

622.24.053/043
Г83

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ІВАНО-ФРАНКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ НАФТИ І ГАЗУ**

Гриджук Ярослав Степанович



УДК 622.24.053:628.517.4

0431

Г83

**ПРОГНОЗУВАННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ
ЕЛЕМЕНТІВ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ
ПРИ ВІБРАЦІЙНОМУ НАВАНТАЖЕННІ**

05.05.12 – машини нафтової та газової промисловості

АВТОРЕФЕРАТ

дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Івано-Франківськ – 2013

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Івано-Франківському національному технічному університеті нафти і газу Міністерства освіти і науки України.



Науковий керівник:

доктор технічних наук, професор
Лисканич Михайло Васильович,
Івано-Франківський національний технічний
університет нафти і газу, професор кафедри
теоретичної механіки.

Офіційні опоненти:

доктор технічних наук, професор
Огородніков Петро Іванович,
Міжнародний науково-технічний
університет ім. академіка Ю.Бугая,
декан факультету нафтової інженерії
і комп'ютерних наук, м. Київ;

кандидат технічних наук
Кунцяк Роман Ярославович,
директор ТОВ "Навігатор комплект",
м. Київ.

Захист відбудеться 16 травня 2013 року о 10 год. на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 20.052.04 в Івано-Франківському національному технічному університеті нафти і газу за адресою: 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15.

З дисертацією можна ознайомитись у науково-технічній бібліотеці Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу за адресою: 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15.

Автореферат розісланий 10 квітня 2013 року.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради Д 20.052.04
кандидат технічних наук, доцент

Пилипів Л.Д.



ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми.

У процесі буріння свердловин найскладнішим об'єктом для діагностування є бурильний інструмент – долото, вибійний двигун, бурильна колона (БК). Процес буріння завжди супроводжується інтенсивними вібраціями бурильного інструменту через численні чинники, зокрема неоднорідності гірських порід, випадкові коливання осьового навантаження, пульсації тиску промивальної рідини, тощо. З одного боку, вібрації і створювані ними динамічні сили збільшують інтенсивність руйнування породи, а іншого, внаслідок вібраційних ударів та поштовхів під час роботи долота, призводять до надмірного спрацювання і відмови вибійних двигунів та доліт, появи втомних напружень у муфтах, замках, бурильних трубах (БТ) та обважнених бурильних трубах (ОБТ). Усе це веде до погіршення техніко-економічних показників буріння і до зниження надійності та довговічності бурильного інструменту.

На сучасному етапі розвитку техніки велика увага приділяється діагностиці БК, оцінці її технічного стану і прогнозуванню залишкового ресурсу. Для практики буріння прогнозування довговічності елементів БК у процесі її роботи дає змогу уникнути багатьох ускладнень під час буріння свердловин, ефективніше використувати ресурс БК. Інформація про рівень вібраційного навантаження БК є цінною, оскільки аварії, пов'язані з її елементами, зокрема компоновки низу бурильної колони (КНБК), вважаються одними із найскладніших.

Тому оцінка ступеня вібронавантаженості елементів БК і прогнозування її довговічності є актуальною проблемою. Її вирішення дасть змогу в значній мірі підвищити надійність процесу буріння свердловин, знизити аварійність і підвищити техніко-економічні показники буріння.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.

Дисертаційна робота має науково-прикладний характер і виконана в рамках програм НАК "Нафтогаз України" згідно з розпорядженням Кабінету міністрів України "Про схвалення енергетичної стратегії України на період до 2030 року", і є частиною планової держбюджетної роботи за темою "Розроблення методів управління процесом спорудження скерованих свердловин в сланцевих і вугільних відкладах" (ДР № 0112U004157).

Мета і завдання дослідження.

Мета дисертаційної роботи полягає у забезпеченні працездатності БК в складних гірничо-геологічних і техніко-технологічних умовах буріння нафтогазових свердловин шляхом контролю рівня вібраційного навантаження замкових різьбових з'єднань ОБТ.

Для досягнення поставленої мети ставляться наступні задачі дослідження:

1. Удосконалення системи реєстрації, обробки та аналізу вібраційних характеристик БК під час буріння свердловини.
2. Удосконалення математичної моделі визначення напруженого стану в елементах БК в умовах вібраційного навантажування.

an 2371. an 2372

3. Створення комп'ютерної моделі для дослідження коливальних процесів у БК, як у складній механічній системі.

4. Обґрунтування критерію безпечної експлуатації елементів БК під час вібраційного навантажування.

5. Розроблення методу прогнозування довговічності елементів БК з урахуванням дії на неї вібраційного навантаження.

6. Промислова перевірка результатів дослідження.

Об'єктом дослідження є явище втрати працездатності замкових різьбових з'єднань (ЗРЗ) низу бурильної колони, що працюють в умовах інтенсивних вібрацій.

Предметом дослідження є вібронпружений стан елементів низу БК, який в силу певних технічних та технологічних чинників є причиною появи, накопичення та розвитку в ЗРЗ втомних пошкоджень.

Методи дослідження.

Дослідження проводились за допомогою комплексного методу, що полягає у сумісному використанні фізичного, математичного та комп'ютерного моделювання об'єкта досліджень та експериментальних методів для підтвердження адекватності отриманих результатів на діючому обладнанні. Основні положення дисертації, що складають наукову новизну, сформульовані висновки і рекомендації, науково обґрунтовано із залученням математичних методів теорії диференціальних рівнянь, кінетичної теорії втоми, методів обробки та аналізу результатів експериментальних досліджень.

Положення, що виносяться на захист:

1. Оцінювання рівня вібрації БК за граничною віброшвидкістю її елементів.
2. Оцінювання напруженого стану та довговічності елементів БК у залежності від рівня вібраційної навантаженості БК під час буріння свердловини.

Наукова новизна отриманих результатів.

1. Вперше створено комп'ютерну модель для дослідження коливальних процесів БК, з допомогою якої встановлено кінематичний зв'язок між віброшвидкостями ведучої труби та довільного перерізу БК.

2. Обґрунтовано вибір граничної віброшвидкості перерізів БК як критерію безпечної експлуатації в умовах вібраційного навантажування.

3. На основі критерію безпечної експлуатації встановлено залежності між граничною віброшвидкістю і параметрами навантаження, що діють на елементи КНБК, завдяки яким запропоновано шляхи нормування вібрації БК.

4. Запропоновано метод прогнозування довговічності елементів низу БК в умовах проводки свердловини з використанням удосконалених технічних засобів реєстрації та обробки вібрації БК, що дало можливість оперативно обробити вібраційний сигнал і одночасно оцінити довговічність елементів КНБК.

Практичне значення отриманих результатів.

1. Удосконалено систему реєстрації, обробки та аналізу вібраційних характеристик, що дало змогу під час буріння свердловини встановити параметри вібрації елементів КНБК.

2. Визначено кількісні показники безпечної експлуатації елементів БК в умовах вібраційного навантажування.

3. Розроблено методику прогнозування довговічності елементів низу БК в умовах вібраційного навантажування з врахуванням втомних характеристик ЗРЗ.

Особистий внесок здобувача:

- проведено аналіз впливу згинальних навантажень та вібрацій на напружений стан БК і накопичення втомних пошкоджень, що приводять до втомного руйнування елементів БК [1, 6, 7];

- удосконалено систему реєстрації, обробки та аналізу вібрацій елементів БК під час буріння свердловини [8];

- створено комп'ютерну модель механічної системи “долото-бурильна колона” для дослідження її коливальних процесів [10, 11];

- запропоновано спосіб нормування вібрації БК за граничною віброшвидкістю її елементів [12];

- здійснено експериментальну перевірку достовірності результатів теоретичних досліджень напруженого стану елементів БК в мовах вібраційного навантажування [5];

- удосконалено математичну модель визначення довговічності елементів БК в умовах вібраційного навантажування [2, 3, 4];

- запропоновано методику визначення довговічності елементів БК в умовах вібраційного навантажування [9, 13];

Апробація результатів дисертації.

Основні положення дисертаційної роботи обговорювалися та доповідалися на:

- II міжнародній науково-практичній конференції “Динаміка наукових досліджень 2003” (м. Дніпропетровськ, травень 2003);

- X міжнародній науково-технічній конференції “Вібрації в техніці та технологіях” (м. Львів, жовтень 2011);

- всеукраїнській науково-технічній конференції “Безпека об'єктів нафтогазового комплексу” (м. Івано-Франківськ, жовтень 2011).

У повному обсязі результати досліджень доповідалися і обговорювалися на засіданнях кафедри нафтогазового обладнання Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу.

Публікації.

За темою дисертації опубліковано 13 наукових праць, з яких 8 статей у фахових виданнях України, 3 тези і 2 матеріали наукових конференцій.

Структура та обсяг роботи.

Дисертація складається із вступу, п'яти розділів, основних висновків, списку використаних літературних джерел із 156 найменувань та 2 додатків. Робота викладена на 192 сторінках, і містить 65 рисунків та 15 таблиць. Повний обсяг дисертації складає 246 сторінок.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі наведено загальну характеристику дисертаційної роботи, обґрунтовано її актуальність, сформульовано мету і задачі дослідження, висвітлено наукову новизну та практичне значення отриманих результатів. Наведено інформацію про апробацію роботи, розкрито особистий внесок автора у публікаціях.

У першому розділі проведено огляд літературних джерел стосовно вивчення умов експлуатації бурильного інструменту, у ході якої на БК діють різні види навантажень, у тому числі і вібраційні; проаналізовано сучасний стан методів та засобів дослідження і контролю вібрації БК у процесі експлуатації.

Вібраційні навантаження є одними із основних динамічних навантажень, що діють на елементи БК у процесі її експлуатації. Питанням експлуатації БК та вивченням її динамічних характеристик займалося чимало вітчизняних та зарубіжних дослідників: В.М. Алексеев, П.В. Балицький, Ю.С. Васильев, В.І. Векерик, В.Г. Григульський, О.М. Динник, Р.М. Ейгелес, Є.І. Шемгужин, З.Г. Керімов, В.Ю. Копилов, М.Ф. Лебедев, А.Х. Мірзаджанзаде, В.М. Мойшишин, М.Ю. Мочернюк, П.І. Огородніков, А.Е. Сароян, Е.К. Юнін, М.В. Якубовський, А.Ш. Янтурін, Ф. Віллерс, Г. Вудс, Е. Галле, В. Гаррет, Ф. Дейлі, Д.В. Дерінг, Р. Каннінгхем, Т. Хуань та інші вчені.

Багаторічний досвід експлуатації БК на свердловинах України та за її межами показав, що руйнування конструктивних елементів БК під дією вібраційного навантаження має втомний характер. Саме тому підвищення надійності і довговічності елементів БК є важливою проблемою буріння свердловин. Питанням надійності і довговічності елементів БК, дослідження їх напруженого стану присвячені наукові праці вітчизняних і зарубіжних авторів: В.І. Артима, Ю.І. Газанчана, С.М. Данелянца, Ю.В. Дубленича, А.Ф. Дубровського, В.М. Івасіва, А.Л. Ільського, Є.І. Крижанівського, Б.В. Копея, І.В. Кудрявцева, М.В. Лисканича, Д.Ю. Мочернюка, Г.М. Саркісова, А.Е. Сарояна, Н.Д. Щербюка, Б.О. Чернова, Т. Альтмана, А. Брайнгера, Т. Трішмана, В. Хаука, Х. Коллера та інших.

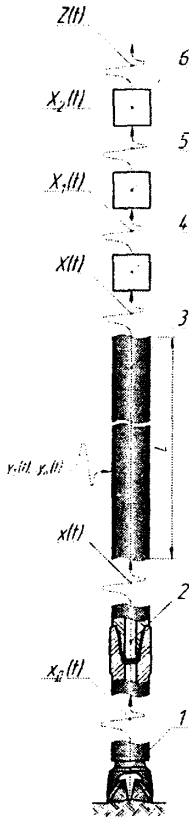
Для отримання достовірної інформації про вібраційний стан елементів БК необхідно розширити аналіз динаміки БК, який спрямований на дослідження її коливальних процесів. Тому актуальним на сьогодні є питання, пов'язане із дослідженням рівня вібрації БК та оцінки за його значенням напруженого стану і довговічності елементів БК під час буріння свердловини.

Другий розділ присвячений удосконаленню системи реєстрації та обробки результатів вимірювання вібрації БК під час буріння свердловини із використанням сучасних методів та засобів цифрової обробки сигналів і їх автоматизації.

Відомо, що вібраційний сигнал, зареєстрований біля гирла свердловини під час буріння у вигляді реалізації відносно малої довжини є випадковим процесом. Потужність вібраційного сигналу розподіляється по багатьох гармоніках, а процес виділення цих гармонік є складною процедурою. Вирішення такої проблеми виявилось можливим завдяки застосуванню сучасних методів та засобів цифрової обробки сигналів, що дають можливість швидко виділяти ці гармоніки, проводити

детальний частотний аналіз вібросигналів, досить точно оцінювати амплітуду та спектральну щільність вібраційних сигналів.

З врахуванням таких передумов, реєструвати вібрацію БК запропоновано одним давачем біля гирла свердловини (рис. 1), вимірюючи вібропришвидження ведучої бурильної труби в процесі буріння вибійними двигунами, або вертлюга під час роторного буріння.



- 1 – основне джерело вібрацій (шарошкове долото);
- 2 – вузол діагностування (ЗРЗ);
- 3 – механічний канал довжиною L (БК), по якому коливальний процес проходить до місця установки віброперетворювача;
- 4 – віброперетворювач АР21;
- 5 – модуль первинної обробки сигналу;
- 6 – модуль вторинної обробки сигналу;
- $x_d(t)$ – вібрація долота, яка передається БК;
- $x(t)$ – вібраційний сигнал, що передається по БК;
- $y_1(t) \dots y_n(t)$ – сигнали від інших вузлів колони та переходи;
- $X(t)$ – вібраційний сигнал, зареєстрований віброперетворювачем;
- $X_1(t)$ – вібраційний сигнал, що надходить на первинну обробку;
- $X_2(t)$ – вібраційний сигнал, що надходить на вторинну обробку;
- $Z(t)$ – вібраційний сигнал після вторинної обробки.

Рисунок 1 – Схема реєстрації та обробки результатів вимірювання вібрацій БК під час буріння свердловини

Виходячи із доступних на даний час та продуктивних засобів вимірювання вібрації та спираючись на принципи побудови сучасних портативних систем тестової та функціональної діагностики обладнання, запропоновано удосконалену систему реєстрації та аналізу характеристик вібрації бурильної колони, апаратна частина якої складається з давача (акселерометра АР21), модулів первинної та вторинної обробки вібросигналу. Таким чином вирішено перше завдання досліджень.

Третій розділ присвячений теоретичним дослідженням напружень, що виникають в елементах БК під дією випадкових динамічних навантажень та побудові комп'ютерної моделі БК з урахуванням ЗРЗ, з метою визначення кінематичних та силових характеристик поздовжніх коливань у перерізах БК.

Аналізуючи результати проведених на даний час досліджень, що стосуються динамічного напруженого стану БК, запропоновано аналітичні залежності для визначення змінних напружень внаслідок дії динамічної сили. Максимальні осьові напруження визначаються за максимальною осьовою віброшвидкістю:

$$\sigma_{oc\ max} = A\sqrt{\rho E} \cdot V_{max}, \quad (1)$$

де A – коефіцієнт, що враховує розподіл амплітуд напружень і відносних віброшвидкостей по об'єму пружного елемента; ρ , E – густина та модуль пружності матеріалу БК; V_{max} – максимальна осьова віброшвидкість.

Основними змінними навантаженнями в елементах КНБК є максимальні згинальні моменти, що зумовлюють максимальні напруження згину:

$$\sigma_{зг\ max} = \sigma_{зг} + \Delta\sigma_{зг\ max}, \quad (2)$$

де $\sigma_{зг} = M_{зг}/W = EJ/RW$ – напруження згину, спричинені втратою прямолінійної форми через викривлення осі свердловини; R – радіус викривлення осі свердловини; W – момент опору небезпечного поперечного перерізу труби; $\Delta\sigma_{зг\ max} = \Delta M_{зг\ max}/W$ – амплітуда максимального напруження згину, що виникає внаслідок дії максимального згинального моменту, спричиненого обертанням БК навколо власної осі і її вібрацією.

Для визначення амплітуди змінного максимального згинального моменту $\Delta M_{зг\ max}$ побудовано розрахункову схему, для якої записані рівняння згину умовно вертикальної ділянки БК (рис. 2). Рівняння згину, початкові та граничні умови для ділянок півхвилі колони мають вигляд:

$$\begin{cases} \frac{d^2 y}{dx^2} + k^2 y = \frac{R_{Ay} x}{EJ}, \\ x = 0, y = 0, x = l_1, y = f, y' = 0. \end{cases} \quad (3)$$

$$\begin{cases} \frac{d^2 y}{dx^2} + k^2 y = \frac{R_{Ay} x - R_C (x - l_1)}{EJ} \\ x = l_1, y = f, x = l, y = 0. \end{cases} \quad (4)$$

Після проведених відповідних математичних перетворень отримано залежність для амплітуди змінного максимального згинального моменту в умовах вібраційного навантаження:

$$\Delta M_{зг\ max} = \frac{0,45 f P_{Д\ max} (2Q + P_{Д\ max})}{\frac{4\pi^2 EJ}{l_n^2} + \frac{q l_n^2 \omega^2 \pi^2}{2g} - Q}. \quad (5)$$

У такий спосіб вирішено друге завдання досліджень.

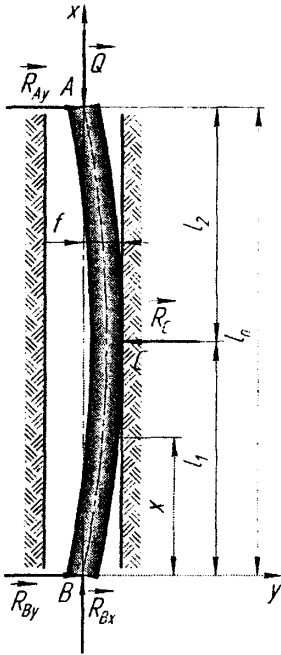
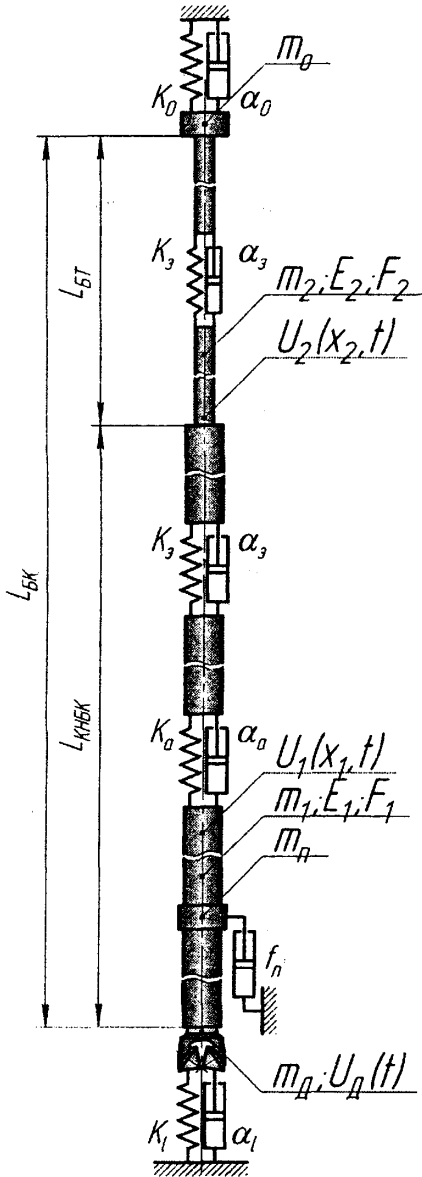


Рисунок 2 – Розрахункова схема прогнутої умовно вертикальної ділянки БК

l_1, l_2, l_n – відповідно довжини ділянок та півхвилі вигнутої БК;
 R_{Ay}, R_{By} – горизонтальні складові реакцій в точках А і В відповідно;
 R_{Bx} – вертикальна реакція в точці В;
 R_C – реакція стінки свердловини;
 $f = (D - d)/2$ – стріла прогину БК;
 D – діаметр свердловини; d – зовнішній діаметр бурильної колони; Q – осьове статичне навантаження на ділянці БК, для КНБК приймається рівним осьовому навантаженню на долото $Q = Q_d$; $P_{D \max}$ – максимальне значення осьової динамічної сили, що діє на ділянці БК; $\omega = \pi n/30$ – кутова швидкість ділянки БК; n – частота обертання БК; q – вага одного метра БК; g – пришвидження вільного падіння; F, J – відповідно площа та момент інерції небезпечно перерізу БК.

У результаті аналізу конструкцій та умов роботи сучасних різьбових з'єднань БТ та ОБТ, а також навантажень, що діють у з'єднаннях, встановлено наступні висновки. Під час дії на різьбове з'єднання ударного імпульсу у вигляді хвилі деформації відбувається зміщення ніпеля труби відносно муфти. Втрати механічної енергії ударного імпульсу відбуваються завдяки роботі сил тертя сполучних елементів та відбиття хвиль від стиків труб. Після проходження імпульсу через різьбове з'єднання останнє не повертається повністю до початкового напруженого стану через наявність сил непружного опору в різьбі. У зв'язку з переліченими особливостями кожне ЗРЗ БТ і ОБТ моделюється у вигляді пружно-демпферної коливальної підсистеми "Фойгта - Кельвіна", що входить до складу механічної системи "долото - бурильна колона", наведеної на рисунку 3.

Через велику кількість різьбових з'єднань БК, аналітичне дослідження коливальних процесів для такої механічної системи суттєво ускладнюється. Тому для дослідження коливаний БК з урахуванням впливу на її динамічний стан ЗРЗ в програмному середовищі MapleSim побудовано комп'ютерну модель (рис. 4). У результаті комп'ютерного розрахунку отримано закони зміни кінематичних та силових характеристик поздовжніх коливаний БК (рис. 5) довжиною від 2000 до 5000 м для $n + 1$ перерізів колони, де $n = 1, 2, 3, \dots$ – кількість секцій колони.



$U_1(x_1; t)$, $U_2(x_2; t)$ – позовжні переміщення поперечних перерізів ОБТ і БТ відповідно;
 m_1, m_2 – маси ОБТ і БТ відповідно;
 F_1, F_2 – площі поперечного перерізу ОБТ і БТ відповідно;
 E_1, E_2 – модулі пружності матеріалу труб ОБТ і БТ відповідно;
 $m_d, U_d(t)$ – маса та позовжне переміщення долота відповідно;
 m_n, f_n – маса та коефіцієнт в'язкого тертя опорно-центрального елемента (ОЦЕ) відповідно;
 m_0 – маса рухомих частин талевої системи;
 k_0, α_0 – жорсткість та коефіцієнт демпфування талевої системи (ТС) відповідно;
 k_a, α_a – жорсткість та коефіцієнт демпфування віброзахисного пристрою (ВЗП) відповідно;
 k_s, α_s – жорсткість та коефіцієнт демпфування ЗРЗ відповідно;
 k_1, α_1 – жорсткість та коефіцієнт демпфування вибою відповідно;
 L_{BT} – довжина ступені БТ;
 $L_{КНБК}$ – довжина КНБК;
 $L_{БК}$ – довжина БК.

Рисунок 3 – Розрахункова схема для дослідження позовжніх коливань механічної системи “долото - бурильна колона”

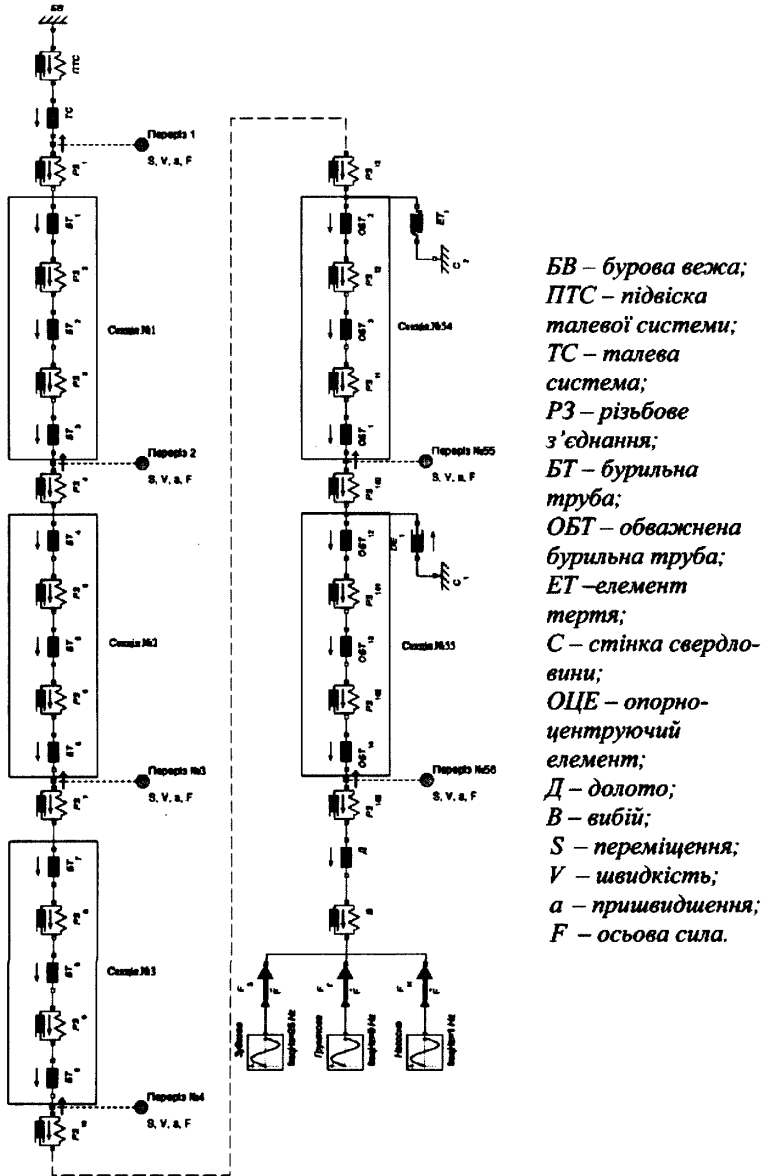
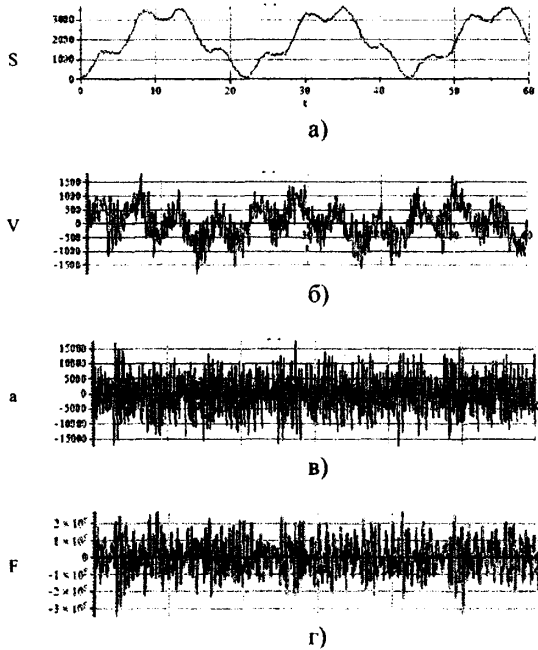


Рисунок 4 – Приклад комп'ютерної моделі для дослідження поздовжніх коливань БК, побудованої в середовищі MapleSim



а) – зміщення (10^{-6} м); б) – швидкість (10^{-5} м/с); в) – пришвидшення (10^{-3} м/с²);
г) – осьова сила (Н)

Рисунок 5 – Приклади законів зміни кінематичних та силових характеристик поздовжніх коливань перерізу БК, визначених за допомогою комп'ютерної моделі

Для отриманих законів зміни осьової швидкості $V_n(t)$ розрахункових перерізів БК умовно вертикальної свердловини в програмному середовищі Microsoft Excel визначено абсолютні середні значення швидкостей $\bar{V}_1, \bar{V}_2, \bar{V}_3, \dots, \bar{V}_n$. Для встановлення залежності між швидкостями елементів відповідно “верху” та “низу” БК розраховано кінематичну передавальну функцію, яка для кожного перерізу компоновки колони визначалася за співвідношенням:

$$w_n = \bar{V}_n / \bar{V} \quad (6)$$

Щоб отримати емпіричні формули для розрахунку передавальних функцій, в середовищі Microsoft Excel проведено апроксимацію значень w за допомогою поліноміальних рівнянь шостого степеня (табл. 1). У рівняннях використано безрозмірний коефіцієнт $\lambda = L/\delta$; L – відстань від вертлюга (ведучої труби) до перерізу бурильної колони, який розглядається, м; $\delta = 250$ м – крок розрахунку.

У результаті вирішення третього завдання досліджень отримано кінематичні передавальні функції у вигляді емпіричних формул, які виражають залежність між швидкостями коливань “верху” та “низу” БК.

Таблиця 1 – Емпіричні формули для розрахунку кінематичних передавальних функцій

Вибій, м	Емпірична формула	Достовірність апроксимації
2000	$w = -3 \cdot 10^{-5} \lambda^6 + 0,0012 \lambda^5 - 0,0171 \lambda^4 + 0,1101 \lambda^3 - 0,3092 \lambda^2 + 0,3913 \lambda + 0,8232$	0,9999
2750	$w = -2 \cdot 10^{-5} \lambda^6 + 0,0008 \lambda^5 - 0,0121 \lambda^4 + 0,0859 \lambda^3 - 0,2777 \lambda^2 + 0,3993 \lambda + 0,8028$	0,9997
3500	$w = -10^{-5} \lambda^6 + 0,0004 \lambda^5 - 0,0073 \lambda^4 + 0,0584 \lambda^3 - 0,2252 \lambda^2 + 0,3935 \lambda + 0,7731$	0,9989
4250	$w = -4 \cdot 10^{-6} \lambda^6 + 0,0002 \lambda^5 - 0,004 \lambda^4 + 0,0386 \lambda^3 - 0,1764 \lambda^2 + 0,3583 \lambda + 0,7695$	0,9982
5000	$w = -2 \cdot 10^{-7} \lambda^6 + 10^{-5} \lambda^5 - 0,0003 \lambda^4 + 0,0039 \lambda^3 - 0,0197 \lambda^2 + 0,0481 \lambda + 0,9638$	0,9969

Четвертий розділ присвячений стендовим дослідженням залежності між напруженнями у елементах БК в умовах вібрацій та швидкістю її коливань. У цьому ж розділі обґрунтовано вибір критерію безпечної експлуатації БК в умовах вібрацій, з урахуванням якого запропоновано шляхи нормування вібрації.

Експериментальні дослідження проводились на стенді, який виконаний на базі бурового верстата СБА-500 (рис. 6). Відповідно до компоновки, що використовувалась для стендових досліджень створено математичну модель поздовжніх коливань буринього інструменту (рис. 7) із застосуванням рівнянь Лагранжа 2-го роду:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_1} \right) - \frac{\partial T}{\partial x_1} = -\frac{\partial \Pi}{\partial x_1} - Q_1^* - Q_{зб}, \quad \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_2} \right) - \frac{\partial T}{\partial x_2} = -\frac{\partial \Pi}{\partial x_2} - Q_2^* \quad (7)$$

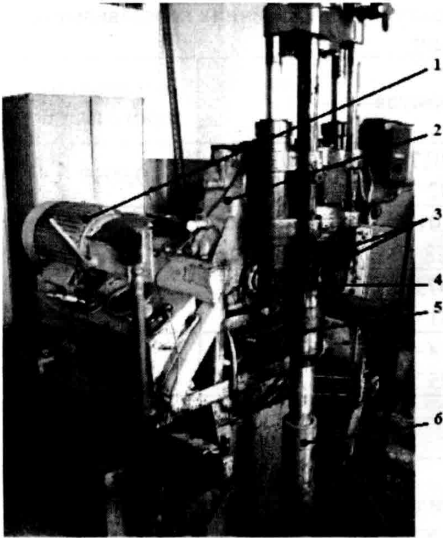
де T , Π – кінетична та потенціальна енергія механічної системи відповідно; $Q_{зб}$ – узагальнена збурююча сила, Q_1^* , Q_2^* – узагальнені дисипативні сили.

За результатами теоретичних досліджень на основі запропонованої моделі отримано залежності для визначення максимальної віброшвидкості та максимального динамічного напруження елементів буринього інструменту в залежності від параметрів конструкції долота і режиму буріння:

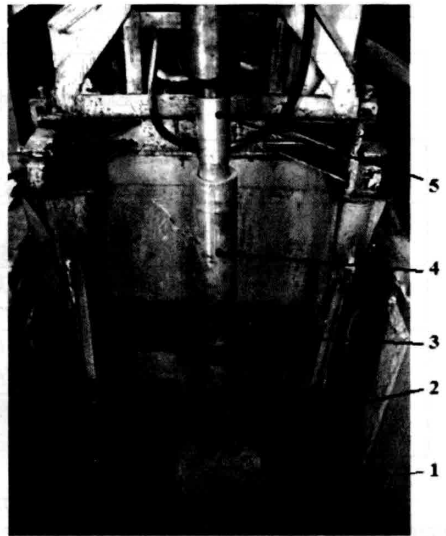
$$V_{\max} = \frac{\pi n_d}{30} \left(A_3 \cdot z_{cp} \frac{D}{d} + A_2 \cdot k \cdot m \right), \quad (8)$$

$$\sigma_{\max} = \frac{\pi n_d}{30} \left(A_3 \cdot z_{cp} \frac{D}{d} + A_2 \cdot k \cdot m \right) \sqrt{\rho E} \cdot A, \quad (9)$$

де n_d – частота обертання долота; A_2 , A_3 – амплітуди ґрунтових та зубкових коливань відповідно; z_{cp} – середнє число зубців на периферійному вінці шарошки; D – діаметр долота; d – діаметр периферійного вінця шарошки; m – число шарошок долота; $k = 1, 2, 3, \dots$ – кратність числа “ямок” на вибої.

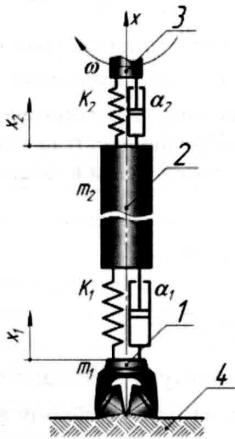


1 – електродвигун; 2 – коробка передач;
3 – гідроциліндри для підймання та опускання бурильного інструменту;
4 – обертач; 5 – шпindelь обертача;
6 – бурильний інструмент



1 – цементний камінь;
2 – долото III-190,5 МС-ГНР64;
3 – центруюча плита;
4 – труба ОБТ-146;
5 – перевідник

Рисунок 6 – Загальний вигляд бурового станда СБА-500 з приєднаним бурильним інструментом



1 – долото;
2 – труба ОБТ-146;
3 – перевідник для з'єднання з шпindelем обертача;
4 – вибій;
 m_1 і m_2 – маса долота і труби відповідно;
 x_1 і x_2 – зміщення долота і труби відповідно;
 k_1 і k_2 – жорсткості різьбових з'єднань;
 α_1 і α_2 – коефіцієнти демпфування різьбових з'єднань.

Рисунок 7 – Динамічна модель бурильного інструменту станда

Адекватність аналітичної залежності між віброшвидкістю і напруженнями в елементах БК підтверджено експериментально. Буріння проводилося під дією статичного навантаження на долото $P_c = 30$ кН на чотирьох передачах з частотою обертання долота 82, 131, 188 і 285 об/хв. Одночасно акселерометром AP21 реєструвалась осьова вібрація, а тензодавачем 2ПКБ-100ГБ – навантаження на долото. На основі проведених експериментальних досліджень (рис. 8) з похибкою до 10% підтверджено справедливості залежностей (8) і (9), що в результаті вирішення четвертого завдання досліджень стало основною передумовою для визначення граничних віброшвидкостей, як критеріїв безпечної експлуатації елементів БК.

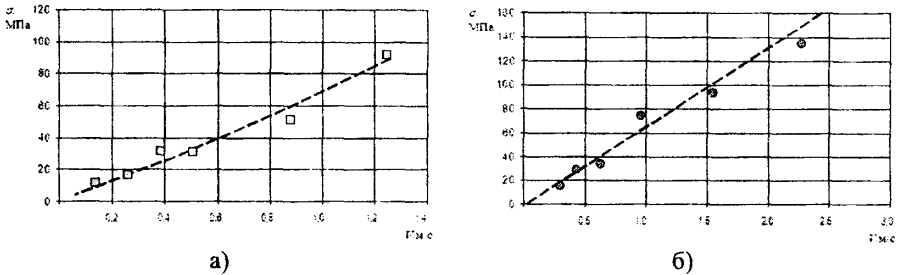
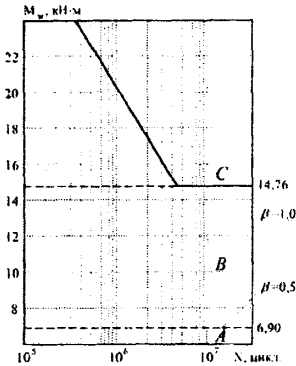


Рисунок 8 – Графічні залежності середньоквадратичних а) та пікових б) значень динамічних напружень від амплітуди віброшвидкості

Враховуючи особливості режиму буріння, компоновки БК, конструкції свердловини встановлено залежності для визначення граничної віброшвидкості $[V]_{\beta}$ ЗРЗ КНБК для рівнів вібраційного навантаження, які впливають на втомне руйнування елемента БК і характеризуються коефіцієнтом β ($0,5 \leq \beta \leq 1$). Порівнюючи граничні та максимальні значення віброшвидкостей для певного рівня навантаження ЗРЗ КНБК, встановлено вплив вібрації на їх напружений стан та можливу появу перших ознак їх втомного пошкодження.

З метою нормування вібрації на кривих втоми ЗРЗ в залежності від рівня вібраційного навантаження визначені характерні зони А, В і С (рис. 9). Якщо визначена за записами вібрації ведучої труби максимальна віброшвидкість елементів КНБК $V_{n \max}$ є меншою за граничну віброшвидкість при $\beta = 0,5$, тобто: $V_{n \max} \leq [V]_{\beta=0,5}$ (зона А), то впливом вібрації при визначенні довговічності елементів низу БК можна знехтувати. Якщо $[V]_{\beta=0,5} \leq V_{n \max} \leq [V]_{\beta=1}$ (зона В), то при визначенні довговічності елементів КНБК потрібно враховувати вплив вібрації колони, як на основній частоті коливань, так і у межах всього частотного діапазону. Якщо $V_{n \max} \geq [V]_{\beta=1}$ при $\beta = 1$ (зона С), то при визначенні довговічності елементів КНБК нехтувати впливом вібрації категорично не можна і рекомендується вжити техніко-технологічні заходи щодо зменшення рівня вібрації БК (зміна режиму буріння шляхом зменшення частоти обертання долота чи часткового зменшення осьового навантаження на долото, зміна КНБК шляхом встановлення ВЗП тощо).



*A – зона безпечних умов експлуатації ЗРЗ;
B – зона можливого виникнення втомних пошкоджень;
C – зона інтенсивного накопичення, неконтрольованого розвитку втомних пошкоджень та можливого руйнування ЗРЗ в умовах вібраційного навантаження*

Рисунок 9 – Криві втоми ЗРЗ 3-121 ОБТ-146 із зонами, що визначають рівень вібраційного навантаження

У п'ятому розділі удосконалено математичну модель та обґрунтовано метод прогнозування довговічності ЗРЗ КНБК, що працюють в умовах інтенсивних вібрацій, а також проведено його промислово апробацію.

Спираючись на основні положення втомної міцності та довговічності, удосконалено математичну модель розрахунку довговічності елементів КНБК, що експлуатуються в умовах інтенсивних вібрацій. Встановлено залежність, за якою обчислюється довговічність ЗРЗ до втомного руйнування під дією двокомпонентного змінного навантаження за умови, що обидва компоненти навантаження незалежні, і розподіл амплітуд низькочастотної складової заданий в неперервній формі у вигляді згинальних моментів, а високочастотна складова враховується значеннями спектральної щільності діючих навантажень за час відпрацювання одного долота:

$$T = \frac{a_p \cdot M_{-1}^m \cdot N_0}{\sum_{\beta \cdot M_{-1}}^{M_{32}} M_{32}^m \cdot N_i + W \cdot 2^{\frac{m}{2}} \cdot \Gamma\left(\frac{m+2}{2}\right) \left(\sum_{i=1}^n f_{ni}^2 S_{\sigma}^2\right)^{\frac{m}{2}}}, \quad (10)$$

де a_p – коефіцієнт кореляції лінійної гіпотези сумування втомних пошкоджень; M_{-1} – границя витривалості ЗРЗ (виражена через амплітуду згинального моменту); N_0 – абсциса точки перегину кривої втоми ЗРЗ ОБТ; M_{32} – величина згинального моменту; N_i – число циклів повторення амплітуди навантаження; $\Gamma((m+2)/2)$ – гама-функція Ейлера; m – показник нахилу кривої втоми ЗРЗ; f_{ni} – значення центральної частоти i -ої гармоніки коливань елемента КНБК; S_{σ} – середньоквадратичне значення спектральної щільності вібраційних навантажень, що відповідає центральній частоті f_{ni} , отримане за результатами спектральної обробки вібраційного сигналу.

На кінцевому етапі вирішення п'ятого завдання досліджень на основі удосконаленої математичної моделі розрахунку довговічності елементів КНБК і способу реєстрації та обробки результатів вимірювання вібрацій БК обґрунтовано метод прогнозування довговічності елементів КНБК в умовах вібраційного навантаження (рис. 10).

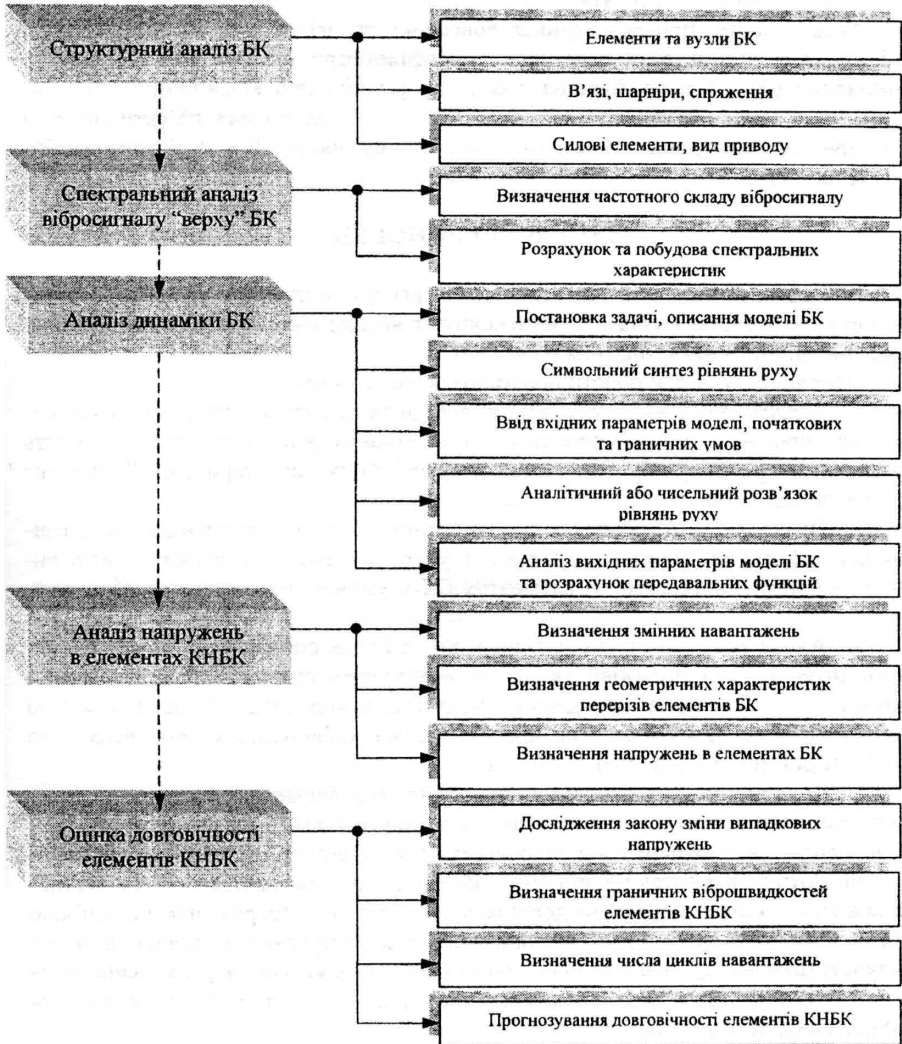


Рисунок 10 – Алгоритм реалізації методу прогнозування довговічності елементів КНБК в умовах вібраційного навантаження

Запропонований метод пройшов перевірку в промислових умовах при спорудженні свердловини Макунівська-15 Стрийським ВБР. В результаті вирішення шостого завдання досліджень встановлено, що порівняно невеликі частки високочастотного навантаження суттєво впливають на кількісну оцінку довговічності ЗРЗ ОБТ, а окремі складові спектру навантажень можуть зменшити довговічність елементів колони в $1,3 \div 1,5$ рази.

Таким чином, при розрахунках довговічності згідно розробленого методу необхідно використовувати як результати профілометрії, інкллометрії та параметри компоновки БК і режиму буріння, так і інформацію про вібраційний стан БК, отриману на гирлі свердловини під час її буріння. У свою чергу об'єктивність та достовірність таких даних забезпечать безаварійну роботу ЗРЗ ОБТ в умовах інтенсивних вібрацій.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

На основі проведених теоретичних та експериментальних досліджень вирішено науково-технічну задачу забезпечення працездатності БК шляхом контролю рівня вібраційного навантаження її елементів.

Основні результати роботи полягають в наступному.

1. Аналізуючи роботу та принцип побудови сучасних систем вібродіагностики, удосконалено систему реєстрації та обробки вібрації, що дало можливість проводити оперативну обробку та аналіз вібраційних характеристик БК під час буріння свердловини.

2. Враховуючи особливості впливу змінних осьових та згинальних навантажень на БК під час буріння свердловини, удосконалено математичну модель визначення напруженого стану в елементах БК в умовах вібраційного навантажування.

3. Аналізуючи математичні моделі БК, а також спираючись на методи фізичної інтерпретації динаміки складних механічних систем, вперше створено комп'ютерну модель для дослідження поздовжніх коливань БК, за допомогою якої встановлено залежності між кінематичними характеристиками "верху" та "низу" БК довжинами від 2000 до 5000 м.

4. Використовуючи основні принципи та теореми механіки, а також враховуючи особливості виникнення та розвитку втомних пошкоджень в елементах БК, встановлено співвідношення між віброшвидкістю та динамічними напруженнями, які виникають в елементах БК під дією вібраційного навантаження. Це співвідношення в ході експериментальних досліджень отримало підтвердження з похибкою до 10%, що в подальшому дало можливість встановити граничні значення віброшвидкості (наприклад, для з'єднання 3-121 ОБТ-146 в умовно вертикальній свердловині $[V] = 1,34 \div 2,27$ м/с), як критерію безпечної експлуатації БК в умовах вібраційного навантажування.

5. Аналізуючи способи оцінювання втомної міцності елементів БК та закону розподілу випадкових напружень, удосконалено математичну модель визначення довговічності елементів КНБК в умовах вібраційного навантажування. На

основі отриманих результатів теоретичних та експериментальних досліджень обґрунтовано метод прогнозування довговічності елементів БК в умовах вібраційного навантажування, застосування якого в промислових умовах дасть можливість забезпечувати надійну експлуатацію БК у складних гірничо-геологічних і техніко-технологічних умовах буріння свердловин.

6. Проведено промислову перевірку запропонованого методу при спорудженні свердловини Макунівська-15 Стрийського ВБР, на основі чого підтверджено, що високочастотні складові навантаження можуть зменшити довговічність ЗРЗ КНБК в 1,3-1,5 рази. На основі отриманих результатів промислових досліджень та обґрунтованого методу розроблена “Методика прогнозування довговічності елементів бурильної колони в умовах вібраційного навантажування”, яка взята до використання Стрийським ВБР.

Основний зміст роботи опублікований в наступних працях:

1. Лисканич М.В. Методика вибору межі витривалості індикатора накопичення пошкоджень від утомленості різьбових з'єднань / М.В. Лисканич, А.П. Джус, Я.С. Гриджук // 36. тез доповідей НТК проф.-виклад. складу ІФДТУНГ. – Івано-Франківськ, 2001. – С. 72-73.

2. Лисканич М.В. Оцінка точності визначення показників надійності елементів бурильної колони/ М.В. Лисканич, Я.С. Гриджук, А.П. Джус // 36. тез доповідей НТК проф.-викл. складу ІФДТУНГ. – Івано-Франківськ, 2001. – С. 46-47.

3. Лисканич М.В. Розрахунок показників надійності елементів КНБК при змінних навантаженнях / М.В. Лисканич, Я.С. Гриджук, А.П. Джус // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. Серія: Методи і засоби технічної діагностики. – Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2001. – Вип. 38 (Том 8). – С. 256-260.

4. Лисканич М.В. Оцінка математичних моделей розрахунку довговічності елементів бурильної колони М.В. Лисканич, Я.С. Гриджук, Б.Д. Борисевич // Науковий вісник ІФНТУНГ. – Івано-Франківськ, 2002. – № 2(3). – С. 12-14.

5. Гриджук Я.С. Визначення напружень в елементах бурильної колони у процесі заглиблення свердловини. / Я.С. Гриджук // Матеріали II Міжнародної науково-практичної конференції “Динаміка наукових досліджень 2003”. Том 34. Гірництво. – Дніпропетровськ: Наука і освіта, 2003. – С. 8-9.

6. Гриджук Я.С. Визначення впливу вібрацій на втомне руйнування елементів бурильної колони / Я.С. Гриджук, І.В. Цідило // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ – Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2003. – №1 – С.16-17.

7. Лисканич М.В. Оцінка впливу згинальних навантажень та вібрацій на напружений стан бурильної колони / М.В. Лисканич, Я.С. Гриджук, І.Й. Попадюк // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2003. – №4 – С. 56-61.

8. Гриджук Я.С. Аналіз вібрацій ділянок бурильної колони із застосуванням вейвлет-методу / Я.С. Гриджук, А.П. Джус, І.І. Стеліга // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2008. – №4. – С. 50-53.



9. Гриджук Я.С. Оцінювання напруженого стану в елементах компоновки низу бурильної колони за випадкових динамічних навантажень / Я.С. Гриджук // Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент – техника и технология изготовления и применения. – Киев, 2010. – Вип.13. – С. 146-150.

10. Гриджук Я.С. Моделювання поздовжніх коливань бурильної колони в середовищі MapleSim / Я.С. Гриджук // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні: X Міжнародна науково-технічна конференція “Вібрації в техніці та технологіях”, 11-13 жовтня 2011р.: Укр. міжвід. наук.-тех. зб. – Львів, 2011. – №45 – С. 31-37.

11. Чудик І.І. Дослідження процесів обертання бурильної колони у викривленій свердловині в середовищі бурового розчину / І.І. Чудик, Т.Г. Лавинюкова, Я.С. Гриджук, В.М. Гнатківський // Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент – техника и технология изготовления и применения. – Киев, 2011. – Вип.14. – С. 102-108.

12. Гриджук Я.С. Нормування характеристик вібрацій бурильної колони / Я.С. Гриджук // Матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції “Безпека об’єктів нафтогазового комплексу”. – Івано-Франківськ, 2011. С.58-63.

13. Лисканич М.В. Методика визначення довговічності елементів бурильної колони в умовах вібраційного навантажування / М.В. Лисканич, В.І. Артим, Я.С. Гриджук, А.П. Джус // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2012. – №2(43) – С. 56-61.

АНОТАЦІЯ

Гриджук Я.С. Прогнозування довговічності елементів бурильної колони при вібраційному навантаженні. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.12 – машини нафтової та газової промисловості. Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу. – Івано-Франківськ, 2013.

Дисертацію присвячено вирішенню проблеми підвищення експлуатаційної надійності бурильної колони шляхом контролю рівня її вібрації та прогнозування довговічності елементів компоновки низу бурильної колони, що працюють в умовах інтенсивного вібраційного навантажування. Враховуючи тенденцію розвитку сучасних систем вібродіагностики удосконалено систему реєстрації, обробки та аналізу вібраційних характеристик бурильної колони та адаптовано її для роботи в промислових умовах. Удосконалено математичну модель визначення напруженого стану в елементах бурильної колони, що працюють в умовах вібраційного навантажування. Розроблено комп’ютерну модель, яка враховує вплив замкових різьбових з’єднань на динамічний стан бурильної колони в залежності від режиму її навантажування. Встановлено залежності граничної віброшвидкості елементів бурильної колони від конструкції свердловини, компоновки бурильної колони та режиму буріння, у відповідності з якими запропоновано шляхи нормування вібрації. Запропоновано метод прогнозування довговічності замкових різьбових

з'єднань компоновки низу бурильної колони під час буріння свердловини, що дає можливість оцінити рівень їх вібраційного навантаження та довговічність. Промислово перевірку запропонованого методу здійснено на свердловині Макунівська-15 Стрийського ВБР, за результатами якої розроблена “Методика прогнозування довговічності елементів бурильної колони в умовах вібраційного навантаження”.

Ключові слова: бурильна колона, вібрація, віброшвидкість, довговічність, напруження, спектральна щільність, частота.

АННОТАЦИЯ

Гриджук Я.С. Прогнозирование долговечности элементов бурильной колонны при вибрационной нагрузке. – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук за специальностью 05.05.12 – машины нефтяной и газовой промышленности. Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа. – Ивано-Франковск, 2013.

Диссертация посвящена решению проблемы повышения эксплуатационной надежности бурильной колонны путем контроля уровня ее вибрации и определения долговечности элементов компоновки низа бурильной колонны, которые работают в условиях интенсивной вибрационной нагрузки. Особенную актуальность она приобретает в сложных горно-геологических и технико-технологических условиях бурения нефтяных и газовых скважин, в частности при вибрационной нагрузке элементов низа бурильной колонны.

Учитывая тенденцию развития современных систем вибродиагностики, усовершенствована система регистрации, обработки и анализа вибрационных характеристик бурильной колонны. Конструкция и дополнительная аппаратная часть такой системы рассчитаны на работу в промышленных условиях.

Усовершенствована математическая модель определения напряженного состояния в элементах бурильной колонны в процессе вибрационной нагрузки. При этом особое внимание уделено возникновению динамических напряжений в замковых резьбовых соединениях, как наиболее уязвимых местах бурильной колонны. Предложены аналитические зависимости динамических напряжений от виброскорости колебаний. Разработана компьютерная модель для исследования продольных колебаний бурильной колонны, которая учитывает влияние замковых резьбовых соединений на динамическое состояние бурильной колонны в зависимости от режима ее нагрузки.

Экспериментальные исследования колебаний бурильного инструмента, проведенные на буровом стенде СБА-500, подтвердили с точностью до 10% результаты теоретических исследований зависимости динамических напряжений от виброскорости колебаний. На основе результатов экспериментальных исследований установлены зависимости предельной виброскорости элементов бурильной колонны от конструкции скважины, компоновки бурильной колонны и режима

бурения. В соответствии с установленными зависимостями предложены пути нормирования вибрации бурильной колонны.

Усовершенствована математическая модель определения долговечности элементов бурильной колонны при действии случайной вибрационной нагрузки. С использованием такой модели обоснован метод прогнозирования долговечности замковых резьбовых соединений низа бурильной колонны в условиях проводки скважины, что обеспечило повышение контроля уровня их вибрационной нагрузки.

Осуществлена промышленная проверка предложенного метода на скважине Макунивская-15 Стрыйского УБР. По результатам экспериментальных исследований разработана “Методика прогнозирования долговечности элементов бурильной колонны в условиях вибрационной нагрузки”.

Ключевые слова: бурильная колонна, вибрация, виброскорость, долговечность, напряжение, спектральная плотность, частота.

ANNOTATION

Jaroslav Gridzuk. Forecasting of durability of members of a drill string at a percussive offloading. – Manuscript.

Thesis for PhD in Engineering, speciality 05.05.12 – machines of oil and gas industry. The Ivano-Frankovsk National Technical University of Oil and Gas. – Ivano-Frankivsk, 2013.

The dissertation is devoted a solution of a problem increase of use reliability of a drillstring by check of level of its chattering and life test of members configuration of a bottom of a drillstring which one work in the conditions of intensive percussive shipment. Allowing for a tendency of progressing of modern systems chattering diagnostics the recording system is improved, treating and the analysis of percussive performances of a drillstring and is adapted it for operation in industrial conditions. The mathematical model of definition of a stressed state in members of a drill column in the course of a percussive offloading is improved. The elaborated computer model, which one use provides the account of influencing latch screwed joints on a dynamic state of a drillstring depending on a mode of its shipment. It is erected dependences limiting chattering velocity members of a drillstring from a construction of bore well, a drilling string assembly and a drilling practices. The method of life test latch screwed joints of a bottom hole assembly and means of its realisation that has provided increase of check of level of their percussive shipment is tendered. Industrial check of the tendered method it is carried out on bore well Makunywaska-15 Stryjsky branch of chisel works. By results of experimental researches the method of application of forecasting of durability of members of a drill column in the conditions of a percussive offloading is elaborated.

Keywords: drillstring, vibration, vibration velocity, durability, stress, spectral gravity, frequency.