

Література

Із застосуванням запропонованого підходу проведено аналіз розподілу залишкових напружень у стиковому зварному з'єднанні кільцевим швом двох труб діаметром 1020 мм. Матеріал труб – сталь 17 Г1С. Товщина стінки – 10 мм. Експериментальне визначення напружень виконувалося магнітопружним методом. На рис. 3 наведено результати визначення розподілу залишкових напружень на внутрішній та зовнішній поверхнях досліджуваного трубного з'єднання.

Проведені дослідження засвідчили, що при застосуванні запропонованої математичної моделі і використуванні експериментальних даних, яка враховує вплив структурно-фазового складу зони термічного впливу зварного з'єднання, можна істотно підвищити точність визначення напружень. При цьому такий підхід дає змогу враховувати реальний стан експлуатації зварних стиків трубопроводів (зміну поля напружень внаслідок техногенного чи природного впливу) і на основі доступної експериментальної інформації відтворити повну картину поля напруженого стану зварного з'єднання у будь-якій його точці.

1. Подстригач Я.С., Осадчук В.А., Марголин А.М. Остаточные напряжения, длительная прочность и надежность стеклоконструкций. – К.: Наукова думка, 1991. – 296 с.

2. Фомичев С.К., Минаков С.Н., Данильчик А.В., Татарников В.Г., Яременко М.А. Измеритель механических напряжений серии MESTR – 41x // Техническая диагностика и неразрушающий контроль. – 1998. – № 1 – С. 58 – 60.

3. Банахевич Ю.В., Юськів В. М., Дзюбик А.Р. Дослідження напруженого стану в зварних з'єднаннях труб із врахуванням структурних змін // Науковий вісник національного технічного університету нафти і газу. – 2003. – С. 16-20.

4. Палаш В.М., Юськів В.М., Дзюбик А.Р. Напруження у трубах, з'єднаних зварним кільцевим швом // Фіз.-хім. механіка матеріалів. – 2000. – № 4. – С. 95-99.

5. Осадчук В., Большаков М., Палаш В. Неруйнівний метод визначення залишкових напружень у зварних оболонках // Машинознавство. – 1997. – №1. – С. 5-9.

6. Дзюбик А.Р. Визначення напруженого стану кільцевих зварних з'єднань магістральних трубопроводів // Вісник Тернопільського державного технічного університету. – Тернопіль: ТДТУ ім. І. Пулюя. – 2000. – Т. 5. – № 3. – С. 19-23.

УДК 622.24.051

ОСНОВНІ ПІДХОДИ ДО МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ ШАРОШКОВИХ ДОЛІТ НА ВИБОЇ

¹О.Т.Драганчук, ²В.А.Корнута

¹ ДК "Укртрансгаз", 01021, м. Київ, Кловський узвіз, 9/1, тел. (044) 2209177,
e-mail: utg@ugp.viaduk.net

² ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 45369,
e-mail: public@ifdtung.if.ua

Дан обзор основных современных подходов к проблеме моделирования работы шарошечных долот, используя которые можно определять начальные данные для проектирования инструмента, предназначенного для работы в определенных заказчиком условиях и/или проверять пригодность существующих конструкций для работы в заданных условиях; определять направления модернизации конструкций для достижения поставленных целей. Определены пути дальнейшего развития моделей долот для решения поставленных в статье задач усовершенствования.*

The paper is review of state-of-the-art problems of modelling drilling process for roller-cone drill bit. Models, described at this article, allow to determine initial data for bit design, when a customer defined the well conditions, or/and allow to verify existent constructions of drill bits for usage at the defined well conditions. Authors have already described the way for roller cone bits drilling process models evolution for the solution of the problems, formulated at this article.

Буріння свердловин — технологічний процес, який займає ключове значення у розвідці родовищ переважної більшості корисних копалин. Одні з найважливіших видів енергоносіїв та сировини хімічної промисловості – нафта та газ – добуваються лише шляхом розробки родо-

вищ з використанням свердловин. Тому проблеми вдосконалення процесу буріння, зниження його собівартості, енерго- та металоємності, впливу на навколишнє середовище залишаються в центрі уваги багатьох дослідників.

Безперечно, від початку застосування буріння в промислових цілях до теперішнього часу загальнознаним є факт значного впливу на значення згаданих параметрів буріння роботи породоруйнуючого інструменту, зокрема бурових доліт. Протягом останніх років затвердилася думка, що саме бурове долото є тим компонентом бурового обладнання, вдосконалення якого може призвести до кардинального підвищення ефективності всього процесу буріння.

Враховуючи різноманітність умов та методів буріння, історичні традиції створення свердловин, на сьогодні існує багато різноманітних конструкцій породоруйнуючого інструменту. Однак домінуючими за обсягами буріння у світі зараз є шарошкові долота, конкретно – тришарошкові долота, якими здійснюється близько 90% всього обсягу буріння [1].

Модернізація та удосконалення конструкції тришарошкових доліт ведеться з моменту їх широкого запровадження у техніку буріння (з 30-х років минулого століття). Розроблено велику кількість конструкцій долота та окремих його елементів і систем, які призначені для забезпечення ефективної роботи долота при руйнуванні породи у різних умовах, тому можна сказати, що загальна конструкція долота та правила створення конструкцій для заданих умов уже пройшли випробування часом і є усталеними, хоча розвиток їх продовжується.

На даний час побутує думка [1], що за рахунок конструктивних змін можна досягнути лише кільквідсоткового ефекту за вибраним показником, значно продуктивнішим є використання новітніх матеріалів, яке може дати ефект кількарізного збільшення ефекту за тим же показником. З іншого боку, більшість провідних виробників доліт (“Х’юз Крістенсен”, США, “Волгабурмаш”, Росія, та ін.) у каталогах та публікація наукових співробітників повідомляють, що мають методику проектування конструкцій доліт, схем озброєння шарошок зокрема, які вже зараз дають змогу створювати конструкції доліт під конкретні потреби замовника, а також, що проводяться активна наукова робота з удосконалення цих методик і базових конструкцій. Отже, декларується можливість саме розвитку конструкцій при одночасному поліпшенні матеріалів та технології виготовлення доліт. Очевидно, що в удосконаленні доліт та підвищенні їх ефективності рівноправні обидва підходи, вони взаємопов’язані і повинні взаємодоповнюватись.

Дійсно, загальноприйнятим у машинобудуванні є таке положення конструювання деталей: можливість реалізації тієї чи іншої конструкції визначається можливістю вибору матеріалу, який забезпечуватиме задану стійкість проти тих чи інших видів зношування і руйнування. Отже, наявність матеріалів з необхідним набором властивостей є лімітуючою при вдосконаленні конструкцій.

З іншого боку, саме конструкцією деталей механізму загалом та робочого органу зокрема визначається рух і реалізація енергії при вико-

нанні основних функцій механізму. Аналізуючи залежності швидкостей зношування різних деталей, виявлені різними дослідниками, та класичні залежності руйнування деталей машин, відомі з опору матеріалів, можна зробити висновок, що зносостійкість та міцність деталей визначається/обмежується реалізацією енергії через пристрої та їх деталі. Тоді розвиток конструкції механізмів можливий до того моменту, поки не вичерпано ресурсу матеріалу, але, змінюючи конструкцію механізму та оптимізуючи енергопоток, можна реалізувати в межах заданого набору матеріалів найпродуктивніші механізми для кожного конкретного набору умов роботи.

Що ж до доліт, то, як засвідчують роботи багатьох дослідників, зміна конструкції (як кінематичної схеми, так і геометрії окремих елементів) в багатьох випадках висуває кількісно або й якісно нові вимоги до властивостей матеріалів, з яких виготовлено інструмент, часто пом’якшуючи їх (попутно або це ставиться за мету досліджень). Тому, не відкидаючи важливості розробки/використання нових матеріалів для виготовлення бурового інструменту, можна не згодитися з думкою, що розвиток конструкції доліт може забезпечити лише незначне зростання показників продуктивності буріння. Сьогодні можна говорити лише про те, що для відомих форм геометрії елементів бурового інструменту уже досягнуто використання властивостей матеріалів на 90-100% для найменш довговічних деталей. Це може свідчити як про недостатність властивостей матеріалів, так і про нераціональне використання їх можливостей у відомих конструкціях. Наприклад, Співак та Попов за рахунок незначної зміни, обґрунтованої теоретично, параметрів форми зубця (з прямої призми на похилу під певним кутом) домоглися зниження на 80-90% викришування твердого сплаву з поверхонь фрезерованих зубів шарошок (основної причини прискореного зносу зубців за Виноградовим) та кратного підвищення стійкості зубців. Отже, саме в сучасній ситуації необхідно активізувати як пошук нових форм геометрії елементів доліт, так і розробку нових методик їх проектування, удосконалення математичного опису процесу роботи доліт та їх елементів з метою виявлення нових форм з підвищеною роботоздатністю при незмінних матеріалах або із зниженими вимогами до властивостей матеріалів, з яких вони виготовляються.

З аналізу літературних джерел відомо, що методика проектування доліт змінювалася від простого геометричного розрахунку і вивчення взаєморозміщення елементів конструкції та визначення їх параметрів з умови забезпечення необхідного діаметрального розміру долота та вписування інструменту у циліндричну свердловину з мінімумом розрахунків кінематичних характеристик руху породоруйнівних елементів практично без розрахунку динамічних показників роботи долота та без (з мінімумом) розрахунків на міцність до проектування на основі розрахунків роботи долота як оператора пере-

творення та передачі енергії в системі КНБК-долото-вибій [2], розрахунків кінематичних та динамічних параметрів руху долота під час роботи на вибої [3, 4, 5], вивчення основних закономірностей роботи на вибої та зміни навантаження, прикладеного до одиничного елемента однієї з відомих форм, вивчення роботи на вибої та вдосконалення схем озброєння шарошок за рахунок зміни як геометричних параметрів елементів озброєння, так і схеми їх розміщення; міцнісних розрахунків контактної взаємодії з півпростором породи з використанням методів теорії пружності, пластичності та руйнування пружно-пластичних тіл з широким використанням ЕОМ [4].

Створення нових конструкцій доліт та удосконалення старих практично неможливе без всебічного вивчення їх роботи на вибої. Для вивчення та аналізу роботи доліт на вибої на даний час застосовується декілька підходів:

1) вивчення інтегральних показників роботи долота на вибої в лабораторних (стендових) та промислових умовах і визначення емпіричних коефіцієнтів для знаходження залежностей роботи інструменту від вибійних умов, конструкції інструменту тощо;

2) математичне моделювання кінематики долота з геометричних міркувань та математичне моделювання динаміки роботи долота з використанням ряду експериментальних величин чи їх регресійних описів;

3) вивчення динаміки роботи одиничного елемента та процесів руйнування ним породи при заданій кінематиці руху та підведенні енергії (прикладанні сил) методами теорії пружності або за експериментальними показниками з більшим чи меншим наближенням моделі до реальних умов.

Кожен з цих підходів має свою сферу застосування при конструюванні інструменту.

Моделі першого, інтегрального, типу дають змогу на основі розрахунків з використанням методів математичної статистики визначити досягнутий рівень показників роботи інструменту існуючих конструкцій, в т.ч. експериментальних, а також узагальнити взаємозв'язки та взаємовпливи різних факторів та їх числові значення при вивченні процесу буріння. Причому, як правило, проводиться оцінка не лише техніко-технологічних показників, але й економічних, що дає змогу визначитися з загальними напрямками розвитку інструменту, уточнити умови роботи інструменту та напрацювати рекомендації щодо управління процесом буріння.

Методи моделей інтегрального типу можна використати з максимальною віддачею лише на етапі порівняння конструкцій, їх відносної ефективності у заданих умовах, а рекомендації щодо нової конструкції та конструктивних параметрів елементів такої конструкції створити складно внаслідок невизначеності емпіричних коефіцієнтів (констант). Однак методи моделей першого типу успішно використовувалися і використовуються для оптимізації заданої конструкції за вибраним показником. Наприклад, вирішувалось завдання – задавшись клиноподібною

(зрізаної піраміди) формою зубців, оптимізувати набір параметрів піраміди: кут при вершині у профільній проекції, висоту, розміри основ та взаємовідношення розмірів, властивості матеріалу тощо з умови максимальної стійкості проти руйнування виламуванням. Але проведення оптимізації в даному випадку потребує значних обсягів даних про відпрацювання інструменту в еталонних умовах та при їх варіаціях. Отже, описуваний тип моделей при використанні їх для удосконалення конструкцій та при розробці нових є дуже вартісним як у часовому вимірі, так і у матеріальному. Враховуючи сучасну економічну ситуацію, застосування таких моделей можливе лише на державному рівні або на рівні великих корпорацій (фірм).

Моделі другого типу ґрунтуються на математичному описі кінематики роботи бурильного інструменту з урахуванням геометрії (кінематичної схеми) долота та деформаційних властивостей бурильної колони з прийнятим деформівним (пружним і п'ястким) або жорстким (п'ястким чи з вибоїнами) вибоєм. Взаємодію породоруйнівних елементів з вибоєм враховується або на основі побудови за емпіричними даними графічних чи регресійних описів залежностей переміщення (заглиблення) – сила або на основі визначених з експериментальних даних показників, що характеризують деформаційні та пружні властивості складових пари контакту чи пари контакту загалом (наприклад, коефіцієнт пружності породи до першого стрибка руйнування, зведена жорсткість пар контакту тощо).

Математичний опис руху інструменту та процесу його роботи під час буріння на вибої робили чимало дослідників. З-поміж створених моделей особливої уваги заслуговують математичні моделі руху та роботи інструменту, які створено Ейгелесом Р.М. та Стрекаловою, Баліцьким П.В. [2] і розвинено Векериком В.І., Молдавцевим С.А. [3, 5], одним з авторів (Драганчук О.Т.) [4]. Згадані моделі дають змогу проаналізувати напрями та точки прикладання сил, їх величину та роботу, динаміку зміни, що дає можливість проаналізувати енергопотоки під час роботи долота на вибої (їх інтенсивність, напрями руху енергій та параметри її зміни тощо).

Для аналізу підведеної до зубця енергії найкраще підходять, з урахуванням покладеної мети вдосконалення конструкції, модель роботи долота Драганчук О.Т. [4], та модель роботи долота Молдавцева С.А. [3], для аналізу енергопотоків доцільно скористатися моделлю П.В. Баліцького [2], роботами Стекланова Б.Л. [6] та Валієвої К.Г.

Перші дві моделі дають можливість отримати всі необхідні силові та геометричні характеристики руху породоруйнівного елемента шарошкового долота з довільною кількістю шарошок та схемою озброєння, третя модель дає змогу на основі зведених показників роботи інструменту легко побудувати схему розподілу та руху енергопотоків у машинному агрегаті бурового інструменту (колона-долото).

Модель Молдавцева С.А. [3] враховує одночасний вплив обертових та поздовжніх коливань бурильної колони, відкидаючи поперечні, також враховано масово-інерційні характеристики інструменту, проте вплив вибійних умов враховується емпіричними коефіцієнтами.

Для вивчення руху шарошкового долота під час роботи його у свердловині прийнята така модель долота: долото має корпус, до якого приєднано i шарошок, кожна з яких має $n(i)$ вінців, які складаються з $q(i, n)$ зубців. Прийнято припущення, що корпус та шарошки долота не деформуються і не зношуються, осі цапф корпусу долота та обертання шарошок співпадають, центри ваги корпусу долота і шарошок знаходяться на осях їх обертання, вісь обертання корпусу долота співпадає з віссю свердловини. На рух долота накладено таке обмеження: корпус долота в свердловині має два ступеня вільності – поздовжнє зміщення вздовж осі свердловини та обертання відносно цієї осі. Вектор сили \vec{P}_{inq} , яка діє на q -й зубець n -го вінця i -ї шарошки при прониканні його у породу, для даного типорозміру зубця, вибійного тиску і при контакті з породою даного промивального розчину вважається заданим у вигляді функціональної залежності від значень вектора \vec{Z}_{inq} переміщення центра площадки притуплення даного зубця у породі, і вектора \vec{v}_{inq} швидкості цього переміщення.

Відповідно до прийнятих припущень, на долото можна накласти геометричні стаціонарні в'язі. Відповідно рух долота можна описати системою рівнянь Лагранжа II роду. В якості узагальнених координат долота прийнято:

– зміщення $U_\delta(t)$ корпусу долота вздовж осі свердловини відносно його початкового положення як функції від часу;

– кут $\theta_\delta(t)$ повороту корпусу долота навколо осі свердловини відносно його початкового положення як функція від часу;

– кут $\beta_i(t)$ повороту i -ї шарошки навколо осі цапфи відносно її початкового становища як функція від часу.

Базовими залежностями моделювання роботи долота на вибої у моделі є система рівнянь (1) руху долота в процесі буріння довільно орієнтованої свердловини з врахуванням прийнятих припущень

$$\left\{ \begin{aligned} m_\delta \ddot{U}_\delta &= P_{1k} + F_c + F_{1mp} + \sum_j P_{1r.\delta.j} - \\ &\quad - m_\delta g + P_{13\delta} ; \\ \alpha_\delta \ddot{\theta}_\delta + \sum_i I_{1i} \cos \psi_i \ddot{\beta}_i &= \\ &= M_{1k} + M_c + M_{1mp} + \sum_i M_{1ci} + M_{13\delta} ; \\ I_{1i} \ddot{\beta}_i + I_{1i} \cos \psi_i \ddot{\theta}_\delta &= M_{ci} + M_{mpi} + M_{1ui} , \\ i &= 1, 2, \dots, m \end{aligned} \right. \quad (1)$$

де: m_δ – маса долота;

$$\alpha_g = I_{1kg} + \sum_i (m_i a_i^2 + I_{1i} \cos^2 \psi_i + I_{2i} \sin^2 \psi_i);$$

P_{1k}, M_{1k} – осьова сила та обертовий момент, які діють на долото зі сторони бурильної колони;

F_c – сила опору промивальної рідини осьовому переміщенню долота;

$F_{1mp}, P_{1r.\delta.j}$ – проекції сили тертя долота по стінці свердловини та сили, яка діє на долото через перепади тиску промивальної рідини в j -ій насадці на вісь долота;

$P_{13\delta}, M_{13\delta}$ – проекції реакції і моменту реакції вибою, які діють на озброєння шарошкового долота на вісь свердловини (долота);

M_c, M_{ci} – моменти опору промивальної рідини і шламу обертанню долота відносно його осі та i -ї шарошки відносно осі цапфи;

M_{1mp} – момент тертя долота по стіні свердловини;

M_{mpi} – момент тертя в опорі i -ї шарошки;
 M_{1ui} – проекція вектора моменту, який діє на i -ту шарошку зі сторони вибою на вісь шарошки;

I_{1i}, I_{2i} – головні моменти інерції шарошок;
 ψ_i – кути нахилу осей шарошок до осі долота.

Модель Драганчук О.Т. [4] має менше емпіричних коефіцієнтів, але більше обмежень: враховується вплив лише поздовжніх коливань бурильної колони, не враховуються вплив шламу та промивальної рідини, сили тертя та масово-інерційні характеристики інструменту і окремих його конструктивних елементів. Базовими залежностями моделювання роботи долота на вибої у моделі є рівняння руху одиничного елемента озброєння у циліндричній системі координат

$$\begin{aligned} \theta_{mkn} &= \xi_{mk} - \arctg \{ r_{mk} \cdot (\cos \varepsilon_{mk} \sin \alpha_{mkn} + \\ &\quad + \sin \varepsilon_{mk} \cos \beta \cos \alpha_{mkn}) \cdot [\rho_{mk} + r_{mk} \times \\ &\quad \times (\cos \varepsilon_{mk} \cos \beta \cos \alpha_{mkn} - \sin \varepsilon_{mk} \sin \alpha_{mkn})]^{-1} \}; \\ \rho_{mkn} &= \left[r_{mk}^2 (\cos \varepsilon_{mk} \sin \alpha_{mkn} + \right. \\ &\quad \left. + \sin \varepsilon_{mk} \cos \beta \cos \alpha_{mkn})^2 + (\rho_{mk} + r_{mk} \times \right. \\ &\quad \left. \times (\cos \varepsilon_{mk} \cos \beta \cos \alpha_{mkn} - \sin \varepsilon_{mk} \sin \alpha_{mkn}))^2 \right]^{1/2}; \end{aligned} \quad (2)$$

$$Z_{mkn} = (\rho_{m1} \cos \varepsilon_{m1} - \rho_{mk} \cos \varepsilon_{mk}) \cdot \text{ctg} \beta + r_{mk} \sin \beta \cos \alpha_{mkn} + Z_o + Z_v + Z_u,$$

де: ρ_{m1} – радіус центра периферійного вінця шарошки (ці радіуси для всіх трьох вінців співпадають);

Z_o – початкове проникнення зубця у вибій. Коли долото стоїть без початкового проникнення $Z_o = 0$;

Z_v – переміщення нижнього перерізу колони за рахунок подачі долота;

Z_u – переміщення нижнього перерізу колони за рахунок коливань;

ξ_{mk} – кут повороту центра k -го вінця m -ої шарошки відносно осі долота в момент часу t ;
 ρ_{mk} – радіус центра k -го вінця m -ої шарошки відносно осі долота;
 ε_{mk} – кут між проекцією осі шарошки на площину креслення та ρ_{mk} ;
 γ_{mkn} – кут між проекціями радіуса ρ_{mk} та радіуса n -го зубця цього вінця на площину, перпендикулярну осі долота.

$$\rho_{mk} = \sqrt{((F - Y_{mk} - l_{mk} \cos \delta_{mk}) \sin \beta)^2 + \Delta^2}; \quad (3)$$

$$r_{mk} = X_{mk} + l_{mk} \sin \delta_{mk},$$

де: Δ – зміщення осі шарошки в плані;
 β – кут між віссю шарошки та віссю осі долота;

F – відстань торця шарошки від проекції осі долота в базовій площині;

Y_{mk} – відстань центра отвору під зубець від торця шарошки в базовій площині;

l_{mk} – виступ зубця над тілом шарошки вздовж осі зубця;

δ_{mk} – кут осі зубця до осі шарошки в базовій площині;

X_{mk} – відстань центра отвору під зубець від осі шарошки в базовій площині.

$$X_{mk} = \frac{B_{mk}}{2} + (H_{mk} - Y_{mk}) \operatorname{ctg} \delta_{mk}, \quad (4)$$

де: B_{mk} – діаметр кола меншої основи конуса k -го вінця m -ої шарошки;

H_{mk} – вертикальна координата площини кола перегину діаметром B_{mk} .

Кут повороту центра вінця шарошки залежить від кутової швидкості долота і визначається за формулою

$$\xi_{mk} = \omega \cdot t - 2\pi \left[\frac{\omega \cdot t}{2\pi} \right] - \frac{2(m-1)\pi}{3} + \arcsin \frac{\Delta}{\rho_{mk}} + \arcsin \frac{\Delta}{\rho_{m1}}, \quad (5)$$

де $\left[\frac{\omega \cdot t}{2\pi} \right]$ – ціла частина числа $\frac{\omega \cdot t}{2\pi}$.

Маючи розраховані згідно з формулами (2) циліндричні координати вершин зубців, можемо переходити до наступного блоку моделювання роботи долота на вибої – моделі формування вибою.

Для того, щоб описати поверхню вибою у кожній його точці, використано метод сіток. Сітка утворена дискретними значеннями координат r і θ . Задача визначення поверхні вибою зводиться до визначення координати Z від базової площини, яка проходить через центри шарошок, для кожної точки, у яку проектується відповідний вузол. Позначивши число радіусів сітки як “ i ”, а число вузлів сітки на кожному радіусі – “ j ”, необхідно визначити Z_{ij} .

Лунка на поверхні вибою, утворена проникненням в неї зубця, має складну форму, яка може бути апроксимована чотиривісним еліптичним конусом, вершина котрого знаходиться в середині породи, а основа – на поверхні вибою.

Рівняння поверхні лунки можна записати таким чином:

$$Z_{ij} = h_{mkl} - \left\{ \frac{[\rho_i \cos(\theta_{ij} - \theta_{wj'} + \varepsilon_{mk} + \varphi_{mk}) - \rho_w \cos(\varepsilon_{mk} + \varphi_{mk})]^2}{\operatorname{tg} \delta_1} \right\} + \left\{ \frac{[\rho_i \sin(\theta_{ij} - \theta_{wj'} + \varepsilon_{mk} + \varphi_{mk}) - \rho_w \sin(\varepsilon_{mk} + \varphi_{mk})]^2}{\operatorname{tg} \delta_2} \right\}^{\frac{1}{2}} + Z_{wj'}; \quad (6)$$

$$\varepsilon_{mk} = \arcsin \frac{\Delta}{\rho_{mk}},$$

де: Z_{ij} – координата поверхні лунки, обчислюється у вузлах сітки;

ρ_i, θ_{ij} – координати вузлів, в яких обчислюється Z_{ij} ;

$\rho_w, \theta_{wj'}$ – координати зубця в “нижньому” положенні;

j' – номер вузла вершини лунки;

φ_{mk} – кут повороту головної площини симетрії зубців вінця mk .

h_{mkl} – повна глибина лунки, вимірюється від поверхні вибою у вузлі. Глибина лунки є нелінійною функцією глибини проникнення вершини зубця в породу $h(Z)$ і визначається експериментально для кожного поєднання конфігурації зубця і типу породи

$$h_{mkl} = f(Z_{mkl}^{wj'}); \quad (7)$$

$Z_{mkl}^{wj'}$ – заглиблення вершини зубця в “нижньому” положенні у вузлі, що відповідає координатам ρ_w і $\theta_{wj'}$;

Відповідно до прийнятих позначень зубець, що має індекс $n=1$, знаходиться в “нижньому” положенні

$$Z_{mkl}^{wj'} = Z_{mkl} - Z_{wj'}, \quad (8)$$

де: Z_{mkl} – координата зубця, що знаходиться в “нижньому” положенні;

δ_1, δ_2 – кути нахилу поверхні конуса лунки до його осей в перпендикулярних площинах симетрії, δ_1 – відповідно до принципів побудови лунки може приймати два значення δ'_1 і δ''_1 , а δ_2 – значення δ'_2 і δ''_2 залежно від сектора лунки, в якому визначається Z_{ij} . Величини $\delta'_1, \delta''_1, \delta'_2$ та δ''_2 є експериментальними функціями, які залежать від форми вибою, його рельєфу, параметрів форми зубця і типу розбурюваної породи.

Модель П.В.Баліцького [2] накладає ряд обмежень на рух інструменту, практично однаковий з обмеженнями за С.А.Молдавцевим, вибірні умови та властивості породи пропонується враховувати емпіричними коефіцієнтами. Відмінністю від описаних раніше моделей є розрахунок не лише кінематичних та динамічних, але й енергетичних характеристик компоновки при різних приводах (як машинного аг-

регату), відмінною є також кінематична модель роботи долота, розглядається лише одиничний контакт та його вплив на поздовжні і в окремих випадках на поперечні переміщення бурильного інструменту та зміну діючих на КНБК сил.

Оскільки поставлено мету проектувати долота, які забезпечували б мінімум енерговтрат, то необхідно оцінювати ці енерговтрати та енергопоток. Більшість сучасних досліджень дають змогу або оцінити енергопоток у колоні, або (переважно емпіричним шляхом) оцінити енергопоток, які виникають при ударі зубця об породу. Причому аналіз проводиться або без врахування форми робочих поверхонь зубців, або без врахування (чи з мінімальним модельним врахуванням) особливостей підведення до зубця енергії.

Всі згадані моделі базуються на широкому використанні експериментальних коефіцієнтів та показників руйнування породи. У них слабо відображено роботу одиничного елемента озброєння долота на вибої. Показники роботи одиничного елемента пропонується визначати експериментально, так що для кожної пари елемент озброєння-порода необхідно визначити цілий набір параметрів взаємодії. Не викладено методики проектування робочих поверхонь одиничних елементів озброєння, хоча дається добрий аналіз роботи долота загалом або й всієї компоновки як єдиного механізму (машинного агрегату).

Для всіх згаданих моделей характерно також те, що не враховується зміна енергопотоків при зношуванні долота та окремих його конструктивних елементів: опор (підшипників), елементів озброєння тощо. В моделі Молдавцева С.А. [3] пропонується вплив зношування та відповідну зміну параметрів роботи вархувати введенням додаткових компенсаційних коефіцієнтів, визначених з аналізу відхилень промислових даних від розрахункових. Такий підхід також не забезпечуватиме точності, оскільки при сучасній технології буріння визначення вибійних умов в процесі буріння достатньо проблематичне, важко розділити вплив різних факторів.

Взагалі, на сучасному етапі розвитку науки точно оцінити процеси зношування, які відбуваються на вибої, та їх вплив на роботу інструменту практично не вдається за прямими показниками без підйому інструменту, тому при аналізі роботи долота та його озброєння достатньо задаватися крайніми (граничними) параметрами зносу опор та відхилень інструменту від проектованої форми та розмірів (які можна визначити з умови недопущення тих чи інших катастрофічних явищ внаслідок зміни геометричних параметрів конструктивних елементів або зміни механічних чи фізичних властивостей, з яких згадані конструктивні елементи складаються). Тоді замість однієї моделі інструменту необхідно розглядати декілька моделей: базову (спроєктовану згідно з конструкторською документацією) та моделі, які так чи інакше змінилися за формою та властивостями.

Процес контакту та руйнування породи в усіх моделях оцінюється за емпіричними даними, отриманими при виконанні приблизно однакових експериментальних досліджень, методика отримання показників процесу вимагає проведення значної кількості експериментальних досліджень, при зменшенні кількості досліджень значно знижується точність та достовірність отриманих результатів. Тому жодна з цих моделей не є достатньою для вироблення рекомендацій при проектуванні нових форм робочих поверхонь породоруйнівних елементів. Взагалі, моделі такого типу добре пристосовані до проектування КНБК або до проектування схем озброєння породоруйнівного інструменту, значно важче та дорожче створити рекомендації щодо створення нових форм озброєння (одиничних елементів) з їх використанням.

Моделі третього підходу ґрунтуються на теоретичному та експериментальному вивченні роботи одиничного породоруйнівного елемента.

Теоретичні викладки проводяться, як правило, з використанням методів теорії пружності, пластичності та механіки руйнування твердих пружно-пластичних тіл. Серед теоретичних досліджень чітко виділяються два напрямки: 1) розрахунку напруженого стану породи – роботи Ейгелеса Р.М., Тарас І.П., деякі роботи Барона, Свешникова, Перегудова; 2) розрахунку напруженого стану у тілі зубця – роботи Слівака, Іткіса, Перегудова, Бочковського та ін. У більшості теоретичних досліджень для спрощення відкидаються деформації породоруйнівних елементів при впровадженні зубці в породу.

Експериментальні дослідження проводилися як для перевірки математичних моделей (переважна більшість авторів проводила власні експериментальні дослідження), так і для встановлення емпіричних залежностей ефективності руйнування зубцем породи при різних рівнях і способах підведення енергії та вивчення параметрів і критеріїв стійкості елементів озброєння, вивчення механізмів їх зношування та руйнування.

У більшості робіт третього типу при моделюванні розглядається робота одиничного породоруйнівного елемента при заданні йому кінематично руху, параметри якого відповідають рухові елемента з більшим чи меншим урахуванням кінематичної схеми долота або вивчається робота одиничного породоруйнівного елемента чи послідовність одиничних взаємодій без врахування кінематики руху зубця. Динаміка бурильної колони та зумовлені нею переміщення, як правило, не враховуються.

Отже, моделі третього типу дають змогу дослідити роботу породоруйнівних елементів певної форми та визначити рекомендації щодо зміни їх параметрів, як правило, на основі експериментальних досліджень, при цьому достатньо враховується інформація про роботу одиничного породоруйнівного елемента як частини схеми озброєння інструменту.

Для створення моделі роботи інструменту на вибої, яка даватиме змогу проектувати нові форми зубців з урахуванням їх навантаженого

Література

стану, необхідно на сучасному етапі комбінувати методи моделей другого та третього підходів, використовуючи результати моделювання для перевірки методами першого підходу. Така спроба здійснена Ейгелесом Р.М. і Стрекаловою Р.В. та Драганчук О.Т. [4]. Але через значний обсяг необхідних експериментальних випробувань та обмежень моделі, викладених раніше, потребує подальшого теоретичного розвитку модель формування вибою (власне, потребує теоретичної розробки метод формування математичної моделі вибою для наближення її до реального стану вибою при бурінні свердловин, адже у згаданих моделях вибій приймається абсолютно чистим та однорідним) і аналітичний метод врахування дії вибійних умов. Практично обидві моделі дають можливість зробити вибір оптимальної для даних умов однієї з відомих форм озброєння, а також можуть слугувати основою для створення методу проектування нових топологічно-геометричних форм породоруйнівних елементів для роботи у заданих умовах.

1. Шарошечные долота: Международный транслятор-справочник // Международная инженерная энциклопедия. Серия: Нефтегазовая техника и технология / Под науч. ред. В.Я.Кершенбаума, А.В.Торгашова, А.В.Торгашова. – М., 2000. – 245 с.

2. Балицкий П.В. Взаимодействие бурильной колонны с забоем скважины. – М.: Недра, 1975. – 294 с.

3. Молдавцев С.А. Совершенствование аналитической модели углубления забоя скважины на основе изучения динамики шарошечного долота и бурильной колонны // Автореф. дисс. к.т.н. ... – Ивано-Франковск, 1992. – 28 с.

4. Драганчук О.Т. Научно-методологические основы конструирования озброєння шарошечных долот // Дис. на здоб. наук. ступ. д.т.н. ... – Ивано-Франківськ, 1999. – 352 с.

5. Векерик В.И., Молдавцев С.А., Пицък Р.Л. Математическая модель взаимодействия элементов вооружения шарошечного долота с упругим забоем. – Ивано-Франковск, 1989. – 18 с. – Деп. в УкрНИИТИ 08.06.89., №1565.

6. Стеглянов Б.Л. Повышение эффективности буровых инструментов на основе сравнительного анализа кинематических характеристик их вооружения // Автореф. дис. канд. техн. наук...: 05.04.07 / НПО "Бурение". – М., 1990. – 16 с.

УДК 539.30

ВТРАТА СТІЙКОСТІ КОЛОНИ БУРИЛЬНИХ ТРУБ ВНАСЛІДОК СКРУЧУВАННЯ

Д.Ю.Мочернюк

Національний університет "Львівська Політехніка", 79013, м. Львів, вул. С.Бандери, 13,
тел. (0322) 398518

Рассматривается задача потери устойчивости бурильных труб при скручивании реактивным моментом, которая возникает вследствие взаимодействия вала турбобура с забоем скважины через долото.

Розглядається задача втрати стійкості колони бурильних труб, у якої діаметр дуже малий порівняно з довжиною. Верхній кінець труб затиснутий жорстко у роторі за допомогою квадрата, а нижній кінець шарнірно обертий і зазнає скручування від дії реактивного моменту M , створюваного валом турбобура внаслідок взаємодії з вибоєм свердловини через долото. Вектор моменту M збігається з віссю колони труб (рис. 1). Приймається умова, що свердловина вертикальна, і що колона труб зі стінками свердловини не взаємодіє. Припускається, що колона має незмінну жорсткість при будь-яких видах деформацій. Найважливішою замковою різьбо-

It is considered the sum of loosing the equilibration of drilling column about torsion by reactive moment what to spring up in consequence interworking shaft of turbodrill with heading borehole by the bit.

вих з'єднань та впливом середовища промивальної рідини нехтуємо.

Очевидно, що при певній величині скручуючого моменту M колона втратить початкову форму прямолинійної рівноваги і набуде форми неплоскої кривої у вигляді гвинтової лінії (рис. 1).

У певній точці деформованого стержня з координатами x, y, z (рис.1) проєкції вектора M на нормалі до кривої у двох площинах XOY та XOZ дають згинальні моменти, які визначаються із співвідношення [1]

$$\frac{dy}{dx} = \frac{M_{ky}}{M} \quad \text{та} \quad \frac{dz}{dx} = \frac{M_{kz}}{M}$$