



УДК 622.233.3.53

ДЕЯКІ ПРОБЛЕМИ АНАЛІЗУ ТА СИНТЕЗУ ЕЛЕМЕНТІВ БУРОВИХ ВЕРСТАТІВ У ПРОЦЕСІ БУРІННЯ ШАРОШКОВИМИ ДОЛОТАМИ

М.С. Воробйов, М.В. Лисканич

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, 76016 м. Івано-Франківськ вул. Карпатська, 15

Ефективність руйнування гірської породи залежить як від застосування досконалих конструкцій елементів бурових верстатів, так і ступеня наукової обґрунтованості нормативної документації щодо використання їх уточнених експлуатаційних характеристик.

Сучасні розрахункові методики по аналізу кінематики та динаміки роботи шарошкових доліт при бурінні базуються на далеких від реальності припущеннях.

Так, кінематичний аналіз процесів взаємодії шарошкових доліт з породою здійснюється на базі помилкового використання поняття миттєвої осі, одна з точок якої визначається за недостатньо обґрунтованої умови рівності моментів сил тертя по різні сторони від неї [1]. Але відомо [2], що це поняття можна використовувати лише тоді, коли виконані такі три умови: 1) відносна швидкість точок контакту поверхонь двох тіл дорівнюють нулю; 2) поверхні цих тіл постійно торкаються у точках контакту; 3) кожне з тіл, які контактують, є абсолютно твердим. Іншими словами, пари контактних тіл не повинні ковзати одне по одному, а тим більше деформуватися чи занурюватися одне в одне. Принцип ж дії шарошок полягає в поступовому руйнуванню поверхні вибою внаслідок ковзання по неї та ріжуче – чи дроблячи - сколюючому витисненні її матеріалу зубцем, який при цьому сам стискається та згинається, а відстань від осі обертання шарошки до незруйнованої поверхні вибою змінюється. Тому передаточне відношення кінематичної пари «шарошка – долото» також змінюється по мірі заглиблення зуба у породу.

Нехтується також поступовість занурення елементів зуба у породу: спочатку тригранною його торцевою частиною, а потім чотиригранною. Це не дозволяє точно оцінити вплив тертя внутрішнього ковзання частинок продуктів руйнування породи одна по одній, а також їх терті по заглибленій поверхні зуба.

Крім цього, не враховуються спотворення ряду параметрів руху у площині вибою, спричиненого нахиленням осі обертання шарошки до поверхні площини. Внаслідок цього точка перетину бокової поверхні зуба з колом вершин рухається по просторовій кривій, яка в межах торцевого кута є стороною криволінійного трикутника, одна зі сторін



кої належить сфері радіуса незаглибленої частини шарошки, а друга – сфері радіуса, рівного довжині твірної конуса.

Динамічні процеси руйнування породи вивчаються без аналізу впливу моментів інерції шарошок в умовах фактичного косоного удару ребра зуба по матеріалу в зоні вибою на початку контакту з подальшою взаємодією з гірською породою зуба у деформованому стані. Адже зуб є пружним елементом, який у мить зустрічі з породою деформується в тій чи іншій мірі від стрибкоподібного навантаження. Крім цього, зведення мас бурильної колони відбувається на базі неврахування значної кількості зосереджених серед розподілених мас і жорсткостей.

Приймається, що динамічна складова осьового зусилля залежить тільки від маси тієї частини маси бурильної колони, яка формує осьове зусилля на долоті, і сприймається усією периферійною поверхнею зуба. Недоліком цього є неврахування дотичних напружень, спричинених сколюючою дією зуба на породу від косоного удару.

Часто мають місце невдалі проектне – конструкторські рішення, які призводять до пониження експлуатаційних характеристик бурового інструмента.

Наприклад, використання насипних підшипників кочення в опорі шарошки викликає, з одної сторони, підвищене зношування елементів опори внаслідок відсутності сепаратора не ковзного типу між тілами кочення, а з другої сторони, появу насосного ефекту з негативним впливом засміченої абразивами промивної рідини на довговічність елементів опори [3].

Нехтування закономірностями механіки післядії шарошки з попередньо зруйнованою поверхнею вибою не дозволяє оптимізувати таке співвідношення між конструктивними та експлуатаційними параметрами, яке б дозволило уникнути непродуктивного потрапляння або сковзання зуба у попереднє отриману виїмку, що зменшує механічну швидкість буріння.

Застосування в шпинделі турбобура безсепараторних підшипників з тілами кочення змушує збільшувати кількість їх рядів. Це ускладнює конструкцію, негативно впливає на її надійність, яка, як відомо [4], покращується зі зменшенням елементів у системі, понижує їх зносостійкість і не дозволяє рівномірно передати осьове зусилля на кожний з рядів, з яких деякі зовсім не сприймають навантаження [5], або ж вимагає застосовувати для цього додаткові пристрої.

Відсутність проектних рішень щодо само адаптації привода роторного бурового верстата до зміни сили корисного опору на долоті при бурінні свердловин без застосування спеціальної автоматичної системи керування силовими ланками верстата стримує подальше підвищення механічної швидкості проходки. Адже ручне керуванні



параметрами буріння таким способом має такі недоліки [6]. При застосуванні привода з декількох двигунів, які паралельно діють на західний вал, менш зношений двигун повинен зменшувати власну потужність для узгодження з потужністю більш зношеного двигуна. Режим номінального відбору потужності від кожного з паралельно приєднаних двигунів надійно може забезпечити лише само адаптивна система керування. Неоднорідність середовища вибою разом зі зміною технологічних факторів, пов'язаних, наприклад, зі зношуванням долота або психологічно – фізичним станом бурильника, не дозволяють вручну оптимізувати процес буріння. З-за відсутності само узгодженості привода бурового насоса з режимом буріння його двигуни весь час будуть працювати при максимальній віддачі потужності, з-за чого стінки свердловини будуть постійно розмиватися, а частина енергії марно втрачатись.

Традиційний принцип формування осьового зусилля на долоті за допомогою частини ваги бурильної колони призводить при зміні сили корисного опору до зміни положення її нейтрального перерізу, який розділяє стиснуту та розтягнуту частину бурильної колони. Наслідком цього є небажане додаткове відхилення осі стовбура свердловини від проектного напрямку, що призводить до додаткового збільшення динамічних навантажень на елементи бурильної колонна, а отже до зниження їх довговічності та непередбачуваних втомних руйнувань. Пошук інших принципів формування осьового зусилля на долоті з умови сталого положення цього нейтрального перерізу ще чекає своїх дослідників і новаторів.

Загалом, розробка більш досконалих наукових основ, зокрема з врахуванням вище розглянутих проблем, є необхідними умовами як раціонального проектування елементів бурових установок, так і їх ефективної експлуатації.

Літературні джерела

- 1 Палий П. А., Корнеєв К. Е Буровые долота. М.: Недра, 1971. 446с
- 2 Павловський М. А. Теоретична механіка. Київ: Техніка, 2002. С. 160.
- 3 Симонов В. В., Выхребцов В. Г. Работа шарошечных долот и их совершенствование. М.: Недра, 1975. 365 с.
- 4 Архангельский Г. В., Воробйов М. С., Дубинець О. І. та ін. Деталі машин. Київ: Талком. С. 87 – 93.
- 5 Иоанесян Ю. Р., Кузин Б. В., Малышев Д. Г. Турбобуры с подшипниками качения. М.: Недра, 1974. 120с.
- 6 Лобанов В. А., Мнацаканов А. В., Мурадов Б. В. и др. Автоматизация технологических процессов бурения. М.: Недра, 1986. С. 4 – 12.