметричної кубічної сплайн-інтерполяції точок штангової колони, що дозволяє отримати гладку просторову криву із неперервною кривиною, що відповідає фізичній картині напружено-деформованого стану штангової колони. Проведено апробацію алгоритму інтерполяції на експериментальних даних інклінометрії. Розроблено методу розрахунку сил тертя при русі штангової колони з використанням запропонованого алгоритму інтерполяції. Подальші дослідження передбачають розробку методу уточнення контактних зон між штанговою колоною та колоною НКТ, зокрема врахування положення

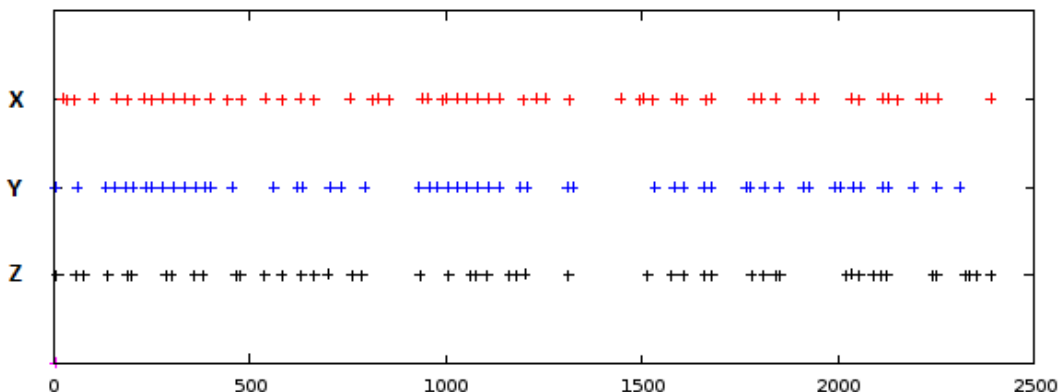


Рисунок 6 - Положення точок перегину параметричних кривих $x(t)$, $y(t)$, $z(t)$

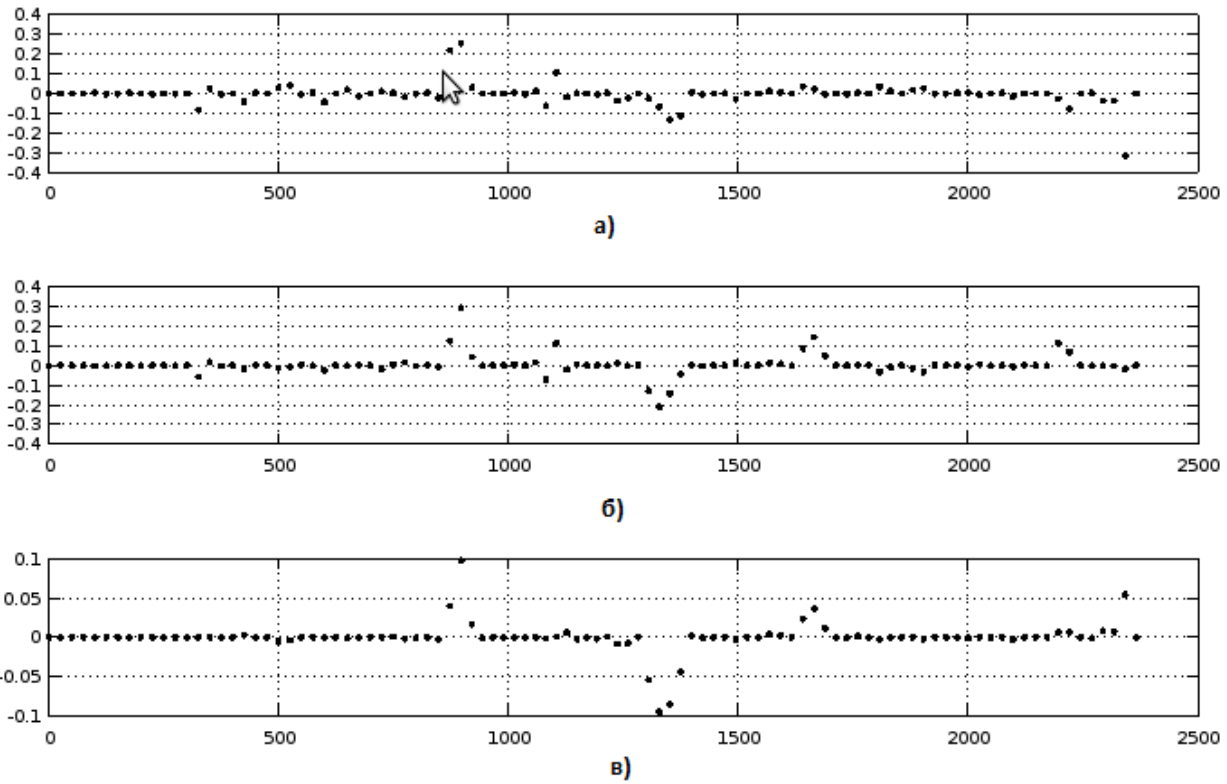


Рисунок 7 - Відхилення інтерпольованих точок штангової колони від отриманих методом мінімальної кривини по координатам X (а), Y (б) та Z (в)

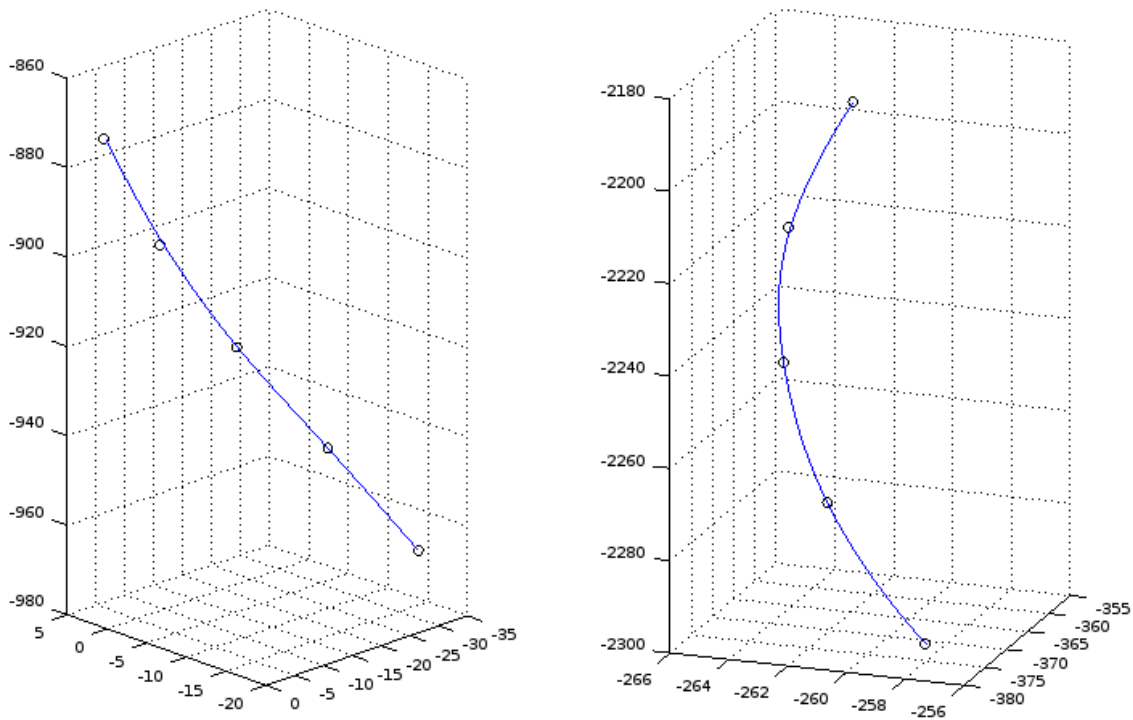


Рисунок 8 - Результати інтерполяції тривимірного профіля свердловини Д-72 на ділянках із значною зміною кривини

муфт штангової колони. Використання запропонованого методу дозволить підвищити точність розрахунку сил тертя у викривлених нафтовидобувних свердловинах, обладнаних штанговими глибиннонасосними установками, що в свою чергу може підвищити ефективність діагностування технічного стану підземної частини ШГНУ.

Література

1. Gabor Takacs, "Sucker-Rod Pumping Handbook: Production Engineering Fundamentals and Long-Stroke Rod Pumping", Elsevier, 2015. – 598pp.
2. Gibbs S., "Rod pumping: Modern Methods of Design, Diagnosis, and Surveillance", USA: BookMasters, Inc.; 2012. - 682pp.
3. Мищенко И.Т . Скважинная добыча нефти: Учебное пособие для вузов. — М.: Изд-во «Нефть и газ », 2003. - 816 с.
4. Z. Ma, S. L. Peng, Z. Z. Qu, J. Li, "The Detailed Calculation Model of the Friction between Sucker Rod and the Liquid in the Sucker Rod Pump Lifting System of Heavy Oil", *Applied Mechanics and Materials*, Vol. 694, pp. 346-349, 2014
5. Насосная добыча высоковязкой нефти из наклонных и обводненных скважин / К. Р., Богомольный Е.И. Уразаков. - М. : Недр-Бизнесцентр, 2003.
6. Уразаков К. Р., Латыпов Б. М., Исмагилов Р. Р. Экспериментальные исследования коэффициента трения элементов штанговой колонны винтовых насосных установок// *Нефтегазовое дело: электрон. науч. журн.* 2015. №3. С.256–270.
7. Газаров А.Г., Рекин С.А., Абуталипов У.М. Модифицированный параметр Зоммерфельда для исследования трения штанг о трубы: Сб. науч.тр. ДООО БашНИПИнефть. – Уфа, 2002.- Вып. 106.- С. 59-61.

8. Євчук О.В. Метод визначення коефіцієнту тертя при обрахунку плунжерних динамограм // *Методи та прилади контролю якості.* – 2003. - №10. – С.55-58.

9. *Справочное руководство по проектированию разработки и эксплуатации нефтяных месторождений. Добыча нефти . Под общ. ред. Ш. К. Гиматудинова / Р . С . Андриасов, И . Т . Мищенко , И . Петров и др . М., Недра , 1983. - 455 с.*

10. Профили направленных скважин и компоновки низа буровых колонн / А. Г. Калинин, Б. А. Никитин, К. М. Солодкий, А. С. Повалихин. - М. : Недра, 1995. - 304 с.

11. Ted G. Byrom, "Casing and Liners for Drilling and Completion", Elsevier, 2015. – 420pp.

12. *Formulas and Calculations for Drilling, Production and Workover, 2nd Edition, Gulf Professional Publishing, 2002. – 224 pp.*

13. B. S. Aadnoy, M. Fazaelizadeh, G. Hareland, "A 3D Analytical Model for Wellbore Friction", *Journal of Canadian Petroleum Technology*, Vol.49(10), 2010.

14. Салихов И.Ф. Расчет прижимающего усилия в скважине и экспериментальное обоснование его влияния на силу трения между горной породой и буровыми трубами в среде различных промысловых жидкостей // *Нефтегазовое дело: электрон. науч. журн.* - 2016. - № 1. С.39-51.

Поступила в редакцію 13.06.2016 р.

Рекомендували до друку:
докт. техн. наук, проф. Райтер П. М.,
докт. техн. наук, проф. Олійник А. П.