

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

На правах рукопису

Гриджук Ярослав Степанович

УДК 622.24.053:628.517.4

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

05.05.12 – машини нафтової та газової промисловості

ДИСЕРТАЦІЯ

на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

*Всі примірники дисертації ідентичні
за змістом.
Вчений секретар спеціалізованої вченої
ради*



Науковий керівник:

Лисканич Михайло Васильович,

доктор технічних наук, професор



d479

Івано-Франківськ – 2013

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
РОЗДІЛ 1	
ОГЛЯД І АНАЛІЗ ОПУБЛІКОВАНИХ РОБІТ ТА	
ПОСТАНОВКА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	
1.1 Загальний рівень вібрації бурильної колони та її джерела.....	11
1.2 Цілі та задачі існуючих досліджень коливань бурильної колони....	16
1.3 Аналіз існуючих математичних моделей бурильної колони для дослідження її коливальних процесів.....	23
1.4 Сучасні методи та засоби контролю коливань бурильної колони в умовах експлуатації.....	41
1.5 Завдання дослідження вібрацій бурильного інструменту.....	48
1.6 Висновки до розділу 1.....	52
РОЗДІЛ 2	
УДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ ЗБОРУ І АНАЛІЗУ	
ХАРАКТЕРИСТИК ВІБРАЦІЙ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ.....	
2.1 Апаратура для вимірювання вібрацій верху бурильної колони.....	55
2.2 Методика збору та обробки результатів вимірювання вібрацій бурильної колони.....	66
2.3 Спектральний аналіз вібраційних досліджень.....	75
2.4 Автоматизація системи обробки і аналізу результатів вимірювання вібрацій бурильної колони.....	80
2.5 Висновки до розділу 2.....	88
РОЗДІЛ 3	
ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВІБРОНАПРУЖЕНЬ	
В ЕЛЕМЕНТАХ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ.....	
	89

3.1	Напруження в елементах бурильної колони при випадкових динамічних навантаженнях.....	89
3.2	Розрахункова схема бурильної колони для дослідження її поздовжніх коливань з урахуванням впливу різьбових з'єднань....	106
3.3	Комп'ютерне дослідження поздовжніх коливань бурильної колони в середовищі MapleSim.....	112
3.4	Оцінка коефіцієнту динамічності бурильної колони за частотами власних та вимушених коливань.....	128
3.5	Висновки до розділу 3.....	134

РОЗДІЛ 4

ДОСЛІДЖЕННЯ ВІБРОНАПРУЖЕНЬ В ЕЛЕМЕНТАХ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ.....

4.1	Стендові дослідження залежностей між напруженнями в елементах механічної системи та характеристиками її коливального руху.....	135
4.2	Критерій безпечної експлуатації елементів бурильної колони при вібраційному навантаженні.....	151
4.3	Нормування характеристик вібрацій бурильної колони.....	156
4.4	Висновки до розділу 4.....	158

РОЗДІЛ 5

РОЗРОБЛЕННЯ МОДЕЛІ ВИЗНАЧЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ НИЗУ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ.....

5.1	Математична модель визначення показників довговічності елементів бурильної колони при випадковому вібраційному навантаженні.....	159
5.2	Метод прогнозування довговічності елементів низу бурильної колони під час буріння свердловини в умовах вібраційного навантаження.....	172

5.3	Результати застосування в промислових умовах методу та технічних засобів для прогнозування довговічності елементів низу бурильної колони в умовах вібраційного навантажування.....	181
5.4	Висновки до розділу 5.....	189
	ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	190
	СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	193
	ДОДАТКИ.....	210

ВСТУП

Актуальність теми.

Ефективність буріння глибоких і надглибоких свердловин суттєво залежить від експлуатаційної надійності елементів бурильної колони (БК) та бурильного інструменту (БІ) в цілому. Це надає особливої ваги питанням дослідження надійності та довговічності елементів бурильної колони під дією прикладених навантажень. Вирішення таких питань без детального вивчення динаміки БК та наступного створення теоретичних засад для створення технічних засобів діагностики її технічного стану є неможливим. Тому питанням теорії роботи БК та вивчення її динамічних характеристик займалися чимало вітчизняних та зарубіжних дослідників, таких, як М.М. Александров, В.М. Алексеев, П.В. Балицький, Ю.С. Васильєв, В.І. Векерик, В.Г. Григулецький, О.М. Динник, Р.М. Ейгелес, Є.І. Ішемгужин, З.Г. Керімов, В.Ю. Копилов, М.Ф. Лебедев, А.Х. Мірзаджанзаде, В.М. Мойсишин, М.Ю. Мочернюк, П.І. Огородніков, Р.Х. Сотніков, А.Е. Сароян, В.С. Федоров, Е.К. Юнін, М.В. Якубовський, А.Ш. Янтурін, В.Г. Ясов, Ф. Віллерс, Г. Вудс, Е. Галле, В. Гаррет, Ф. Дейлі, Д.В. Дерінг, Р. Каннінгхем, Т. Хуань та інші вчені.

Особливої актуальності набуває розробка нових методів та технічних засобів, що дозволяють покращувати технологію, підвищувати надійність і довговічність елементів БК. Проте, важливо не тільки розробляти нову, але й ефективно застосовувати раніше створену технологію та техніку для здешевлення буріння і підвищення техніко-економічних показників буріння. Тому проблема підвищення надійності і довговічності елементів БК є однією з важливих при бурінні свердловин. Питанням міцності і довговічності різьбових з'єднань елементів БК, дослідженню 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, Є.Ф. Гормлі, Т. Альтмана, А. Брайнгера, Т. Трішмана, В. Хаука, Х. Коллера та інших.

У процесі буріння свердловин найскладнішим об'єктом для діагностування є бурильний інструмент – долото, вибійний двигун, бурильна колона. 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 замкових різьбових з'єднаннях (ЗРЗ), 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 використовувати 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 носить науково-прикладний характер і виконана в рамках програм НАК “Нафтогаз України” згідно розпоряджень 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 роботи.

Мета дисертаційної роботи полягає у забезпеченні працездатності бурильної колони в складних гірничо-геологічних і техніко-технологічних умовах буріння нафтових та газових свердловин шляхом контролю рівня вібраційного навантаження замкових різьбових з'єднань обважнених бурильних труб.

Основні завдання дослідження.

1. Удосконалення системи реєстрації, обробки та аналізу вібраційних характеристик бурильної колони під час буріння свердловини.
2. Удосконалення математичної моделі визначення напруженого стану в елементах бурильної колони в умовах вібраційного навантажування.
3. Створення комп'ютерної моделі для дослідження коливальних процесів у бурильній колоні, як у складній механічній системі.
4. Обґрунтування критерію безпечної експлуатації елементів бурильної колони під час вібраційного навантажування.
5. Розроблення методу прогнозування довговічності елементів бурильної колони з урахуванням дії на неї вібраційного навантаження.
6. Промислова перевірка результатів дослідження.

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

Предметом дослідження є вібронпружений стан елементів низу бурильної колони, який в силу певних технічних та технологічних чинників є причиною появи, накопичення та розвитку в замкових різьбових з'єднаннях 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 обгрунтовано із залученням математичних методів теорії диференціальних рівнянь, кінетичної теорії втоми, методів обробки та аналізу результатів експериментальних досліджень.

Наукова новизна отриманих результатів.

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

2. Обгрунтовано вибір граничної віброшвидкості перерізів бурильної колони 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 бурильної колони в умовах проводки свердловини з використанням удосконалених технічних засобів реєстрації та обробки вібрації бурильної

колони, що дало можливість оперативно обробити вібраційний сигнал і одночасно оцінити довговічність елементів КНБК.

Положення, винесені на захист.

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

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 бурильної колони в умовах вібраційного навантажування.
3. Розроблено методика прогнозування довговічності елементів низу бурильної колони в умовах вібраційного навантажування з врахуванням втомних характеристик замкових різьбових з'єднань.

Особистий внесок здобувача.

1. Проведено аналіз впливу згинальних навантажень та вібрацій на напружений стан бурильної колони і накопичення пошкоджень, що приводять до втомного руйнування елементів бурильної колони [99, 127, 152].
2. Удосконалено систему реєстрації, обробки та аналізу вібрацій елементів бурильної колони під час буріння свердловини [92].
3. Створено комп'ютерну модель механічної системи “долото-бурильна колона” для дослідження її коливальних процесів [120, 123].
4. Запропоновано спосіб нормування вібрації бурильної колони за граничною віброшвидкістю її елементів [128].

5. Здійснено експериментальну перевірку достовірності результатів теоретичних досліджень напруженого стану елементів бурильної колони в мовах вібраційного навантажування [155].

6. Удосконалено математичну модель визначення довговічності елементів бурильної колони в умовах вібраційного навантажування [144, 149, 150].

7. Запропоновано методику визначення довговічності елементів бурильної колони в умовах вібраційного навантажування [153, 156].

Апробація результатів роботи.

Основні положення 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 доповідались і обговорювались 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.

РОЗДІЛ 1

ОГЛЯД І АНАЛІЗ ОПУБЛІКОВАНИХ РОБІТ ТА ПОСТАНОВКА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Загальний рівень вібрації бурильної колони та її джерела

Вібрації бурильної колони – це складні високочастотні механічні коливання, що спричинюються наступними найголовнішими факторами [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14]: взаємодією долота з породою, дією змінних сил тертя колони об стінки свердловини, зміною величини крутного моменту і моменту опору на долоті, дією відцентрових сил на незбалансованих ділянках колони, пульсацією бурового розчину і т.п.

Дослідження ряду авторів [2, 3, 4, 6, 7, 8, 9] причин появи коливань бурильного інструменту в процесі експлуатації вказують на наступне. Перекочування шарошок долота по нерівному вибою спричинює поздовжні низькочастотні коливання долота. Разом з тим поздовжні високочастотні коливання є наслідком перекочування зубців шарошок долота по твердому вибою [1 - 12]. Бурильна колона при обертанні у свердловині під дією осьового навантаження і крутного моменту приймає гвинтоподібну форму, що нагадує пружину з великим кроком. Вона, як “гвинтова система” може змінювати свою висоту в залежності від крутного моменту і стискаючого навантаження, і при нерівномірній подачі бурильного інструменту. В результаті цього в колоні виникають поздовжні і крутильні коливання, які поширюються як на бурильний інструмент, так і на поверхневе обладнання [4, 9, 10, 11]. Зміна величини крутильного моменту, що викликає вібрацію, виникає з багатьох причин:

- 1) відхилення форми поперечного перерізу свердловини від круглої;

- 2) виникнення на різних ділянках ствола свердловини сил тертя змінної величини, що виникають при обертанні бурильної колони

внаслідок викривлення ствола свердловини, або чергування порід із різними фізико-механічними властивостями;

3) нерівномірність фізико-механічних властивостей гірських порід по площі вибою свердловини внаслідок тріщинуватості, різної твердості, а також внаслідок анізотропії порід по твердості і міцності;

4) нерівномірна подача долота, викликана виступами у стволі свердловини. Замки бурильних труб, затримані виступами, повністю або частково передають навантаження не на вибій свердловини, а на її стінки.

Під час поперечних коливань бурильні труби створюють динамічну дію на гірські породи стінок свердловини [2, 6, 7, 8, 9, 13], що сприяє інтенсивному руйнуванню порід [15, 16, 17, 18], тому обвал порід і утворення жолобів у таких випадках можливі не тільки в м'яких, але й у твердих стійких породах.

Поперечна вібрація бурильної колони відбувається також через поздовжній згин труб та дію відцентрових сил, які збільшуються пропорційно квадрату кутової швидкості обертання [6, 7, 8, 14, 16]. Відцентрові сили при обертанні бурильних труб виникають переважно через зміщення центра ваги бурильних замків від осі свердловини внаслідок неправильного виготовлення бурильних замків та різьбових з'єднань, внаслідок різностінності та овальності труб.

Чинники, через які виникають вібрації бурильної колони, можна поділити на три групи. Геологічні чинники – перемежування порід різної твердості, що мають, крім того, неоднакову зернистість і неоднорідну структуру, тріщиностійкість, каверзність, сланцюватість порід, кут зустрічі свердловини з пластом. Технічні чинники – неспіввісність елементів різьбових з'єднань; використання викривлених бурильних труб; значні зазори між бурильними трубами і стінкою свердловини; недостатня зносостійкість колони через її ступінчастість; відхилення форми перерізу свердловини від круглої. Технологічні чинники – порушення рекомендацій щодо застосування режимних параметрів буріння; перевищення величин

осьового навантаження, кутової швидкості обертання долота, витрат промивальної рідини; буріння при високому тиску і пульсації рідини в бурильних трубах; буріння при наявності на вибої шматків металу; буріння промивальними рідинами, в яких недостатньо згасають коливання, тощо.

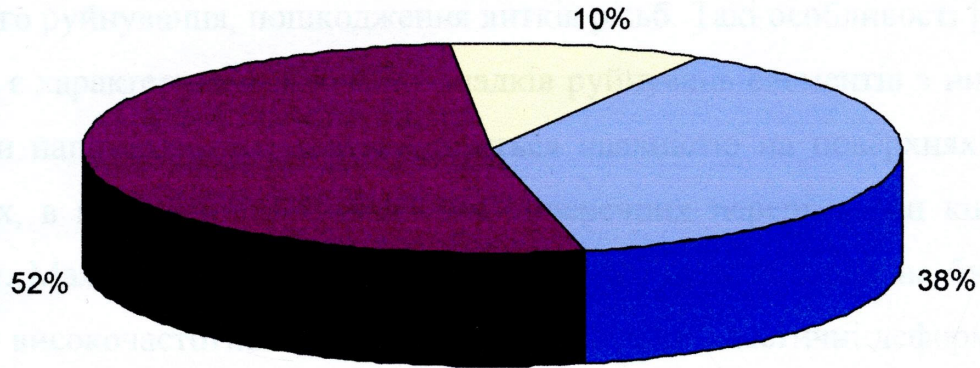
В цілому, як правило, джерел вібрації буває багато, а тому повністю позбутися від неї ніколи не вдається. Обмеження вібрацій при бурінні з високими обертами можливо тільки в тому випадку, коли поряд з відомими технічними методами будуть застосовуватись нові технологічні прийоми.

Авторами [19, 20, 21, 22, 23, 24] встановлено, що вібрації бурильної колони – це безперервний, випадковий, стаціонарний і ергодичний процес на проміжку часу, за який відбувається відробка одного долота.

Багаторічний досвід експлуатації бурильних колон показав, що суттєва доля в загальному числі відмов бурильних колон за весь термін експлуатації припадає на так звані вібраційні відмови [5, 25, 26, 27, 28, 29, 30]. Під вібраційними відмовами розуміють такі відмови, які виникають внаслідок різного роду вібраційних дій. Всі відомі види вібраційних відмов бурильної колони (рис. 1.1) можна розділити на три групи:

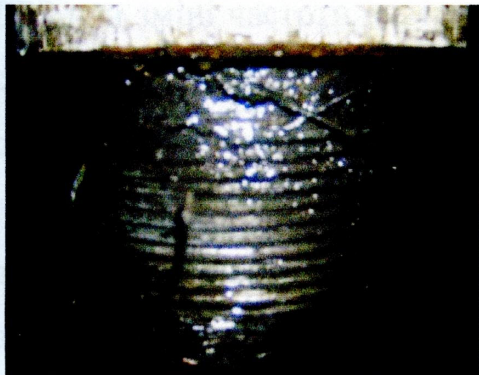
- 1) відмови, які пов'язані з виникненням і поширенням тріщин та початком руйнуванням конструктивних елементів (38%);
- 2) відмови, які пов'язані з ослабленням чи руйнуванням замкових різьбових з'єднань (52%);
- 3) відмови, які пов'язані з повним руйнуванням елементів бурильної колони (10%).

Руйнування конструктивних елементів як бурильної колони в цілому, так і КНБК під дією вібрації має втомний характер (рис. 1.2). Вібрація прискорює втомне спрацювання бурильних труб і різьбових з'єднань [30, 31, 32, 33, 34, 35], порушує їх герметичність і призводить до збільшення числа аварій; негативно відбивається на загальному підвищенні продуктивності бурових робіт.

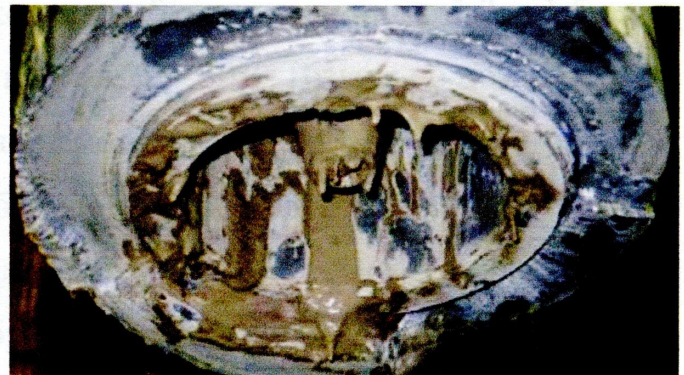


- відмови, які пов'язані з виникненням і поширенням тріщин та початком руйнування конструктивних елементів
- відмови, які пов'язані з ослабленням чи руйнуванням замкових різьбових з'єднань
- відмови, які пов'язані з повним руйнуванням елементів бурильної колони

Рисунок 1.1 – Загальна картина вібраційних відмов



а)



б)

а) – руйнування різьби ніпеля; б) – злам муфти

Рисунок 1.2 – Приклади втомного руйнування елементів бурильної колони

Основним доказом втомного руйнування елементів бурильної колони в тому числі і КНБК є наявність на їх поверхнях ознак, типових для втомного руйнування: втомних ліній, рубців, пасинкових тріщин, ділянок

крихкого руйнування, пошкодження витків різьб. Такі особливості [30 - 35, 36, 37] є характерними для всіх випадків руйнувань елементів з низькими рівнями напружень, що підтверджується наявністю на поверхнях зломів менших, в порівнянні з площинами поперечних перерізів зон кінцевого долому. Мала кількість зон долому свідчить також про дію на бурильну колону високочастотного навантаження, оскільки пластичні деформації не встигають розвиватися, а тому утворюється перехідна зона прискореного росту тріщини, що й веде до зменшення зони долому.

Рівень вібраційної надійності бурильної колони, закладений при її виготовленні може бути суттєво знижений в умовах експлуатації [30, 38, 39]. Основними видами вібраційних відмов в процесі експлуатації, як було вказано вище, є ослаблення різьбових з'єднань елементів бурильної колони. Ослаблення різьбових з'єднань веде до суттєвої зміни частот власних коливань конструктивних елементів, що у свою чергу збільшує небезпеку попадання цих елементів у резонанс [38, 39]. Так, наприклад, в ДВЗ при зміні частоти власних коливань блоку циліндрів в 1,2 – 1,5 рази, сила затягування болтів зменшується на 20 – 30%. Візуально помітити таке ослаблення затягування практично неможливо.

Важливість проблеми вібраційної надійності бурильної колони визначається важкими умовами її експлуатації [11, 15, 30 - 34] та відносно високими затратами на процес буріння свердловини. В бурильній колоні, як в складній механічній системі, велика кількість функціональних зв'язків носить послідовний характер, тому відмова одного її елемента приводить до вимушеної “непрацездатності” всієї колони. Загальні затрати засобів, пов'язані, наприклад, з поломкою бурильної труби, включають в себе вартість нової труби, затрати на спуско - підймальні операції і затрати, викликані “простоем” всієї колони. Вказані сумарні затрати в масштабах нафтогазового комплексу нашої держави становить значну величину і обраховується мільйонами гривень.

Звичайно, що затрати на створення системи забезпечення працездатності бурильної колони при вібраційному навантаженні в процесі експлуатації складає незначну частину вказаних вище затрат. Тому економічна ефективність від впровадження методів та засобів контролю вібронапруженого стану елементів бурильної колони не викликає сумніву.

1.2 Цілі та задачі існуючих досліджень коливань бурильної колони

Бурильна колона здійснює складні коливальні рухи під дією випадкових силових збурень [10 – 14, 16 - 19]. Сприйняття колоною силового збурення, що викликає вібрації, характеризується його вібронавантаженистю. Параметрами вібронавантаженисті є вібропришвидження, віброшвидкість та вібропереміщення [38, 39]. Реакція бурильної колони на впливи, зумовлені випадковими збуреннями і вібраціями, оцінюється в залежності від їхньої інтенсивності, частоти, напрямку і часу. Вібрації вибійного двигуна і бурильної колони, що збуджуються шарошковим долотом створюють динамічні сили, що збільшують інтенсивність руйнування породи [6, 7, 8, 10], але одночасно зменшують міцність і довговічність елементів бурильної колони, шарошкових доліт [40, 41], прискорюють спрацювання і руйнування вибійних двигунів [42] при бурінні турбо- та електробуром; зменшують величину моменту, переданого бурильною колоною при роторному бурінні, тобто знижують її енергопровідність [43, 44]; сприяють утворенню в стовбурі свердловини каверн і жолобоподібних вироблень, що приводить до зменшення і погіршення показників буріння.

Ефективна робота глибинного бурового обладнання досягається попередженням передчасного спрацювання та відмов елементів бурильної колони, вибійних двигунів і доліт, своєчасною і доцільною заміною зношеного обладнання, усуненням небажаних вібрацій бурильної колони.

Вивченню поведінки глибинного бурового обладнання в свердловині присвячені дослідження Александрова М.М., Алексеєва Л.А., Баліцкого П.В., Габдрахімова М.С., Грігулецького В.Г., Джаліл-Заде Г.Н., Забірова Ф.Ш., Іоаннесяна Р.А., Ішемгужина Е.И., Калініна А.Г., Керімова З.Г., Копилова В.Е., Лягова А.В., Мавлютова М.Р., Матвєєва Ю.Г., Мірзаджанзаде А.Х., Подавалова Ю.А., Попова А.Н., Саннікова Р.Х., Співака А.И., Султанова Б.З., Юніна Е.К., Ямалева В.У., Янтуріна А.Ш., Огороднікова П.І, Векерика В.І., Мислюка М.А., Мойсишина В.М. і ін.

В процесі буріння долото генерує коливання, що поширюються по бурильній колоні і стовпі промивної рідини. Бурильна колона і стовп промивної рідини в цьому випадку є каналом передачі інформації. Вивченням каналів зв'язку з вибоєм, одержанням і інтерпретацією інформації в процесі буріння займалися А.В. Алієв, Т.М. Алієв, В.П. Варламов, А.С. Галєєв, Б.А. Грачов, Ю.В. Грачов, И.Л. Гурєєв, Т.П. Даєва, В.И. Деміхов, В.Е. Копилов, А.И. Лєонов, А.Г. Маміконов, А.М. Мелік-Шахназаров, К.Б. Пальчік, А.А. Погарській, Г.И. Рзаєва, Ю.А. Савіних, А.Г. Черемних, В.П. Чупров, Ю.К. Шлик і багато інших. Ряд робіт присвячено одержанню інформації з вибою по безпровідному електромагнітному, провідному електричному [45], гідравлічному, акустичному [46] і механічному [47] каналах. У результаті робіт цих авторів створені вибійні телеметричні системи, що використовують штучно створені електропровідний і безпровідний електромагнітний канал, а також природний гідравлічний канал. Сейсмічний канал - по гірській породі, і механічний канал - по бурильній колоні, знайшли застосування, в основному, в дослідницьких роботах. Одна з істотних відмінностей каналів – наявність чи відсутність вибійної апаратури для вводу інформації в канал. Для безпровідного електромагнітного і провідного електричного каналів така вибійна апаратура є невід'ємною частиною системи передачі інформації, для інших каналів вибійної апаратури не потрібно. Це є істотною перевагою. Тому гідравлічний і

механічний канали є природним джерелом інформації про вибійні процеси, переданих по бурильній колоні у вигляді поздовжніх, поперечних і крутильних коливань, і по стовпі промивної рідини у вигляді коливань промивної рідини. Вибійна інформація, передана по каналах зв'язку, містить відомості про технічний стан елементів глибинного устаткування. Механічний канал недостатньо використовується для оцінки технічного стану бурильного інструменту, тому необхідно провести дослідження в цій області. Параметри вібрації бурильної колоні як джерело інформації про напружений стан її елементів в цьому процесі у інформаційних системах для буріння не використовується.

Значний внесок у вивчення питань оцінки технічного стану вибійного бурового обладнання внесли роботи наступних авторів: В.А. Бражнікова, Е.Г. Іванова, Е.И. Ішемгужина, В.П. Мілованова, Г.Н. Семенцова, Б.З. Султанова, В.У. Ямалієва, Є.І. Крижанівського., В.М. Івасіва, Б.В. Копея, М.В. Лисканича, В.І. Артима та інших. Для оцінки технічного стану обладнання ними запропоновані різні критерії. Деякі критерії зв'язані з оцінкою рейсової, механічної, миттєвої швидкості буріння, із проходкою долота, з оцінкою рівня питомих енерговитрат (буріння електробуром). Інші критерії отримані при оцінці параметрів випадкових коливань осьового навантаження і тиску промивної рідини в діапазоні інфранизьких частот. Відомий критерій [41], що дозволяє визначати заклинювання опор шарошок за крутильними автоколиваннями, що виникає в момент заклинювання опор.

При дослідженнях коливань наземної частини бурильної колоні з метою контролю процесу буріння [41, 45, 46] встановлено, що по коливаннях бурильної колоні можна оцінювати спрацювання озброєння долота, однак надалі цей напрямок не розвивався.

Прогнозування аварій при бурінні, методи прогнозування і діагностики глибинного бурового обладнання в нафтовій промисловості розглядаються в роботах Р.Б. Алекперова, Т.А. Алієва, И.Р. Байкова,

Р.А. Гасанова, В.Г. Деева, Ш.И. Мамедова, Г.Н. Меджидова, А.Х. Мірзаджанзаде, Е.А. Смородова й інших. Для прогнозування аварій використовуються різні системи на базі електронно-обчислювальних машин (ЕОМ). Системи технологічного контролю процесу буріння, що складаються в основному з наземної апаратури (наприклад, “Леуза-1”, АТ НПФ “Геофізика”, Росія), дозволяють розпізнавати в автоматичному режимі до 10 аварійних позаштатних ситуацій. Існують системи для прогнозування показників буріння і прогнозування аварій на основі оцінки наявних технологічних параметрів: осьового навантаження, крутного моменту на роторі, механічної швидкості буріння, витрати і тиску промивної рідини на вході циркуляційної системи, якісних параметрів промивної рідини.

Таким чином, серед досліджень вібрацій у процесі буріння свердловин, які проводилися як на Україні так і за її межами [20, 22, 45, 47, 48, 49, 50, 51, 52, 53] можна виділити два основні аспекти.

Перший – дослідження динамічних явищ при бурінні свердловин з метою отримання більш достовірної динамічної моделі процесу буріння. Ці дослідження дозволяють вирішити ряд важливих питань: визначити надійність елементів бурового обладнання, підібрати більш раціональну компоновку бурильної колони, оцінити ефективність роботи наддолотних амортизаторів, запобігти виникненню серйозних ускладнень чи аварій при бурінні і т. д.

Другий – використання вібрацій бурильної колони та породоруйнівного інструменту як джерела корисної інформації про деякі вибійні параметри. При цьому інтерес представляють вібрації вибійного походження, в той час, як вібрації від наземного обладнання (бурових насосів, ротора і ін.) відбиваються на загальній картині коливального процесу у вигляді перешкод. Основним завданням цих досліджень є оцінка можливості контролю вибійних параметрів за вібраціями колони біля гирла свердловини за допомогою телеметричних автоматизованих систем.



Рисунок 1.3 – Види досліджень вібрацій бурильної колони

Такі системи автоматизованого контролю є простими та ефективними оскільки:

1) долото, яке працює на вибої, по суті справи, є джерелом коливань, що передаються на поверхню свердловини через бурильну колону;

2) бурильна колона є механічним каналом зв'язку між вибоєм та гирлом свердловини;

3) коливання колони є багатомірним сигналом, який, одночасно може містити у собі інформацію про ряд вибійних параметрів: режим

роботи турбобура, швидкості обертання долота і шарошок, ступеня спрацювання зубців шарошок і опор долота, механічних властивостей розбурюваної породи і т. п.;

4) зміна вказаних параметрів виражається у зміні спектрального складу сигналів, ширини спектру, амплітуди і частоти складових, які повинні бути враховані у алгоритмах побічної обробки випадкових вібрацій бурильної колони.

В роботах [54, 55] для вивчення динаміки КНБК був застосований метод розрахунку на ділянках обмеженої довжини. За допомогою цього методу можна було визначити всі види вібрації будь-якої ділянки КНБК із урахуванням навантаження на долото, виштовхуючої (архімедової) сили, наявності стабілізаторів і положення ствола свердловини у просторі (траєкторії заглиблення свердловини).

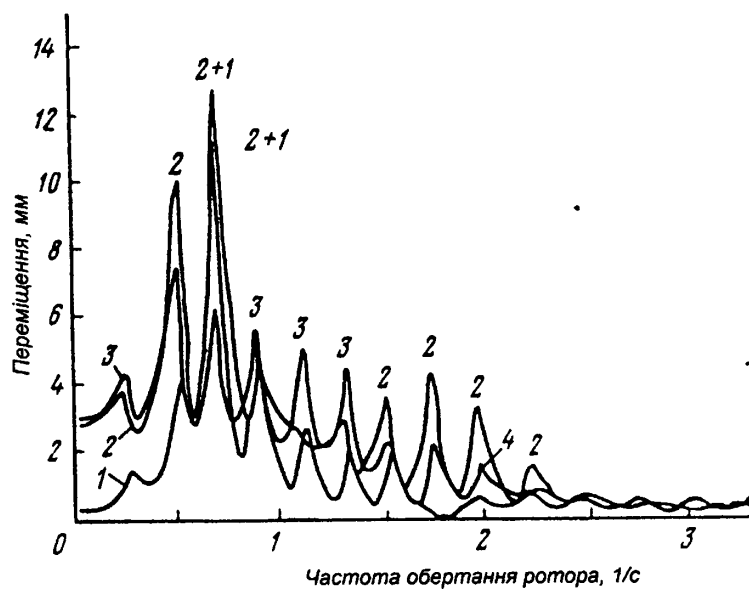
Дослідження вимушених гармонічних коливань різних КНБК проведені авторами [56] за допомогою універсальної математичної програми розрахунку ділянок обмеженої довжини. Ці дослідження базувалися на припущенні, що прикладені сили (або положення викривленої осі) змінюються з постійною частотою і результуючі переміщення змінюються з тією ж частотою, що і прикладені сили. Отримана в результаті розв'язку система рівнянь зводилась до виразу:

$$([K] - [M]\omega^2)\{u\} = \{F\}, \quad (1.1)$$

де K – матриця жорсткості; M – матриця маси; ω – частота змушувальної сили; u – вектор переміщення; F – змушувальна сила.

Матриця маси включала масу бурильних труб і бурового розчину. Система рівнянь могла бути розв'язана в деякому діапазоні частот, в результаті чого визначалася залежність переміщення КНБК від частоти зміни навантаження (рис. 1.4). При цьому, замки труб моделювалися у

вигляді тонкої балки, стабілізатори - поперечними переміщеннями в місцях їх розташування.



1 – обважені бурильні труби; 2 – товстостінні бурильні труби;
3 – бурильні труби; 4 – робоча частота ротора $1,83 \text{ с}^{-1}$.

Рисунок 1.4 – Залежність осьових вібрацій від частоти обертання КНБК у свердловині

Автором [11] проведено оцінку технічного стану глибинного бурового обладнання з урахуванням особливостей його вібронавантаженості. З використанням ймовірно - статистичних методів досліджень, встановлено параметри віброзахисних систем при поздовжніх та крутильних коливаннях бурильного інструменту. В роботі [10] автором досліджено динамічні режими коливальної системи "бурильна колона – долото - вибій" на основі удосконаленої математичної моделі поздовжніх коливань при бурінні тришарошковими долотами.

Як бачимо, дослідження впливу динамічних процесів у бурильному інструменті на його працездатність та довговічність, вимагають детального аналізу математичних моделей, які описують його коливальні процеси.

1.3 Аналіз існуючих математичних моделей бурильної колони для дослідження її коливальних процесів

Відомо [1 – 12, 15, 40, 42], що найбільш енергоємними при роторному бурінні і бурінні вибійними двигунами є поздовжні коливання бурильної колони, що спричинюються ”ямкуватістю” вибою свердловини, роботою шарошкових доліт, прокачуванням бурового розчину та генеровані ними поперечні коливання колони. Рівняння поздовжніх коливань бурильної колони, як довгомірного стержня в загальному вигляді згідно [2] подається таким чином:

$$\frac{\partial^2 U}{\partial t^2} + 2\beta \frac{\partial U}{\partial t} - a^2 \frac{\partial^2 U}{\partial x^2} = g(x;t), \quad (1.2)$$

де $U(x;t)$ – переміщення перерізів колони; β – коефіцієнт опору середовища; $a = \sqrt{E/\rho}$ – швидкість розповсюдження поздовжніх збурень по колоні; E - модуль пружності матеріалу труб; ρ – густина матеріалу труб; $g(x;t) = p(x;t)/(\rho \cdot F)$ – зовнішнє навантаження; $p(x;t)$ – інтенсивність зовнішнього навантаження; x – координата перерізу колони; F – площа поперечного перерізу бурильної труби; ρ – кругова частота власних поздовжніх коливань колони.

Автором [2] розглянуто поздовжні коливання бурильної колони під час перекочування шарошок долота по нерівному вибою, який утворюється в процесі поздовжніх коливань і підтримується умовами буріння. Бурильний інструмент, схема якої зображена на рисунку 1.5 складається із ступені бурильних труб, ступені обважнених бурильних труб та долота.

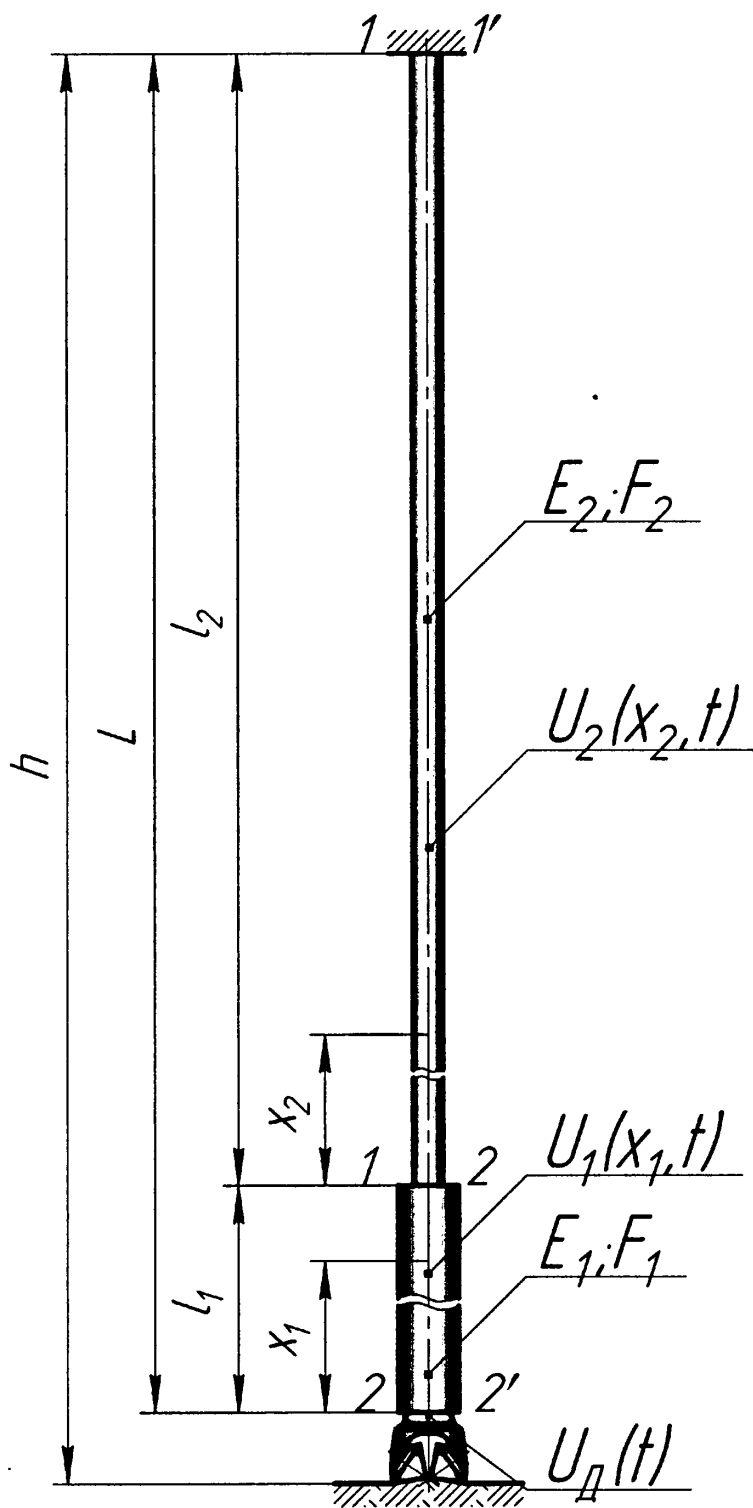


Рисунок 1.5 – Розрахункова схема для дослідження поздовжніх коливань системи ”долото - бурильна колона”

Для такої розрахункової схеми прийняті наступні позначення: l_1, l_2 – довжина ступені обважнених та бурильних труб відповідно; F_1, F_2 – площа поперечного перерізу ступені обважнених та бурильних труб відповідно; E_1, E_2 – модуль пружності обважнених та бурильних труб відповідно; $U_1(x_1; t)$, $U_2(x_2; t)$ – поздовжнє переміщення поперечних перерізів обважнених та бурильних труб відповідно; U_D – поздовжнє переміщення долота, яке подається в такому вигляді:

$$U_D = A \sin(pt), \quad (1.3)$$

де A – амплітуда поздовжніх коливань долота; згідно літературних джерел [2, 11, 44] амплітуда низькочастотних коливань становить 3-20 мм, високочастотних в твердих породах не перевищує 1 мм.

Згідно [2] граничними умовами для перерізу 1-2 приймаються рівність переміщень та сил. Верхній кінець приймається вільний від сил.

Для визначення власних частот коливань бурильної колони без врахування зовнішнього навантаження та опору середовища рівняння руху кожної ступені колони подаються наступним чином:

$$\begin{cases} \frac{\partial^2 U_1}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 U_1}{\partial x_1^2}; \\ \frac{\partial^2 U_2}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 U_2}{\partial x_2^2}. \end{cases} \quad (1.4)$$

Граничні умови:

$$\left\{ \begin{array}{l} U_1|_{x_1=0} = A \sin(pt); \\ \frac{\partial^2 U_2}{\partial x_2^2} \Big|_{x_2=l_2} = 0; \\ U_1|_{x_1=l_1} = U_2|_{x_2=0}; \\ EF_1 \frac{\partial U_1}{\partial x_1} \Big|_{x_1=l_1} = EF_2 \frac{\partial U_2}{\partial x_2} \Big|_{x_2=0}. \end{array} \right. \quad (1.5)$$

Кількість частот власних коливань $p_1, p_2, p_3, \dots, p_n$ може бути нескінченною, тому кожному значенню p для довільного моменту часу t в довільному перерізі колони з координатою x відповідатимуть і певні часткові розв'язки рівнянь (1.4), які будуть сумою всіх часткових розв'язків для кожного значення p . Для двохрозмірної бурильної колони, (рис. 1.5), для випадку коли верхній кінець закріплений, а нижній вільний, кругова частота власних коливань згідно [3] визначається за рівнянням:

$$\operatorname{tg}\left(\frac{pl_2}{a}\right) \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{pl_1}{a}\right) = \frac{F_2}{F_1}. \quad (1.6)$$

В результаті розв'язку системи (1.4) і (1.5), осьові переміщення довільних перерізів колони згідно [2] подаються наступним чином:

$$\left\{ \begin{array}{l} U_1(x_1; t) = A \sin(pt) \left[\cos\left(\frac{px_1}{a}\right) + M \sin\left(\frac{px_1}{a}\right) \right]; \\ U_2(x_2; t) = A \sin(pt) \left[\left(\cos\left(\frac{pl_1}{a}\right) + M \sin\left(\frac{pl_1}{a}\right) \right) \cos\left(\frac{px_2}{a}\right) + \right. \\ \left. + \frac{F_1}{F_2} \left(M \cos\left(\frac{pl_1}{a}\right) - \sin\left(\frac{pl_1}{a}\right) \right) \sin\left(\frac{px_2}{a}\right) \right]. \end{array} \right. \quad (1.7)$$

$$M = \frac{\frac{F_1}{F_2} \sin\left(\frac{pl_1}{a}\right) \cos\left(\frac{pl_2}{a}\right) + \cos\left(\frac{pl_1}{a}\right) \sin\left(\frac{pl_2}{a}\right)}{\frac{F_1}{F_2} \cos\left(\frac{pl_1}{a}\right) \cos\left(\frac{pl_2}{a}\right) - \sin\left(\frac{pl_1}{a}\right) \sin\left(\frac{pl_2}{a}\right)}. \quad (1.8)$$

Високочастотні коливання, що виникають в компоновці низу бурильної колони, негативно впливають на довговічність бурильного інструменту, зокрема, і різьбових з'єднань КНБК [30 - 37]. Тому розв'язок задачі, яка б враховувала розподілені параметри ОБТ, наявності опорно-центруючих та віброзахисних пристроїв, дав би можливість розробити методику для оцінювання довговічності та надійності різьбових з'єднань КНБК.

Для дослідження поздовжніх коливань автор [6] запропонував математичну модель двохрозмірної бурильної колони (рис. 1.6), для якої прийняті наступні позначення: L, l – довжина ступені обважнених та бурильних труб відповідно; $H = L + l$ – довжина бурильної колони; F_2, F_1 – площа поперечного перерізу ступені обважнених та бурильних труб відповідно; $U_1(x_1; t), U_2(x_2; t)$ – поздовжнє переміщення поперечних перерізів обважнених та бурильних труб відповідно; $\varphi_1(x_1; t), \varphi_2(x_2; t)$ – кут повороту поперечних перерізів обважнених та бурильних труб відповідно; $U(t), \varphi(t)$ – поздовжнє переміщення та кут повороту долота відповідно; C_n – поздовжня жорсткість амортизатора; C_k – крутильна жорсткість амортизатора; m – маса підамортизаторної частини компоновки; J – момент інерції підамортизаторної частини компоновки; C_0 – жорсткість талевої системи; $h = \frac{C_0}{EF_1}$ – податливість талевої системи.

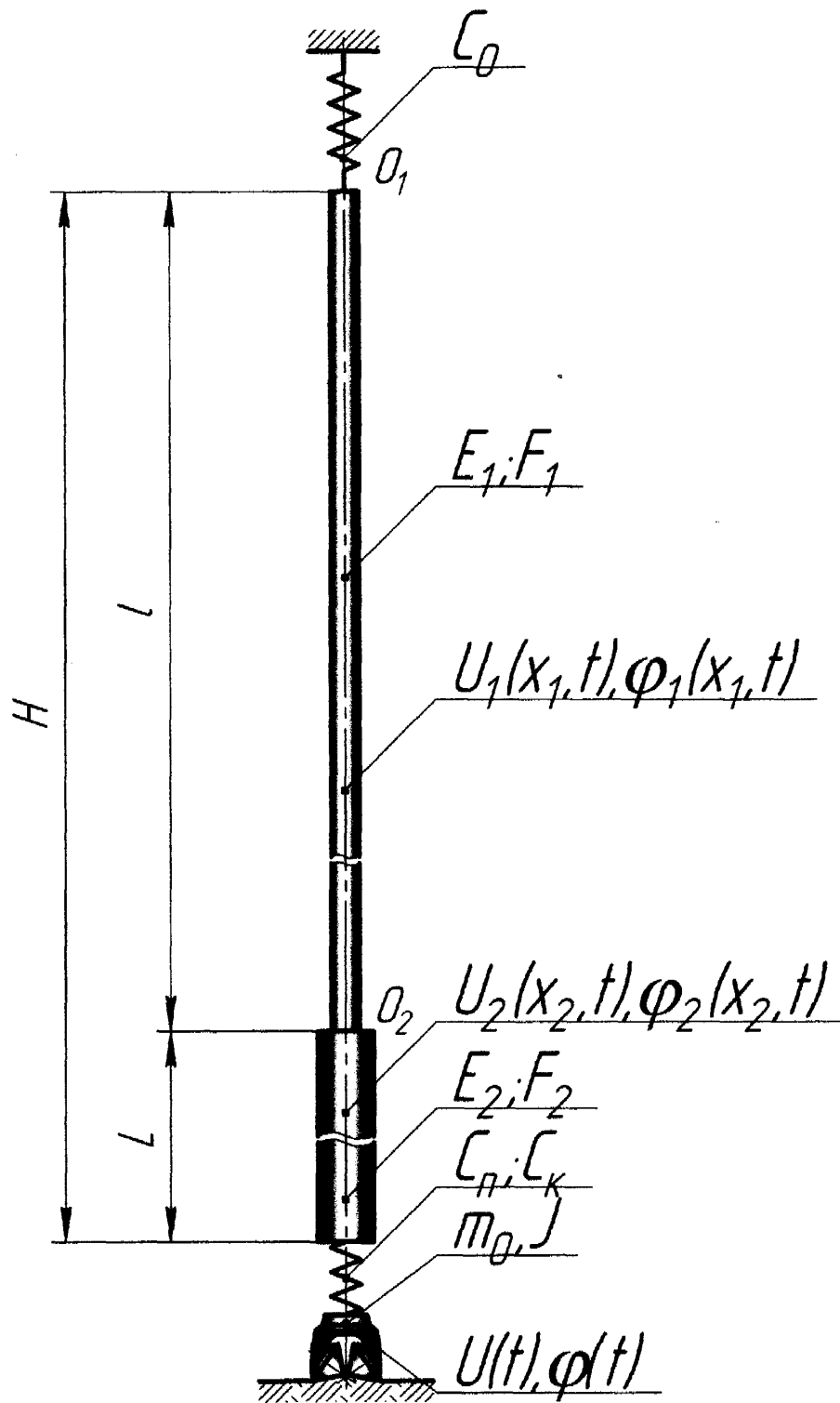


Рисунок 1.6 – Розрахункова схема для дослідження поздовжніх і крутильних коливань системи "долото - бурильна колона"

В загальному випадку друга задача динаміки для системи, зображеної на рисунку 1.6 має наступний вигляд:

$$\begin{cases} \frac{\partial V_1}{\partial t} = a^2 \frac{\partial V_1}{\partial x_1}; & x \in [0, l]; \\ \frac{\partial V_2}{\partial t} = a^2 \frac{\partial V_2}{\partial x_2}; & x \in [0, L], \end{cases} \quad (1.9)$$

де V_2, V_1 – швидкості перерізів з координатами x_2, x_1 відповідно обважнених та бурильних труб в момент часу t .

Граничні умови:

$$1. \quad x_1 = 0; \quad \frac{\partial V_1}{\partial x_2} = hV_1; \quad (1.10)$$

$$2. \quad x_1 = l; \quad V_1 = V_2; \quad (1.11)$$

$$3. \quad x_2 = 0; \quad \frac{\partial V_1}{\partial x_1} = \theta \frac{\partial V_2}{\partial x_2}; \quad (1.12)$$

$$4. \quad x_2 = L; \quad \frac{\partial V_2}{\partial x_2} = -a(V_1 - V); \quad (1.13)$$

$$5. \quad x_2 = L; \quad \frac{d^2 V}{dt^2} = -\omega_n^2(V - V_2) - \frac{EF_2}{m} \frac{\partial V_2}{\partial x_2}; \quad (1.14)$$

$$6. \quad x_2 = L; \quad V = \frac{\partial V_M}{\partial P} EF_2 \frac{\partial U_{2\theta}}{\partial x_2} + \frac{\partial V_M}{\partial \omega} \omega_2; \quad (1.15)$$

$$7. \quad x_2 = L; \quad \frac{dV}{dt} = EF_2 \frac{\partial V_M}{\partial P} \frac{\partial V_2}{\partial x_2} + \frac{\partial V_M}{\partial \omega} \frac{d\omega_2}{dt}. \quad (1.16)$$

Початкові умови:

$$\text{при } t = 0; \quad V_1 = V_2 = 0; \quad \frac{dV_1}{dt} = \frac{dV_2}{dt} = 0. \quad (1.17)$$

Запропонована сукупність математичних залежностей (1.9 – 1.17) – це імітаційна модель бурильної колони при поглибленні свердловини. Така модель дозволяє враховувати вплив високочастотних коливань та розподілених параметрів ОБТ на динамічні властивості колони та процес поглиблення свердловини. Крім цього, як вказує автор [6], запропоновану модель можна використовувати при розрахунку елементів бурильної колони на вібростійкість. Математична складність даної моделі для розв'язку задачі вимагає застосування комп'ютерної техніки.

Тепер звернемось до розрахункової схеми, наведеної на рис. 1.7. Кожна секція бурильних труб характеризується площею поперечного перерізу A_k , модулем пружності E_k , масою ρ_k одиниці довжини труби та коефіцієнтами зовнішнього в'язкого тертя h_k і внутрішнього гістерезисного демпфування γ_k .

Талева система представлена масою рухомих частин m_0 , жорсткістю k_0 і демпфуванням α_0 талевих канатів, віброзахисний пристрій (ВЗП) – характеристиками k_m і α_m , опорно-центруючий елемент (ОЦЕ) – масою m_n і коефіцієнтом в'язкого тертя f_n , долото – масою m_l , порода – характеристиками k_l і α_l . Вісь x спрямована від гирла до вибою. Виштовхувальна сила промивної рідини, що передається на елементи колони, враховується шляхом зменшення ваги метра труби на повітрі на величину, що відповідає відношенню густини промивальної рідини γ_p до густини k - тої секції труб γ_m .

Складаючи згідно принципу д'Аламбера приріст пружної сили, виштовхувальну силу промивної рідини, сили ваги, тертя і інерції, що діють на виділений елемент Δx k - тої секції, і здійснюючи граничний перехід при $\Delta x \rightarrow 0$, автор [8] отримав диференціальне рівняння поздовжніх коливань бурильного інструменту в такому вигляді:

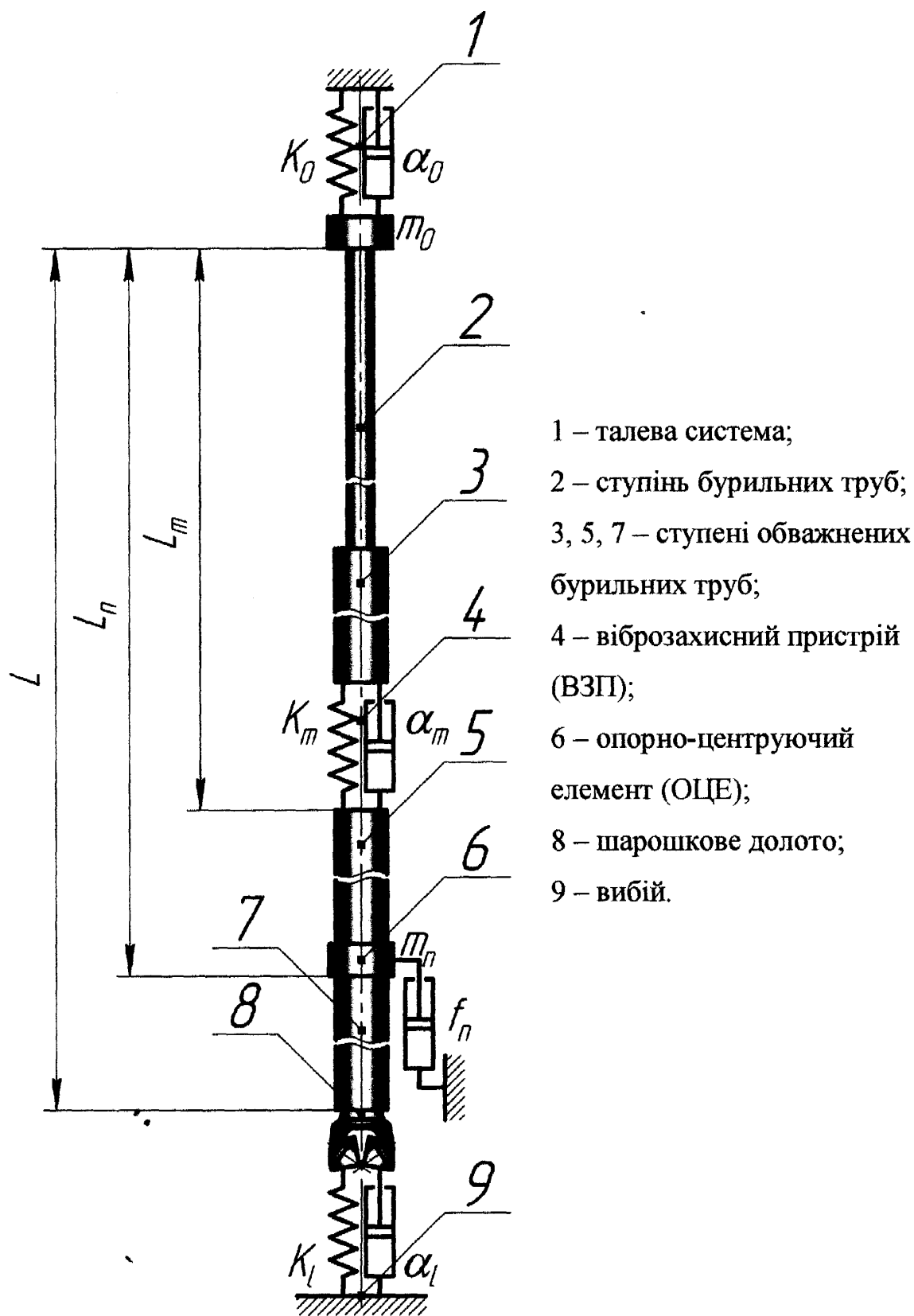


Рисунок 1.7 – Розрахункова схема для дослідження поздовжніх коливань системи "долото - бурильна колона"

$$A_k E_k (1 + i\gamma_k) \frac{\partial^2 U_k}{\partial x^2} = \rho_k \frac{\partial^2 U_k}{\partial t^2} + h_k \frac{\partial U_k}{\partial t} + \rho_k^* g \quad (1.18)$$

де $U_k(x, t)$ – переміщення x -перерізу k – тої секції в момент часу t ;
 g – пришвидшення вільного падіння; $\rho_k^* = \rho_k (1 - \gamma_p / \gamma_m)$.

Граничні умови для характерних перерізів бурильної колони:

- на гирлі свердловини

$$x = 0; \quad A_1 E_1 (1 + i\gamma_1) \frac{\partial U_1}{\partial x} - \alpha_0 \frac{\partial U_1}{\partial t} - k_0 U_1 = m_0 \frac{\partial^2 U_1}{\partial t^2}; \quad (1.19)$$

- при з'єднанні секцій без проміжних елементів

$$x = L_k; \quad U_k = U_{k+1}; \quad A_k E_k (1 + i\gamma_k) \frac{\partial U_k}{\partial x} = A_{k+1} E_{k+1} (1 + i\gamma_{k+1}) \frac{\partial U_{k+1}}{\partial x}; \quad (1.20)$$

- при з'єднанні секцій через в'язко - пружний елемент ВЗП

$x = L_m$;

$$\left. \begin{aligned} k_m (U_m - U_{m+1}) + \alpha_m \left(\frac{\partial U_m}{\partial t} - \frac{\partial U_{m+1}}{\partial t} \right) &= A_m E_m (1 + i\gamma_m) \frac{\partial U_m}{\partial x} \\ A_m E_m (1 + i\gamma_m) \frac{\partial U_m}{\partial x} &= A_{m+1} E_{m+1} (1 + i\gamma_{m+1}) \frac{\partial U_{m+1}}{\partial x} \end{aligned} \right\} \quad (1.21)$$

- при з'єднанні секцій через опорно - центруючий пристрій

$x = L_n; \quad U_n = U_{n+1};$

$$A_{n+1}E_{n+1}(1+i\gamma_{n+1})\frac{\partial U_{n+1}}{\partial x} - A_nE_n(1+i\gamma_n)\frac{\partial U_n}{\partial x} = m_n\frac{\partial^2 U_n}{\partial t^2} + f_n\frac{\partial U_n}{\partial t} \quad (1.22)$$

- на долоті

$$x = L_l; \quad U_l = -i \sum_J a_J e^{i(p_J t + \chi_J)}; \quad (1.23)$$

де a_J , p_J – амплітуда і частота J -тої гармоніки, χ_J – зсув фаз.

При розв'язку задачі статики коефіцієнт γ_k приймається рівним нулю, а умови при $x = L_k$ та $x = L_l$ подаються наступним чином:

$$x = L_k; \quad \left. \begin{array}{l} U_k = U_{k+1}, \\ A_k E_k \frac{\partial U_k}{\partial x} = A_{k+1} E_{k+1} \frac{\partial U_{k+1}}{\partial x} + \Delta F_{k,k+1} \end{array} \right\} \quad (1.24)$$

$$x = L_l; \quad -A_l E_l \frac{\partial U_l}{\partial x} = P_l + p_0 S_0, \quad (1.25)$$

де $\Delta F_{k,k+1}$ – додаткові сили від тиску промивної рідини.

Загальне осьове зміщення довільного перерізу труб k -тої секції подається у вигляді:

$$U_k(x, t) = U_k^c(x) + \tilde{U}_k^\partial(x, t), \quad (1.26)$$

$$\text{де } U_k^c(x) = \frac{\rho_k^* g}{2A_k E_k} x^2 + C_k x + S_k \quad (1.27)$$

– статична складова зміщення;

$$\tilde{U}_k^\partial(x, t) = \text{Re} \left[B_k \sin(\beta_k x + b_k) e^{i(p t + \chi)} \right] \quad (1.28)$$

– динамічна складова зміщення.

Параметр β_k визначається з рівності:

$$\beta_k^2 = (p^2 \rho_k - ip h_k) / [A_k E_k (1 + i\gamma_k)], \quad (1.29)$$

а дійсні C_k , S_k та комплексні B_k , b_k сталі – з граничних умов.

Для компонок без проміжних елементів:

$$\left. \begin{aligned} C_l &= \frac{P_l + p_0 S_0 - \rho_l^* g L_l}{A_l E_l}, \\ C_k &= \frac{gL_k (\rho_{k+1}^* - \rho_k^*) + C_{k+1} A_{k+1} E_{k+1} + \Delta F_{k,k+1}}{A_k E_k}, \quad k = \overline{l-1, 1}; \\ S_1 &= \frac{A_1 E_1 C_1 + m_0 g}{k_0}, \quad S_k = L_{k-1}^2 \left(\frac{\rho_{k-1}^* g}{2A_{k-1} E_{k-1}} - \frac{\rho_k^* g}{2A_k E_k} \right) + \\ &+ L_{k-1} (C_{k-1} - C_k) + S_{k-1}, \quad k = \overline{2, l}; \end{aligned} \right\} \quad (1.30)$$

$$\left. \begin{aligned} b_1 &= \operatorname{arctg} \frac{A_1 E_1 (1 + i\gamma_1) \beta_1}{k_0 + ip\alpha_0 - p^2 m_0}, \\ b_k &= \left[\operatorname{arctg} \frac{A_k E_k (1 + i\gamma_k) \beta_k}{A_{k-1} E_{k-1} (1 + i\gamma_{k-1}) \beta_{k-1}} \operatorname{tg}(\beta_{k-1} L_{k-1} + b_{k-1}) \right] - \beta_k L_{k-1}, \\ &k = \overline{2, l}; \\ B_l &= -\frac{ia_0}{\sin(\beta_l L_l + b_l)}, \quad B_k = B_{k+1} \frac{\sin(\beta_{k+1} L_k + b_{k+1})}{\sin(\beta_k L_k + b_k)}, \quad k = \overline{l-1, 1}. \end{aligned} \right\} \quad (1.31)$$

При включенні в компоновку ВЗП граничні умови з урахуванням $\Delta F_{k,k+1}$ дають:

$$\left. \begin{aligned}
 C_m &= \frac{gL_m(\rho_{m+1}^* - \rho_m^*) + C_{m+1}A_{m+1}E_{m+1} + \Delta F_{m,m+1}}{A_m E_m}, \\
 S_{m+1} &= L_m^2 \left(\frac{\rho_m^* g}{2A_m E_m} - \frac{\rho_{m+1}^* g}{2A_{m+1} E_{m+1}} \right) + L_m(C_m - C_{m+1}) + S_m - \\
 &\quad - \frac{\rho_m^* g L_m + C_m A_m E_m}{k_m};
 \end{aligned} \right\} \quad (1.32)$$

$$\left. \begin{aligned}
 b_{m+1} &= \arctg \left[\frac{A_{m+1} E_{m+1} (1 + i\gamma_{m+1}) \beta_{m+1}}{A_m E_m (1 + i\gamma_m) \beta_m} \operatorname{tg}(\beta_m L_m + b_m) - \right. \\
 &\quad \left. - \frac{A_{m+1} E_{m+1} (1 + i\gamma_{m+1}) \beta_{m+1}}{k_m + ip\alpha_m} \right] - \beta_{m+1} L_m, \\
 B_m &= B_{m+1} \frac{A_{m+1} E_{m+1} (1 + i\gamma_{m+1}) \beta_{m+1} \cdot \cos(\beta_{m+1} L_m + b_{m+1})}{A_m E_m (1 + i\gamma_m) \beta_m \cdot \cos(\beta_m L_m + b_m)}.
 \end{aligned} \right\} \quad (1.33)$$

Якщо компоновка містить опорно-центруючий елемент, то дійсні сталі C_n і S_{n+1} залишаються без змін, а комплексні b_{n+1} , B_n набувають вигляду:

$$\left. \begin{aligned}
 b_{n+1} &= \arctg \left[\frac{A_n E_n (1 + i\gamma_n) \beta_n}{A_{n+1} E_{n+1} (1 + i\gamma_{n+1}) \beta_{n+1}} \operatorname{ctg}(\beta_n L_n + b_n) - \right. \\
 &\quad \left. - \frac{ipf_n - p^2 m_n}{A_{n+1} E_{n+1} (1 + i\gamma_{n+1}) \beta_{n+1}} \right] - \beta_{n+1} L_n, \\
 B_n &= B_{n+1} \frac{\sin(\beta_{n+1} L_n + b_{n+1})}{\sin(\beta_n L_n + b_n)}.
 \end{aligned} \right\} \quad (1.34)$$

Дана математична модель, використовувалась автором [8] для вивчення динамічного режиму роботи бурильної колони при бурінні з плавучих засобів, вибійними двигунами, роторному бурінні свердловини ступінчастим вибоєм, при ліквідації прихоплень бурильного інструменту ударним способом. На відміну від схеми, приведеної на рис. 1.6, тут

враховано жорсткість та демпфування вибою, демпфування у ВЗП та талевій системі, наявність ОЦЕ та його взаємодію із обсадною колоною. Наявність в бурильній колоні замкових різьбових з'єднань БТ і ОБТ в даній моделі не врахована.

В процесі дослідження динаміки бурильного інструменту здебільшого буває складно врахувати велике число взаємопов'язаних факторів, зміна будь-якого з яких приводить до зміни іншого. Тому для побудови динамічної моделі авторами [7, 9] прийнято ряд деяких припущень: в процесі буріння осі вертикальної свердловини і бурильної колони співпадають, колона бурильних труб знаходиться в рідині, опір якої пропорційний швидкості зміщення перерізів колони, віброзахисні інструменти містять деформаційні безмасові елементи з пружнов'язкими характеристиками, обертання стола ротора відбувається із сталою кутовою швидкістю.

Кожна ($k = 1, \dots, N - 3$) секція труб (рис. 1.8) має площу A_k і полярний момент J_{pk} інерції поперечного перерізу, модуль пружності E_k і модуль зсуву G_k матеріалу труб, масу ρ_k і осьовий момент інерції J_k погонного метра і швидкості α_{1k} і α_{2k} розповсюдження хвиль поздовжніх і крутних коливань. Віброзахисні інструменти включені в компоновку бурильної колони і характеризуються коефіцієнтами жорсткості K_k і в'язкого опору α_k при розтязі-стиску і жорсткості C_k і в'язкого опору ν_k при крученні. Аналогічно ці коефіцієнти для з'єднання основи бурової вежі з ґрунтом, – K_N, α_N , з'єднання кронблока з буровою вежею – K_{N-1}, α_{N-1} , ведучої труби з рухомою частиною талевої системи K_{N-2}, α_{N-2} . Калібратори і центруючі елементи мають масу M_k і осьовий момент інерції $J_{чк}$. Їх взаємодія із стінкою свердловини характеризується коефіцієнтами в'язкого тертя f_k і f'_k при повздовжньому і обертальному рухах відповідно.

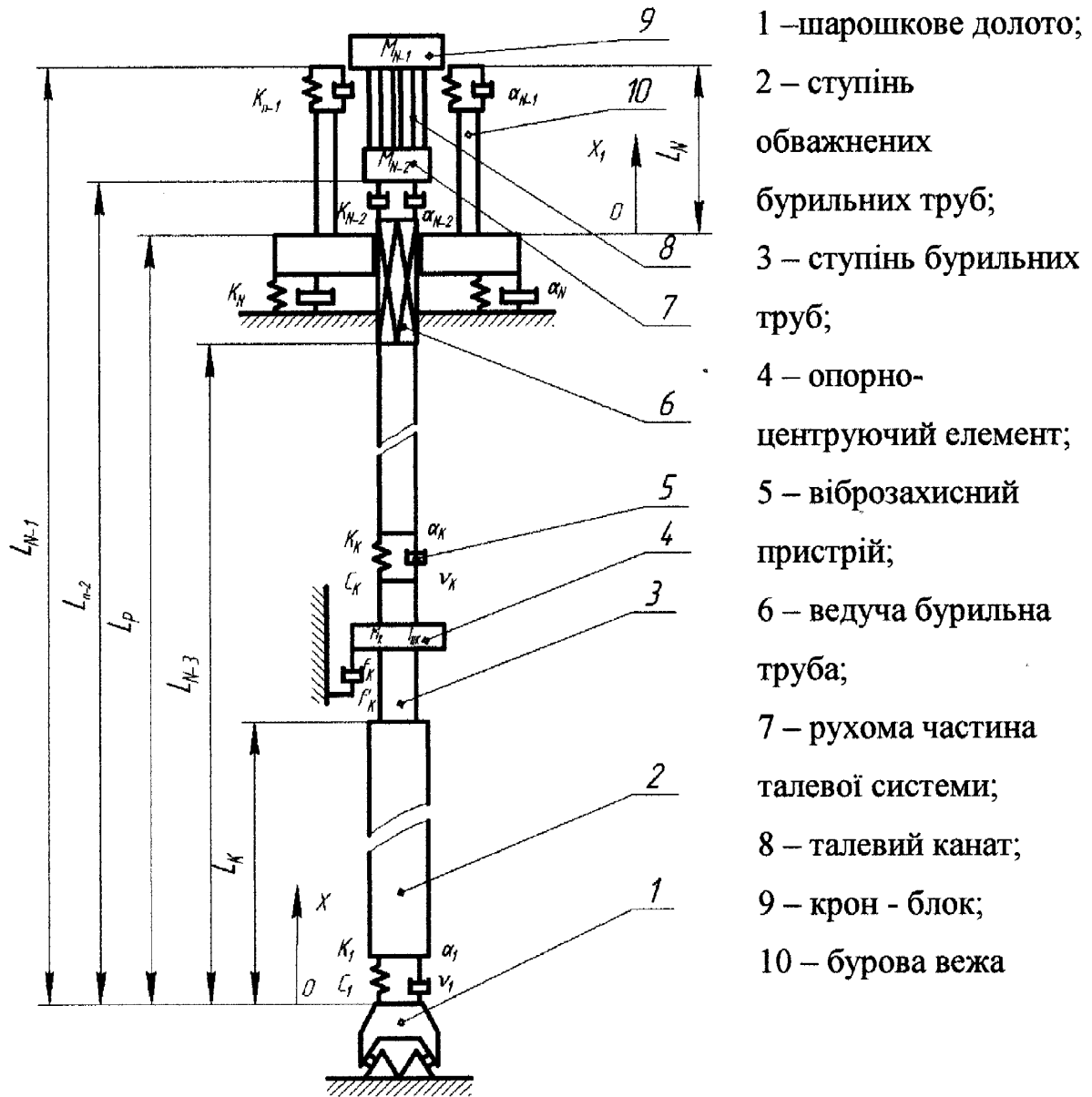


Рисунок 1.8 – Принципова схема бурильного інструменту для вивчення динаміки процесу буріння вертикальної свердловини роторним способом

Для складання рівнянь руху елементів системи введено вісь координат Ox , зв'язану з нижнім торцем першої секції бурильних труб. Так само спрямована координатна вісь Ox_1 , зв'язана з основою бурової вежі. При прийнятій розрахунковій схемі положення будь-якого перерізу бурильної колони в будь-який момент часу описується системою диференціальних рівнянь у вигляді:

$$\frac{\partial^2 U_K(x,t)}{\partial t^2} + \lambda_{1k} \frac{\partial U_K(x,t)}{\partial t} + g = \alpha_{1k} \frac{\partial^2 U_K(x,t)}{\partial x^2}, \quad (1.35)$$

де $U_K(x,t)$ – поздовжнє зміщення перерізу k – тої секції бурильної колони з координатою x у момент часу t відносно його початкового положення; λ_{1k} , λ_{2k} – коефіцієнти затухання поздовжніх і крутильних коливань; g – прискорення вільного падіння.

Гранична умова в перерізі $x = 0$, тобто в місці з'єднання долота і бурильної колони записується:

- при встановленні між ними віброзахисного пристрою:

$$[U_1(0,t) - U_\partial(t)] \cdot K_1 + \left[\frac{\partial U_1(0,t)}{\partial t} - \frac{\partial U_\partial(t)}{\partial t} \right] \cdot \alpha_1 = A_1 E_1 \frac{\partial U_1(0,t)}{\partial x}, \quad (1.36)$$

- при відсутності в перерізі віброзахисного пристрою:

$$U_\partial(t) = U_1(0,t). \quad (1.37)$$

Граничні умови для з'єднань k -ої і $k+1$ секції труб у перерізі $x = L_k$ з урахуванням різних елементів компоновки записуються:

- при встановленні між ними віброзахисного пристрою поздовжніх коливань з пружно-в'язкими зв'язками:

$$\begin{aligned} & [U_{k+1}(L_k,t) - U_k(L_k,t)] \cdot K_k + [\dot{U}_{k+1}(L_k,t) - \dot{U}_k(L_k,t)] \cdot \alpha_k = \\ & = A_k E_k \frac{\partial U_k(L_k,t)}{\partial x}, \end{aligned} \quad (1.38)$$

$$A_k E_k \frac{\partial U_k(L_k,t)}{\partial x} = A_{k+1} E_{k+1} \frac{\partial U_{k+1}(L_k,t)}{\partial x}; \quad (1.39)$$

- при встановленні в місці з'єднання труб опорно-центруючого елемента:

$$U_k(L_k, t) = U_{k+1}(L_k, t), \quad (1.40)$$

$$\begin{aligned} A_{k+1}E_{k+1} \frac{\partial U_{k+1}(L_k, t)}{\partial x} - A_k E_k \frac{\partial U_k(L_k, t)}{\partial x} = \\ = M_k \frac{\partial^2 U_k(L_k, t)}{\partial t^2} + f_k \frac{\partial U_k(L_k, t)}{\partial t} + M_k \cdot g, \end{aligned} \quad (1.41)$$

- при відсутності в з'єднанні проміжних елементів:

$$U_k(L_k, t) = U_{k+1}(L_k, t), \quad (1.42)$$

$$A_k E_k \frac{\partial U_k(L_k, t)}{\partial x} = A_{k+1} E_{k+1} \frac{\partial U_{k+1}(L_k, t)}{\partial x}. \quad (1.43)$$

Гранична умова в перерізі $x = L_p$, тобто в місці з'єднання ведучої труби і ротора, записується у вигляді

$$\Theta(L_p, t) = \omega_p \cdot t, \quad (1.44)$$

де ω_p – кутова швидкість обертання ротора.

Гранична умова в перерізі $x = L_{N-2}$, тобто в місці з'єднання вертлюга з бурильною колоною і талевими канатами, має вигляд:

$$\begin{aligned} [U_{N-2}(L_{N-2}, t) - U_{N-1}(L_{N-2}, t)] \cdot K_{N-2} + \\ + \left[\frac{\partial U_{N-2}(L_{N-2}, t)}{\partial t} - \frac{\partial U_{N-1}(L_{N-2}, t)}{\partial t} \right] \cdot \alpha_{N-2} = \\ = -A_{N-2} E_{N-2} \frac{\partial U_{N-2}(L_{N-2}, t)}{\partial t}, \end{aligned} \quad (1.45)$$

$$r A_{N-1} E_{N-1} \frac{\partial U_{N-1}(L_{N-2}, t)}{\partial x} - A_{N-2} E_{N-2} \frac{\partial U_{N-2}(L_{N-2}, t)}{\partial x} =$$

$$= M_{N-1} \frac{\partial^2 U_{N-1}(L_{N-2}, t)}{\partial t^2} + M_{N-2} \cdot g, \quad (1.46)$$

де r – кількість струн талевої системи.

У перерізі $x = L_{N-1}$ установки крон-блока гранична умова записується у вигляді

$$\begin{aligned} & [U_{N-1}(L_{N-1}, t) - U_N(L_N, t)] K_{N-1} + \left[\frac{\partial U_{N-1}(L_{N-1}, t)}{\partial t} - \frac{\partial U_N(L_N, t)}{\partial t} \right] \cdot \alpha_{N-1} + \\ & + A_{N-1} E_{N-1} \frac{\partial U_{N-1}(L_{N-1}, t)}{\partial x} + M_{N-1} \frac{\partial^2 U_{N-1}(L_{N-1}, t)}{\partial t^2} + M_{N-1} \cdot g = 0. \end{aligned} \quad (1.47)$$

Гранична умова для сполучення бурової вежі з основою і крон-блоком у перерізах $x_1 = 0$ і $x_1 = L_N$ відповідно записується

$$\begin{aligned} & A_N E_N \frac{\partial U_N(0, t)}{\partial x} + K_N \cdot U_N(0, t) + \alpha_n(0, t) + \alpha_N \frac{\partial U_N(0, t)}{\partial t} + \\ & + M_N \cdot g + M_N \frac{\partial^2 U_N(0, t)}{\partial t^2} = 0, \end{aligned} \quad (1.48)$$

$$\begin{aligned} & \left[\frac{\partial U_n(L_N, t)}{\partial t} - \frac{\partial U_{N-1}(L_{N-1}, t)}{\partial t} \right] \cdot \alpha_{N-1} + [U_N(L_N, t) - U_{N-1}(L_{N-1}, t)] \cdot K_{N-1} = \\ & = -A_N E_N \frac{\partial U_N(L_N, t)}{\partial x}. \end{aligned} \quad (1.49)$$

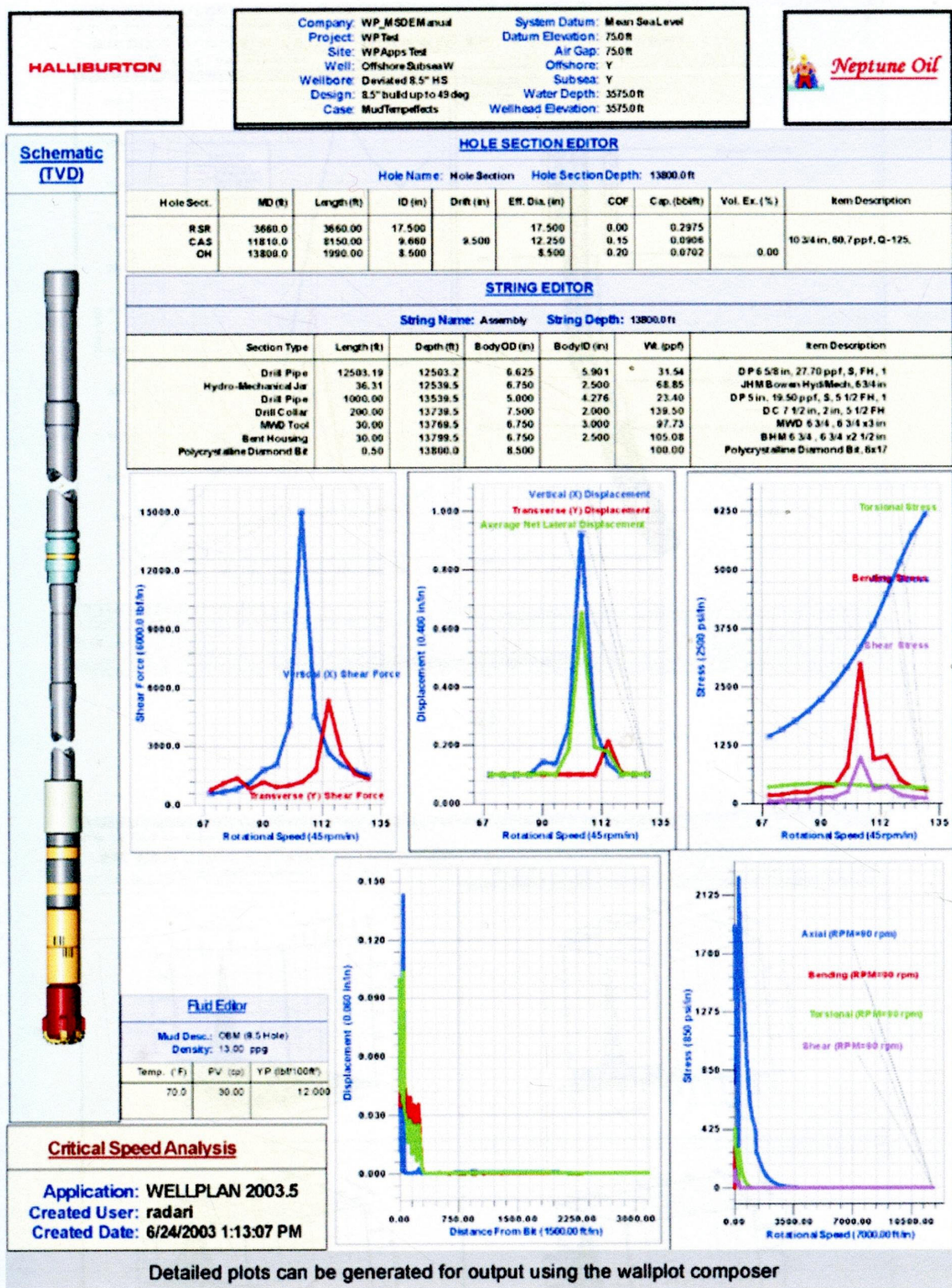
Математична модель у вигляді диференціального рівняння (1.35) повздовжніх коливань перерізів бурильної колони, а також граничних умов (1.36) - (1.49) враховує основні параметри бурової механічної системи і режим її роботи. Проте, як і всі попередні моделі, вона не враховує вплив на динамічний стан бурильної колони різьбових з'єднань БТ і ОБТ.

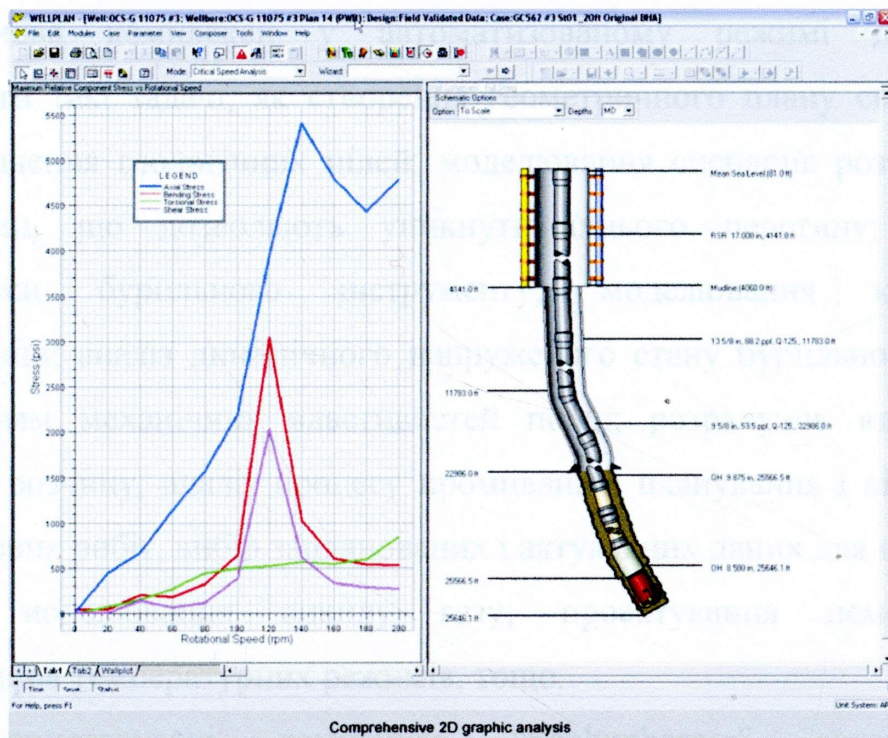
1.4 Сучасні методи та засоби контролю вібрацій бурильної колони в умовах експлуатації

На даний час кількість експлуатованого глибинного бурового обладнання в будь-якій країні перевищує можливості його обслуговування і ремонту відповідно до рекомендацій виробників. Виходом із такої ситуації є по-перше, збільшення частки обладнання, що не обслуговується, по-друге, перехід на ремонт обладнання по фактичному стану. Останній варіант можливий лише при використанні методів та засобів діагностики і довгострокового прогнозу стану бурового обладнання в процесі його експлуатації, які протягом останніх десяти років стали розвиватися швидкими темпами [45, 57, 58, 59, 60, 61].

Інформація про стан працюючого у свердловині бурильного інструменту міститься, насамперед, у сигналі вібрації. Тому аналіз вібрації став основою нового напрямку технічної діагностики, що отримав назву контролю стану і діагностики машин. Саме цей напрямок розширив можливості існуючих методів неруйнівного контролю, дозволив вирішувати практичні задачі довгострокового прогнозу стану глибинного бурового обладнання і, як наслідок, переходити на обслуговування і ремонт обладнання по фактичному стану.

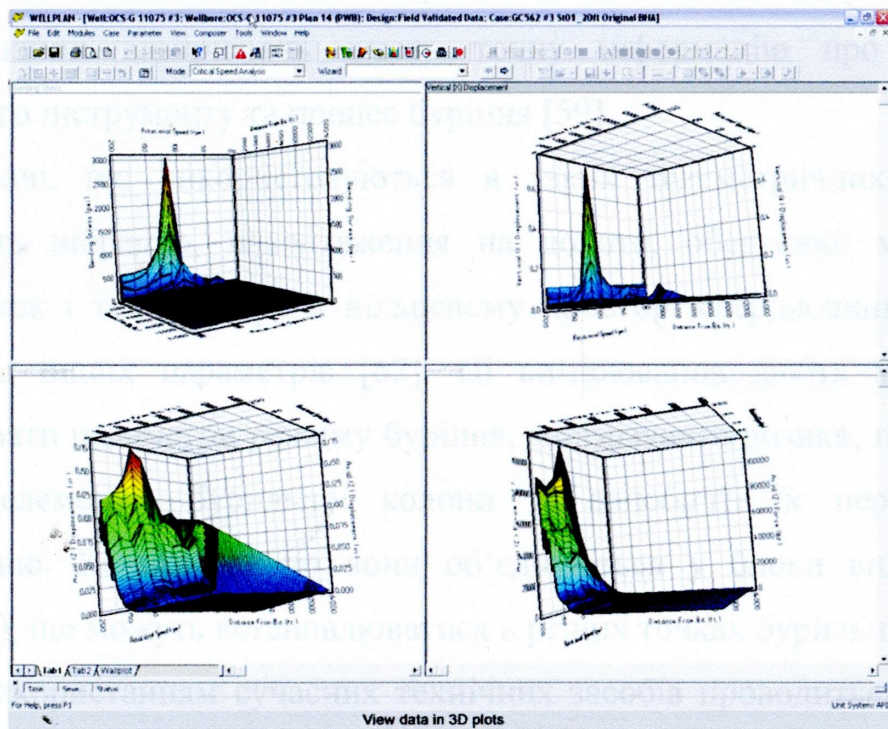
Кілька років назад на ринку програмних продуктів в області проведення розрахунків параметрів буріння і закінчування свердловин почали з'являтися нові розробки провідних сервісних компаній [59 - 61]. Насамперед, це автоматизовані системи типу WELLPLAN (рис.1.9, 1.10) [61], сучасні версії яких сьогодні входять до складу автоматизованих комплексів "Drilling Office" (DO) компанії "Schlumberger" і "Total Drilling Performance" (TDP) компанії "Landmark Graphics". Автоматизований комплекс DO на даний час широко використовується ВО "Беларуснефть" (Гомель, Речица), фірмою НК "ЛУКОЙЛ" (Когалым). Комплекси TDP використовуються СП "Северное сияние" (Нефтеюганск).





Comprehensive 2D graphic analysis

a)



View data in 3D plots

б)

Рисунок 1.10 – Результат розрахунку системою WELLPLAN напруженого стану бурильного інструменту у двовимірному а) та тривимірному б) виглядах

ВИГЛЯДАХ

Обидва комплекси у автоматизованому режимі дозволяють вирішувати такі задачі, як створення геометричного плану свердловини для визначення геологічних цілей; моделювання сценаріїв розташування свердловин, що дозволяють уникнути їхнього перетину; розробка компоновки бурильного інструменту; моделювання конструкції свердловини; аналіз динамічного напруженого стану бурильної колони з врахуванням механічних властивостей порід; розрахунок втрат тиску бурового розчину, аналіз процесу промивання; планування і відстеження ходу бурових робіт, вибір запланованих і актуальних даних для наступного аналізу; моделювання викиду газу; проектування цементування; моделювання температурних режимів, тощо.

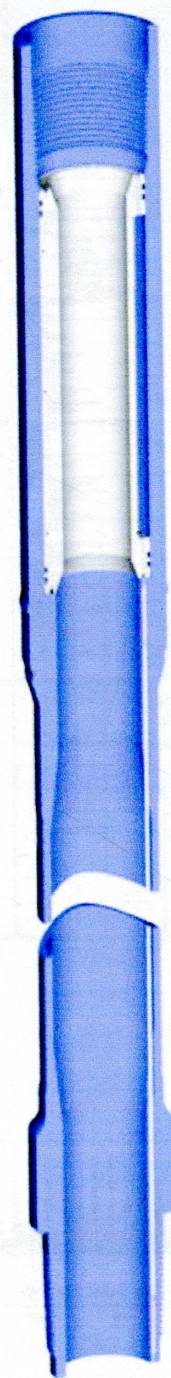
Використовувані компанією “Schlumberger” автоматизовані комплекси “Drilling Office” представляють собою телеметричні системи споряджені спеціальними автономними давачами, які на основі свердловинних вимірювань дають точну інформацію про динаміку бурильного інструменту та процес буріння [59].

Давачі, що використовуються в таких телеметричних системах вимірюють вібрацію, навантаження на долото, обертовий момент на долоті, тиск і температуру в кільцевому просторі свердловини, а також цілий ряд інших параметрів [62]. Ці вимірювання дають можливість оптимізувати параметри режиму буріння, мінімізувати ризики, пов’язані із втомою елементів бурильної колони та запобігти їх передчасному руйнуванню. Конструктивно вони об’єднуються у блоки вимірювання (рис. 1.11), що можуть встановлюватися в різних точках бурильної колони.

З використанням сучасних технічних засобів проводиться передача та обробка зареєстрованих даних (рис. 1.12), на основі яких встановлюються причини виникнення небажаної вібрації, що може викликати аварійну ситуацію та можливі способи її зменшення чи усунення (рис. 1.13).



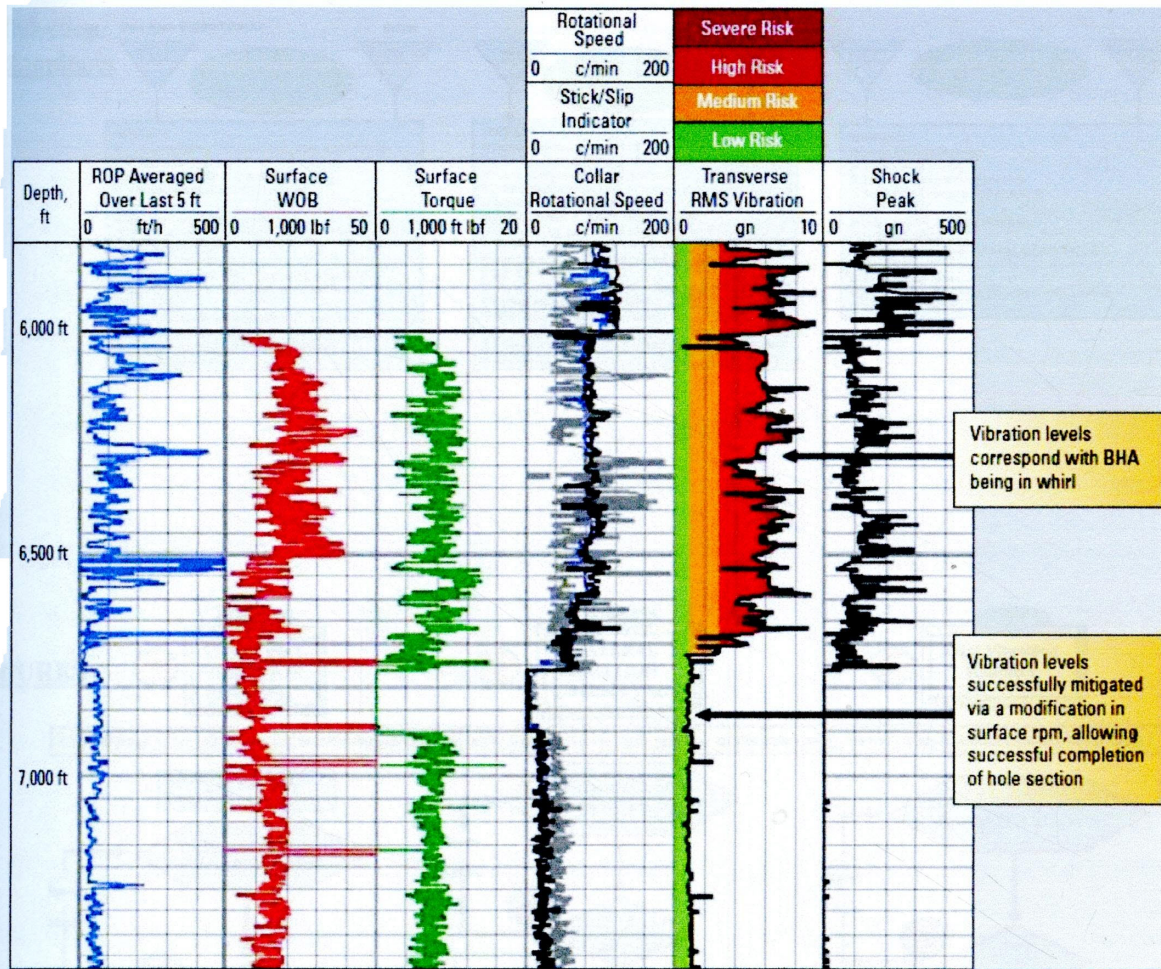
а)



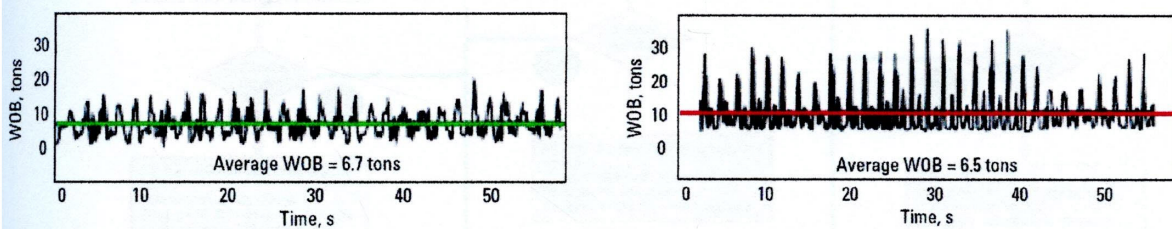
б)

а) зовнішній вигляд; б) монтаж в бурильну колону

Рисунок 1.11 – Блок вимірювання сучасного телеметричного комплексу



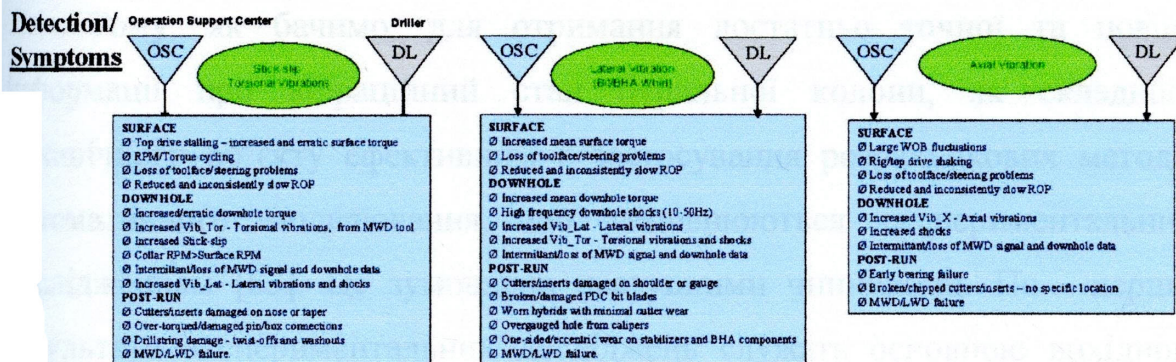
a)



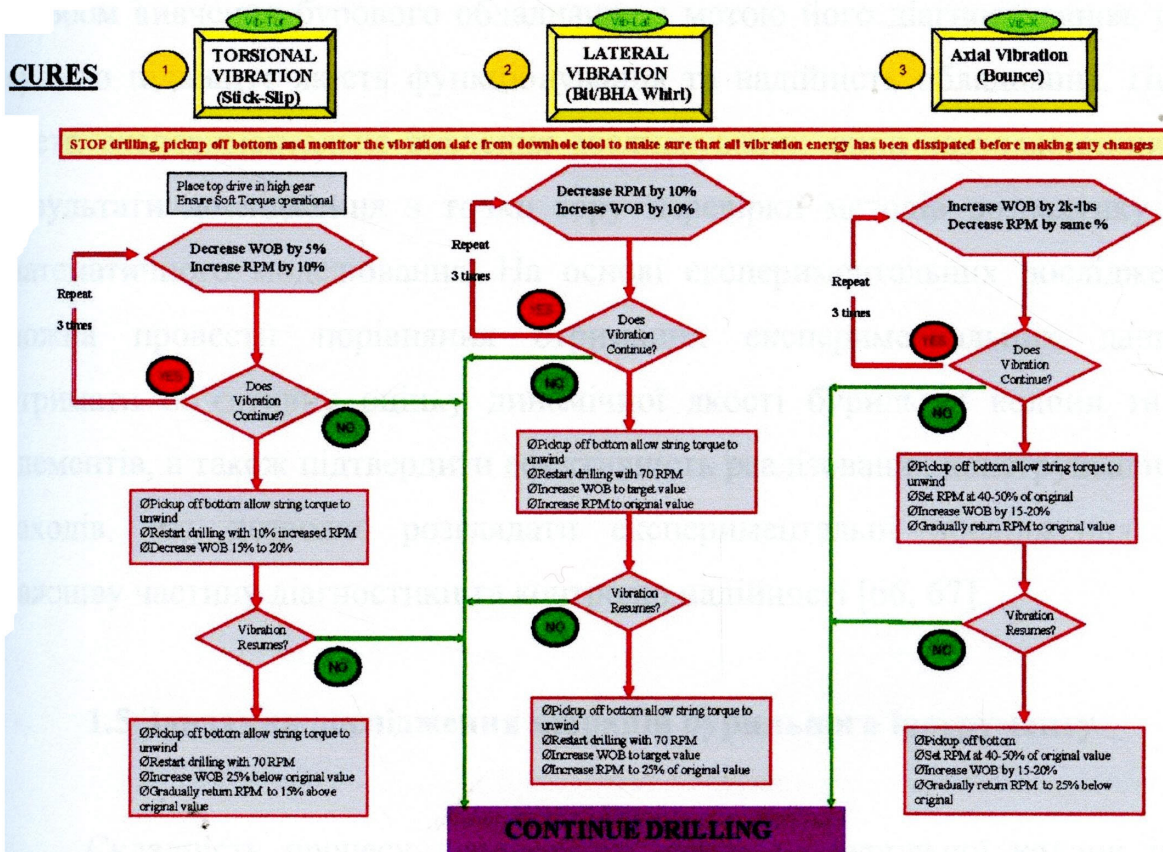
б)

а) загальна картина; б) часова реалізація одного з параметрів

Рисунок 1.12 – Блок-модуль комплексу, що інформує про зміну параметрів буріння (дані по свердловині компанії “Schlumberger” у Західній Африці)



a)



b)

a) виявлення ознак, що можуть стати причиною аварії внаслідок вібрації;

б) схема усунення небажаних наслідків

Рисунок 1.13 – Блок-схема контролю вібрації комплексом “Drilling Office”

Тому, як бачимо, для отримання достатньо точної та повної інформації про вібраційний стан бурильної колони, як складного механічного об'єкту ефективним є застосування розрахункових методів математичного моделювання, що доповнюються експериментальним дослідженням [63]. Це зумовлено наступними чинниками. По - перше, результати експериментальних досліджень служать основною вихідною інформацією для розв'язку задачі ідентифікації складної механічної системи, побудова математичної моделі яких є трудомісткою, недостатньо точною та не завжди можливою [63, 64, 65]. По - друге, експеримент є засобом вивчення бурового обладнання з метою його діагностування, що суттєво підвищує якість функціонування та надійність обладнання. По - третє, експериментальне вивчення досліджуваних явищ дозволяє оцінити результати дослідження з точки зору перевірки методів розрахунку та математичного моделювання. На основі експериментальних досліджень можна провести порівняння отриманих експериментальних даних, отримати об'єктивну оцінку динамічної якості бурильної колони та її елементів, а також підтвердити ефективність реалізованих конструктивних заходів, що дозволяє розглядати експериментальні дослідження як важливу частину діагностики та контролю надійності [66, 67].

1.5 Завдання дослідження вібрацій бурильного інструменту

Складність процесу дослідження динаміки бурильної колони і її елементів надає експериментальному дослідженню характер колективної скоординованої діяльності. На сучасному етапі експериментальне дослідження – це цілеспрямована дослідницька діяльність експериментатора на об'єктах та засобах експериментального дослідження, що включає комплекс сучасних взаємодіючих випробувальних пристроїв, наукових приладів та комп'ютерного забезпечення. Сучасні вимоги до швидкості та точності обробки

інформації, отриманої під час експерименту з широким розповсюдженням експериментальних методів дослідження нафтогазового обладнання зумовлюють необхідність автоматизації цих досліджень. Вирішення завдань автоматизації експериментальних досліджень в галузі буріння нафтових та газових свердловин пов'язано з конкретизацією та узагальненням самого поняття наукового експерименту.

Методологія експериментальних досліджень та випробувань бурильного інструменту [20 - 22, 45, 48 - 53] складає основу експериментальної динаміки та дослідження вібрації машин нафтогазового обладнання. Тому в області дослідження вібрації та надійності бурильного інструменту слід виділити наступні основні напрями.

1. Контроль динамічних параметрів бурильного інструменту з метою об'єктивної оцінки його технічного стану та подальшого удосконалення. Сюди відносяться питання визначення природи, характеру, рівня та частотного складу вібрацій; визначення динамічних параметрів бурильного інструменту при тестових збуреннях та в умовах експлуатації; ідентифікація математичної моделі; дослідження взаємозв'язку динамічних параметрів з вихідними характеристиками бурильного інструменту.

2. Контроль віброактивності бурильного інструменту з метою нормування та зменшення вібрацій. Для цього здійснюється збір статистичних даних по вібраційних характеристиках бурильного інструменту з метою врахування робочих режимів експлуатації; порівняльний аналіз та розробка вимог та норм на допустимий рівень (обмеження) вібрацій виходячи з умов вібраційної міцності та надійності; ідентифікація діючих збурень; створення стандартних методик та інших нормативних документів для контролю вібрації бурильного інструменту.

3. Вібродіагностика бурильного інструменту з метою перевірки якості його виготовлення, регулювання, ремонту, переходу на обслуговування по технічному стану, а також забезпечення його

безвідмовної роботи. При цьому розглядаються види типових дефектів та ознаки їх прояву; методи та засоби обробки інформації та розпізнавання дефектів; степiнь діагностування обладнання; способи формування висновків по усуненню дефектів.

4. Контроль вібраційної надійності бурильного інструменту з метою оцінки та прогнозування терміну служби. Сюди відносяться імітація типових вібраційних навантажень; порівняльний аналіз стандартів на вібровипробування; планування та організація комплексних випробувань, оцінка впливу вібрацій на віброннадійність, вібростійкість та віброміцність.

Аналіз існуючих методів експериментального дослідження коливань машин та механізмів [63, 64, 66, 67, 68] дозволяє зробити висновок про те, що мета експериментального дослідження коливань механічних систем завжди перебуває у відповідності з функціональним призначенням досліджуваного машинного агрегату. Завдання дослідження в основному визначає специфіку методів та засобів випробування та дослідження бурильного інструменту: вибір та встановлення первинних перетворювачів та давачів, вибір параметрів, що вимірюються, розробка системи обробки і аналізу цих параметрів та її автоматизація, оптимізація розрахункової схеми бурильної колони для дослідження її коливальних процесів, розробка методики оцінювання надійності та довговічності елементів КНБК, тощо. Разом з тим можна виділити деякі загальні питання дослідження динамічних процесів, до яких відносяться в першу чергу задача виявлення та розпізнавання частот вимушених та власних коливань бурильної колони з наступною ідентифікацією зовнішніх навантажень, джерел вимушених коливань та інерційних параметрів колони. Також загальною та трудомісткою є задача побудови спектрально-частотних характеристик та форм коливань.

Таким чином, накопичений досвід експериментального дослідження динамічних процесів, які відбуваються в бурильній колоні показує, що суттєве підвищення продуктивності, точності та ефективності

аналізу можна досягнути за рахунок автоматизації досліджень, особливо на етапі отримання результуючих характеристик, таких як частотні характеристики, форми коливань і т.п.

Автоматизація досліджень вібрації бурильної колони полягає в швидкій обробці великих масивів даних; використанні різних процедур аналізу, спеціального сортування результатів, визначення точності розрахованих параметрів [64, 69, 70, 71]. Вона може бути реалізована найбільш ефективно на базі сучасних, високопродуктивних персональних комп'ютерів чи комп'ютерних систем.

Разом з тим правильна та цілеспрямована постановка експерименту в сучасній динаміці машин нафтогазового обладнання передбачає наявність імітаційних моделей бурильної колони, що дозволяє конкретизувати задачу експерименту, правильно вибрати точки вимірювання та правильно спланувати весь хід експерименту. З точки зору [64, 69] застосування комп'ютерної техніки для розрахунку необхідних динамічних характеристик бурильної колони необхідні такі методи описання досліджуваної моделі, які б дозволили на основі аналізу інформації про структуру та параметри моделі отримати результат з мінімальними затратами машинного часу та часу підготовки вихідних даних. До числа таких машинно-орієнтованих методів відносяться методи теорії графів та теорії множин, що дозволяють формалізувати процедури побудови частотних характеристик та передавальних функцій бурильної колони.

Велике місце в загальному об'ємі експериментальних досліджень для нафтогазового обладнання за останні роки займає розробка систем технічної діагностики. Виявлення взаємозв'язку між параметрами, що відображають дефектні стани об'єкту діагностики з показниками якості останнього, включає в себе задачу пошуку інформативних ознак [64, 65, 71], розв'язок якої пов'язаний з обробкою та аналізом великих масивів експериментальної інформації.

1.6 Висновки до розділу 1

1. Вибійне бурове обладнання генерує подовжні, поперечні і крутильні коливання, зміна характеристик яких у часі, як правило, відображає зміну технічного стану як породоруйнівного інструменту так і КНБК. Тому для правильної оцінки технічного стану елементів КНБК і бурильної колони в цілому необхідно знати інформацію про зміну характеристик цих коливань.

2. З аналізу вібраційних відмов бурильних колон випливає, що найбільша частка таких відмов пов'язана з ослабленням та руйнуванням різьбових з'єднань. Втомне руйнування замкових різьбових з'єднань бурильних колон в умовах інтенсивних вібрацій, як правило, відбувається в елементах КНБК під дією амплітуд напружень, близьких до границі витривалості.

3. Аналіз вібрації, що є джерелом інформації про напружений стан елементів бурильної колони, за допомогою сучасних методів та засобів технічної діагностики дозволить вирішувати практичні задачі довгострокового прогнозу довговічності бурильної колони і, як наслідок, переходити на обслуговування та ремонт її елементів по фактичному технічному стану.

4. Комплексне дослідження вібрації бурового обладнання проводиться із використанням сучасних складних телеметричних систем, які застосовуються в основному для проводки горизонтальних, рідше похило-спрямованих та вертикальних свердловин. Тому очевидно є потреба в простих, ефективних та відносно недорогих технічних засобах вимірювання та аналізу вібрації бурильної колони.

РОЗДІЛ 2

УДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ РЕЄСТРАЦІЇ ТА АНАЛІЗУ ХАРАКТЕРИСТИК ВІБРАЦІЙ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ

Протягом останніх років все чіткіше простежуються основні розходження між системами керування і контролю складного енергетичного обладнання, з одного боку, і системами їхньої діагностики з іншого. Системи контролю, що є праобразом і складовою частиною сучасних систем моніторингу, використовують, як правило, найпростіші способи вимірювання основних фізичних величин. Діагностичні системи будуються з урахуванням необхідності одержання найбільшого обсягу інформації, що міститься насамперед у сигналах вібрації і шуму. Саме тому для систем діагностики широко використовуються нові інформаційні технології [45, 57, 58, 62, 63, 71], які часто базуються на складних методах та засобах вимірювання і аналізу сигналів.

Найбільш доступними засобами вимірювання та аналізу сигналів у даний час є пристрої реєстрації та перетворення сигналів вібрації і шуму з аналогової форми в цифрову з подальшим їх введенням в оперативну пам'ять персонального комп'ютера (рис. 2.1). Такий спосіб вимірювання дозволяє використовувати інформаційні технології та пристрої описані в [64, 65 - 72]. Кількість давачів у таких стаціонарних системах, як правило, визначається числом точок контролю і гранично допустимим інтервалом між вимірами і може складати від одного до декількох десятків. У функції таких систем вимірювання входить аналіз і інших фізичних величин по програмі, що задається діагностичним центром. Алгоритми програми автоматично змінюються в залежності від результатів діагностування, тобто від стану об'єкта контролю. Проте, подібні системи вимірювання та аналізу сигналів є габаритними і можуть використовуватися в лабораторних чи стендових умовах.

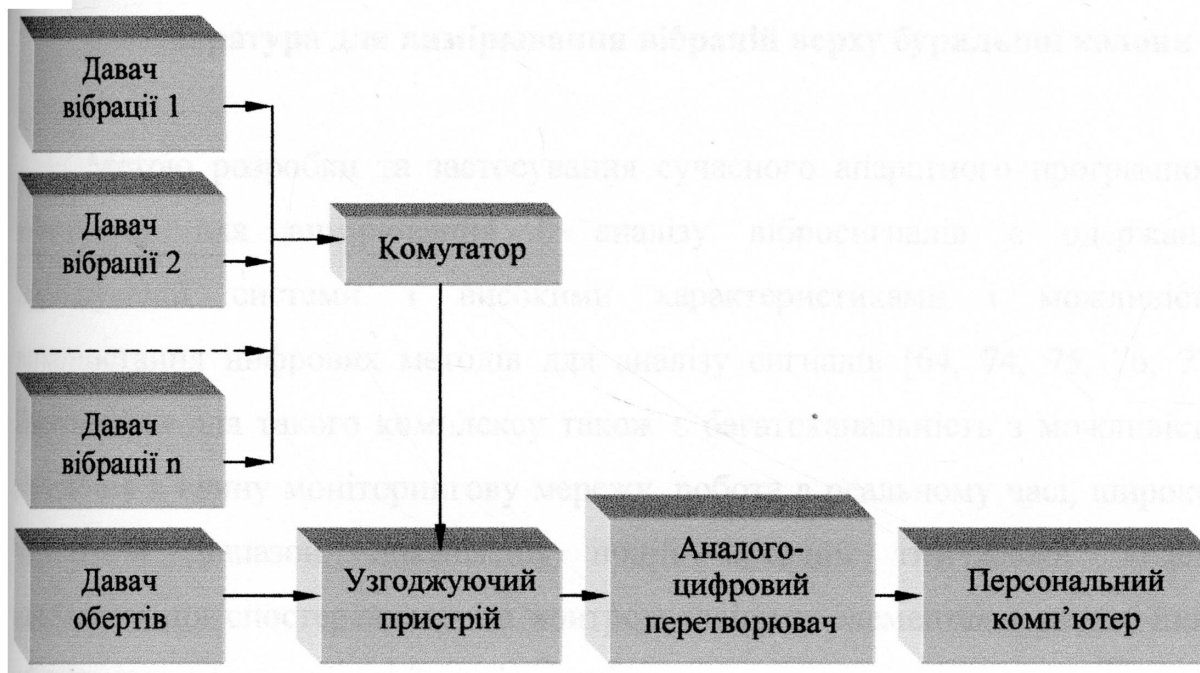


Рисунок 2.1 – Схема системи вібраційного моніторингу та діагностики

Для вимірювання вібрації в польових умовах можна скористатися засобами вимірювання і аналізу, побудованими за тим же принципом, але вже на базі переносних портативних комп'ютерів типу Portable, Notebook чи Penbook [73]. У перші встановлюються ті ж плати, що й у звичайні комп'ютери. Ряд модифікацій другого і третього типу комп'ютерів має додаткові входи по стандарту PC-card. У цьому ж стандарті випускаються звукові карти чи карти з пристроями введення аналогових сигналів. Для вимірювання й аналізу цих сигналів достатньо мати таку карту і вхідний пристрій, що включає давач вібрації, джерело для його живлення і пристрій узгодження давача з вхідною картою. Такі пристрої виготовляються рядом закордонних та вітчизняних фірм “Briel & Kjaer” (Швеція, Данія), “Solartron” (Англія), “Schlumberger” (Франція), ООО “Глобал Тест” (Саров, Росія), ІПЦ “Вібродіагностика” (Севєродонецьк, Україна). Аналіз тенденцій розвитку засобів вібродіагностики показує, що в найближчі роки слід чекати широкого поширення малогабаритних багатоканальних апаратних комплексів, у корпус яких вбудовуватиметься один мікрокомп'ютер з великими обчислювальними можливостями і стандартною операційною системою.

2.1 Апаратура для вимірювання вібрацій верху бурильної колони

Метою розробки та застосування сучасного апаратного програмного комплексу для вимірювання й аналізу вібросигналів є одержання нарощуваної системи з високими характеристиками і можливістю використання цифрових методів для аналізу сигналів [64, 74, 75, 76, 77]. Важливими для такого комплексу також є багатоканальність з можливістю з'єднання в єдину моніторингову мережу, робота в реальному часі, широкий частотний діапазон, локалізація подій методом тимчасової локації, автоматизація спостереження за контрольованими елементами механічного обладнання, ведення історії вимірювання.

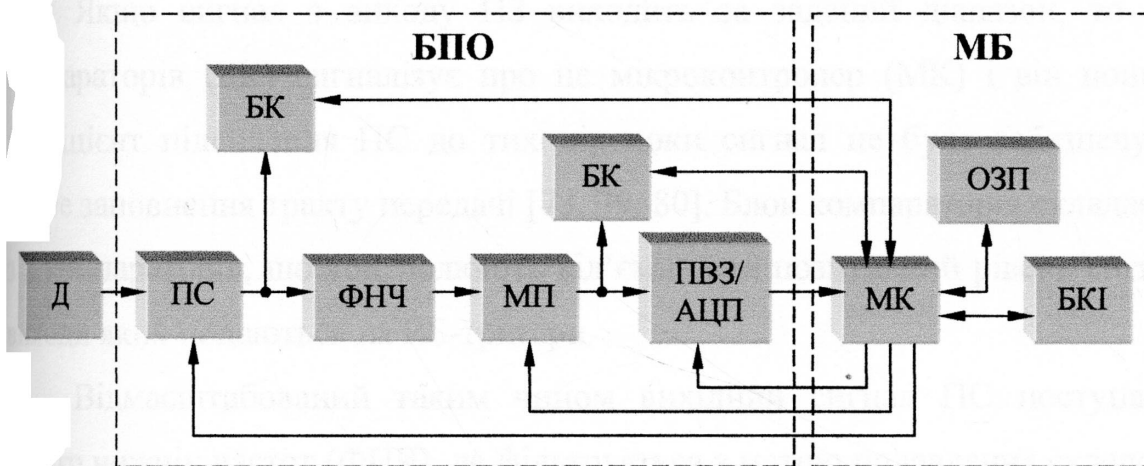
Для ефективного розв'язку поставлених задач вібродіагностики на сучасному технічному рівні використовуються апаратні засоби, які мають різну структуру і включають різноманітні функціональні модулі [72, 73, 77]. В залежності від потрібних термінів отримання результатів, обсягів та складності обчислювальних робіт і реалізації алгоритмів, а також інтенсивності інформаційних потоків, що поступають на обробку, комплекс засобів для збору та обробки даних може базуватися на одному або декількох комп'ютерах з розподілом їх функцій по етапах обробки. Для сучасних систем обробки, які базуються на потужних комп'ютерах, найбільш раціональним режимом застосування є режим розподілу по часу, який дає можливість обробляти одночасно кілька “багатоточкових” експериментів при використанні оперативної пам'яті, достатньої для проміжного накопичення, обробки та зберігання даних.

Сучасні системи моніторингу та діагностики машин і енергетичного обладнання, в тому числі і нафтогазового обладнання [63, 65 - 67], будуються на базі методів неруйнівного контролю та діагностики. Методи діагностики, які використовуються в цих системах за принципом їх застосування можна розділити на дві основні групи.

До першої групи відносяться методи тестової діагностики, які вимагають формування штучних збурень, що діють на об'єкт діагностики. За мірою спотворення збурень оцінюють стан об'єкта. Збурення мають відомі характеристики, і предметом вивчення є тільки ті спотворення, що виникають при їхній передачі через об'єкт. Подібні методи будуються на базі досить простих інформаційних технологій і широко використовуються для діагностики різних вузлів на етапі їхнього виготовлення, а також машин і обладнання в непрацюючому стані.

Друга група містить у собі методи функціональної (робочої) діагностики, які використовуються, у першу чергу, для машин, що є джерелом природних збурень у процесі їхньої роботи. Ці методи орієнтовані насамперед на аналіз процесів формування збурень, а не їхніх спотворень під час поширення. З розвитком обчислювальної техніки все більше задач функціональної діагностики припадає на засоби цифрової обробки. Такі системи більш прості у налаштуванні, більш стабільні у часі і просто модернізуються [73, 77]. Причому, ця модернізація стосується перш за все методів та алгоритмів цифрової обробки вихідного сигналу. Принципова можливість і ефективність використання нових [77] та традиційних методів [78] обробки вібросигналів в багатьох випадках визначається параметрами аналогової частини системи. Принципова схема такої системи наведена на рис. 2.2.

Робота такої системи для вібродіагностики бурильного інструменту полягає в наступному. Механічні коливання, які генеруються долотом поширюються по бурильній колоні і реєструються на поверхні у вигляді вібропришвидження за допомогою давача (Д) - п'єзоакселерометра. Однією з переваг п'єзоакселерометрів серед інших давачів є те, що вони в межах свого ефективного частотного діапазону володіють високою точністю вимірювання та чутливістю, і в той же час мають високу стійкість, мініатюрні габарити і масу [78, 79, 80].



Д – давач; БПО – блок попередньої обробки сигналу; ПС – підсилювач сигналу; ФНЧ – фільтр нижніх частот; БК – блок компараторів; МП – масштабуючий підсилювач; МБ – мікропроцесорний блок; ПВЗ/АЦП – пристрій вибірки-зберігання / аналого-цифровий перетворювач; МК – мікроконтролер; ОЗП – оперативно запам'ятовуючий пристрій; БКІ – блок клавіатури/індикації.

Рисунок 2.2 – Схема системи функціональної діагностики

Зареєстрований давачем вхідний сигнал у вигляді електричного заряду, пропорційного вібропришвидженню вхідного сигналу, поступає на вхід підсилювача сигналу (ПС), який здійснює перетворення сигналу в пропорційну величину електричної напруги. ПС представляє собою операційний підсилювач, що охоплений ємнісним зворотнім зв'язком. Крім цього, при підключенні ПС до первинного перетворювача, що продукує заряд, до входу підсилювача підключаються також ємності з'єднуючого кабелю, давача (Д) та паразитна вхідна ємність [79]. Амплітуда вхідного сигналу змінюється в широкому діапазоні, тому необхідні засоби підлаштування параметрів вимірювального каналу. Коефіцієнт підсилення ПС автоматично регулюється мікроконтролером (МК) таким чином, щоб забезпечити необхідний динамічний діапазон, не допускаючи при цьому перевантаження по вхідному каналу.

Якщо сигнал з виходу ПЗ виходить за заданий діапазон, то блок компараторів (БК) сигналізує про це мікроконтролер (МК) і він понижує коефіцієнт підсилення ПС до тих пір поки сигнал не буде забезпечувати повне заповнення тракту передачі [73, 79, 80]. Блок компараторів складається з 2 компараторів, що контролюють від'ємний та позитивний рівень сигналу, виходи яких подаються на RS-тригери.

Відмасштабований таким чином вихідний сигнал ПС поступає на фільтр нижніх частот (ФНЧ), де фільтрується з метою подавлення складових, що лежать вище необхідного діапазону частот. Цей діапазон визначається, перш за все, інформативною складовою сигналу, яка є корисною для подальшого аналізу. Коефіцієнт підсилення даного фільтра, як правило, приведений до 1-ці. Вибір та розрахунок ФНЧ здійснюється виходячи з поставлених вимог до параметрів фільтрації, точності фільтра, коефіцієнта підсилення [81]. В якості схеми реалізації ФНЧ можна вибрати широко розповсюджену схему фільтра на ДНКН (джерело напруги, кероване напругою), яка реалізує неінвертуючий (позитивний) коефіцієнт підсилення. Фільтр на ДНКН дозволяє добитися неінвертуючого коефіцієнта підсилення при мінімальній кількості елементів [81]. Він володіє низьким повним вхідним опором, невеликим розкидом значень елементів і можливістю отримання відносно високих значень коефіцієнта підсилення. Крім цього, цей фільтр відносно простий в налаштуванні.

Послаблений після ФНЧ сигнал поступає на масштабуючий підсилювач (МП), який використовується для підсилення сигналу до повного завантаження динамічного діапазону каналу і зменшення похибки квантування по рівню в аналого-цифровому перетворювачі (АЦП). Коефіцієнт підсилення підсилювача встановлюється програмно за допомогою МК. Контроль виходу сигналу МП за задані межі також здійснюється БК, аналогічно ПС.

З виходу МП сигнал поступає на АЦП [74]. Для фіксації вхідного сигналу протягом його перетворення з аналогової форми у цифрову АЦП

використовується пристрій вибірки-зберігання (ПВЗ), хоча більшість сучасних АЦП мають вмонтовані ПВЗ. ПВЗ запам'ятовує поточну величину аналогового сигналу і тримає її на виході, поки АЦП не видасть двійковий код (результат перетворення). З МК подається сигнал початку перетворення, а після закінчення перетворення АЦП видає сигнал про те, що вихідний код готовий і МК може його зчитувати. Згідно теореми Котельникова частота дискретизації сигналу повинна бути в 2 рази вище частоти самого сигналу. Тому, при виборі АЦП необхідно враховувати його швидкодію [74]. Розрядність коду АЦП відповідає повному діапазону аналогового сигналу і визначає роздільну здатність коду. АЦП принципово властива методична похибка, зумовлена заміною безперервного аналогового сигналу дискретним сигналом.

Блок клавіатури та індикації (БКІ) дає можливість керувати ходом обробки та аналізу, дисплей дає користувачу наглядну інформацію про параметри записаного вібросигналу.

З врахуванням специфіки роботи бурильного інструменту для вимірювання вібрацій верху бурильної колони розроблений вібродіагностичний комплекс (рис. 2.3). При розробці апаратної частини комплексу враховано те, що та частина обладнання, що не є специфічною і в задачі якої входять стандартні функції, такі як збереження даних, відображення результатів на екрані, інтерфейс із користувачем і т.п., зкладається з готових стандартних вузлів. Робота із стандартними вузлами та засобами дозволила скоротити час та вартість розробки. На сучасному ринку снує великий вибір елементної бази для створення віброакустичного комплексу, тому ми зупинилися на одній із можливих реалізацій.

Основні характеристики параметрів, що вимірюються під час експерименту, визначаються здебільшого робочими характеристиками давача, тому похибка вимірювання і залежність апаратної частини від вібродавача повинні бути мінімальними [82]. З цією метою обрано віброперетворювач РР21 (рис. 2.4) спеціалізованого науково-виробничого підприємства "Глобал

Тест” [79], яке займається розробкою та виготовленням вимірювальної апаратури. Даний віброперетворювач призначений для перетворення діючої на нього вібрації в пропорційний електричний заряд і застосовується в апаратах контролю і вимірювання вібрації (вібропришвидшення) на обладнанні нафтопереробної і металургійної промисловості, а також використовується в складі дослідних і вібродіагностичних комплексів.



1 – віброперетворювач AP21; 2 – блок первинної обробки сигналу;
3 – блок вторинної обробки сигналу; 4 – з’єднувальний кабель

Рисунок 2.3 – Зовнішній вигляд вібродіагностичного комплексу

Таблиця 2.1 – Технічна характеристика віброперетворювача AP21

Назва параметру	Розмірність	Значення
Осьова чутливість	пКл/г	2
Частотний діапазон	Гц	0,5-20000
Частота резонансу	кГц	>55
Верхня границя вимірюваних пришвидшень (пікове значення)	g	10000
Максимальний удар (пікове значення)	g	20000
Температурний діапазон	°C	-60...+150
Відносна поперечна чутливість	%	<5
Деформаційна чутливість	гм/мкм	<0,005
Опір ізоляції	МОм	>10000
Ємність	пФ	600-900
П'єзоелектричний матеріал		ЦТС 19
Кріплення		M5 (10-32 UNF)
Ізоляція основи		Немає
Довжина вмонтованого кабелю	м	2
Тип роз'єму		3 × 10 - 32
Місце роз'єму		збоку
Матеріал корпусу		титан (н/сталь)
Маса	г	5 (8)
Розміри	мм	9,6 × 16

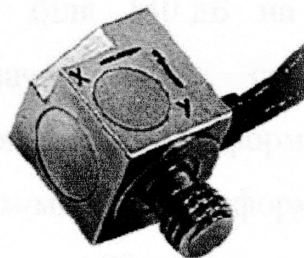


Рисунок 2.4 – Загальний вигляд віброперетворювача AP21
без кріпильного магніту

Віброперетворювач AP21 володіє високою надійністю в широкому діапазоні дії зовнішніх факторів та високою стабільністю нормалізованого коефіцієнта перетворення при дії зовнішніх факторів. Конструктивною особливістю віброперетворювача є три чутливі п'єзоелементи (рис. 2.5), які дозволяють одночасно вимірювати три взаємно перпендикулярні складові вібраційного та ударного пришвидшення об'єкта дослідження у складі портативних діагностичних систем. Герметичний зварний корпус, виготовлений з титанового сплаву, забезпечує високу міцність віброперетворювача. Кріпильний магніт, що нагвинчується на різьбову частину віброперетворювача (рис. 2.6), забезпечує його надійне кріплення на об'єкті дослідження. Передача віброімпульсів від акселерометра до вхідного пристрою диференційного підсилювача відбувається по спеціальному трьохжильному антивібраційному кабелі, розміри якого наведені на рис. 2.7.

При виборі типу віброперетворювача було також враховано цілий ряд зовнішніх факторів, умов експлуатації і принципів, оговорених в [73, 78, 80, 82]. Віброперетворювач AP21 здатний працювати в широкому діапазоні температур. Виконання основних елементів конструкції віброперетворювача AP21 із неферомагнітних матеріалів, магнітна проникність яких близька нулю, забезпечує його низьку чутливість до змінного магнітного поля, яка не перевищує 10^{-5} г/А·м⁻¹. Помітний вплив магнітних полів можливий лиш при вимірюванні прискорень низького рівня. Акустичні поля високого тиску створюють незначний вплив на вихідний сигнал віброперетворювача AP21. При рівнях звукового тиску біля 140 дБ на частоті 250 Гц акустична чутливість віброперетворювача AP21 складає десяти долі "g". Віброперетворювач AP21 володіє малою деформаційною чутливістю, яка не перевищує величини $5 \cdot 10^{-4}$ г·м/мкм при деформації 300 мкм/м. Поперечна чутливість віброперетворювача AP21 не перевищує 5% від осьової чутливості. Оптимальне відхилення в напрямі робочої осі чутливості від напрямку пришвидшення становить $\pm 15^\circ$.

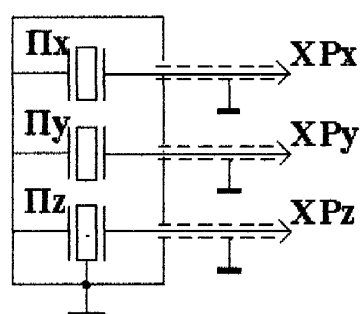


Рисунок 2.5 – Принципова електрична схема віброперетворювача AP21

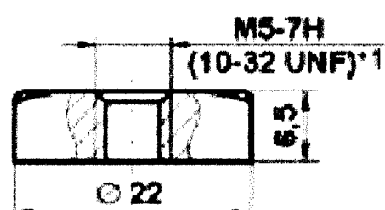


Рисунок 2.6 – Розміри кріпильного магніту AM01

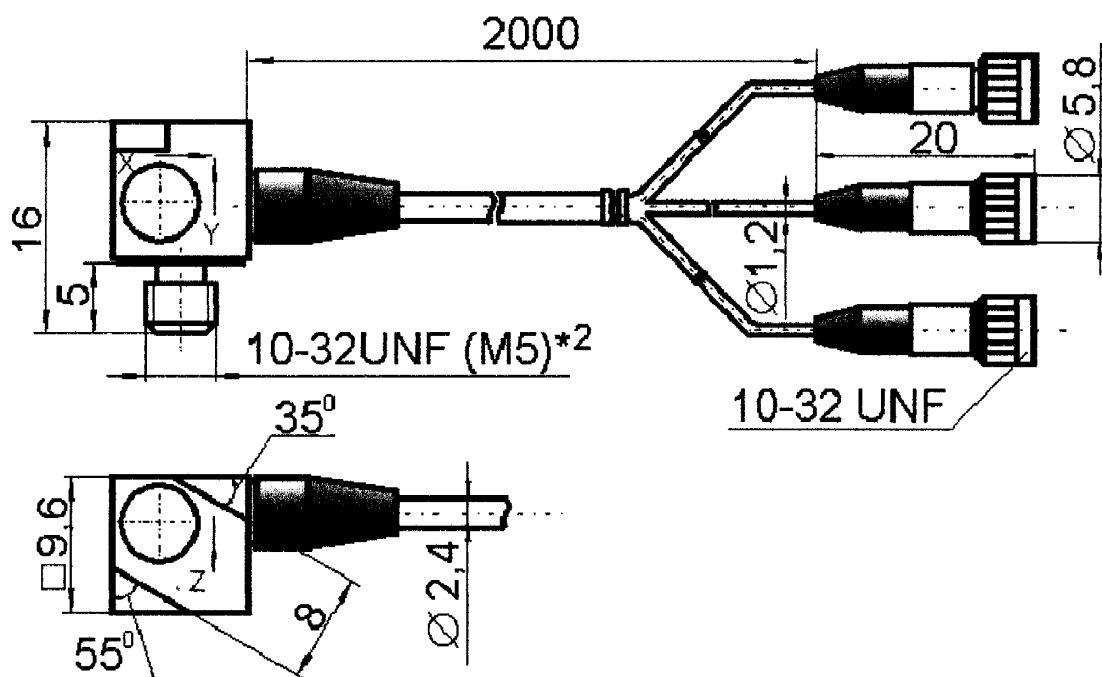
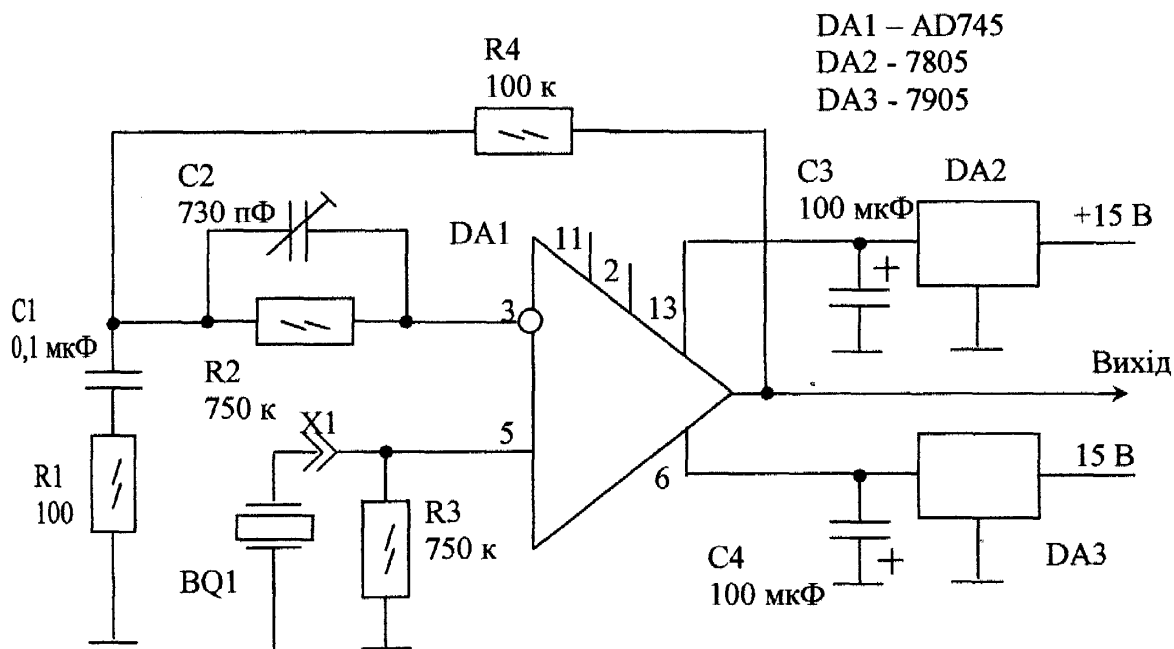


Рисунок 2.7 – Розміри віброперетворювача AP21 з кабелем для передачі даних

Для віброперетворювача AP21 використовується антивібраційний малозумний кабель (рис. 2.7), регулюючи довжину та точки кріплення якого можна вимірювати вібраційні та ударні пришвидшення з різною тривалістю та частотою. Віброперетворювач AP21 з чутливим елементом, що працює на зсув, найменше піддається явищу зміщення нульової лінії, що є його суттєвою перевагою над віброперетворювачами інших конструкцій. Щоб не допустити утворення електричних контурів від неправильного заземлення, об'єкт дослідження із встановленим на ньому віброперетворювачем і апаратурою потрібно заземляти в одній точці. Перевага при цьому надається заземленню на реєструючій апаратурі.

Апаратна частина комплексу складається з трьохканального процесорного блоку збору та первинної обробки вібросигналів, що зв'язаний з блоком вторинної обробки і виводу даних на екран за допомогою Ethernet-інтерфейсу. Використання Ethernet-інтерфейсу і спеціалізованого протоколу зв'язку дозволяє приєднувати до одного блоку вторинної обробки сигналів кілька однотипних блоків первинної обробки, що робить структуру комплексу нарощуваною і дозволяє проводити моніторинг великої кількості елементів механічної системи.

Вихід віброперетворювача AP21 під'єднаний до входу блока первинної обробки сигналу - диференційного підсилювача (ДП), принципова електрична схема якого наведена на рисунку 2.8. Завданням блоку первинної обробки є прийом сигналу з вібродавача, підсилення, фільтрація, підготовка даних до пересилання у блок вторинної обробки. Диференційний підсилювач зібраний за типовою схемою [73], але відмітимо, що з метою удосконалення, для його побудови використано операційний підсилювач DA1 моделі AD745 фірми "Analog Devices" [83], який має низький рівень власних шумів та високу лінійність. Вихід підсилювача DA1 навантажений на АЦП звукової карти портативного комп'ютера - блоку вторинної обробки сигналу.



DA1 - операційний підсилювач AD745; DA2, DA3 – стабілізатори напруги моделі 7805 і 7905 відповідно; C1, C2, C3, C4 – конденсатори; R1, R2, R3, R4 – місцеві опори; BQ1 – давач; X1 – роз'єм.

Рисунок 2.8 – Принципова електрична схема диференційного підсилювача

Операційний підсилювач DA1 виконує підсилення по неінвертуючій схемі. Для утворення зворотного зв'язку використовуються елементи R1, R2, R4, C1 та C2, які також відфільтровують корисний сигнал. Інформаційний сигнал з давача BQ1 через роз'єм X1 подається на вхід 5 операційного підсилювача DA1. Для роботи операційного підсилювача DA1 використовується двополярне джерело живлення напругою ± 5 В до складу якого входять стабілізатори напруги DA2 (модель 7805) та DA3 (модель 7905) і на які подається відповідно напруга +5 В та -5 В. Для згладжування пульсацій стабілізованої напруги та фільтрування перешкод до виходів стабілізаторів підключені електролітичні конденсатори C3 та C4.

Для вторинної обробки сигналу використано портативний комп'ютер з материнською платою моделі EMB-9680, яка побудована на базі чипсету Intel 915 GM (південний міст ICH6-M) та споряджена інтегрованою відеокартою Intel Graphics Media Accelerator 900 (Intel GMA 900), мережевою картою 10/100 Ethernet. Максимальний об'єм оперативної пам'яті DDR складає 1 Гб, допускається підключення двох пристроїв з послідовним інтерфейсом Serial ATA (пропускна здатність до 150 Мб/с). Плата розрахована на роботу під керуванням операційної системи Windows. Блок вторинної обробки сигналу виконує роль пристрою для зберігання, обробки та представлення записаних даних.

Таким чином, апаратна частина вібродіагностичного комплексу частково реалізована на стандартних рішеннях, що значно прискорило розробку і дозволило швидко адаптувати комплекс під сучасні технології віброметрії та вібродіагностики.

2.2. Методика збору та обробки результатів вимірювання вібрацій бурильної колони

У довідковій літературі [68] зазначено, що задачею системи обробки інформації є не тільки ідентифікація сигналів від кожного з вузлів механічної системи, але і знаходження їх зв'язку з параметрами технічного стану кожного з вузлів. Ідеально оцінити технічний стан кожного елемента бурильної колони можна шляхом встановлення автономних датчиків на кожен з цих елементів. Однак через величезну кількість таких елементів та обмежене перебування датчиків в свердловині це зробити складно, а іноді практично неможливо.

Реєструвати коливання бурильної колони можна одним датчиком на гирлі свердловини, вимірюючи вібрацію ведучої бурильної труби при бурінні вибійними двигунами, або вертлюга – при роторному бурінні. В цьому випадку подача корисного сигналу від конкретного елемента бурильної

колони, як вузла діагностування, до давача мусить відбуватися по певних каналах зв'язку. З джерел [22, 41, 46, 47, 84] відомо, що динамічні збурення від вибою до гирла свердловини можуть передаватися кількома природними каналами. В даному випадку, для бурильної колони можна розглянути максимум два таких канали: механічний - по колоні бурильних труб, і гідравлічний - по стовпі промивної рідини. Складність полягає в тому, що довжина цих каналів постійно збільшується в процесі буріння, що не характерно для наземних об'єктів діагностування, для яких відстань від об'єкта до вібродавача залишається постійною. Сама ж бурильна колона, як канал зв'язку, володіє "фільтрувальною" здатністю (смуга пропускання каналу зв'язку є вузкою за ширину спектра коливань долота), а параметри коливань в загальному випадку носять випадковий характер [11, 20, 41]. Це призводить до того, що спектр сигналу на гирлі свердловини $S_z(\omega)$ може значно відрізнитися від спектру на вибої $S_e(\omega)$ в силу співвідношення [22]:

$$S_z(\omega) = k \cdot S_e(\omega), \quad (2.1)$$

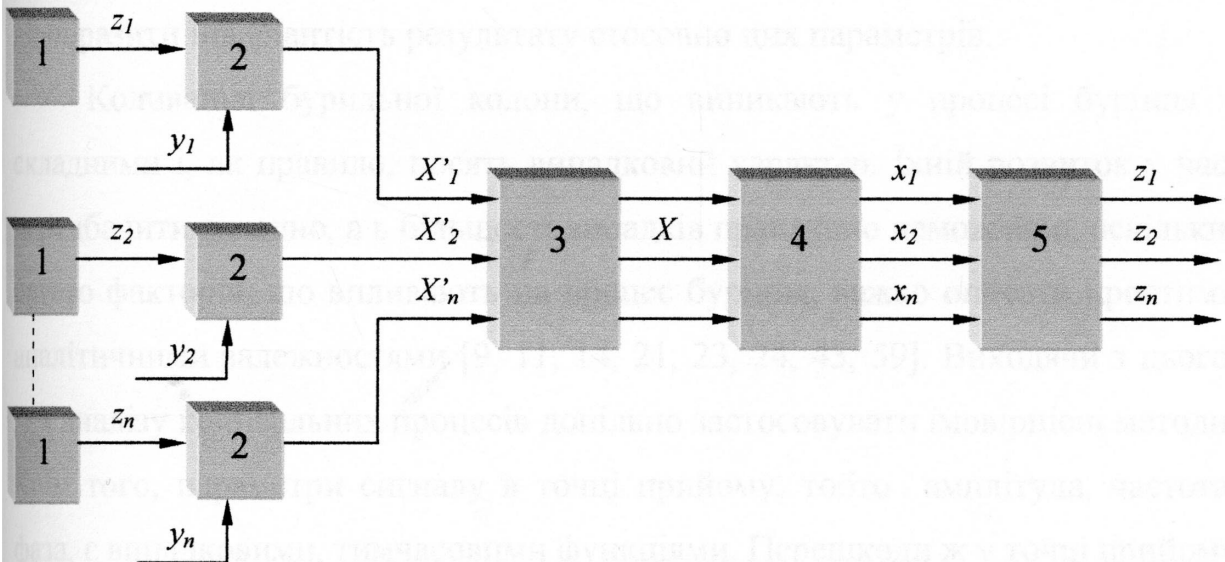
де k – коефіцієнт передачі сигналу; ω – кутова швидкість обертання долота.

Тому реєстрація вібрації з використанням одного давача можлива в цьому випадку з таких причин:

1) умови експлуатації бурильної колони не дозволяють обладнати її розширеною системою збору й обробки вібрації, з можливістю установки давачів на кожен з її елементів, що відповідало б умовам її роботи;

2) вібраційні сигнали від кожного елемента бурильної колони мають різні властивості, що вимагає сформувати систему незалежних діагностичних ознак про вібраційний стан кожного елемента, однак за коливаннями, зареєстрованими на гирлі, важко ідентифікувати та розділити сигнали від кожного елемента конкретно.

Вібраційний сигнал X_i , що відповідає визначеному технічному стану z_i i -го вузла діагностування, на шляху до вібродавача спотворюється перешкодами y_i і сумується із сигналами від інших вузлів, спотворених певними перешкодами (рис. 2.9). З літературних джерел [20, 22, 69] відомо, що при бурінні сигнал, який реєструється на гирлі, містить шуми та перешкоди. Основні перешкоди - контакт бурильної колони із стінками свердловини; пульсація промивної рідини 0,9...1 Гц; перешкоди, пов'язані з роботою клапанної системи бурового насоса 4...4,8 Гц. Біля гирла пульсація промивної рідини створює перешкоди з основною частотою пульсації і кратними частотами. Коливання, пов'язані з роботою вибійного двигуна також непостійні в результаті пульсації промивної рідини і подачі колони. В результаті такого поширення коливань виникає модуляція сигналу [84]. Відзначаються частоти, кратні оборотній частоті вибійного двигуна: ($f, 3f, 6f, 9f$), які пояснюються наявністю на вибої відповідного числа виступів і впадин, що виникають при бурінні тришарашковим долотом [20, 22, 41, 49].



1 – вузол діагностування; 2 – канал, по якому коливальний процес поширюється до місця розташування давача; 3 – давач; 4 – пристрій попередньої обробки сигналу; 5 – перетворювач інформації.

Рисунок 2.9 – Схема системи реєстрації та обробки вібраційного сигналу

Під час реєстрації коливань прями вимірювання декількох параметрів коливного процесу, наприклад, амплітуди, частоти чи фази можливі лише в найпростіших випадках. У більшості випадків доводиться виконувати аналіз процесу, тобто проводити розкладання складного процесу на прості компоненти чи характеризувати процес функцією, що представляє властивості процесу в узагальненій формі. Найбільш загальні методи аналізу засновані на їх імовірнісних засадах.

Виходячи з [68, 85, 86, 87], імовірнісні методи доцільно застосовувати для аналізу, опису і представлення фізичних процесів у наступних випадках:

1) при дослідженні процесів, що носять випадковий характер, розвиток яких у часі передбачити неможливо;

2) при дослідженні процесів, форма яких описується простою аналітичною залежністю, але параметри процесу випадковим чином змінюються в часі (модуляція амплітуди, частоти чи фази коливання);

3) при дослідженні детермінованих, не випадкових коливань, параметри яких є неінформативними для поставленої задачі, коли необхідно відобразити інваріантність результату стосовно цих параметрів.

Колівання бурильної колони, що виникають у процесі буріння є складними і, як правило, носять випадковий характер. Їхній розвиток у часі передбачити складно, а в більшості випадків практично неможливо, оскільки багато факторів, що впливають на процес буріння, важко описати простими аналітичними залежностями [9, 11, 14, 21, 23, 24, 43, 59]. Виходячи з цього, для аналізу коливальних процесів доцільно застосовувати імовірнісні методи. Крім того, параметри сигналу в точці прийому, тобто амплітуда, частота, фаза, є випадковими, тимчасовими функціями. Перешкоди ж у точці прийому статистично не залежать від сигналу і некорельовані з ним.

Враховуючи вищесказане можна зробити наступні висновки.

1. Елементи бурильної колони технічно складно обладнати автономними давачами для реєстрації коливань, з установкою давачів на кожен елемент.

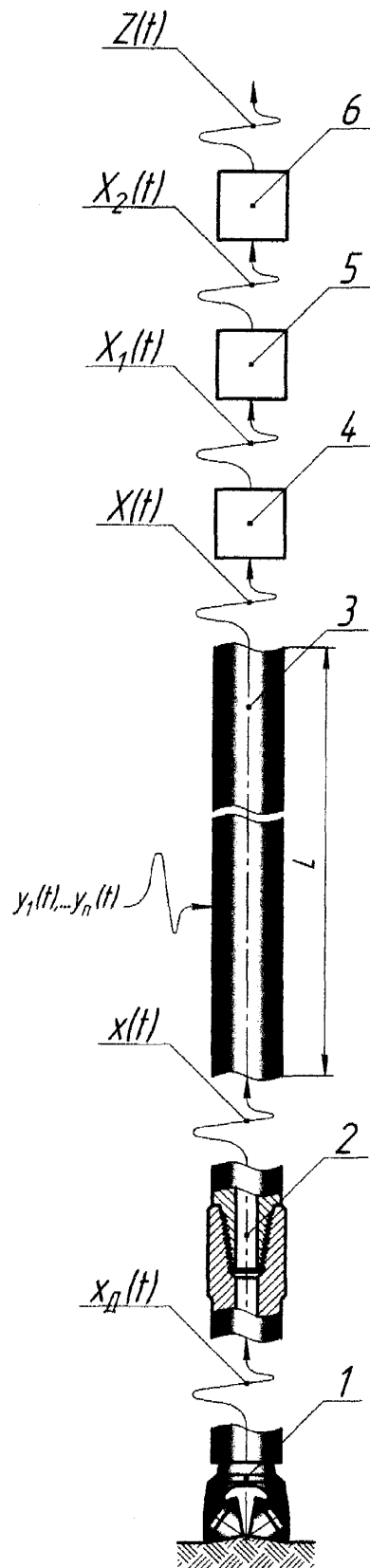
2. Місце положення елемента бурильної колони, як об'єкта діагностування, відносно давача в процесі буріння змінюється - довжина каналів, по яких передається інформація від об'єктів діагностування до давача, постійно збільшується.

3. Зазначені в позиціях 1 і 2 причини ускладнюють процедуру оцінювання вібраційного стану бурильних труб та різьбових з'єднань.

4. Параметри сигналів у місці реєстрації є випадковими тимчасовими функціями, тому аналіз сигналів необхідно проводити з використанням ймовірно-статистичних методів.

Спираючись на висновки, зроблені у розділі 1, враховуючи специфіку підбраної апаратури [79, 83], методику збору та обробки результатів вимірювання вібрацій бурильної колони сформульовано наступним чином.

Механічні коливання, які генеруються долотом 1 на вибої, проходячи на своєму шляху через замкові різьбові з'єднання 2, поширюються по бурильній колоні 3 як механічному каналу зв'язку до гирла свердловини (рис. 2.10). На вертлюзі (чи ведучій трубі) коливання реєструються давачем 4 (віброперетворювачем AP21) у вигляді аналогового електричного сигналу і поступають на блок первинної обробки 5. При первинній (попередній) обробці отриманий сигнал підсилюється та пропускається через частотний фільтр. Після цього профільтрований та підсилений сигнал перетворюється за допомогою АЦП звукової карти комп'ютера (блоку вторинної обробки 6) у числові значення. Для такої процедури перетворення використовується програма для обробки звуку – CoolEdit. Вібросигнали у своєму первісному вигляді не піддаються математичному опису в часовій області. З прийнятною для практики точністю вібросигнал описується у частотній області. Перехід з часової області в частотну область здійснюється за допомогою алгоритму перетворення Фур'є. При переході в спектральну область від незалежних одиниць часу переходять до величини оберненої часу, до частоти. Ця процедура досить ефективно проводиться за допомогою автоматизованого програмного середовища MathCAD.



- 1 – основне джерело вібрацій (шарошкове долото);
- 2 – вузол діагностування (замкове різьбове з'єднання);
- 3 – механічний канал довжиною L (бурильна колона), по якому коливальний процес проходить до місця установки віброперетворювача;
- 4 – давач (віброперетворювач AP21);
- 5 – блок первинної обробки сигналу;
- 6 – блок вторинної обробки сигналу;
- $x_D(t)$ – вібрація долота, яка передається бурильній колоні;
- $x(t)$ – вібраційний сигнал, що передається по бурильній колоні;
- $y_1(t) \dots y_n(t)$ – сигнали від інших вузлів колони та перешкоди;
- $X(t)$ – сигнал, зареєстрований віброперетворювачем;
- $X_1(t)$ – сигнал, що надходить на первинну обробку;
- $X_2(t)$ – сигнал, що надходить на вторинну обробку;
- $Z(t)$ – сигнал, після вторинної обробки.

Рисунок 2.10 – Схема збору та обробки результатів вимірювання вібрацій бурильної колони

Спектральна обробка вібросигналів, з врахуванням рекомендацій [74, 85, 86, 87], виконується в наступному порядку.

1. Розрахунок інформативних частот, їх гармонік та субгармонік (кратних 1/2, 1/3 частоти обертання долота) і формування з них множини.
2. Обчислення спектра вібросигналу з допомогою прямого дискретного перетворення Фур'є.
3. Обчислення амплітуди спектра.
4. Виділення зі спектра строгих максимумів.
5. Вибір із спектра інформативних частот з ненульовою амплітудою.
6. Аналіз амплітуд і частот спектра.

Для аналізу спектра вібросигналів згідно рекомендацій [74, 85 - 87] доцільно використовувати інформативний признак - площу спектра. Можна визначити площу як усього спектра, так і його частини у визначеному частотному діапазоні. Оцінку площі спектра виконують чисельним інтегруванням амплітуди $A(f)$ по дискретних частотах узагальненим методом парабол (методом Сімпсона):

$$S = \int_0^{f_{ep}} A(f) df, \quad (2.2)$$

де $A(f)$ – амплітуда коливань; f – частота коливань; f_{ep} – гранична частота.

Формула (2.2) може бути розкладена:

$$S = \frac{h}{3} (A_0 + 4A_1 + 2A_2 + 4A_3 + \dots + 2A_{n-2} + 4A_{n-1} + A_n), \quad (2.3)$$

де A_i – амплітуда i -ої гармоніки ($i=0,1,2,\dots n$); h – крок дискретизації.

Для кількісної оцінки амплітуд механічних коливань, що відображає їх силу та небезпеку, можна використовувати різні випадкові абсолютні

(розмірні) характеристики [64, 74, 85]. При дослідженні детермінованих коливань використовуються поняття пікового значення як абсолютного значення максимуму та мінімуму коливального параметру на розглянутому проміжку часу, а також розмаху коливань як різниці між максимумом та мінімумом коливального параметру на цьому проміжку (рис. 2.11). Подвійна амплітуда, що відображає повний розмах коливань, є важливим параметром, наприклад, у випадках коли зміщення механічних коливань деталі машини є критичним з точки зору максимально допустимих механічних напружень і зазорів. Пікове значення ефективно саме для оцінки короткочасних механічних ударів і т.п. Однак, пікове значення відображає тільки максимальне значення досліджуваних коливань, і не містить інформації про їх часовий розвиток.

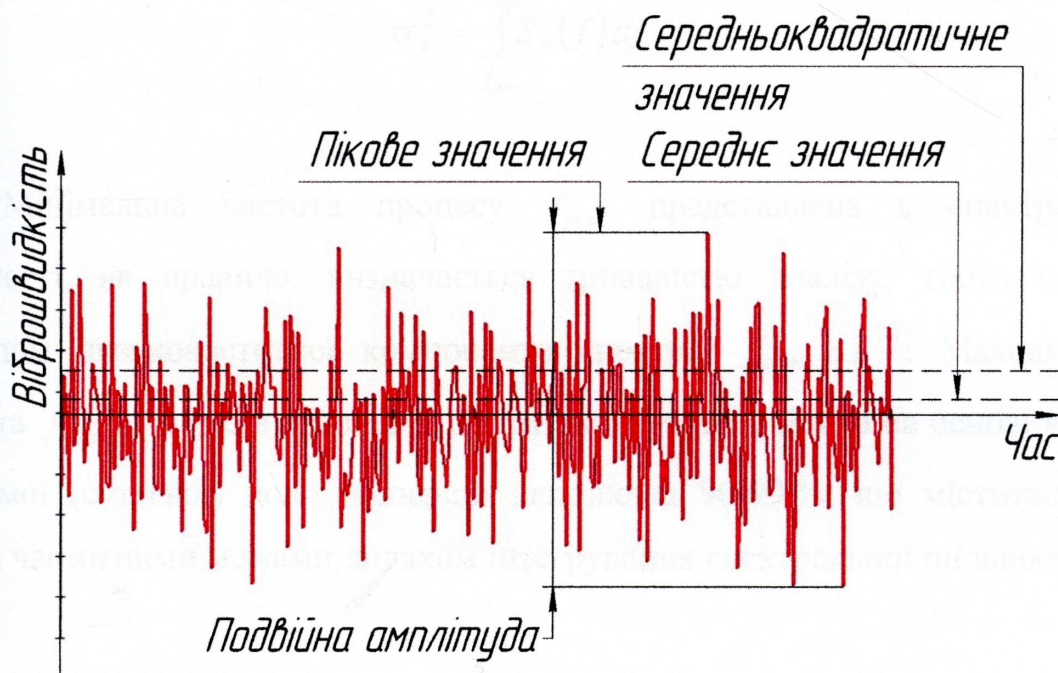


Рисунок 2.11 – Часова реалізація випадкового сигналу

Більш точними є не випадкові розмірні характеристики рівня [64, 85 - 87], які отримуються в результаті осереднення значень коливального процесу в часі. Однією з основних таких квадратичних величин є дисперсія процесу:

$$\sigma_x^2 = \lim_{T \rightarrow \infty} T^{-1} \int_0^T x^2(t) dt = \int_{-\infty}^{\infty} x^2 p(x) dx; \quad (2.4)$$

де T , $p(x)$ – відповідно час реєстрації та густина розподілу значень випадкового центрованого (з нульовим математичним очікуванням) процесу $x(t)$.

Дисперсія є енергетичною оцінкою процесу, має розмірність квадрату розмірності вимірюваного параметру і чисельно дорівнює середній потужності коливального процесу. Якщо відома спектральна щільність коливання $S_x(f)$ в діапазоні частот від f_{min} до f_{max} , то дисперсія цього коливання у вказаному діапазоні частот визначається у відповідності з рівністю Парсеваля:

$$\sigma_x^2 = \int_{f_{min}}^{f_{max}} S_x(f) df. \quad (2.5)$$

Мінімальна частота процесу f_{min} , представлена в спектральній щільності, як правило, визначається тривалістю аналізу, тобто повним періодом низькочастотної компоненти спектра: $f_{min} \geq T^{-1}$. Максимальна частота f_{max} як верхня границя спектру, може бути оцінена на основі вибору значимої (суттєвої) долі дисперсії, наприклад 90-99 %, що міститься між двома частотними межами, шляхом інтегрування спектральної щільності:

$$\int_{f_{min}}^{f_{max}} S_x(f) df = (0,9 \div 0,99) \sigma_x^2. \quad (2.6)$$

При вирішенні практичних завдань замість квадратичних доцільним є використання і лінійних величин коливальних процесів, таких як математичне очікування, середнє абсолютне значення, середньоквадратичне чи медіанне значення [85, 86].

В більшості випадків досліджувані коливання відбуваються відносно деякого нульового положення (положення рівноваги), і внаслідок цього математичне очікування процесу як проста лінійна оцінка майже завжди незалежно від рівня коливального процесу рівна нулю.

Середнє значення (усереднене чи абсолютне) коливального процесу – це математичне очікування абсолютної величини відхилень центрованого процесу і відображає тимчасовий розвиток досліджуваних коливань, але його практичне застосування обмежене через те, що воно не має безпосереднього зв'язку з жодною фізичною величиною цих коливань:

$$|\bar{x}| = \lim_{T \rightarrow \infty} T^{-1} \int_0^T |x(t)| dt = \int_{-\infty}^{\infty} |x| p(x) dx. \quad (2.7)$$

Середньоквадратичне значення (СКЗ) σ_x є найважливішим, тому що в ньому враховується тимчасовий розвиток досліджуваних коливань і воно безпосередньо відображає значення, пов'язане з енергією та руйнівною здатністю цих коливань.

2.3. Спектральний аналіз вібраційних досліджень

Спектральний аналіз є одним із ефективних методів обробки сигналів, який дозволяє охарактеризувати частотний склад сигналу [77, 88, 89, 90, 91, 92]. Математичною основою спектрального аналізу є прямі та обернені перетворення Фур'є, що пов'язують часовий сигнал (або деяку модель цього сигналу) з його представленням у частотній області. Важливу роль в спектральному аналізі відіграють методи статистики, оскільки вібрації бурливої колони, як правило, мають випадковий характер і містять шумові компоненти. За допомогою спектрального аналізу проводяться згладжування і фільтрації даних. Вони полягають у побудові для вихідної експериментальної залежності $x(t)$ деякої (неперервної чи дискретної)

залежності $X(t)$, яка повинна наближати її, до того ж враховуючи і те, що вихідні дані отримані з деякою похибкою, яка виражає шумову компоненту вимірювань.

Інтегральне перетворення Фур'є абсолютно інтегрованого на нескінченному інтервалі процесу $x(t)$ згідно [88 - 90] записується у такому вигляді:

$$X(j, f) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) e^{-j2\pi ft} dt = C(f) - jQ(f) = |X(f)| e^{-\Phi_0(f)}, \quad (2.8)$$

де $X(j, f)$ – спектральна характеристика вихідної функції $x(t)$ і називається комплексним амплітудним спектром; $C(f)$ – дійсна частина функції $X(j, f)$, яка називається синфазним спектром; $jQ(f)$ – уявна частина функції $X(j, f)$, яка називається квадратурним спектром; $\Phi_0(f)$ – початковий фазовий спектр.

Модуль комплексного амплітудного спектру (амплітудний спектр):

$$|X(f)| = \sqrt{C^2(f) + Q^2(f)}. \quad (2.9)$$

Початковий фазовий спектр:

$$\Phi_0(f) = \arctg \left[\frac{Q(f)}{C(f)} \right]. \quad (2.10)$$

При спектральному аналізі сигналів коливальних процесів, отриманих експериментальним шляхом, виникає ряд труднощів, пов'язаних обчисленням інтегралу (2.8), тобто з виконанням умов Діріхле, а також з нескінченними межами інтегрування. Якщо емпіричні дані, як правило,

задовольняють умовам Діріхле, то нескінченні межі інтегрування не підходять для практичного отримання точних спектрів коливальних процесів. Безпосередньо інтегральне перетворення Фур'є запису коливального процесу з тривалістю T дає поточний (фінітний) спектр:

$$X_T(f, T) = \int_0^T x(t) e^{-j2\pi ft} dt, \quad (2.11)$$

який залежить не тільки від частоти f , але і від тривалості реалізації T . При цьому отримується згладжений спектр, величина частотного інтервалу Δf якого (тобто величина частотного інтервалу, яка дозволяє розрізнити два сусідніх піки полігармонічного процесу) обернено пропорційна тривалості реалізації:

$$\Delta f \approx \frac{1}{T}. \quad (2.12)$$

З метою отримання спектральної характеристики, яка відтворює не всю історію процесу $x(t)$, а тільки його властивості на короткому інтервалі $t - t_0$, який безпосередньо примикає до даного моменту спостереження t , користуються поняттям миттєвого спектра:

$$X_t(f, t_0) = \int_{t-t_0}^t x(t) e^{-j2\pi ft} dt. \quad (2.13)$$

Миттєвий спектр є різницею двох поточних спектрів процесу (2.8), а тому, вибираючи величину t_0 скільки завгодно малою, можна показати, що

$$X_t(f, t_0) = \lim_{t_0 \rightarrow 0} t_0 \frac{\partial X_t(f, T)}{\partial t_0}. \quad (2.14)$$

При обробці реалізацій випадкових коливальних процесів, отримуються нестійкі спектри [88 - 92]. Позбутися такої нестабільності за рахунок усереднення комплексного поточного спектру неможливо, оскільки це призведе до нульового спектру внаслідок випадковості та незалежності фаз спектральних складових. Щоб отримати статичну спектральну оцінку коливального процесу $x(t)$, спочатку вводять поняття односторонньої вибіркової спектральної щільності (періодограми), яка показує, як дисперсія реалізації процесу розподілена по частоті:

$$S_T(f) = 2T^{-1} |X_T(f, T)|^2, f \geq 0. \quad (2.15)$$

При збільшенні довжини реалізації T вибіркова спектральна щільність $S_T(f)$ є неспроможною спектральною оцінкою, оскільки вона не стає більш стійкою, тобто не сходиться в будь-якому статистичному розумінні до граничного значення при $T \rightarrow \infty$. Розглядаючи спектральну щільність $S_T(f)$ як випадкову величину по всіх можливих реалізаціях коливального процесу при збільшенні T , отримуємо вираз для односторонньої спектральної щільності (автоспектра, енергетичного спектра) процесу:

$$S(f) = \lim_{T \rightarrow \infty} \langle \overline{S_T(f)} \rangle, \quad (2.16)$$

де знаком $\langle \overline{\quad} \rangle$ показаний оператор математичного очікування, що позначає операцію усереднення по реалізаціях випадкового процесу. Спектральна щільність $S(f)$ та кореляційна функція процесу $R(\tau)$ пов'язані між собою перетворенням Фур'є (теорема Вінера - Хінчіна):

$$S(f) = 2 \int_{-\infty}^{\infty} R(\tau) e^{-j2\pi f\tau} d\tau. \quad (2.17)$$

Якщо випадковий процес є ергодичним, то для повної характеристики достатньо мати лише його одну теоретично необмежену в часі реалізацію. Тому для ергодичного стаціонарного процесу спектральну щільність $S(f)$ можна визначити прямим перетворенням Фур'є функції кореляції випадкового процесу, знайденої за одною реалізацією [91].

Дотепер при визначенні середнього значення, кореляції і спектральної щільності випадкового процесу використовувались статистичне усереднення по ансамблю. Однак на практиці, як правило, не вдається отримати ансамбль реалізацій потрібного процесу, за яким можна було б визначити ці статистичні характеристики. Тому бажано оцінювати всі статистичні властивості за однією вибірковою реалізацією $x(t)$, замінюючи усереднення по ансамблю усередненням по часу [85, 87]. Властивість, яка дозволяє здійснити таку заміну називається ергодичністю. Випадковий процес ергодичний, якщо з імовірністю, рівною одиниці, всі його статистичні характеристики можна передбачити по одній реалізації із ансамблю за допомогою усереднення по часу. Спектральна щільність є основною характеристикою частотного складу коливального процесу; як правило, вона інтерпретується як розподіл його дисперсії по частоті і має розмірність, рівну квадрату розмірності вимірюваного параметра, поділеному на герц. Спектральні щільності вібропришвидження, віброшвидкості та вібропереміщення пов'язані між собою наступними співвідношеннями:

$$S_{\dot{x}}(f) = (2\pi f)^2 S_x(f) = (2\pi f)^4 S_{\ddot{x}}(f). \quad (2.18)$$

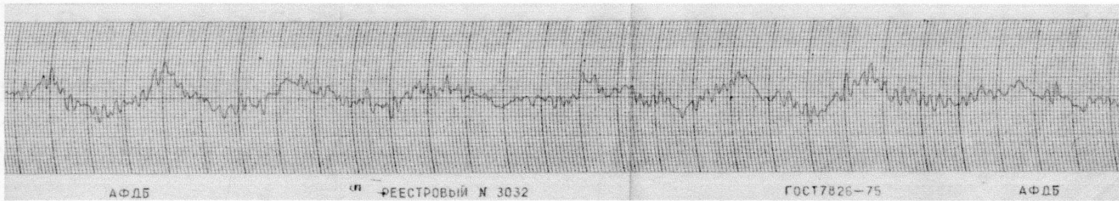
Паралельно з традиційними методами обробки сигналів, що базуються на Фур'є перетвореннях можна здійснювати аналіз та обробку сигналів вібрації із використанням вейвлет - перетворень [91, 92]. Автоматизація спектрального методу досліджень дозволить швидко та точно вирішувати завдання по визначенню частотного складу, фільтрації та класифікації випадкових сигналів.

2.4. Автоматизація системи обробки і аналізу результатів вимірювання вібрацій бурильної колони

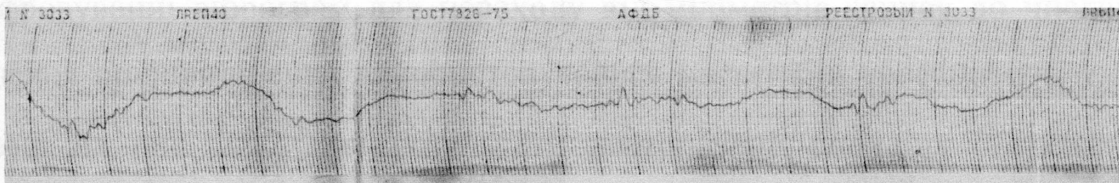
Автоматизація процесу дослідження вібрацій полягає в обробці великих масивів даних [64, 77, 85, 86]; використанні різноманітних процедур аналізу, спеціального сортування результатів; визначення точності розрахункових оцінок. Тому автоматизація експериментальних досліджень вібрацій бурильної колони найбільш ефективно може бути реалізована на базі універсальних обчислювальних машин [91, 92, 93].

З метою автоматизації обробки і аналізу результатів вимірювання взято існуючі записи вібрацій вертлюга бурильної колони на свердловинах Труханівська - 1 (Стрийське УБР), Кудрявська -2 (Бориславське УБР), Пасічна-903 (Надвірнянське УБР), Сагайдак-52 (Стрийське УБР) (рис. 2.12). Параметри компоновок та режиму буріння для цих свердловин були наступні:

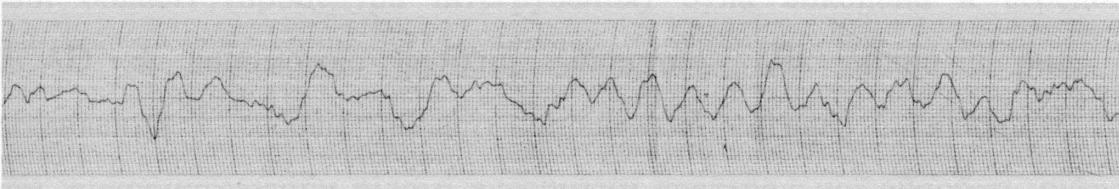
- св. Труханівська-1 (вибій 1985м). Компоновка: БТØ140-817м; ОБТØ203-141м; маховик Ø240 - 12,2м; КЛС-1,1м; маховик Ø240 – 13,2м; перехідник 0,4м; долото СЗГВ Ø293,5; $P = 240$ кН; $n = 60$ об/хв;
- св. Кудрявська-2 (вибій 2268м). Компоновка: БТØ140-1396м; БТØ127-661м; БТØ140-50м; перехідник-0,4м; ОБТØ203-151м; КЛС-1,5м; ОБТØ203-8,3м; амортизатор НАБ-240; долото - STASØ295, $P = 200$ кН; $n = 60$ об/хв;
- св. Пасічна-903 (вибій 3294м). Компоновка: БТØ140-2643м; ОБТØ203-7,4м; ВУК-170; ОБТØ203-143м; долото Ø205,9; $P = 200$ кН; $n = 60$ об/хв;
- св. Сагайдак-52 (вибій 4580м). Компоновка: БТØ140-4301м; ОБТØ178-141м; ВУК-170; ОБТØ178-138м; долото Ø205,9; $P = 180$ кН; $n = 60$ об/хв.



$$\text{а) } \mu_a = 1,04 \text{ мм}/(\text{с}^2 \text{ мм})$$



$$\text{б) } \mu_a = 0,52 \text{ мм}/(\text{с}^2 \text{ мм})$$



$$\text{в) } \mu_a = 1,04 \text{ мм}/(\text{с}^2 \text{ мм})$$



$$\text{г) } \mu_a = 0,52 \text{ мм}/(\text{с}^2 \text{ мм})$$

а) св. Труханівська-1; б) св. Кудрявська-2; в) св. Пасічна-903;

г) св. Сагайдак -52.

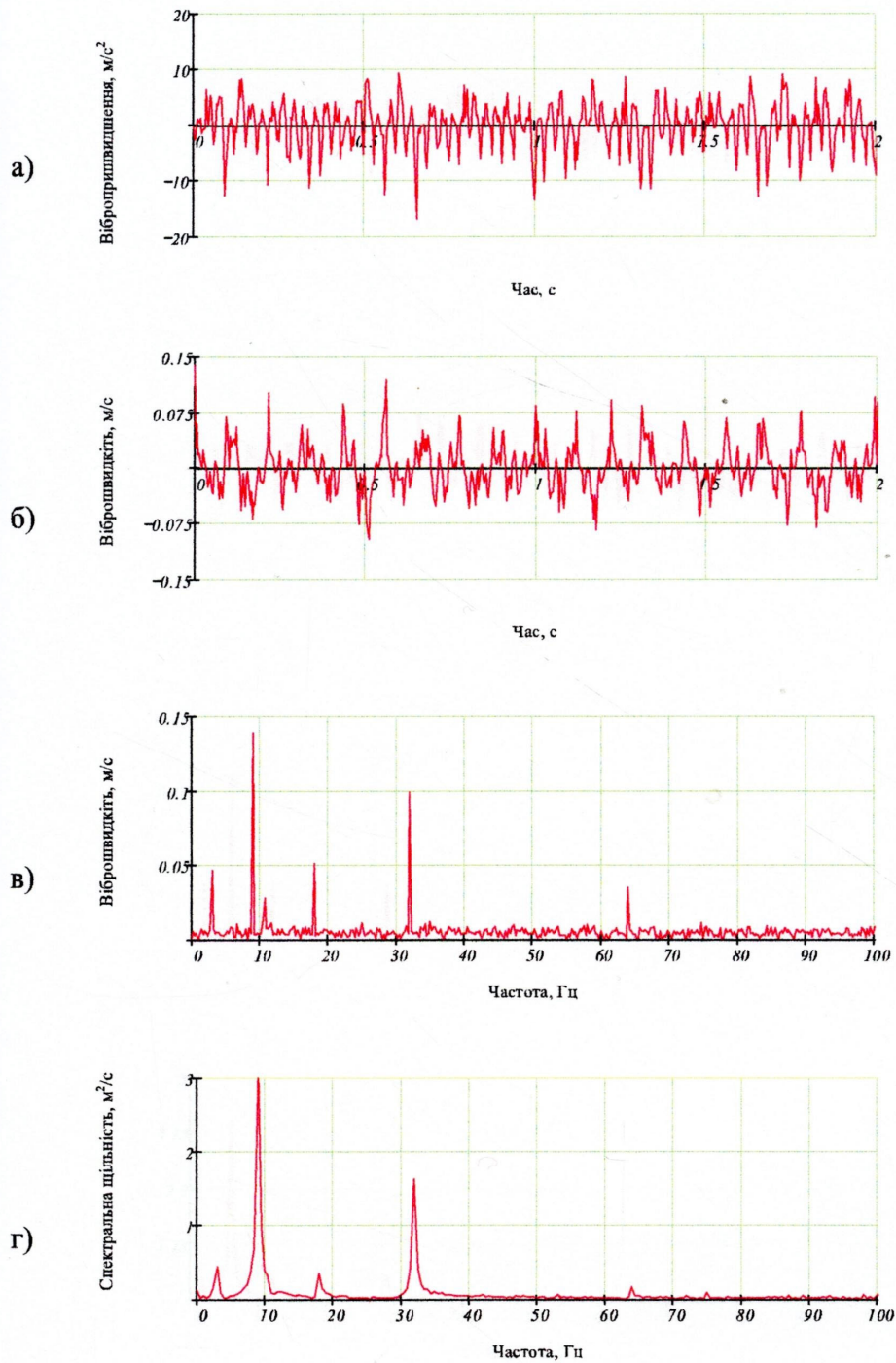
Рисунок 2.12 – Записи вібрацій ветрлюга бурильної колони на свердловинах

Реєстрація вібропришвидження вертлюга бурильної колони для цих компоновок виконувались акселерометром типу АНС-014-03, після чого дані відтворювалися з допомогою самописця Н-373-3 на перфострічці. Тривалість запису однієї реалізації становила $T = 4$ с, при швидкості протягування перфострічки $V_{np} = 250$ мм/с. Процедуру векторизації (оцифрування) записаних реалізацій проведено за допомогою програми Neuralog. При оцифруванні віброграм для переходу від міліметрів запису до числового значення пришвидження використовувались масштабні коефіцієнти μ_a , які вказані на рис. 2.12. Всі результати векторизації спочатку збережено у середовищі Microsoft Excel, а для подальшої обробки та аналізу експортовано у програмне середовище MathCAD.

Процедура переходу від вібропришвидження до віброшвидкості в часовій області (процедура інтегрування) була виконана в середовищі MathCAD за допомогою функції $\langle integrate \rangle$. Як видно з рис. 2.12, представлений у часовій області випадковий сигнал, є складним, проте згодом, використовуючи відомі алгоритми спектральної обробки цифрових сигналів [75, 76, 88 - 90], його було представлено у частотній області. Для представлення сигналу в частотній області, в середовищі MathCAD було використано алгоритм швидкого перетворення Фур'є (ШПФ) [93].

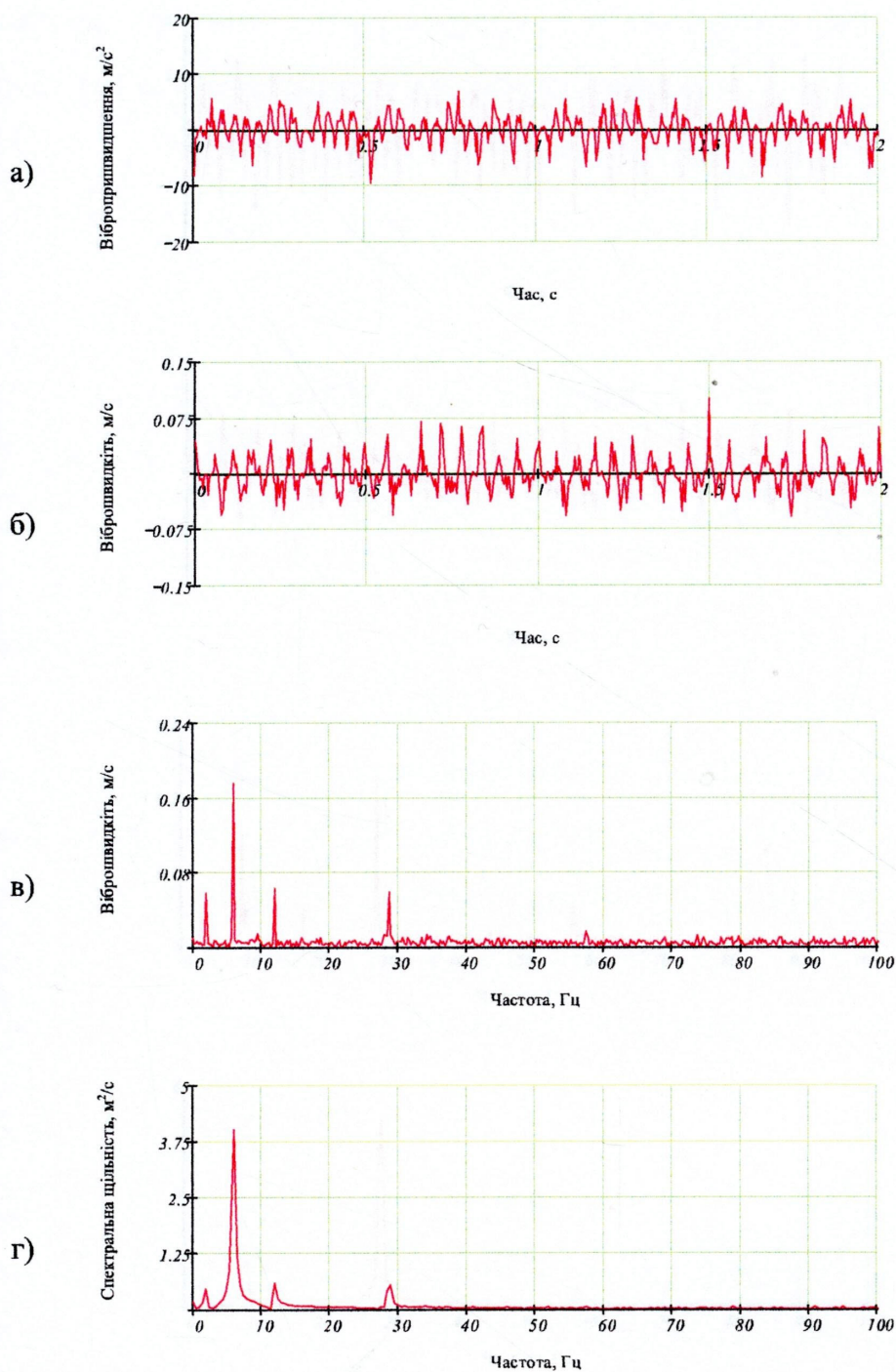
Перетворення Фур'є є комплексною величиною, навіть якщо сигнал дійсний [76, 90]. Тому розрахунок Фур'є - спектра дійсного випадкового сигналу, як найбільш типового для фізичного експерименту, було проведено із застосуванням вбудованої функції $\langle fft(y) \rangle$ –вектор прямого перетворення Фур'є; y – вектор дійсних даних, узятих через рівні проміжки значень аргументу. Згідно рекомендацій [85, 90, 91] розрахунок Фур'є - спектрів було проведено по $N = 1024$ точках. Інтервал дискретизації при цьому становив:

$$\Delta t = \frac{T}{N} = \frac{4}{1024} = 0,0039 \text{ с.}$$



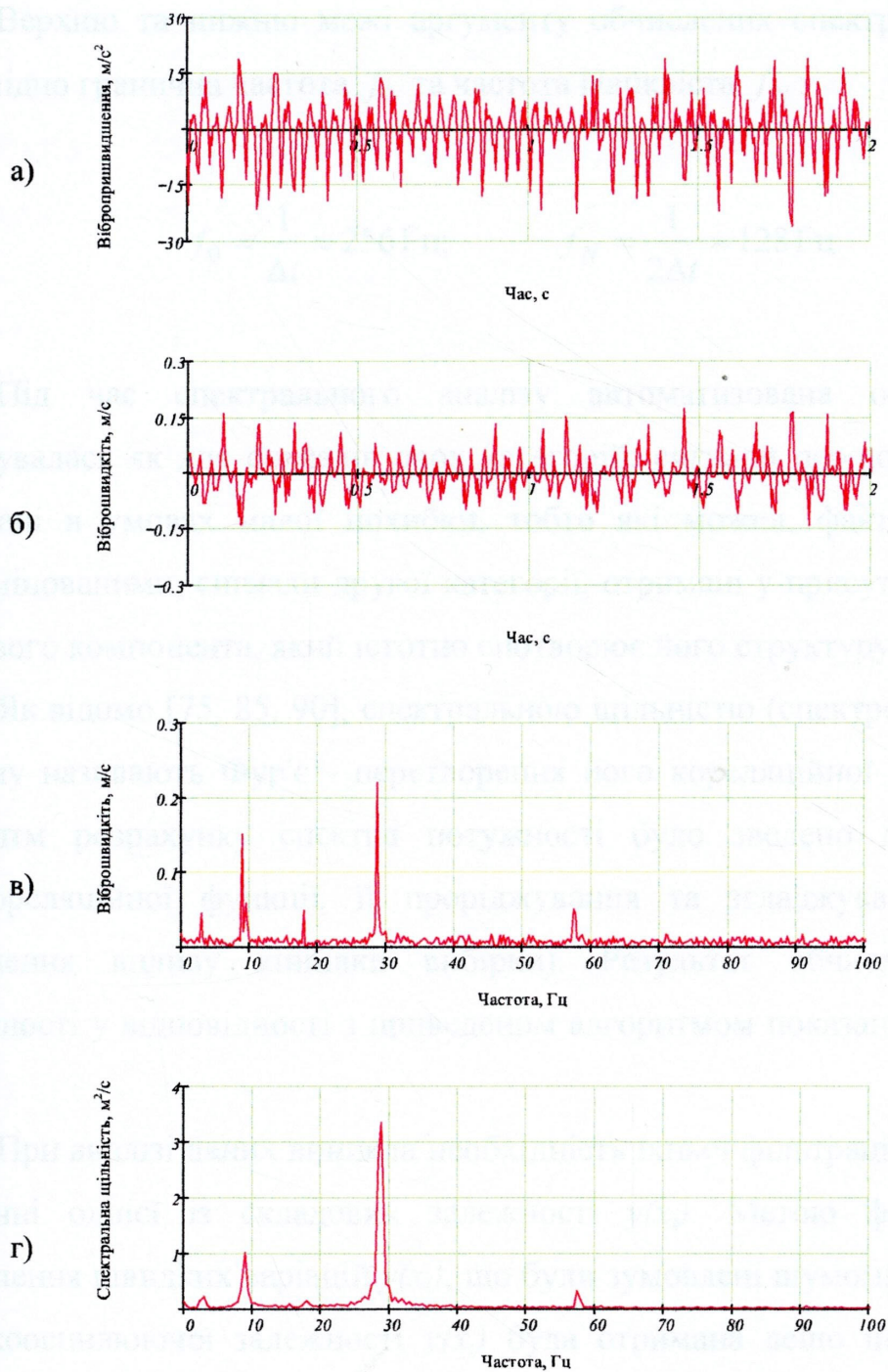
а) вібропришвидження; б) віброшвидкість; в) Фур'є-спектр;
г) спектральна щільність

Рисунок 2.13 – Процедура обробки вібросигналу (св. Труханівська-1)



а) вібропришвидження; б) віброшвидкість; в) Фур'є-спектр;
г) спектральна щільність

Рисунок 2.14 – Процедура обробки вібросигналу (св. Кудрявська-2)



а) вібропришвидщення; б) віброшвидкість; в) Фур'є-спектр;

г) спектральна щільність

Рисунок 2.15 – Процедура обробки вібросигналу (св. Сагайдак-52)

Верхню та нижню межі аргументу обчислених спектрів визначають відповідно гранична частота f_0 та частота Найквіста f_N :

$$f_0 = \frac{1}{\Delta t} \approx 256 \text{ Гц}; \quad f_N = \frac{1}{2\Delta t} \approx 128 \text{ Гц}.$$

Під час спектрального аналізу автоматизована обробка даних виконувалася як для сигналів двох категорій: сигнали першої категорії, які отримані в умовах малої похибки, тобто які можна, фактично, вважати детермінованими; сигнали другої категорії, отримані у присутності значного шумового компонента, який істотно спотворює його структуру.

Як відомо [75, 85, 90], спектральною щільністю (спектром потужності) сигналу називають Фур'є - перетворення його кореляційної функції. Тому, алгоритм розрахунку спектра потужності було зведено до обчислення автокореляційної функції, її проріджування та згладжування (з метою зменшення впливу кінцівки вибірки). Результат обчислення спектра потужності у відповідності з приведеним алгоритмом показаний на рис. 2.13 - 2.15.

При аналізі даних виникла необхідність їхньої фільтрації, що полягає в усуненні однієї із складових залежності $y(x_i)$. Метою фільтрації було подавлення швидких варіацій $y(x_i)$, що були зумовлені шумом. У результаті з швидкоосцилюючої залежності $y(x_i)$ була отримана дещо інша, згладжена залежність, у якій домінує низькочастотна складова. З цією метою у середовищі MathCAD [93] проведено згладжування даних на основі функції Гауса:

$\langle ksmooth(x, y, b) \rangle$ – згладжування на основі функції Гауса;

x – вектор дійсних даних аргументу;

y – вектор дійсних значень того ж розміру, що і x ;

b – ширина вікна згладжування.

Властивість функції, що встановлює зв'язок між парами двох випадкових процесів, називається кореляцією. Для розрахунку коефіцієнтів кореляції в системі MathCAD використано функцію $\langle corr(x) \rangle$, яка визначає коефіцієнт кореляції двох вибірок.

Для розрахунків числових статистичних характеристик випадкових даних у середовищі MathCAD використано ряд функцій:

$\langle mean(x) \rangle$ – вибіркове середнє значення;

$\langle median(x) \rangle$ – вибіркова медіана (median) - значення аргументу, що поділяє гістограму густини імовірностей на дві рівні частини;

$\langle var(x) \rangle$ – вибіркова дисперсія (variance);

$\langle stdev(x) \rangle$ – середньоквадратичне (чи стандартне) відхилення (standard deviation);

$\langle max(x) \rangle$, $\langle min(x) \rangle$ – максимальне і мінімальне значення вибірки;

x – вектор (матриця) з вибіркою випадкових даних.

Автоматизувавши в середовищі MathCAD таким чином процедуру спектральної обробки та розрахунку статистичних функцій для одного вібросигналу в подальшому можна одночасно проводити сумісну обробку та аналіз кількох вібросигналів.

2.5 Висновки до розділу 2

1. Одним з перспективних методів діагностики машинного агрегату є метод діагностики і прогнозування технічного стану його вузлів по одноразових вимірах вібрації. Така особливість притаманна системам діагностики з обмеженим числом встановлених датчиків вібрації. Обладнати різьбові з'єднання бурильної колони, як об'єкти діагностування, індивідуальними датчиками вібрації технічно складно, а іноді практично неможливо. Тому для одержання інформації про їх вібраційний стан запропоновано реєструвати коливання бурильної колони одним датчиком на гирлі свердловини, використовуючи при цьому саму бурильну колону як механічний канал зв'язку з вибоєм.

2. Вібраційний сигнал є випадковим процесом, який можна виміряти на вертлюзі і подати у вигляді реалізацій малої довжини. Потужність вібраційного сигналу, зареєстрованого при бурінні, розподіляється по багатьох гармоніках, а процес виділення цих гармонік є складною задачею. Застосування Фур'є - перетворення дало можливість проводити детальний частотний аналіз вібросигналів, точніше оцінити амплітуду спектра та спектральну щільність цих сигналів.

3. З метою автоматизації експериментальних досліджень вібрацій бурильної колони запропоновано процедуру аналізу та обробки даних, спеціального сортування результатів та побудови графічних характеристик, алгоритм яких швидко реалізується за допомогою програмного забезпечення з використанням комп'ютерної техніки.

4. На основі аналізу сучасних методів вібродіагностики, будови та принципу роботи сучасних технічних засобів для вимірювання вібрацій та пунктів 1, 2, 3 цих висновків, удосконалено систему реєстрації, обробки та аналізу вібраційних характеристик бурильної колони в умовах провідки свердловини.

РОЗДІЛ 3

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВІБРОНАПРУЖЕНЬ В ЕЛЕМЕНТАХ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ

3.1 Напруження в елементах бурильної колони при випадкових динамічних навантаженнях

Під час коливань бурильної колони [1 - 15, 19 - 24, 43, 54, 55] на її елементи, крім статичного навантаження, діють і динамічні навантаження, що є причиною появи в поперечних перерізах змінних динамічних напружень. Для визначення динамічного навантаження авторами [4] розглянуті три схеми хвильових процесів, що виникають в бурильній колоні при різних характерах сил опору руху та їх механічні аналоги (рис. 3.1). При цьому сили опору подавались у вигляді дисипативної функції $f\left(x, U, \frac{\partial U}{\partial t}\right)$, яка залежить від координати x перерізу колони; U – переміщення перерізу колони з координатою x ; $\frac{\partial U}{\partial t} = V(t)$ – швидкість руху перерізу колони з координатою x . Для трьох схем хвильових процесів (рис. 3.1) отримано залежності осьового навантаження на долото $P_{д}$ як функції швидкості вертикального переміщення корпусу долота V .

В першому випадку коли дисипативна сила відсутня $f\left(x, U, \frac{\partial U}{\partial t}\right) = 0$ динамічна складова осьового навантаження має вигляд:

$$P_{д1} = \frac{EF}{a} V, \quad (3.1)$$

де E – модуль пружності матеріалу бурильної колони;

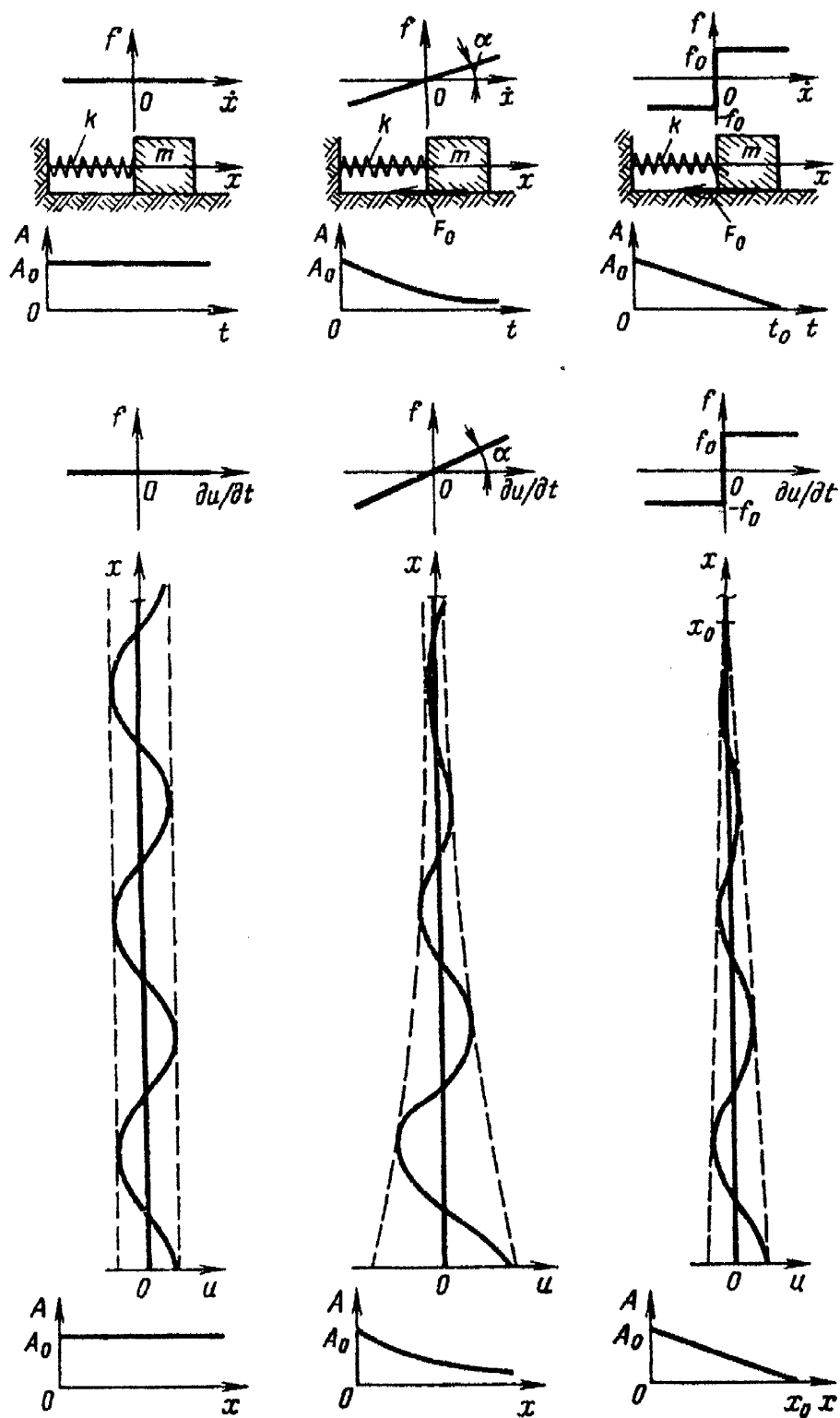


Рисунок 3.1 – Схеми хвильових процесів, що виникають в буринній колоні при різних характерах сил опору руху та їх механічні аналоги.

F – площа перерізу бурильної колони; $a = \sqrt{E/\rho}$ – швидкість поширення поздовжніх збурень в колоні; ρ – густина матеріалу бурильної труби.

В другому випадку сила опору приймається пропорційною швидкості переміщення $f\left(x, U, \frac{\partial U}{\partial t}\right) = 2\mu \frac{\partial U}{\partial t}$, при цьому динамічна складова осьового навантаження записується таким чином:

$$P_{Д2} = \frac{EF}{a} \left[\sqrt{\sqrt{\frac{1}{4} + \left(\frac{\mu}{\theta}\right)^2} + \frac{1}{2}V} + \sqrt{\sqrt{\frac{1}{4} + \left(\frac{\mu}{\theta}\right)^2} - \frac{1}{2}\sqrt{V_{max}^2 - V^2}} \right], \quad (3.2)$$

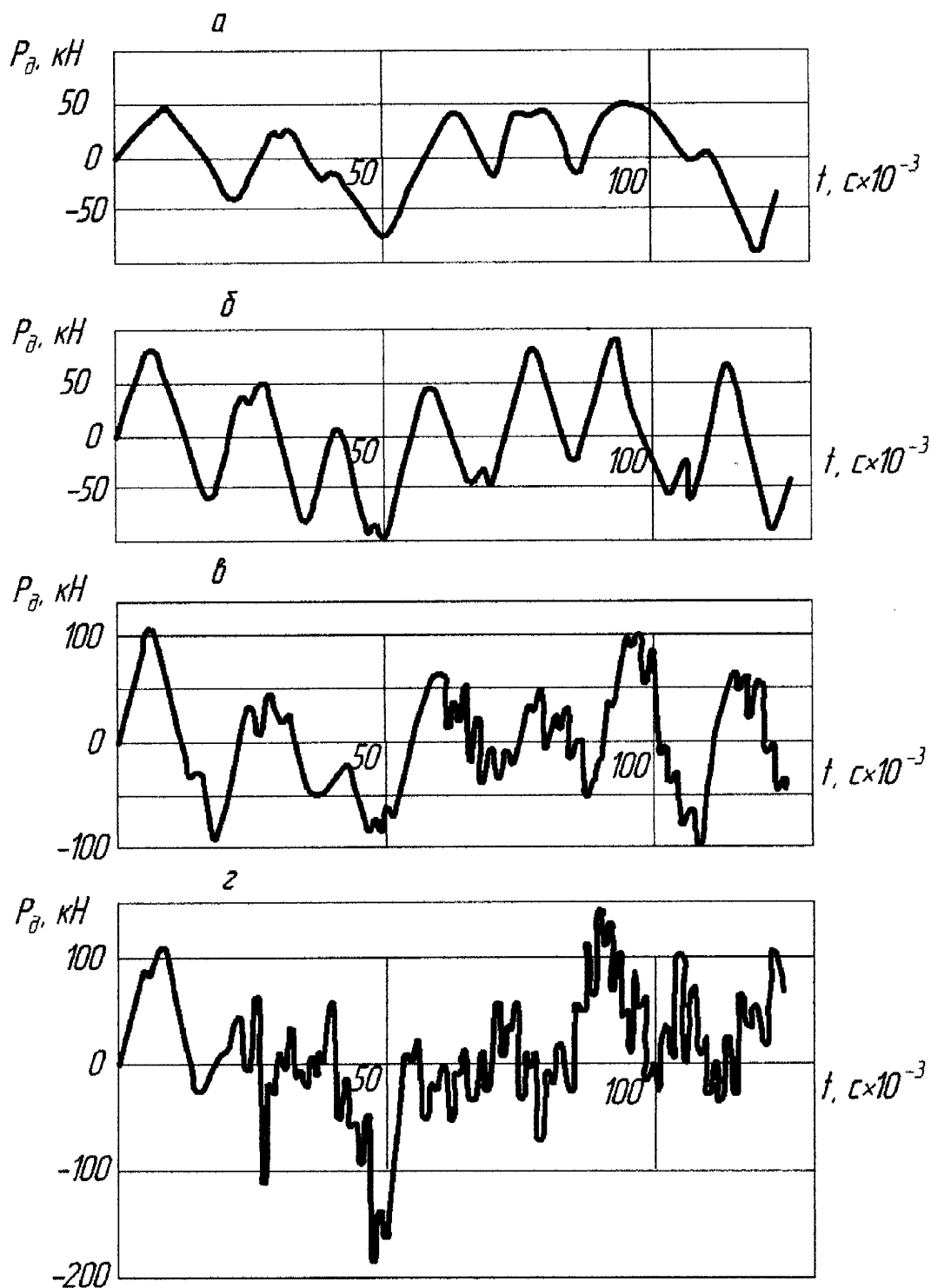
де θ – кругова частота коливань бурильної колони; μ – коефіцієнт тертя бурильної колони об стінку свердловини; V_{max} , V – відповідно максимальне та середнє значення швидкості коливань.

В третьому випадку сила опору підпорядковується закону Кулона - Амонтона при $f\left(x, U, \frac{\partial U}{\partial t}\right) = f^0 \text{sign}\left(\frac{\partial U}{\partial t}\right)$

$$P_{Д3} = \frac{EF}{a} \left[V + \frac{2f^0}{\pi\theta} \sqrt{1 - \left(\frac{V}{V_{max}}\right)^2} \right], \quad (3.3)$$

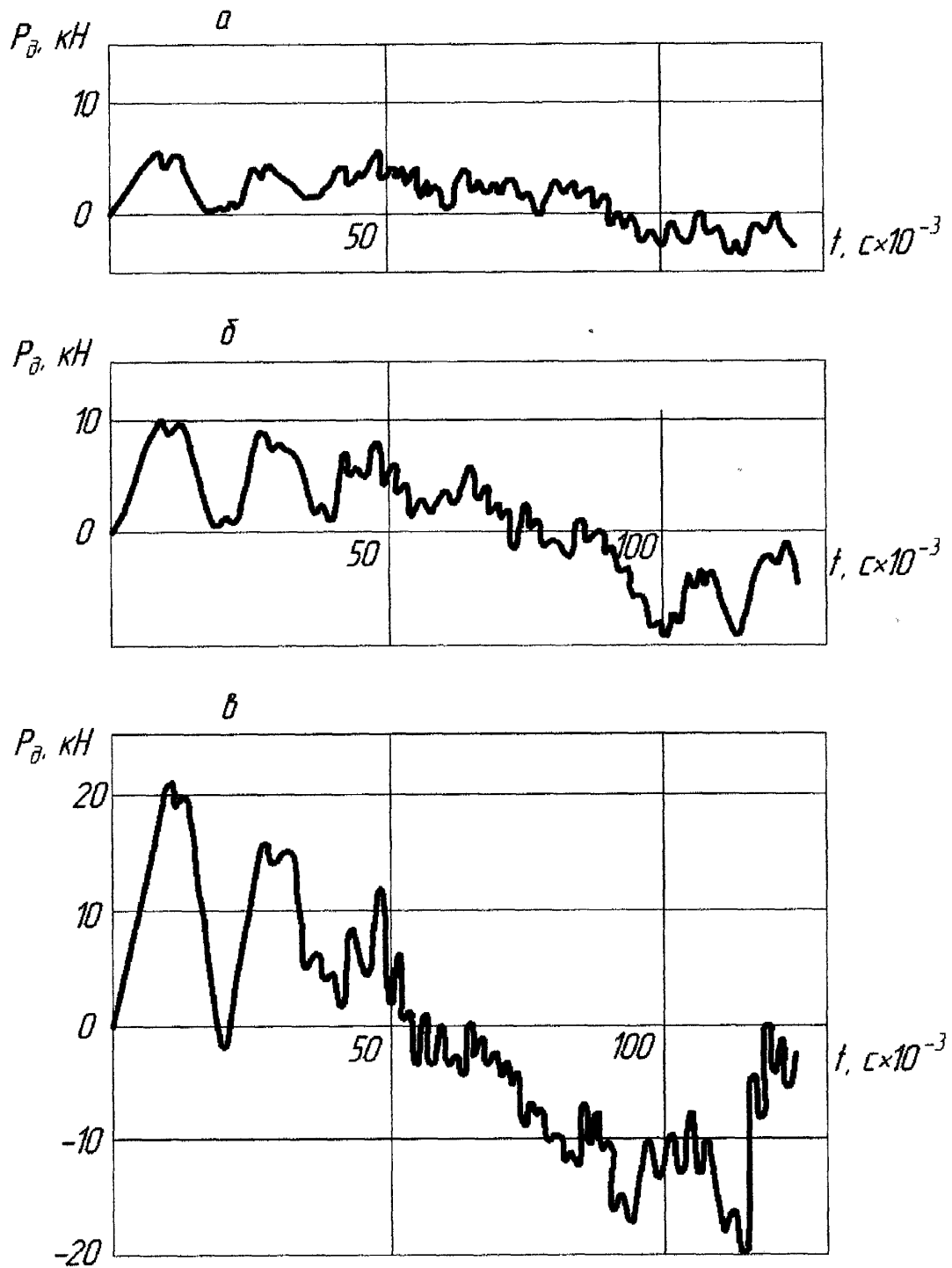
де $f^0 = \mu g \sin \alpha$ – дисипативний член; α – кут відхилення осі свердловини від вертикалі (зенітний кут).

Для прикладу, в [9] залежності динамічної сили P_D , яка діє на долото (рис 3.2 і 3.3), мають чітко виражений випадковий коливальний характер. Причому, в режимі малого статичного навантаження на долото (50-100 кН) і постійної кутової швидкості обертання ротора $\omega = 4\pi$ рад/с залежності $P_D(t)$ мають плавний синусоїдальний характер (рис. 3.2 а, б).



а) $P_{cm} = 50$ кН; б) $P_{cm} = 100$ кН; в) $P_{cm} = 150$ кН; г) $P_{cm} = 200$ кН.

Рисунок 3.2 – Розрахункові залежності динамічного навантаження на долото III 295,3С-ГВУ при $\omega_p = 4\pi$ рад/с.



а) $C_\delta = 0,8 \times 10^7$ Н/м; б) $C_\delta = 1,5 \times 10^7$ Н/м; в) $C_\delta = 3,5 \times 10^7$ Н/м.

Рисунок 3.3 – Розрахункові залежності динамічного навантаження на долото III 295,3С-ГВУ при $P_{cm} = 200$ кН і $\omega = 4\pi$ рад/с.

Отримані розрахункові залежності $P_D(t)$ при невеликих статичних навантаженнях на долото близькі до результатів теоретичних досліджень по визначенню динамічного зусилля на долоті, у випадку, коли осьове зміщення корпусу долота і відповідно нижнього торця бурильної колони задавалися у вигляді гармонічної або полігармонічної функції. При зростанні осьового статичного навантаження на долото до 200 кН відбувається зміна характеру залежностей $P_D(t)$ осьової динамічної сили. При статичному навантаженні на долото $P_{cm} = 200$ кН з'являється биття динамічної сили P_D (рис. 3.2 г).

Встановлення в компоновці низу бурильної колони наддолотного віброзахисного інструменту (ВЗІ) приводить до суттєвого зменшення осьової динамічної сили, яка діє на долото (рис. 3.3). При статичному навантаженні на долото 200 кН і жорсткості наддолотного ВЗІ $0,8 \cdot 10^7 - 3,5 \cdot 10^7$ Н/м коливання сумарного осьового навантаження відбувається в межах $\pm 10\%$ від величини P_{cm} . Із зростанням жорсткості C_D наддолотного ВЗІ від $0,8 \times 10^7$ Н/м до $3,5 \times 10^7$ Н/м відбувається зростання максимального навантаження на долото від 203,5 кН до 229 кН.

Напруження в елементах бурильної колони при випадкових динамічних навантаженнях що діють на неї зі сторони долота можна подати у вигляді відношення осьової динамічної сили до площі її поперечного перерізу, тобто

$$\sigma_D = \frac{P_D}{F}.$$

Тоді, з урахуванням залежностей (3.1) – (3.3) формули для визначення напружень, що виникають під час дії випадкових динамічних навантажень при різних характерах дисипативних сил можна записати:

$$\text{при } f\left(x, u, \frac{\partial U}{\partial t}\right) = 0,$$

$$\sigma_{д1} = \sqrt{\rho E} \cdot V; \quad (3.4)$$

$$\text{при } f\left(x, u, \frac{\partial U}{\partial t}\right) = 2\mu \frac{\partial U}{\partial t},$$

$$\sigma_{д2} = \sqrt{\rho E} \left[\sqrt{\sqrt{\frac{1}{4} + \left(\frac{\mu}{\theta}\right)^2} + \frac{1}{2}V} + \sqrt{\sqrt{\frac{1}{4} + \left(\frac{\mu}{\omega}\right)^2} - \frac{1}{2}\sqrt{V_{max}^2 - V^2}} \right]; \quad (3.5)$$

$$\text{при } f\left(x, u, \frac{\partial U}{\partial t}\right) = f^0 \text{sign}\left(\frac{\partial U}{\partial t}\right),$$

$$\sigma_{д3} = \sqrt{\rho E} \left[V + \frac{2f^0}{\pi\theta} \sqrt{1 - \left(\frac{V}{V_{max}}\right)^2} \right]. \quad (3.6)$$

Фактично, залежності (3.4) – (3.6) є прямою залежністю напружень, що виникають в елементах бурильної колони при випадкових динамічних навантаженнях від швидкості поздовжніх коливань. Але при дослідженні хвильових процесів, які протікають в системі ”долото – бурильна колона” згідно [4] ці залежності можна застосувати не завжди з наступних причин.

По - перше, коли дисипативна сила пропорційна квадрату швидкості переміщення, то вказаний метод застосовувати неможна і вихідну систему диференційних рівнянь коливань слід розв’язувати із застосуванням ЕОМ. По - друге, проведені дослідження дозволили встановити, що формула (3.1), яка характеризує зв’язок осьового динамічного навантаження на долото із швидкістю його поздовжнього переміщення, не завжди відповідає реальним умовам, а в ряді випадків дає неточні результати.

Тому, перш ніж використовувати формулу (3.1), і відповідно (3.4), слід оцінити частоту і амплітуду досліджуваного вибійного збурення, а також очікуваний характер розподілу дисипативної сили по довжині колони. По - третє, розглядаючи бурильну колону, як довгомірний стержень, зібраний із великої кількості елементів, необхідно враховувати розподіл амплітуд вертикальних віброшвидкостей і відповідних їм напружень і по об'єму кожного елемента. Амплітуда відносної віброшвидкості пружних коливань кожного елемента [94], може служити критерієм його вібраційної напруженості, міцності та надійності.

На практиці [66, 67, 95, 96, 97] вібрація є небезпечною при резонансних чи самозбуджуючих коливаннях. Тому з метою усунення вказаних неточностей та врахуванням рекомендацій [94] надалі розглядатимемо тільки головні (поздовжні) коливання пружного елемента.

Якщо пружний елемент під час коливань перебуває в одновісному напруженому стані [96, 97], то його потенціальна енергія виражається як:

$$W_n = \frac{1}{2} \frac{\sigma_{cp}^2 Q}{E}, \quad (3.7)$$

де σ_{cp} – середньоквадратичне по об'єму Q напруження.

Вираз для кінетичної енергії пружного елемента має вигляд:

$$W_k = \frac{1}{2} \rho \dot{z}_{cp}^2 Q, \quad (3.8)$$

де \dot{z}_{cp} – середньоквадратична по об'єму Q відносна віброшвидкість.

У відповідності з принципом збереження енергії, після співставлення виразів (3.7) та (3.8) середньоквадратичне по об'єму Q осьове напруження приймає вигляд:

$$\sigma_{осср} = \sqrt{\rho E} \cdot \dot{z}_{ср}. \quad (3.9)$$

З цього виразу випливає, що середньоквадратичне напруження у пружному елементі прямо пропорційне середньоквадратичній відносній віброшвидкості елемента і не залежить від конструкції пружного елемента. Так як для оцінки міцності та довговічності важливими є не середньоквадратичні, а максимальні напруження σ_{max} , формула (3.9) згідно [96] приймає такий вигляд:

$$\sigma_{ос max} = A \sqrt{\rho E} \cdot V_{max}, \quad (3.10)$$

де V_{max} – максимальна амплітуда відносної віброшвидкості; A – коефіцієнт, який враховує розподіл амплітуд напружень і відносних віброшвидкостей по об'єму пружного елемента.

Якщо розподіл σ і V однаковий, то для поздовжніх коливань стержнів постійного поперечного перерізу згідно [96] $A=1$. Якщо розподіли σ і V різні, то $A^* \neq 1$ і згідно [96] для цього випадку:

$$A = \frac{\sqrt{FJ}}{W}, \quad (3.11)$$

де J , W – момент інерції та момент опору перерізу бурильної труби.

Значення коефіцієнта A для бурильних та обважнених бурильних труб, розраховані за формулою (3.11) наведені в таблиці 3.1 та 3.2.

Крім напружень, викликаних дією осьової вібрації, в перерізах бурильної колони важливими також є напруження згину, спричинені втратою колони прямолінійної форми при роторному бурінні внаслідок обертання колони навколо власної осі, або внаслідок викривлення осі свердловини [30, 98, 99, 100].

Таблиця 3.1 – Значення коефіцієнта, який враховує розподіл амплітуд напружень і відносних віброшвидкостей для обважнених бурильних труб

Умовне позначення труби	Замкова різьба	Зовнішній діаметр труби, мм	Внутрішній діаметр труби, мм	Діаметр меншої основи конуса, мм		Коефіцієнт розподілу амплітуд напружень і відносних віброшвидкостей		
				Ніпеля	Муфти	Різьбового з'єднання	Ніпеля	Муфт и
ОБТС-89	3-73	89	38	60,380	67,779	1,839	1,693	1,591
ОБТС-108	3-86	108	46	71,295	80,860	1,840	1,681	1,601
	3-88	108	46	64,887	83,635	1,840	1,632	1,581
ОБТС-120	3-101	120	64	77,438	96,186	1,765	1,542	1,561
	3-102	120	64	87,010	95,424	1,765	1,611	1,565
ОБТС-133	3-102	133	64	87,010	95,424	1,802	1,611	1,625
	3-108	133	64	89,109	103,441	1,802	1,624	1,579
ОБТС-146	3-121	146	68	96,209	116,457	1,813	1,633	1,564
	3-122	146	80	103,781	117,513	1,754	1,584	1,558
ОБТС-178	3-133	178	80	114,339	128,071	1,824	1,639	1,623
	3-140	178	80	110,195	133,629	1,824	1,618	1,599
	3-147	178	80	126,782	141,363	1,824	1,691	1,566
ОБТС-203	3-152	203	80	131,019	145,600	1,861	1,707	1,625
	3-161	203	80	140,753	155,334	1,861	1,739	1,588
	3-162	203	80	141,314	157,213	1,861	1,740	1,581
	3-171	203	80	150,369	164,950	1,861	1,766	1,552
ОБТС-229	3-171	229	90	150,369	171,235	1,861	1,716	1,602
ОБТС-254	3-201	254	100	167,830	195,420	1,861	1,718	1,585
ОБТС-273	3-201	273	100	167,830	195,420	1,878	1,718	1,626
ОБТС-299	3-201	299	100	167,830	195,420	1,897	1,718	1,674

Таблиця 3.2 – Значення коефіцієнта, який враховує розподіл амплітуд напружень і відносних віброшвидкостей для бурильних труб

Діаметр труби, мм			Труба		Муфта		Коефіцієнт розподілу амплітуд напружень і відносних віброшвидкостей		
Умовний	Зовнішній	Внутрішній	Товщина стінки, мм	Діаметр проходу висадженої різьбової частини, мм	Зовнішній діаметр, мм	Внутрішній діаметр різьби, мм	Різьбового з'єднання	Висадженої різьбової частини	Муфти
60	60,3	46,3	7	40	80	63,5	1,586	1,667	1,567
	60,3	42,3	9	32	80	63,5	1,637	1,767	1,567
73	73,0	59,0	7	54	95	76,2	1,555	1,608	1,560
	73,0	55,0	9	43	95	76,2	1,597	1,723	1,560
	73,0	51,0	11	37	95	76,2	1,640	1,784	1,560
89	89,0	75,0	7	69	108	92	1,529	1,581	1,522
	89,0	71,0	9	58	108	92	1,563	1,676	1,522
	89,0	67,0	11	54	108	92	1,598	1,710	1,522
102	101,6	87,6	7	83	127	104,8	1,515	1,549	1,543
	101,6	85,6	8	79	127	104,8	1,530	1,579	1,543
	101,6	83,6	9	75	127	104,8	1,544	1,609	1,543
	101,6	81,6	10	71	127	104,8	1,559	1,639	1,543
114	114,3	100,3	7	91	140	117,5	1,503	1,565	1,532
	114,3	98,3	8	87	140	117,5	1,516	1,591	1,532
	114,3	96,3	9	83	140	117,5	1,530	1,618	1,532
	114,3	94,3	10	79	140	117,5	1,543	1,645	1,532
	114,3	92,3	11	77	140	117,5	1,556	1,659	1,532
127	127,0	113,0	7	104	152	130,2	1,494	1,547	1,519
	127,0	111,0	8	100	152	130,2	1,506	1,571	1,519
	127,0	109,0	9	96	152	130,2	1,518	1,595	1,519
	127,0	107,0	10	92	152	130,2	1,530	1,620	1,519
140	139,7	123,7	8	114	171	144,5	1,497	1,550	1,528
	139,7	121,7	9	110	171	144,5	1,508	1,571	1,528
	139,7	119,7	10	106	171	144,5	1,519	1,593	1,528
	139,7	117,7	11	100	171	144,5	1,530	1,626	1,528
169	168,3	150,3	9	137	197	171,5	1,492	1,551	1,508
	168,3	148,3	10	133	197	171,5	1,501	1,569	1,508

Максимальні напруження згину:

$$\sigma_{z2 \max} = \sigma_{z2} + \Delta\sigma_{z2 \max}, \quad (3.12)$$

де $\sigma_{z2} = M_{z2}/W = EJ/RW$ – напруження згину, спричинені втратою прямолінійної форми внаслідок викривлення осі свердловини; R – радіус викривлення осі свердловини; $\Delta\sigma_{z2 \max} = \Delta M_{z2 \max}/W$ – амплітуда максимального напруження згину, що виникає внаслідок дії максимального згинального моменту, спричиненого обертанням бурильної колони навколо власної осі і її вібрацією.

Для визначення амплітуди змінного максимального згинального моменту $\Delta M_{z2 \max}$ побудовано розрахункову схему (рис. 3.4), для якої записані рівняння згину ділянки бурильної колони [99]. Рівняння згину, початкові та граничні умови для ділянок півхвилі колони мають такий вигляд:

$$\begin{aligned} \text{- для 1-ої ділянки півхвилі:} & \begin{cases} \frac{d^2 y}{dx^2} + k^2 y = \frac{R_{Ay} x}{EJ}; \\ x = 0, y = 0, x = l_1, y = f, y' = 0, \end{cases} \end{aligned} \quad (3.13)$$

$$\begin{aligned} \text{- для 2-ої ділянки півхвилі:} & \begin{cases} \frac{d^2 y}{dx^2} + k^2 y = \frac{R_{Ay} x - R_C (x - l_1)}{EJ}; \\ x = l_1, y = f, x = l, y = 0, \end{cases} \end{aligned} \quad (3.14)$$

де l_1, l_2, l_n – відповідно довжини ділянок та півхвилі вигнутої колони; R_{Ay}, R_{By} – горизонтальні складові реакцій в точках А і В відповідно; R_{Ax} – вертикальна реакція в точці А; R_C – реакція стінки свердловини; $f = (D - d)/2$ – стріла прогину бурильної колони; D – діаметр свердловини; d – зовнішній діаметр бурильної колони.

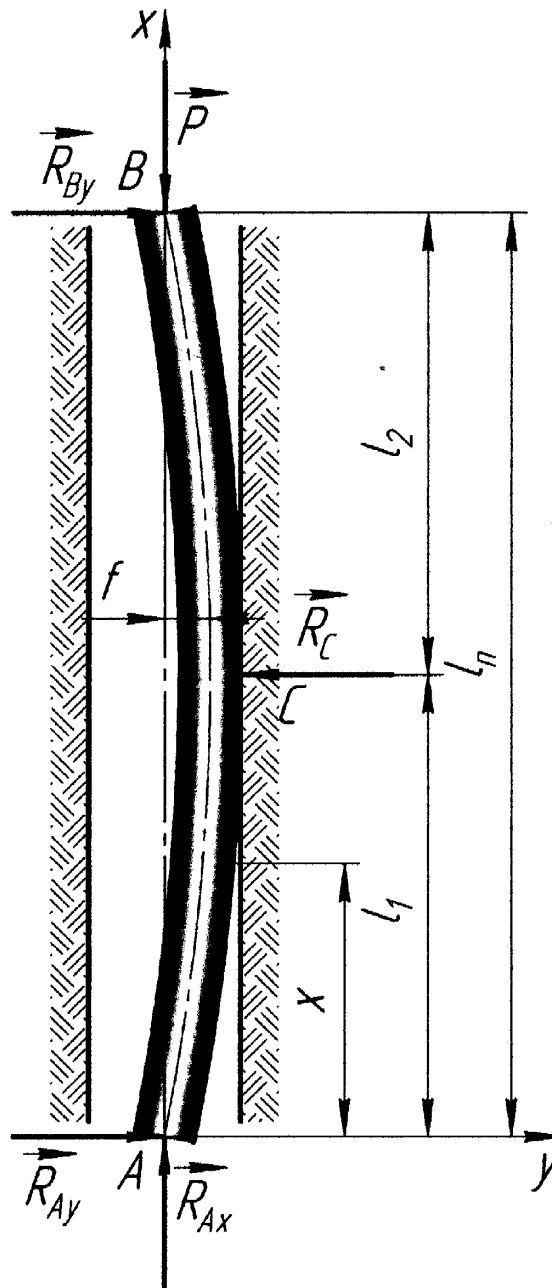


Рисунок 3.4 – Розрахункова схема прогнутої ділянки бурильної колони
умовно вертикальної свердловини

В результаті розв'язку рівнянь (3.13) та (3.14) отримано рівняння пружної лінії для першої та другої ділянки відповідно:

$$y = \frac{f \sin kx}{\sin kl_1 - kl_1 \cos kl_1} + \frac{R_{Ay}x}{P}, \quad (3.15)$$

$$y = \left(\frac{f}{\sin kl_1 - kl_1 \cos kl_1} + \frac{R_C}{Pk} \cos kl_1 \right) \sin kx - \frac{R_C}{Pk} \sin kl_1 \cos kx + \frac{R_{Ay}x - R_C(x - l_1)}{P}, \quad (3.16)$$

$$\text{де } k = \sqrt{P/EJ}; P = Q + P_D; R_C = \frac{2Pfk \cos kl_1}{kl_1 \cos kl_1 - \sin kl_1}; R_{Ay} = R_{By} = R_C/2.$$

Максимальний прогин двох ділянок для даного виду закріплення кінців колони згідно [101] буде рівний:

$$y_{max} = f \frac{\sqrt{2}}{\pi} \frac{P_{Dmax}}{P_{кр}}, \quad (3.17)$$

де $P_{кр}$ – критичне навантаження, що спричинює згин.

При обертанні у вертикальній свердловині бурильна колона почне втрачати стійкість з того моменту часу, коли результуюче осьове навантаження стане більше критичного [2]:

$$P_{кр} = \frac{4\pi^2 EJ}{l_n^2} + \frac{q\omega^2 l_n^2}{g\pi^2} - Q, \quad (3.18)$$

де $\omega = \pi n_D / 30$ – кутова швидкість ділянки колони; n_D – частота обертання долота; Q – осьове статичне навантаження на ділянці колони, для КНБК приймається рівним навантаженню на долото $Q = Q_D$; q – вага одного метра труби; g – пришвидшення вільного падіння.

Найбільш напружений стан при згині ділянки колони буде зумовлений дією змінного максимального згинального моменту:

$$\Delta M_{згmax} = (2Q + P_{Dmax}) y_{max}. \quad (3.19)$$

Після проведених відповідних математичних перетворень отримано залежність для амплітуди змінного максимального згинального моменту, як функції максимального динамічного навантаження на долото:

$$\Delta M_{zg\ max} = \frac{0,45 f P_{D\ max} (2Q + P_{D\ max})}{\frac{4\pi^2 E J}{l_n^2} + \frac{q l_n^2 \omega^2 \pi^2}{2g} - Q}. \quad (3.20)$$

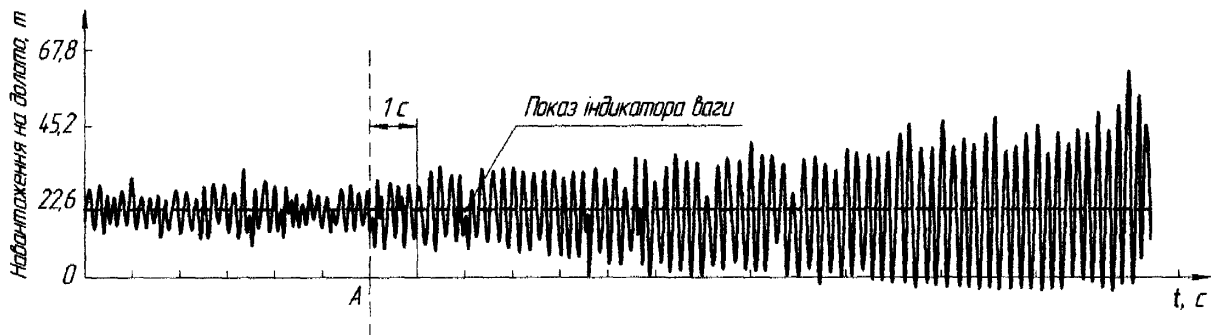
Довжина півхвилі вигнутої колони згідно [2, 3] визначається за формулою:

$$l_n = \frac{\pi}{\omega} \sqrt{\frac{g}{2} \left(\pm Z + \sqrt{Z^2 + \frac{4EJ\omega^2}{qg}} \right)}, \quad (3.21)$$

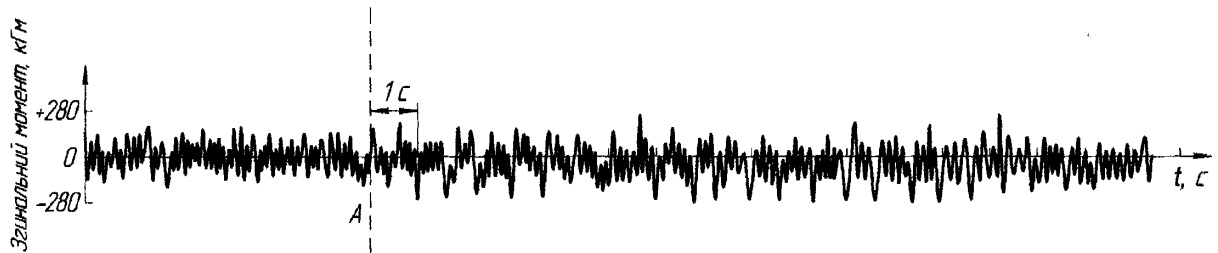
де Z – віддаль від нейтрального перерізу ($\sigma_{oc} = 0$) до того місця в колоні, де визначають довжину півхвилі згину, м; знак плюс (“+”) – для розтягнутої, а знак мінус (“-”) – для стиснутої частини колони.

В роботах [22, 51, 53] приведені результати експериментального визначення вібрації, навантаження на долото і згинального моменту в перерізах КНБК за допомогою акселерометрів та тензометричних давачів, включених до складу автономних записуючих пристроїв для реєстрації вибійних параметрів. Дослідження в [53] проводилися при наступній компоновці та параметрах буріння: долото W7R-21, 162 мм квадратні ОБТ довжиною 250 м, 114 мм бурильні труби, глибина свердловини 1586 м, навантаження на долото 18 т, частота обертання долота 90 об/хв, густина бурового розчину 1300 кг/м^3 , тиск бурового розчину $130\text{-}140 \text{ кГ/см}^2$, розбурювана порода – вапняк. В результаті експерименту встановлено (рис. 3.5), що в момент часу А коливання осьового навантаження на долото становило $\pm 9 \text{ т}$, коливання змінного згинального моменту $\pm 280 \text{ кГ}\cdot\text{м}$,

навантаження на долото досягло максимального значення 61,5 т при вертикальній вібрації ± 14 мм.



а)



б)

Рисунок 3.5 – Навантаження на долото а) та згинальний момент б) записані пристроєм для реєстрації вибійних параметрів, згідно [48]

З метою підтвердження справедливості залежності (3.20) побудовано модельну залежність осьової вібрації (рис. 3.6) та проведено дослідження коливання осьового навантаження на долото та згинального моменту як функцій часу для бурильного інструменту з тією ж компоновкою та параметрами режиму буріння, описаних у [53]. В результаті досліджень встановлено, що коливання осьового навантаження на долото становить 102 кН, що відповідає зміні згинального моменту 2652 Н·м. При тих самих параметрах режиму буріння та компоновки бурильної колони відхилення між значеннями максимальних згинальних моментів визначених експериментальним та розрахунковим шляхом становить 6 %, а коливання навантаження на долото – 12 %.

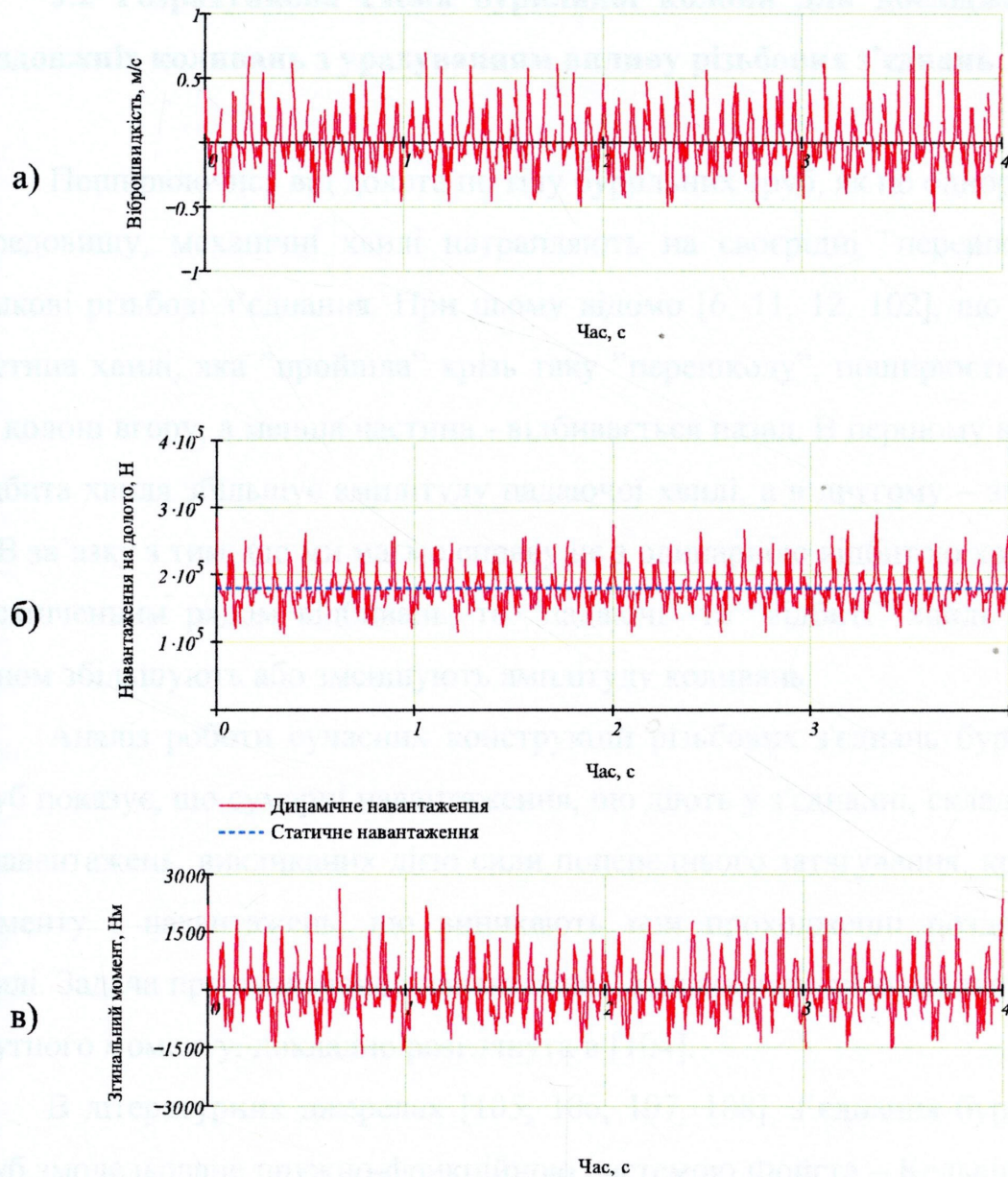


Рисунок 3.6 – Залежності віброшвидкості а) навантаження на долото б) та згинального моменту в) в перерізі КНБК, як функції часу, визначені розрахунковим шляхом

У приведених дослідженнях прогин колони обмежувався стінками свердловини. В той же час буріння в нестійких породах, наявність каверн та інші фактори створюють можливість збільшення стріли прогину і призводять до збільшення згинального моменту і, відповідно, напружень згину.

3.2 Розрахункова схема бурильної колони для дослідження її поздовжніх коливань з урахуванням впливу різьбових з'єднань

Поширюючись від долота по тілу бурильних труб, як по однорідному середовищу, механічні хвилі натрапляють на своєрідні "перешкоди" – замкові різьбові з'єднання. При цьому відомо [6, 11, 12, 102], що більша частина хвилі, яка "пройшла" крізь таку "перешкоду", поширюється далі по колоні вгору, а менша частина - відбивається назад. В першому випадку відбита хвиля збільшує амплітуду падаючої хвилі, а в другому – зменшує її. В зв'язку з тим, що ми маємо справу не з одинарною відбитою хвилею, а нескінченним рядом відбивань, то "падаючі" та "відбиті" хвилі певним чином збільшують або зменшують амплітуду коливань.

Аналіз роботи сучасних конструкцій різьбових з'єднань бурильних труб показує, що сумарні навантаження, що діють у з'єднанні, складаються з навантажень, викликаних дією сили попереднього затягування, крутного моменту і навантажень, що виникають при проходженні поздовжньої хвилі. Задача про визначення навантажень, викликаних дією осьової сили і крутного моменту, докладно розглянута в [104].

В літературних джерелах [105, 106, 107, 108], з'єднання бурильних труб змодельоване пружно-фрикційною системою Фойгта – Кельвіна (рис. 3.7). При паралельному з'єднанні деформації елементів є однаковими, а загальне напруження σ дорівнює сумі напружень у лівій σ_1 та правій σ_2 вітці. Математична залежність між відносною деформацією ε і загальним напруженням σ , характеризується таким рівнянням:

$$\sigma = \sigma_1 + \sigma_2 = E\varepsilon + \alpha \frac{\partial \varepsilon}{\partial t}, \quad (3.22)$$

де α – коефіцієнт демпфування з'єднання.

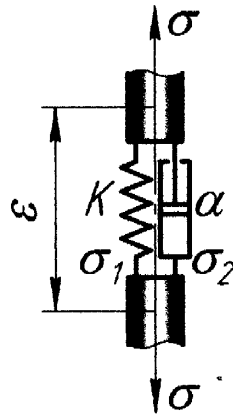


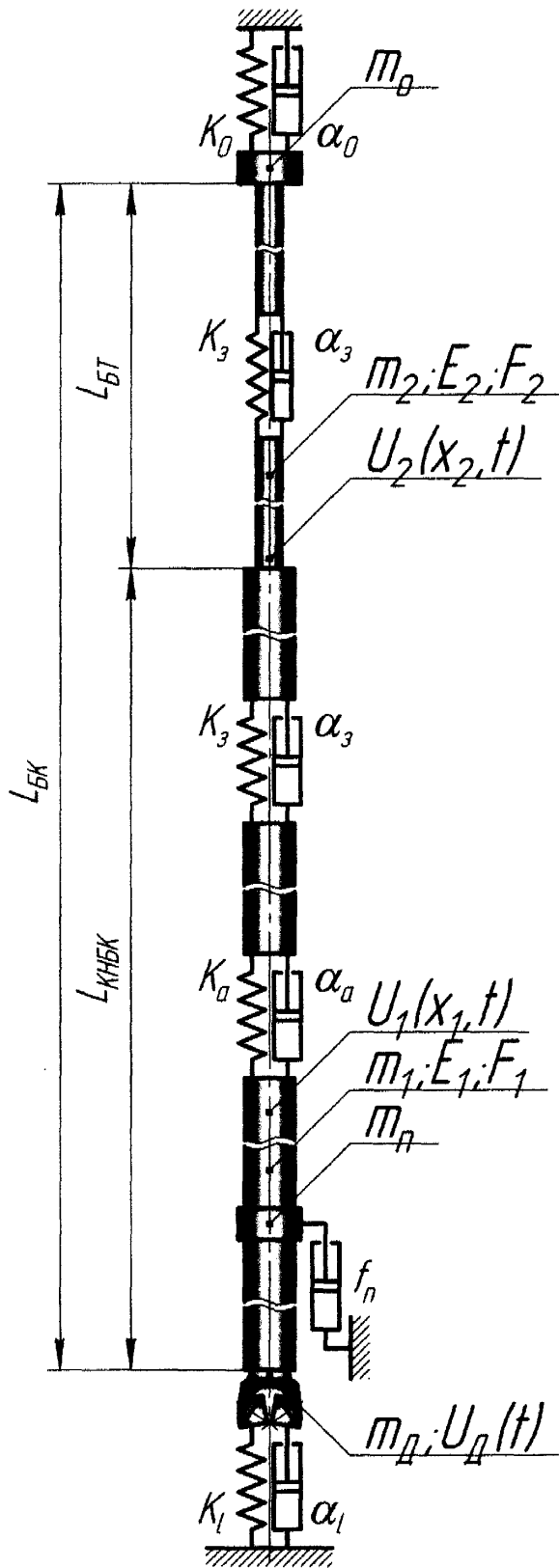
Рисунок 3.7 – Механічна система Фойгта - Кельвіна

Під час дії на різьбове з'єднання імпульсу у вигляді хвилі деформації відбувається зміщення ніпеля труби відносно муфти. Робота, спричинена силами тертя, визначає основну величину втрат енергії імпульсу в з'єднанні. Результатами досліджень [105, 109] встановлено, що втрати енергії ударного імпульсу відбуваються за рахунок роботи сил тертя сполучних елементів та відбиття хвиль від стиків труб. Втрати ж енергії з інших причин є мізерно малі.

В зв'язку з цим різьбове з'єднання бурильних та обважнених бурильних труб можна розглядати як пружну коливальну підсистему, що входить до складу системи “долото - бурильна колона”, представленої на рис. 3.8. Пружно-дисипативні сили, що залежать від сил внутрішнього тертя в матеріалі пружного елемента та сил конструкційного демпфування, зв'язаного з дисипацією енергії при деформації нерухомих з'єднань, у тому числі й різьбових, згідно [105, 109], визначаються за формулою:

$$F(x, \dot{x}) \approx kx + \alpha \dot{x}, \quad (3.23)$$

де k – жорсткість з'єднання “муфта - ніпель”; x – амплітуда відносного зміщення з'єднуючого елемента; \dot{x} – швидкість відносного зміщення.



$U_1(x_1; t)$, $U_2(x_2; t)$ – 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; m_n, f_n – маса та коефіцієнт в'язкого тертя ОЦЕ; m_0 – маса рухомих частин талевої системи; k_0, α_0 – жорсткість та коефіцієнт демпфування талевих канатів; k_a, α_a – жорсткість та коефіцієнт демпфування віброзахисного пристрою; k_3, α_3 – жорсткість та коефіцієнт демпфування замкового різьбового з'єднання відповідно; k_1, α_1 – жорсткість та коефіцієнт демпфування вибою відповідно; $L_{БТ}$ – довжина ступені БТ; $L_{КНБК}$ – довжина КНБК; $L_{БК}$ – загальна довжина БК.

Рисунок 3.8 – Розрахункова схема для дослідження позовжніх коливань системи "долото - бурильна колона" з урахуванням впливу замкових різьбових з'єднань

Жорсткість замкового різьбового з'єднання визначається за формулою [110, 30]:

$$k = \frac{E(F_n + F_m)}{l}, \quad (3.24)$$

де F_n, F_m – площі небезпечного поперечного перерізу, відповідно ніпеля і муфти, розташованого на відстані $l = 24$ мм від упорних поверхонь з'єднання.

Коефіцієнт демпфування різьбового з'єднання згідно [109] визначається таким чином:

$$\alpha = \frac{\chi \cdot k}{2\pi \cdot \omega}, \quad (3.25)$$

де χ – коефіцієнт гістерезисного поглинання; ω – кругова частота, що визначається тривалістю ударного імпульсу.

Формули (3.24) і (3.25) дають можливість теоретично розрахувати жорсткість та коефіцієнт демпфування ЗРЗ. Як показують результати експериментальних досліджень [105, 109] жорсткість та демпфувальна здатність ЗРЗ змінюються в залежності від крутного моменту згвинчування. Для замкових різьбових з'єднань найпоширеніших типорозмірів ОБТ згвинчених з оптимальним крутним моментом можна прийняти $k = 3 \cdot 10^7$ Н/м, $\alpha = 1500$ Нс/м.

Повертаючись до розрахункової схеми бурильної колони, зображеної на рис. 1.7 нагадаємо, що вона враховує жорсткість та демпфування вибою, наявність віброзахисного пристрою, талевої системи, ОЦЕ та його взаємодію із стінкою свердловини. Додамо в цю схему замкові різьбові з'єднання БТ і ОБТ змодельовавши їх механічними підсистемами Фойгта-Кельвіна. В результаті отримаємо розрахункову схему (рис. 3.8),

побудувавши математичну чи комп'ютерну модель якої можна оцінити вплив на динамічний стан бурильної колони замкових різьбових з'єднань БТ і ОБТ.

В процесі поглиблення свердловини КНБК, як об'єкт діагностування, постійно віддаляється від місця положення вібродавача, тому довжина бурильної колони, по якій передається вібрація від КНБК до вібродавача, постійно збільшується. Поступово із збільшенням довжини колони, її ваги, сил інерції та змінних сил тертя, зумовлені роботою шарошккового долота на нерівному вибої низько - та високочастотні коливання бурильної колони будуть змінюватися по довжині колони на протязі різних проміжків часу.

Перераховані вище особливості підтверджують те, що динамічні параметри бурильної колони, зокрема і віброшвидкості її елементів, на різних глибинах будуть різними. Визначити їх можна буде після того, як буде встановлена залежність між вібрацією елементів відповідно “верху” та “низу” бурильної колони. Використовуючи бурильну колону в якості механічного каналу зв'язку гирла свердловини з її вибоєм, таку залежність можна встановити, шляхом дослідження коливальних процесів, що відбуваються в елементах колони. Відзначимо, що як механічний канал зв'язку, колона бурильних труб широко використовується телесистемами фірм США “Сперрі Сан”, “Сперрі Ресерч”, “Експлорейшен Ресерч” [47].

Залежність між віброшвидкістю елементів відповідно “верху” та “низу” бурильної колони аналогічно формулі (2.1) можна виразити за допомогою певної передавальної характеристики, наприклад, кінематичної передавальної функції. Згідно теорії автоматичного регулювання [111, 112], передавальна функція – це така функція, що описує перехідний процес в механічній системі і встановлює взаємозв'язок між її вхідним та вихідним сигналом. Для аналітичного дослідження продиференціюємо систему рівнянь (1.7) за часом t і отримаємо залежності для швидкостей перерізів колони:

$$\left\{ \begin{aligned} V_1(x_1; t) &= \frac{\partial U_1(x_1; t)}{\partial t} = A \cdot p \cdot \cos(pt) \left[\cos\left(\frac{px_1}{a}\right) + M \sin\left(\frac{px_1}{a}\right) \right]; \\ V_2(x_2; t) &= \frac{\partial U_2(x_2; t)}{\partial t} = A \cdot p \cdot \cos(pt) \left[\left(\cos\left(\frac{pl_1}{a}\right) + M \sin\left(\frac{pl_1}{a}\right) \right) \cos\left(\frac{px_2}{a}\right) + \right. \\ &\quad \left. + \frac{F_1}{F_2} \left(M \cos\left(\frac{pl_1}{a}\right) - \sin\left(\frac{pl_1}{a}\right) \right) \sin\left(\frac{px_2}{a}\right) \right]. \end{aligned} \right. \quad (3.26)$$

Кінематичну передавальну функцію для бурильної колони (рис. 1.5), як довгомірної механічної системи можна подати у вигляді співвідношення між вхідною $V_1(x_1; t)$ та вихідною $V_2(x_2; t)$ характеристиками:

$$w(x_1; x_2) = \frac{V_1(x_1; t)}{V_2(x_2; t)}. \quad (3.27)$$

З врахуванням системи (3.26) та залежності (1.8), формулу (3.27) перепишемо в такому вигляді:

$$\begin{aligned} w(x_1; x_2) &= \frac{\cos\left(\frac{px_1}{a}\right) \left[F_1 \cos\left(\frac{pl_1}{a}\right) \cos\left(\frac{pl_2}{a}\right) - F_2 \sin\left(\frac{pl_1}{a}\right) \sin\left(\frac{pl_2}{a}\right) \right]}{F_1 \left[\cos\left(\frac{pl_2}{a}\right) \cos\left(\frac{px_2}{a}\right) + \sin\left(\frac{pl_2}{a}\right) \sin\left(\frac{px_2}{a}\right) \right]} + \\ &\quad + \frac{\sin\left(\frac{px_1}{a}\right) \left[F_1 \sin\left(\frac{pl_1}{a}\right) \cos\left(\frac{pl_2}{a}\right) + F_2 \cos\left(\frac{pl_1}{a}\right) \sin\left(\frac{pl_2}{a}\right) \right]}{F_1 \left[\cos\left(\frac{pl_2}{a}\right) \cos\left(\frac{px_2}{a}\right) + \sin\left(\frac{pl_2}{a}\right) \sin\left(\frac{px_2}{a}\right) \right]}. \end{aligned} \quad (3.28)$$

Так, безпосередньо, для перерізів 1-1' та 2-2', тобто для верхнього та нижнього кінців колони (рис. 1.5) при граничних умовах $x_1 = 0$; $x_2 = l_2$ функція (3.28) набуде такого вигляду:

$$w = \cos\left(\frac{pl_1}{a}\right)\cos\left(\frac{pl_2}{a}\right) - \frac{F_2}{F_1}\sin\left(\frac{pl_1}{a}\right)\sin\left(\frac{pl_2}{a}\right). \quad (3.29)$$

Складність динамічного аналізу бурильної колони полягає в неможливості точного аналітичного дослідження навіть якоїсь її частини, оскільки динаміка, як правило, описується системами диференціальних, чи диференціально-алгебраїчних рівнянь, які в загальному випадку є нелінійними, аналітичний розв'язок яких одержати досить складно, а в деяких випадках практично неможливо [113, 114]. З іншого боку, саме складання рівнянь, що описують коливальні процеси бурильної колони з великим числом степеней вільності є дуже непростою процедурою. Це пов'язано з ростом складності виразів для кінематичних величин, що визначають положення, швидкості і пришвидшення елементів колони при збільшенні довжини кінематичних ланцюгів. Крім того, постійний ріст вимог до якості проектування бурильних колон спонукає до необхідності побудови ускладнених динамічних моделей [113]. З одного боку, це викликає збільшення числа степеней вільності і, відповідно, призводить до згаданих вище проблем. З іншого боку, уточнюються і ускладнюються математичні моделі сил взаємодії елементів бурильної колони – бурильних та обважнених бурильних труб. Тому, в силу описаних вище причин, можливості аналітичних методів дослідження динаміки бурильного інструменту різко обмежені і в сучасних умовах для розв'язання таких задач слід застосовувати спеціалізоване програмне забезпечення.

3.3 Комп'ютерне дослідження поздовжніх коливань бурильної колони в середовищі MapleSim

На даний час існує загальноприйнята тенденція, що дослідження динаміки механічних систем може бути виконано шляхом комп'ютерного моделювання [113, 114, 115, 116, 117]. Але на відміну, наприклад, від

розрахунку на міцність методом скінченних елементів, який давно ввійшов в практику інженерів-дослідників, динамічні розрахунки з використанням спеціалізованого програмного забезпечення на даний час внаслідок багатьох причин ще не стали необхідним атрибутом інженерного аналізу.

Для проектування й динамічного аналізу різноманітних систем автоматизованого керування протягом останнього часу почали широко використовувати спеціалізований пакет Simulink для моделювання динамічних і керованих систем, що входить до складу автоматизованої системи Maple [118]. Програмний продукт Maple Simulink (MapleSim) дозволяє суттєво скорочувати терміни проектування та підвищувати якість розробки моделей механічних систем і моделювання процесів, що відбуваються в цих системах.

У традиційному підході для моделювання коливальних процесів бурильної колони, що використовувався до недавнього часу [6 – 14], спочатку створювалась математична модель (як правило, у вигляді структурної схеми), далі створювалась програмна реалізація даної моделі на одній з універсальних мов програмування [119]. При цьому неминуче виникало дублювання опису елементів механічної системи і зв'язків між ними. У пакеті MapleSim принципово змінений характер вимог до математичного забезпечення: для керування всім ходом обчислювального процесу розроблені графічні модулі, що використовуються для побудови моделей окремих частин механічної системи. Даний програмний засіб поки що не одержав широкого поширення. Однак моделювання динаміки бурильної колони, як механічної системи з багатьма степенями свободи за допомогою пакета MapleSim розкриває всі можливості даного програмного забезпечення [115 – 118, 120].

Одна з основних задач розрахунку механічних систем та конструкцій на коливання [103, 119] полягає у визначенні власних частот коливань та виявленні небезпечних (резонансних) частот. Для цього необхідно знати переміщення, швидкості, пришвидшення елементів бурильної колони, та

сили взаємодії між ними. Для бурильної колони, що складається з послідовно з'єднаних між собою БТ і ОБТ, найбільше підходять матричні методи. Широке розповсюдження здобула матрична форма методу динамічних жорсткостей та методу початкових параметрів. Ці алгоритми викладені у [121]. Найбільш поширено ці алгоритми використовуються для стрижневих систем, з різними поперечними перерізами, а також з елементами, для яких можна визначити коефіцієнти будь-якої передавальної матриці. Найпростіше спряження можна здійснити для елементів, які є подібними і описуються однаковою кількістю параметрів (наприклад, дві бурильні труби). Для визначення частот власних коливань системи досить ефективним є метод динамічних жорсткостей [121, 122], який дозволяє провести частотний аналіз складної механічної системи при відомих динамічних жорсткостях окремих її елементів.

Враховуючи основні положення та особливості згаданих методів, викладемо порядок та принцип опису елементів БК, встановлення зв'язків між ними та хід обчислювального процесу. Розглянемо бурильну колону, яка використовувалась для буріння умовно вертикальної свердловини Труханівська-1 роторним способом з компоновкою, яка приведена в таблиці 3.3 і 3.5. Буріння ведеться долотом III-295,3 МЗ ГНУ-R77, навантаження на долото 250 кН, частота обертання долота 60 об/хв, густина бурового розчину 1300 кг/м^3 , проектна глибина свердловини 2000 м. Маса рухомих частин талевої системи Уралмаш-300ДЭ $m_0 = 9855 \text{ кг}$; жорсткість та коефіцієнт демпфування талевої системи: $k_0 = 53 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$; $\alpha_0 = 5000 \text{ Нс/м}$; жорсткість та коефіцієнт демпфування вибою: $k_1 = 50 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$; $\alpha_1 = 5000 \text{ Нс/м}$; жорсткість та коефіцієнт демпфування різьбового з'єднання: $k_3 = 3 \cdot 10^7 \text{ Н/м}$; $\alpha_3 = 1500 \text{ Нс/м}$.

Притискання бурильної колони до стінок свердловини під час роторного буріння може відбуватися одночасно під дією відцентрових і осьових сил. Враховуючи особливості процесу обертання бурильної

колони в середовищі бурового розчину [123], силу тертя ділянки колони об стінку свердловини згідно [2] можна визначити таким чином:

$$F_{mp.c} = 2\mu_c q \left(\omega^2 l_n \frac{D-d}{g\pi^2} + f \left(\frac{Q}{l_n} + \frac{q}{2} \right) \right), \quad (3.30)$$

де μ_c – коефіцієнт в'язкого тертя бурильної колони об стінку свердловини.

Таблиця 3.3 – Конструктивні параметри БК (св. Труханівська-1)

Назва параметру	Колона БТ	Колона ОБТ
Марка труби	ТБПК-140	ОБТС-203
Маса труби, кг	370,8	2575,2
Маса труби, зануреної в буровий розчин, кг	328,5	2281,6
Довжина труби, м	12	12
Кількість труб	68	12
Кількість секцій	22+2труби	4
Загальна довжина труб, м	1836	144

Таблиця 3.4 - Характеристики ВЗП

Тип ВЗП	Жорсткість k_a , Н/м	Коефіцієнт демпфування α_a , Нс/м
НАБ-240	$5,6 \cdot 10^6$	$25,3 \cdot 10^4$
НАБ-195	$3,5 \cdot 10^6$	$12,3 \cdot 10^4$
АН-195	$7,2 \cdot 10^6$	$29,4 \cdot 10^4$
ВГАЗ-240 (пружина коротка)	$2,6 \cdot 10^6$	$1,5 \cdot 10^4$
ВГАЗ-240 (пружина середня)	$1,7 \cdot 10^6$	$1,2 \cdot 10^4$

Таблиця 3.5 – Параметри компоновок бурильного інструменту та параметри буріння

Свердловина	Компоновка	Навантаження на долото, кН	Частота обертання долота, об/хв	Густина бурового розчину, кг/м ³
Труханівська-1 (вибій 1985м)	БТØ140-816 м; ОБТØ203-144 м; маховик Ø240 - 12,2 м; КЛС-1,1 м; маховик Ø240 - 13,2 м; перехідник 0,4 м; долото СЗГВ Ø295,3	240	60	1300
Кудрявська-2 (вибій 2268м)	БТØ140-1396 м; БТØ127-661 м; БТØ140-50 м; перехідник-0,4 м; ОБТØ203-151 м; КЛС-1,5 м; ОБТØ203-8,3 м; амортизатор НАБ-240; долото - STASØ295,3	200	60	1250
Пасічна-903 (вибій 3294м)	БТØ140-2643 м; ОБТØ203-7,4 м; ВУК-170; ОБТØ203-143 м; долото Ø205,9	200	60	1300
Сагайдак -52 (вибій 4580м)	БТØ140-4301 м; ОБТØ178-141 м; ВУК-170; ОБТØ178-138 м; долото Ø205,9	180	60	1200
Яблунівська - 344 (вибій 5990м, зенітний кут 19град)	БТØ140-2350 м; БТØ127-1452 м; ОБТØ178-7,5 м; КЛСØ292-1,5 м; ОБТØ203-180 м; вибійний двигун Д2Ø195 - 5,8 м; долото Ø295,3 СГАУ	150	60	1200

Таблиця 3.6 - Характеристики елементів, якими описується модель колони

Назва елемента моделі	Позначення	Характеристика елемента
Бурова вишка	 БВ	Нерухомий елемент механічної системи: $x_0 = 0; \dot{x}_0 = 0.$
Стінка свердловини	 С	
Підвіска талевої системи	 ПТС	Елемент, що складається з пружини та демпфера, з'єднаних паралельно: $F = k(x - x_0) + \alpha \dot{x};$ k – жорсткість, α – коефіцієнт демпфування.
Різьбове з'єднання	 РЗ	
Віброзахисний пристрій	 ВЗП	
Вибій	 В	
Рухомі частини талевої системи	 ТС	
Бурильна труба	 БТ	Рухомі елементи моделі з відповідною початковою координатою x_0 , початковою швидкістю \dot{x}_0 , довжиною l , масою m та моментом інерції J .
Обважнена бурильна труба	 ОБТ	
Долото, (вибійний двигун)	 Д	
Опорно-центруючий елемент	 ОЦЕ	

Закінчення таблиці 3.6

Елемент тертя пари “бурильна колона - обсадна колона”	 ET	<p>Поступальний елемент тертя в контактї між бурильною колоною та стінкою свердловини. Тертя є функцією відносної швидкості двох поверхонь і апроксимує суму тертя руху і спокою:</p> $F_{mp} = \dot{x} \cdot \mu + \text{signum}(\dot{x}) \cdot F_{mp.c};$ <p>\dot{x} – відносна швидкість; μ – коефіцієнт в'язкого тертя; $F_{mp.c}$ – сила тертя спокою.</p>
Елемент тертя пари “опорно - центруючий елемент – стінка свердловини”	 ET	<p>Дисипативний елемент в контактї між ОЦЕ та стінкою свердловини. Тертя є функцією відносної швидкості двох поверхонь і апроксимує суму тертя руху</p> $F_{mp} = \dot{x} \cdot \mu;$ <p>μ – коефіцієнт в'язкого тертя</p>
Осьова сила		<p>Елемент, який позначає осьову динамічну силу \vec{F}_D у вигляді зубкової, ґрунтової і насосної складових.</p>
Характеристика зміни осьової сили		<p>Гармонічний закон: $F = F_0 \sin(2\pi f \cdot t);$</p> <p>$F_0$ – амплітудне значення осьового навантаження; f – частота зміни навантаження.</p>

Для зручності проведення розрахунків бурильна колона по всій її довжині розбивається на секції, в кожній секції по три труби. Кожна бурильна (БТ), чи обважнена (ОБТ) бурильна труба подається у вигляді зосередженої маси, причому для розрахунків вказують масу труби зануреної в буровий розчин. Різьбові з'єднання (РЗ) бурильних труб моделюються механічними системами (рис. 3.7), для яких вказуються жорсткість k_3 і коефіцієнт демпфування α_3 . Верхня частина БК підвішується до бурової вежі (БВ) за допомогою талевої системи (ТС), для якої вказують масу її рухомих частин m_0 , жорсткість k_0 та коефіцієнт демпфування α_0 . Взаємодія опорно-центруючого елемента (ОЦЕ) із обсадною колоною (ОК) зображається у вигляді елемента тертя (ЕТ), що є функцією відносної швидкості двох поверхонь і апроксимує тертя руху. Реакція вибою зображається у вигляді осьової динамічної сили \vec{F}_D для трьох складових навантаження на долото (Д): зубкової \vec{F}_3 , частота зміни якої відповідає частоті проникнення зубців шарошок долота в породу (зубкова частота), ґрунтової $\vec{F}_Г$, частота зміни якої відповідає частоті коливання долота при перекочуванні по нерівному вибою (ґрунтова частота) та насосної \vec{F}_H , яка змінюється у відповідності із пульсацією бурового розчину при прокачуванні його насосами по стволі БК (частота роботи насосів). Закон зміни осьової сили згідно [2 – 4, 7-10, 24, 40] приймається періодичним. Після цього на побудованій моделі БК вказуються перерізи, в яких необхідно визначити кінематичні та силові фактори. На рис. 3.9 за такі прийнято перерізи поблизу різьбових з'єднань для секцій БТ і ОБТ. Результатом комп'ютерного розрахунку є закони переміщення, швидкості, пришвидшення поздовжніх коливань, а також зміни осьової динамічної сили для $n + 1$ перерізів колони, де n - кількість секцій колони. Для компоновки №1 з кількістю таких перерізів рівною 56 на рис. 3.10 і 3.11 в якості прикладу приведені закони зміни кінематичних та силових характеристик в перерізах №3 і №56.

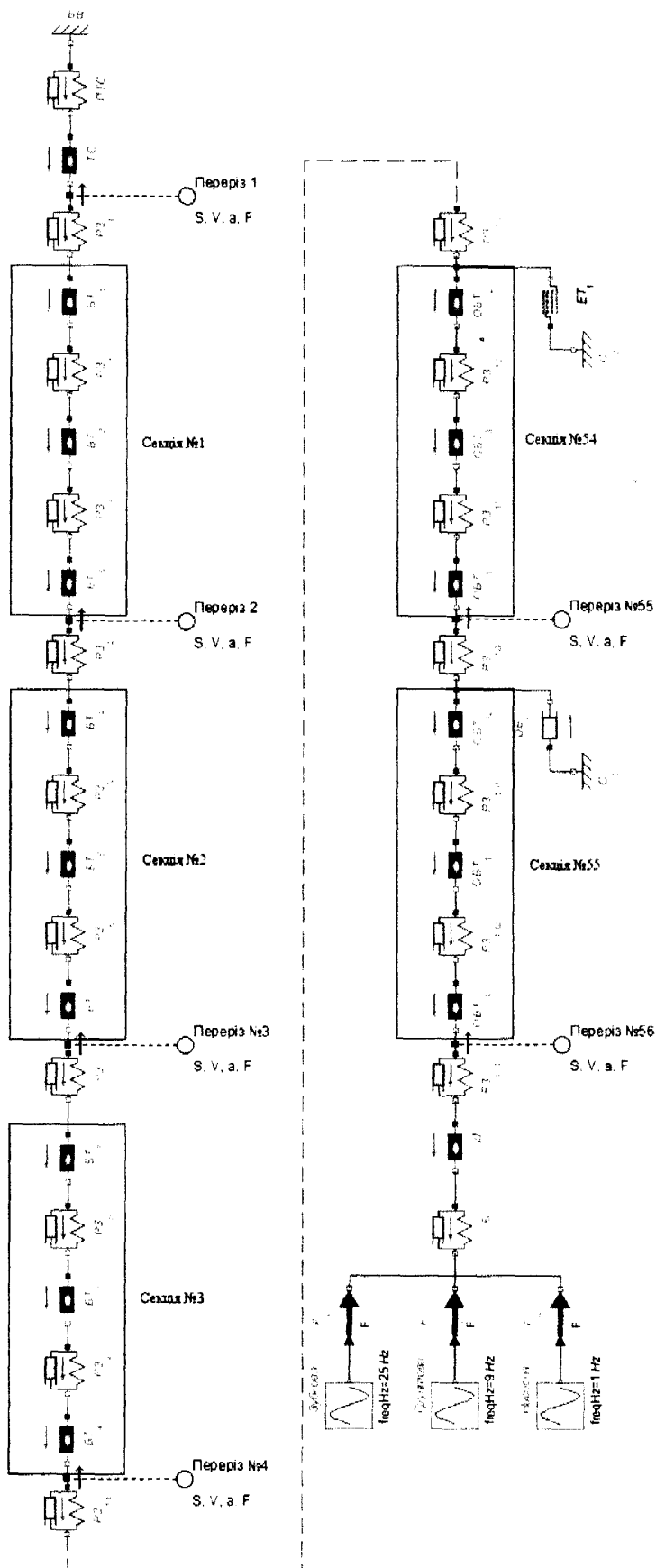
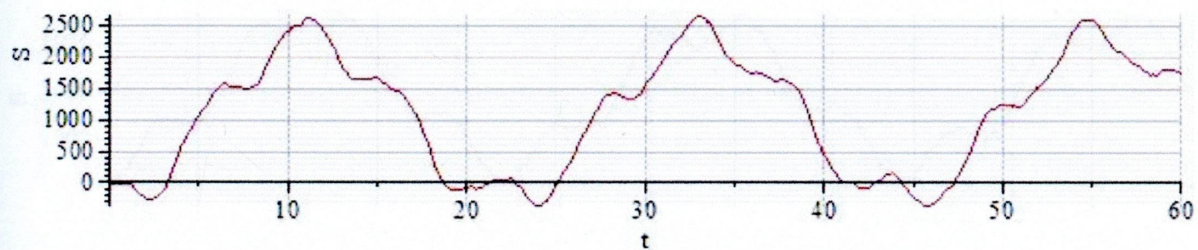
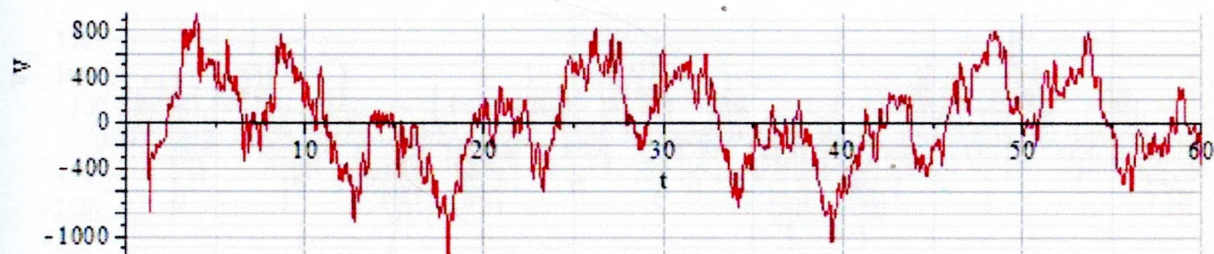


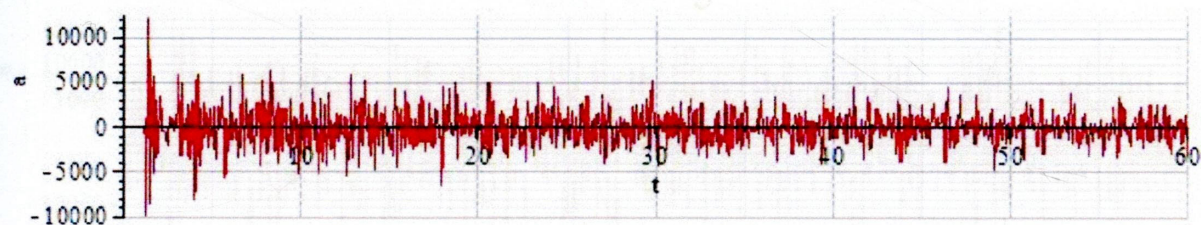
Рисунок 3.9 – Приклад комп'ютерної моделі для дослідження поздовжніх коливань бурильної колони, побудованої в середовищі MapleSim



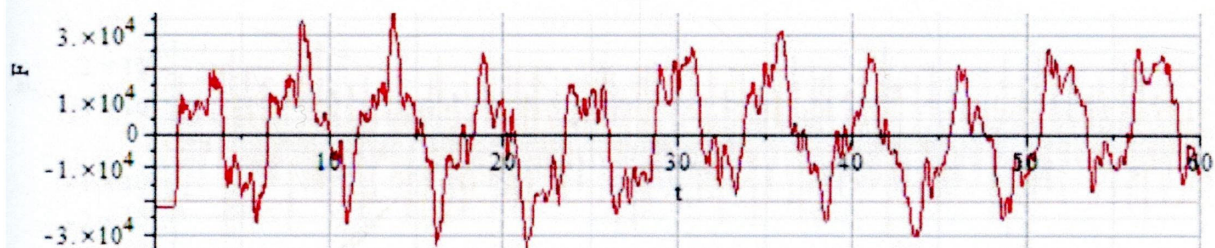
а)



б)



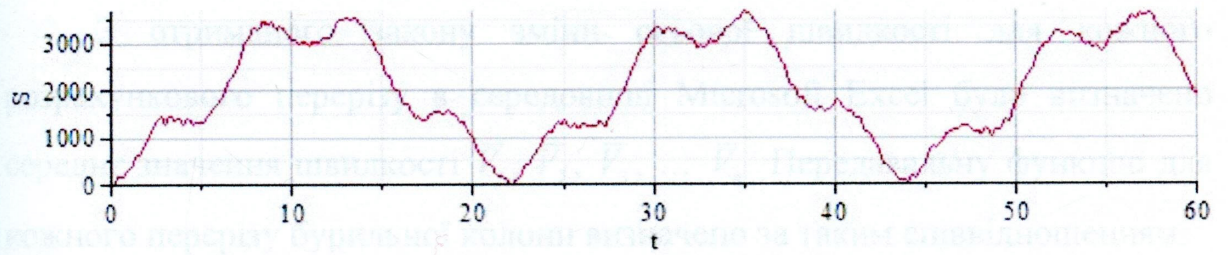
в)



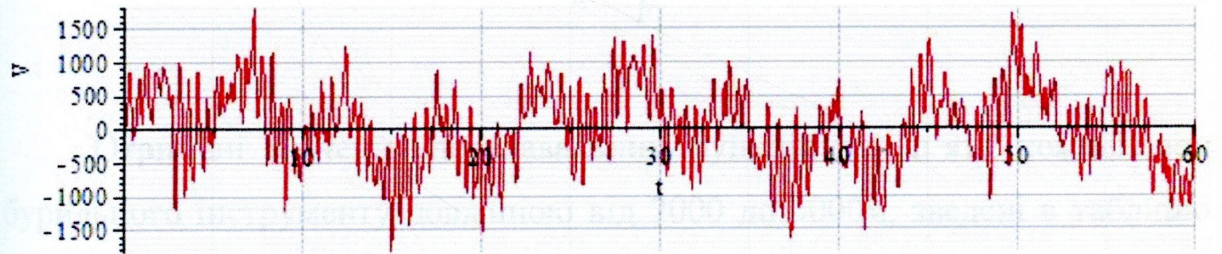
г)

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

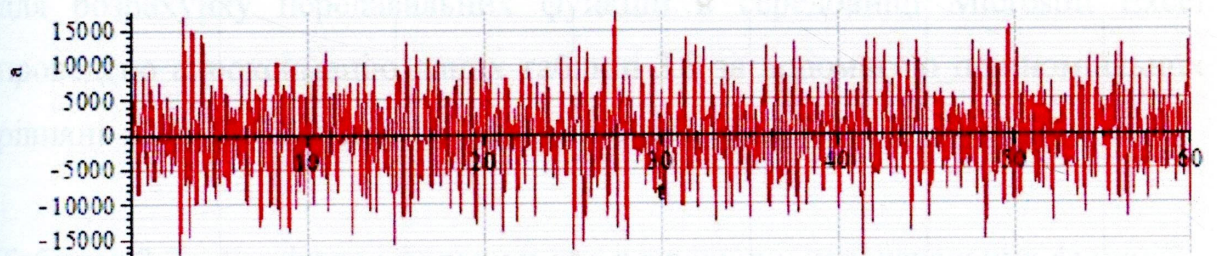
Рисунок 3.10 – Приклади законів зміни кінематичних та силових характеристик поздовжніх коливань бурильної колони в перерізі №3



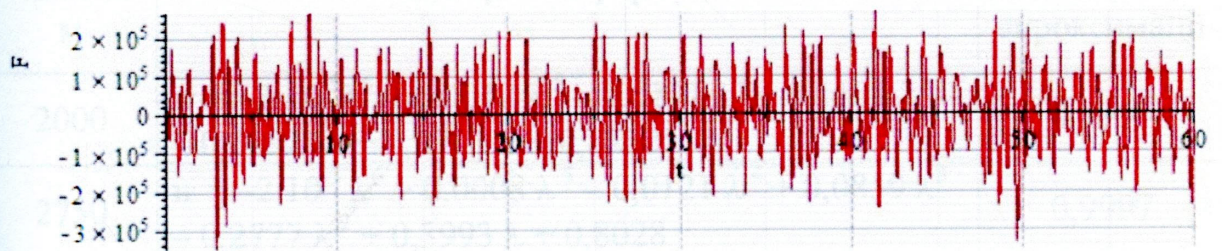
а)



б)



в)



г)

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

Рисунок 3.11 – Приклади законів зміни кінематичних та силових характеристик поздовжніх коливань бурильної колони в перерізі №56

З отриманого закону зміни осьової швидкості для кожного розрахункового перерізу в середовищі Microsoft Excel було визначено середнє значення швидкості $\bar{V}_1, \bar{V}_2, \bar{V}_3, \dots, \bar{V}_n$. Передавальну функцію для кожного перерізу бурильної колони визначено за таким співвідношенням:

$$w_n = \frac{\bar{V}_n}{\bar{V}_1}. \quad (3.31)$$

Отримані значення передавальних функцій для п'яти компонок бурильного інструменту довжиною від 2000 до 5000м, зведені в таблицю 3.8. На рис. 3.12 наведено графічні залежності отриманих передавальних функцій від довжини бурильної колони. Щоб отримати аналітичний вираз для розрахунку передавальних функцій в середовищі Microsoft Excel проведено апроксимацію даних таблиці 3.8 за допомогою поліноміальних рівнянь шостого степеня, які наведені в таблиці 3.7.

Таблиця 3.7 – Емпіричні формули для розрахунку передавальних функцій

Довжина колони, м	Емпірична формула	Величина достовірності 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

де $\lambda = L/\delta$ – безрозмірний коефіцієнт; L – відстань від вертлюга (ведучої труби) до перерізу бурильної колони, який розглядається, м; $\delta = 250$ м – крок розрахунку.

Таблиця 3.8 - Результати комп'ютерного розрахунку кінематичних передавальних функцій бурильних колон

Довжина колони L , м	Компоновка БК на свердловинах				
	№1	№2	№3	№4	№5
	Труханівська-1	Кудрявська-2	Пасічна-903	Сагайдак-52	Яблунівська-344
0	1	1	1	1	1
250	1,009	1,005	1,004	1,003	1,002
500	1,036	1,022	1,016	1,011	1,009
750	1,084	1,051	1,037	1,025	1,020
1000	1,158	1,093	1,068	1,045	1,037
1250	1,266	1,152	1,109	1,073	1,058
1500	1,424	1,232	1,164	1,107	1,086
1750	1,660	1,340	1,235	1,151	1,120
2000	1,813	1,485	1,326	1,205	1,161
2250	–	1,687	1,444	1,272	1,202
2500	–	1,977	1,599	1,354	1,242
2750	–	2,157	1,809	1,456	1,311
3000	–	–	2,195	1,584	1,405
3250	–	–	2,578	1,738	1,545
3500	–	–	2,748	2,015	1,550
3750	–	–	–	2,450	1,607
4000	–	–	–	2,900	1,809
4250	–	–	–	3,134	1,907
4500	–	–	–	–	2,051
4750	–	–	–	–	2,202
5000	–	–	–	–	2,294

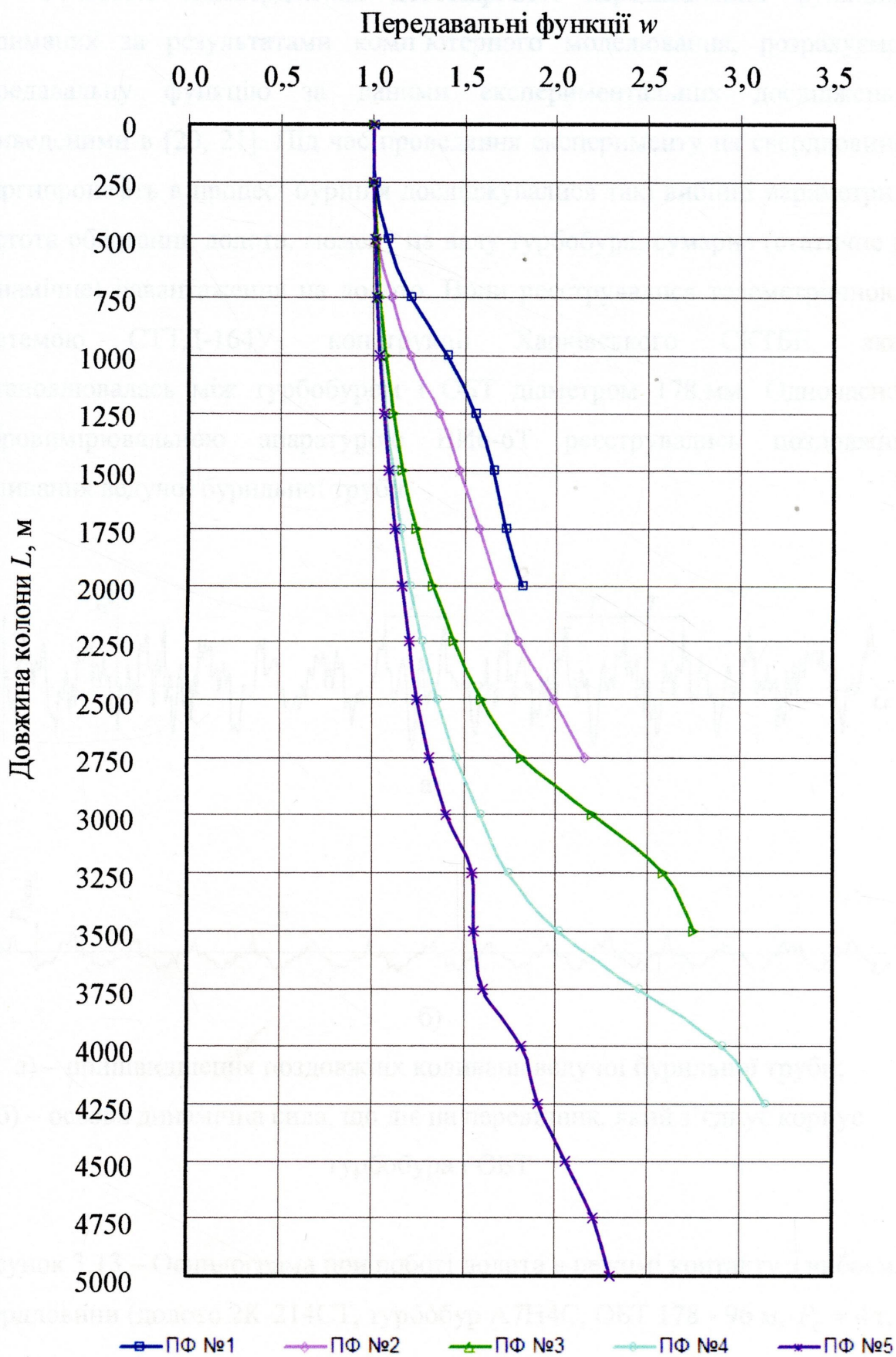
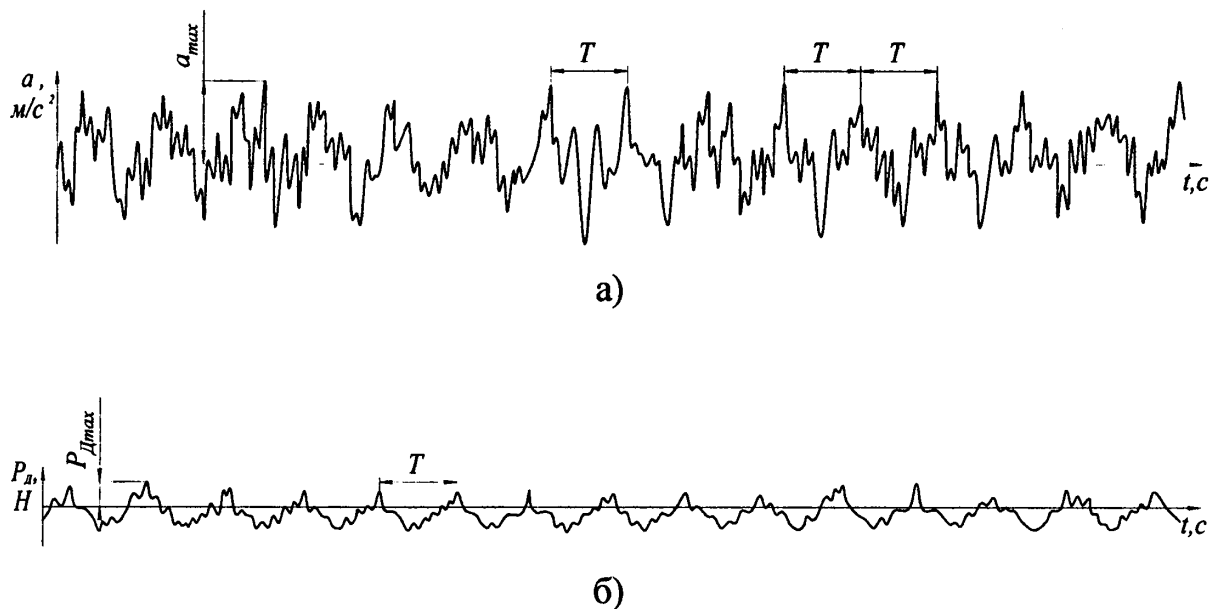


Рисунок 3.12 – Кінематичні передавальні функції для бурильних колон

З метою підтвердження достовірності передавальних функцій, отриманих за результатами комп'ютерного моделювання, розрахуємо передавальну функцію за даними експериментальних досліджень, приведеними в [20, 21]. Під час проведення експерименту на свердловині Укргіпронефть в процесі буріння досліджувалися такі вибірні параметри: частота обертання долота, момент на валу турбобура, сумарне (статичне і динамічне) навантаження на долото. Вони реєструвалися телеметричною системою СТТД-164У₃ конструкції Харківського СКТБЕ, яка встановлювалась між турбобуром і ОБТ діаметром 178 мм. Одночасно вібровимірювальною апаратурою ВІБ-6Т реєструвалися поздовжні коливання ведучої бурильної труби.



- а) – пришвидшення поздовжніх коливань ведучої бурильної труби;
 б) – осьова динамічна сила, що діє на перевідник, який з'єднує корпус турбобура і ОБТ

Рисунок 3.13 – Осцилограма при роботі долота в режимі контакту з вибоєм свердловини (долото 2К-214СТ, турбобур А7Н4С, ОБТ 178 - 96 м, $P_c = 4$ т, $n = 820$ об/хв, $h = 1000$ м)

За результатами експериментальних досліджень встановлено, що в режимі безперервного контакту долота з вибоєм і при наявності виступів та западин на вибої коливання осьової динамічної сили та поздовжні коливання колони мають приблизно гармонічний характер (рис. 3.13). При високочастотних коливаннях з частотою $f \approx 300$ Гц максимальне значення осьової динамічної сили в елементі КНБК становило $P_{Д\max} = 22$ кН, а максимальне пришвидшення ведучої бурильної труби $a_{\sigma\max} = 25$ м/с².

Користуючись залежністю (3.1) визначаємо амплітуду осьової віброшвидкості перевідника площею перерізу $F = 0,031$ м², що з'єднує корпус турбобура і ОБТ:

$$V_{n\max} = \frac{P_{Д\max} a}{EF} = \frac{P_{Д\max}}{\sqrt{\rho EF}} = \frac{22000}{\sqrt{7850 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 0,031}} = 0,017 \text{ м/с.}$$

Амплітуду віброшвидкості ведучої труби визначаємо за формулою

$$V_{\sigma\max} \approx \frac{a_{\sigma\max}}{2\pi f} = \frac{25}{6,28 \cdot 300} = 0,013 \text{ м/с.}$$

Кінематичну передавальну функцію визначаємо за формулою

$$w = \frac{V_{n\max}}{V_{\sigma\max}} = \frac{0,017}{0,013} = 1,307.$$

За довжини бурильної колони 1000 м кінематична передавальна функція, розрахована за емпіричною формулою (табл. 3.7), становитиме:

$$w = -3 \cdot 10^{-5} \lambda^6 + 0,0012 \lambda^5 - 0,0171 \lambda^4 + 0,1101 \lambda^3 - 0,3092 \lambda^2 + \\ + 0,3913 \lambda + 0,8232 = 1,216;$$

де $\lambda = L/\delta = 1000/250 = 4$.

Як бачимо значення передаточних функцій отриманих за результатами експериментальних досліджень та встановленими емпіричними залежностями добре узгоджуються між собою. Розбіжність між результатами становить менше 10 %.

3.4 Оцінка коефіцієнту динамічності бурильної колони за частотами власних та вимушених коливань

Як зазначалось вище, одна із основних задач розрахунку бурильної колони на коливання полягає у визначенні власних частот коливань та виявленні небезпечних (резонансних) частот [38, 64, 103, 120]. Частоти власних коливань визначаються з метою відлаштування бурильної колони від резонансу.

Для двохрозмірної бурильної колони, яка складається із ступені бурильних труб та ступені обважнених бурильних труб, для випадку коли верхній кінець закріплений, а нижній вільний, кругова частота власних коливань згідно [3] теоретично визначається за рівнянням (1.6). Оскільки рівняння (1.6) по відношенню до p є трансцендентним, тому його розв'язок слід проводити за допомогою комп'ютера. Для прикладу приведемо частоти власних коливань бурильних колон (табл. 3.5) виконані в програмному середовищі MathCAD (табл. 3.9).

Таблиця 3.9 – Теоретичні частоти власних коливань бурильних колон

Власна частота	Компоновка				
	№1	№2	№3	№4	№5
p , рад/с	2,072	1,632	1,405	1,161	1,046
f , с ⁻¹	0,330	0,260	0,224	0,185	0,166

Кругова (циклічна) p та звичайна власна f частота пов'язані співвідношенням:

$$p = 2\pi f . \quad (3.32)$$

Як показують розрахунки (табл. 3.9), із збільшенням довжини бурильної колони її власна частота поздовжніх коливань зменшується. В роботах [2, 3] вказано, що суттєво змінює частоту власних коливань бурильної колони талевий канат, якщо довжина бурильних труб не перевищує 1000 м. При більшій довжині підвіска бурильної колони на талевому канаті може бути розглянута як звичайне заземлення.

Вимушуюча сила, що діє зі сторони бурильної колони на долото в свою чергу створює навантаження бурильного інструменту на породу. Найточніше частоту вимушених коливань бурильної колони можна визначити на основі спектрального аналізу процесу зміни осевого навантаження. Авторами [40, 42] згідно проведених експериментальних та теоретичних досліджень було встановлено експериментальну та теоретичну залежність зубкової частоти зміни навантаження на породу від частоти обертання долота. З достатньою точністю ними запропоновано формулу для теоретичного розрахунку зубкової частоти:

$$f_z = \frac{z_{cp} \cdot n_D \cdot D}{60d} , \quad (3.33)$$

де z_{cp} – середнє число зубців на периферійному вінці шарошки; D – діаметр долота; d – діаметр периферійного вінця шарошки ($D/d = 1,6$); n_D – частота обертання долота.

Згідно рекомендацій, запропонованих в [40] ґрунтова частота вимушених поздовжніх коливань бурильної колони при перекочуванні долота по нерівному вибою, визначається за формулою:

$$f_{зр} = \frac{k \cdot m \cdot n_D}{60}, \quad (3.34)$$

де $k = 1, 2, 3, \dots$ – кратність числа “ямок” на вибої відносно числа шарошок долота, при максимальних амплітудах коливання приймається $k = 1$; m – число шарошок долота.

Таблиця 3.10 – Частоти вимушених коливань бурильних колон

Частоти вимушених коливань		Компоновка				
		№1	№2	№3	№4	№5
n_D , об/хв		60				
грунтова	$f_{зр}$, с ⁻¹	9,0	9,0	6,0	3,0	3,0
	$\theta_{зр}$, рад/с	56,5	56,5	37,7	18,8	18,8
зубкова	f_z , с ⁻¹	25,6	25,6	32,0	28,8	27,2
	θ_z , рад/с	160,8	160,8	201,0	180,9	170,8

Кругова частота вимушених коливань визначається за формулою:

$$\theta = 2\pi f. \quad (3.35)$$

В практиці інженерних розрахунків на динамічну міцність питання резонансу займають одне з перших місць. Особливістю динамічного розрахунку бурильної колони, яка знаходиться дією вимушуючої осьової сили, яка носить періодичний характер, основним завданням є так зване відлаштування від резонансу, тобто забезпечення достатньої різниці між частотою власних коливань та частотою зміни вимушуючої сили.

Амплітуда вимушених коливань залежить від коефіцієнта розладу, який виражає відношення частот вимушених та власних коливань:

$$z = \frac{\theta}{p} \quad (3.36)$$

Напруження в поперечних перерізах елементів бурильної колони при прикладанні динамічного навантаження в області резонансних режимів відрізняється від напруження в тих самих перерізах при прикладанні статичних навантажень в k_D разів. Коефіцієнт динамічності k_D показує, у скільки разів амплітуда вимушених коливань більша за амплітуду власних і у випадку дії на бурильну колону сили в'язкого тертя визначається за формулою [101]:

$$k_D = \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{\theta^2}{p^2}\right)^2 + \frac{4n^2\theta^2}{p^4}}}, \quad (3.37)$$

або з урахуванням (3.36):

$$k_D = \frac{1}{\sqrt{(1 - z^2)^2 + \frac{4n^2 z^2}{p^2}}}, \quad (3.38)$$

де $n = \frac{\mu}{2m}$ – коефіцієнт затухання; m – маса ділянки бурильної колони; μ – коефіцієнт в'язкого опору (тертя).

На рисунку 3.14 наведені графічні залежності коефіцієнта динамічності від коефіцієнту розладу системи $k_D(z)$, розраховані для конкретних значень навантаження, частоти вимушених “грунтових” θ_{gp} та “зубкових” θ_z коливань та коефіцієнта затухання n .

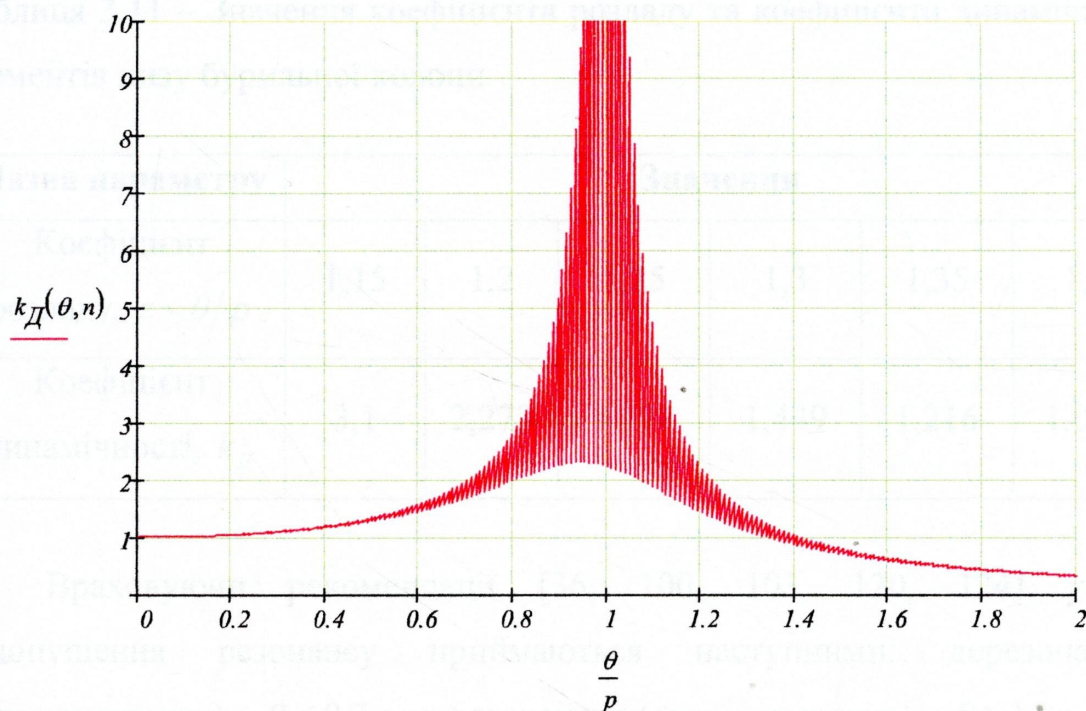


Рисунок 3.13 – Приклад залежності коефіцієнта динамічності k_D від коефіцієнта розладу z : $p=2,072$ Гц; $\theta_3 = 160,8$ Гц; $\theta_{zp} = 56,5$ Гц.

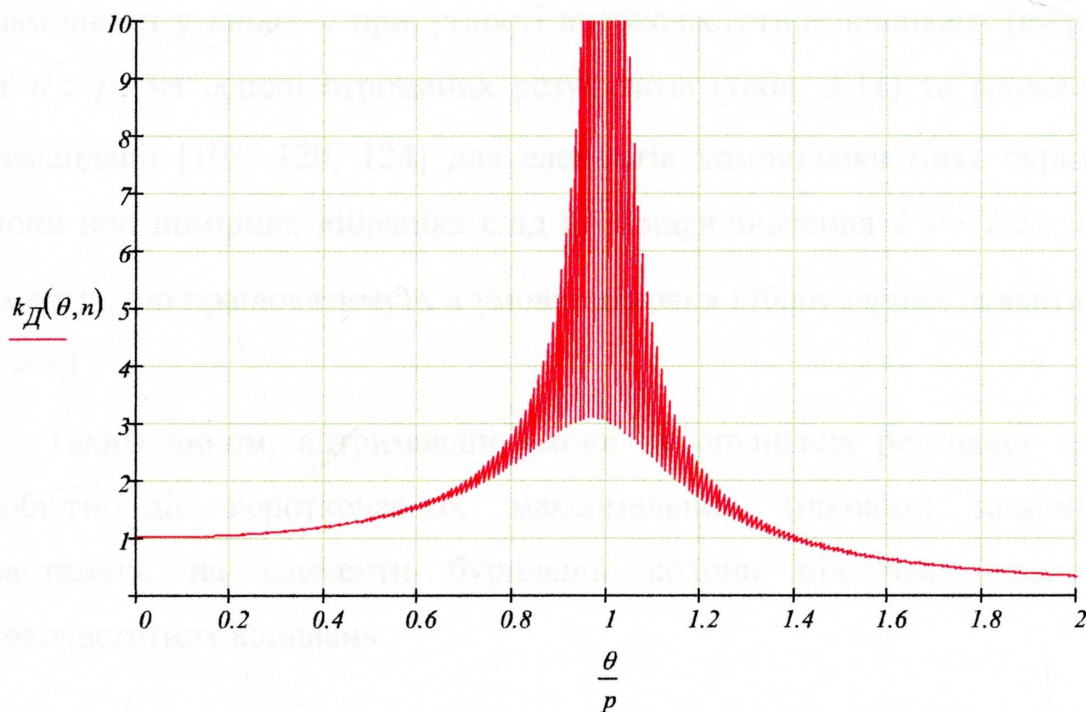


Рисунок 3.14 – Приклад залежності коефіцієнта динамічності k_D від коефіцієнта розладу z : $p=1,161$ Гц; $\theta_3 = 180,9$ Гц; $\theta_{zp} = 18,8$ Гц.

Таблиця 3.11 – Значення коефіцієнта розладу та коефіцієнта динамічності елементів низу бурильної колони

Назва параметру	Значення					
Коефіцієнт розладу, $z = \theta/p$	1,15	1,2	1,25	1,3	1,35	1,4
Коефіцієнт динамічності, k_D	3,1	2,273	1,778	1,449	1,216	1,042

Враховуючи рекомендації [36, 100, 103, 120, 124] умови недопущення резонансу приймаються наступними: дорезонансна (низькочастотна) – $\theta \leq 0,7p$; зарезонансна (високочастотна) – $\theta \geq 1,3p$. При дослідженні резонансних режимів експлуатації бурильного інструменту потрібно передбачити появу пікових навантажень та напружень, що виникають під час ударів. Тому з метою оптимального вибору коефіцієнта динамічності у випадку присутності високочастотних коливань (вібрацій) при $\theta > p$, на основі отриманих результатів (табл. 3.11) та враховуючи рекомендації [103, 120, 124] для елементів компоновки низу бурильної колони при помірних вібраціях слід приймати значення $k_D = 2,27$, а для елементів, що працюватимуть в умовах пікових віброударних навантажень $k_D = 3,1$.

Таким чином, витримавши умови недопущення резонансу можна запобігти дії короткочасних максимальних (пікових) динамічних навантажень на елементи бурильної колони під час низько- та високочастотних коливань.

3.5 Висновки до розділу 3

1. Інтенсивні вібрації, які мають місце в КНБК, породжувані зміною осьового динамічного навантаження на долото є причиною динамічних напружень в її елементах.

2. Встановлені аналітичні зв'язки (3.4) – (3.6) між віброшвидкістю елементів бурильної колони та напруженнями, спричинених вібрацією, вимагають додаткового уточнення. Необхідно враховувати розподіл амплітуд віброшвидкостей і відповідних їм напружень по об'єму кожного елемента, оцінювати частоту і амплітуду досліджуваного збурення, а також характер розподілу дисипативних сил по довжині колони.

3. Інтенсивність передачі силових збурень по колоні бурильних труб суттєво залежить від роботи дисипативних сил, жорсткості та демпфування різьбових з'єднань.

4. З метою виконання умов п. 2 і 3 розглядається фізична модель для дослідження поздовжніх коливань бурильної колони з розподіленими параметрами. З використанням комп'ютерної програми MapleSim отримано закони зміни кінематичних та силових збурень, що проходять через поперечні перерізи бурильної колони. Залежність між віброшвидкістю відповідно “верху” та “низу” бурильної колони виражено за допомогою кінематичної передавальної функції. Така функція дасть змогу визначити значення віброшвидкостей та динамічних напружень в нижніх перерізах колони, зокрема і в замкових різьбових з'єднаннях.

5. Випадкові динамічні навантаження та спричинені ними втомні напруження, що виникають в найбільш уразливих місцях колони – замкових різьбових з'єднаннях, вимагають особливої уваги, оскільки в значній мірі впливають на довговічність колони в цілому.

6. Неприпустимо експлуатувати бурильну колону на резонансних режимах, при яких на замкові різьбові з'єднання діють максимальні пікові навантаження.

РОЗДІЛ 4

АНАЛІЗ ВІБРОНАПРУЖЕНЬ В ЕЛЕМЕНТАХ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

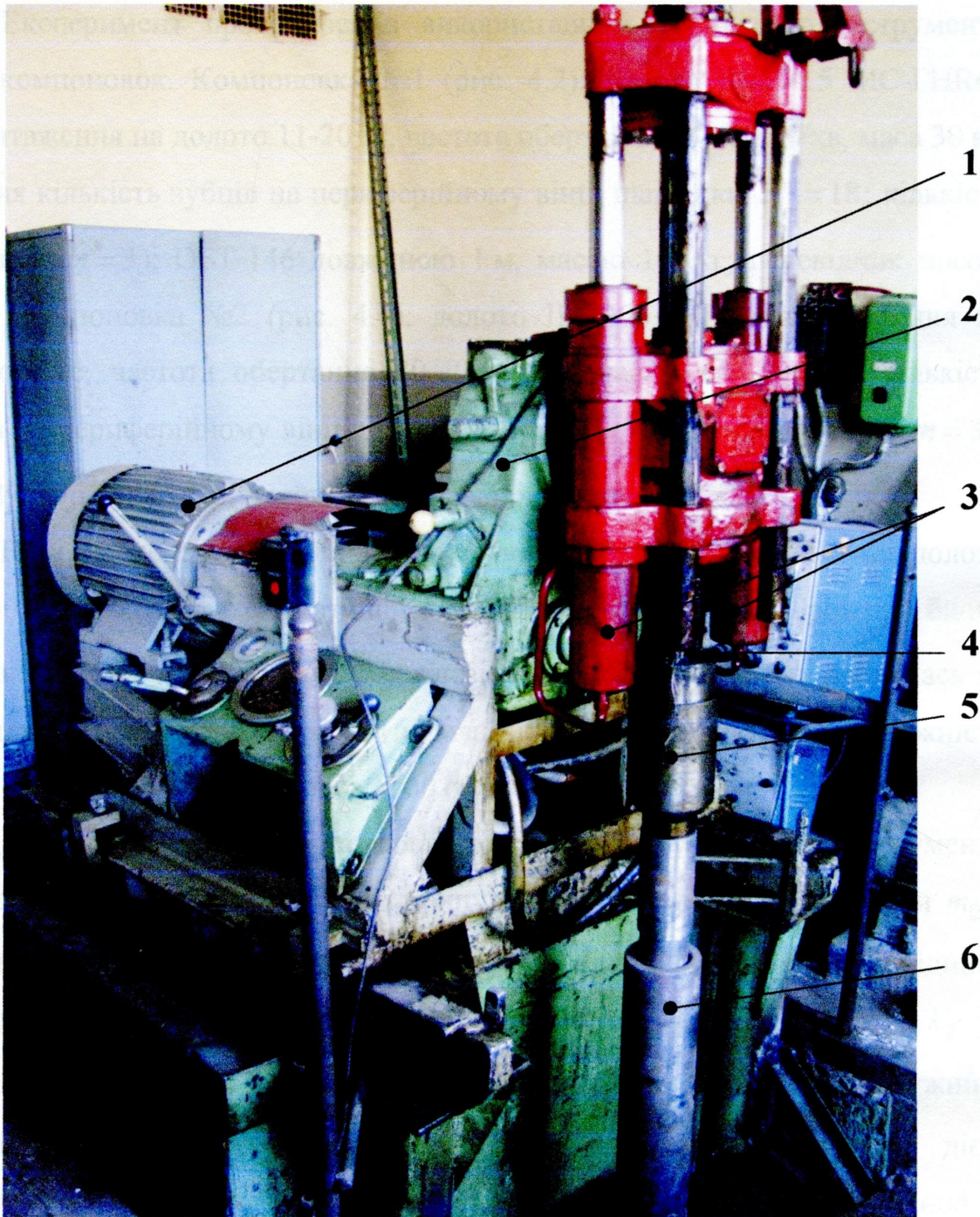
4.1 Стендові дослідження залежностей між напруженнями в елементах механічної системи та характеристиками її коливального руху

Результатами теоретичних досліджень [1, 4, 8, 11, 15, 24, 40] встановлено, що умовою виникнення поздовжніх автоколивань, викликаних крутильними, є рівність власних частот будь-якої гармоніки крутильних і будь-якої гармоніки поздовжніх коливань. В зв'язку з цим можливим є часткове моделювання в стендових умовах процесу поздовжніх автоколивань бурильного інструменту, як механічної системи із зосередженими параметрами. Система подібного типу вперше застосована в роботах [4, 40] для вивчення поздовжніх коливань тришарошкових доліт та формування нерівних вибоїв при розбурюванні анізотропних порід.

Вище було вказано, що найбільш енергоємні при роторному бурінні інтенсивні поздовжні коливання бурильного інструменту є причиною виникнення випадкових динамічних напружень в елементах КНБК. Завданням стендових досліджень було визначення таких напружень в умовах інтенсивних вібрацій та дослідження залежності між цими напруженнями та віброшвидкістю коливань.

З цією метою для проведення експерименту був використаний буровий стенд (рис. 4.1), виконаний на базі бурового верстата СБА-500 з такими основними технічними характеристиками:

- осьове навантаження на долото: 0...42 кН;
- частота обертання шпинделя: 82, 131, 188, 285, 470, 680 об/хв;
- витрата промивної рідини: 0...7 л/с.



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

Рисунок 4.1 – Загальний вигляд бурового станда СБА-500 з приєднаним бурильним інструментом

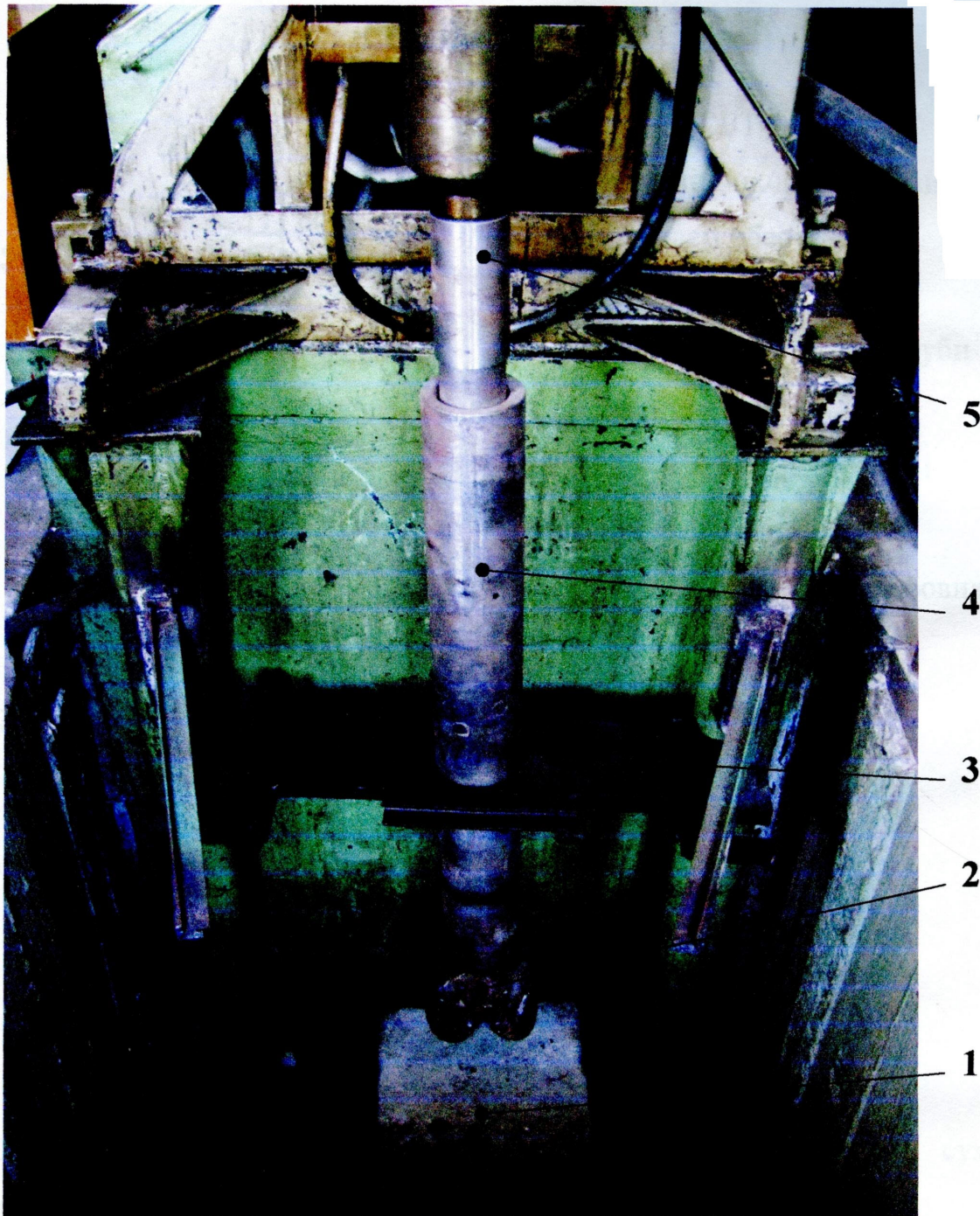
Експеримент проводився з використанням бурильного інструменту двох компоновок. Компоновка №1 (рис. 4.2): долото Ш-190,5 МС-ГНР64 (навантаження на долото 11-20 тс, частота обертання 80-400 об/хв, маса 30 кг, середня кількість зубців на периферійному вінці шарошки $z_{cp} = 18$; кількість шарошок $m = 3$); ОБТ-146 довжиною 1 м, масою 102 кг; перевідник масою 12 кг. Компоновка №2 (рис. 4.4): долото Ш-112 С-ЦВ (навантаження на долото 5 тс, частота обертання 80-400 об/хв, маса 5 кг; середня кількість зубців на периферійному вінці шарошки $z_{cp} = 14$; кількість шарошок $m = 3$); СБТ-89 довжиною 1 м, масою 18 кг; перевідник масою 8 кг.

В ході експерименту під дією статичного навантаження на долото $P_c = 30$ кН розбурювався штучний вибій – цементний камінь, розміри блоку породи: $1 \times 1 \times 0,5$ м. Промивка долота від вибуреної породи проводилась за допомогою насоса СВН-25/20 (подача $25 \text{ м}^3/\text{год}$, напір 20 м, потужність 4 кВт, частота обертання колеса 1500 об/хв).

Для розробки моделі поздовжніх коливань бурильного інструменту стенда (рис. 4.3) приймаємо деякі припущення: маси долота m_1 і труби m_2 - точкові; різьбові з'єднання системи "долото - бурильна труба - перевідник" моделюємо пружно-демпферними елементами з жорсткостями k_1 і k_2 та коефіцієнтами демпфування α_1 і α_2 . Деформацією тіл, масами пружин і демпферів, а також зміною енергії коливальної системи та дією виштовхувальної сили промивної рідини нехтуємо. Такі припущення є зручними для більшої простоти дослідження коливань системи.

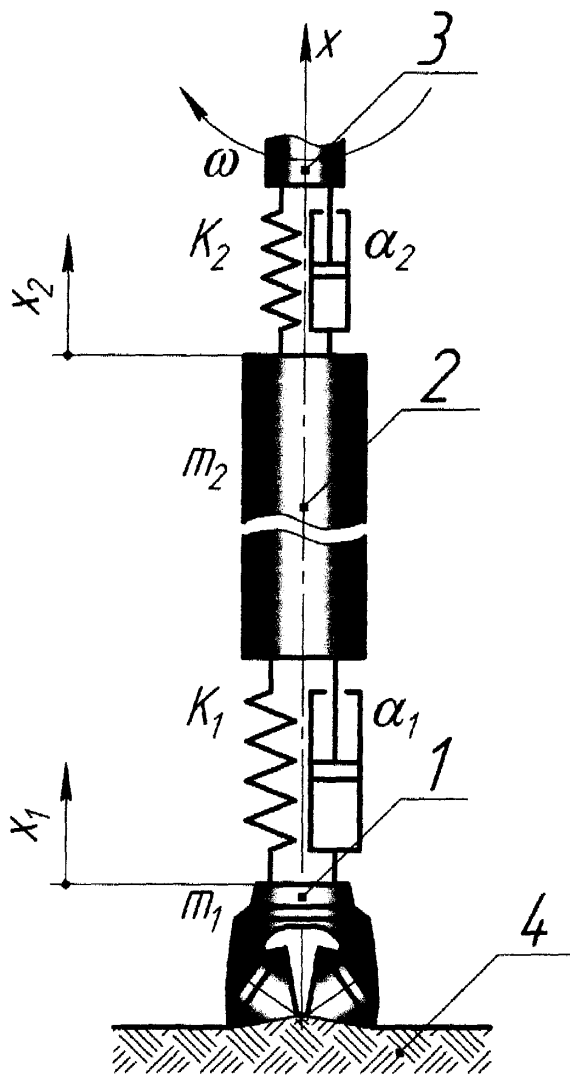
Тоді коливальна система ідеалізується до консервативної, і її рух можна описати диференціальними рівняннями Лагранжа 2-го роду із частковими похідними [125]. Кінетичну енергію механічної системи тіл (рис. 4.3), що здійснюють зворотно-поступальні рухи подамо як суму кінетичних енергій тіл:

$$T = \frac{m_1 V_1^2}{2} + \frac{m_2 V_2^2}{2}. \quad (4.1)$$



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

Рисунок 4.2 – Компонівка бурильного інструменту з трубою ОБТ-146
для дослідження осьової вібрації



- 1 – долото;
 2 – труба ОБТ-146;
 3 – перевідник для з'єднання із шпинделем 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 4.3 – Динамічна модель бурильного інструменту

Потенціальну енергію механічної системи подамо як суму потенціальної енергії сил ваги і потенціальної енергії двох пружин:

$$\Pi = \frac{k_1(x_2 - x_1)^2}{2} + \frac{k_2 x_2^2}{2} - (m_1 g + k_1 \lambda_1) x_1 - (m_2 g - k_1 \lambda_1 - k_2 \lambda_2) x_2, \quad (4.2)$$

де λ_1, λ_2 – статичні деформації пружин.

Для потенціальної консервативної системи в положенні рівноваги при $x_1 = x_2 = 0$ повинні виконуватись наступні умови:

$$\begin{aligned} \left(\frac{\partial \Pi}{\partial x_1}\right)_{x_1=0} = 0, & \quad \left(\frac{\partial \Pi}{\partial x_1}\right)_{x_1=0} = (m_1 g + k_1 \lambda_1) = 0, \\ \text{тобто} & \\ \left(\frac{\partial \Pi}{\partial x_2}\right)_{x_2=0} = 0, & \quad \left(\frac{\partial \Pi}{\partial x_2}\right)_{x_2=0} = (m_2 g - k_1 \lambda_1 - k_2 \lambda_2) = 0. \end{aligned} \quad (4.3)$$

Тоді потенціальна енергія системи:

$$\Pi = \frac{k_1(x_2 - x_1)^2}{2} + \frac{k_2 x_2^2}{2}. \quad (4.4)$$

Диференціальні рівняння Лагранжа 2-го роду приймуть вигляд:

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_1} \right) - \frac{\partial T}{\partial x_1} = -\frac{\partial \Pi}{\partial x_1} - Q_1^* - Q_{зб}, \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_2} \right) - \frac{\partial T}{\partial x_2} = -\frac{\partial \Pi}{\partial x_2} - Q_2^*. \end{cases} \quad (4.5)$$

Узагальнені сили, що діють на механічну систему:

$$Q_{зб} = P(t) - \text{збурююча сила};$$

$$Q_1^* = \alpha_1(\dot{x}_2 - \dot{x}_1), \quad Q_2^* = -\alpha_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - \text{дисипативні сили, що діють на}$$

тіла системи 1 і 2 відповідно.

Проведемо наступні перетворення:

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_1} = m_1 \dot{x}_1; \quad \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_1} \right) = m_1 \ddot{x}_1; \quad \frac{\partial T}{\partial x_1} = \frac{\partial T}{\partial x_2} = 0; \quad \frac{\partial \Pi}{\partial x_1} = -k_1(x_2 - x_1);$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_2} = m_2 \dot{x}_2; \quad \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_2} \right) = m_2 \ddot{x}_2; \quad \frac{\partial \Pi}{\partial x_2} = -k_1 x_1 + (k_1 + k_2) x_2.$$

З урахуванням виразів (4.1) – (4.4) та проведених перетворень систему рівнянь (4.5) запишемо в такому вигляді:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 - k_1 x_2 - \alpha_1 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) = P(t), \\ m_2 \ddot{x}_2 - k_1 x_1 + \alpha_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + (k_1 + k_2) x_2 = 0. \end{cases} \quad (4.6)$$

Оскільки частота власних коливань такої системи буде доволі малою, то загальним розв'язком системи (4.6) можемо знехтувати. Вважаючи, що коливання бурильного інструменту будуть відбуватися з явно вираженою періодичною складовою $P(t) = P \sin(2\pi f t)$, частковий розв'язок системи (4.6) можна подати як:

$$x = A \sin(2\pi f t),$$

де A , f – відповідно амплітуда та частота вимушених коливань.

Тоді процес двохкомпонентного навантажування бурильного інструменту можна охарактеризувати двома частотами: зубковою f_3 та ґрунтовою f_2 . Приймаючи переміщення елементів компоновки однаковими, тобто $x_1 = x_2 = x$ такий бігармонічний процес з достатньою точністю можна описати функцією переміщення:

$$x = A_3 \cdot \sin(2\pi f_3 t) + A_2 \cdot \sin(2\pi f_2 t), \quad (4.7)$$

де A_2 , A_3 – амплітуди ґрунтових та зубкових коливань.

Для подальших досліджень амплітуду поздовжніх вібрацій долота при перекочуванні шарошок по абсолютно твердому вибою згідно [42], теоретично можна оцінити таким чином:

$$A_3 = d \sin^2 \left(\frac{\pi}{2z} \right) \approx \left(\frac{\pi}{z} \right)^2 \frac{D}{6,4} = \left(\frac{3,14}{18} \right)^2 \frac{0,1905}{6,4} = 0,00091 \text{ м.} \quad (4.8)$$

Оскільки цементний камінь є твердою породою, то в такому випадку згідно [2, 11, 44] амплітуду ґрунтових коливань можна прийняти $A_2 \leq 3$ мм.

Диференціюючи залежність (4.7) по часу, отримуємо функцію віброшвидкості:

$$\dot{x} = V = 2\pi \cdot (A_3 \cdot f_3 \cdot \cos(2\pi f_3 t) + A_2 \cdot f_2 \cdot \cos(2\pi f_2 t)). \quad (4.9)$$

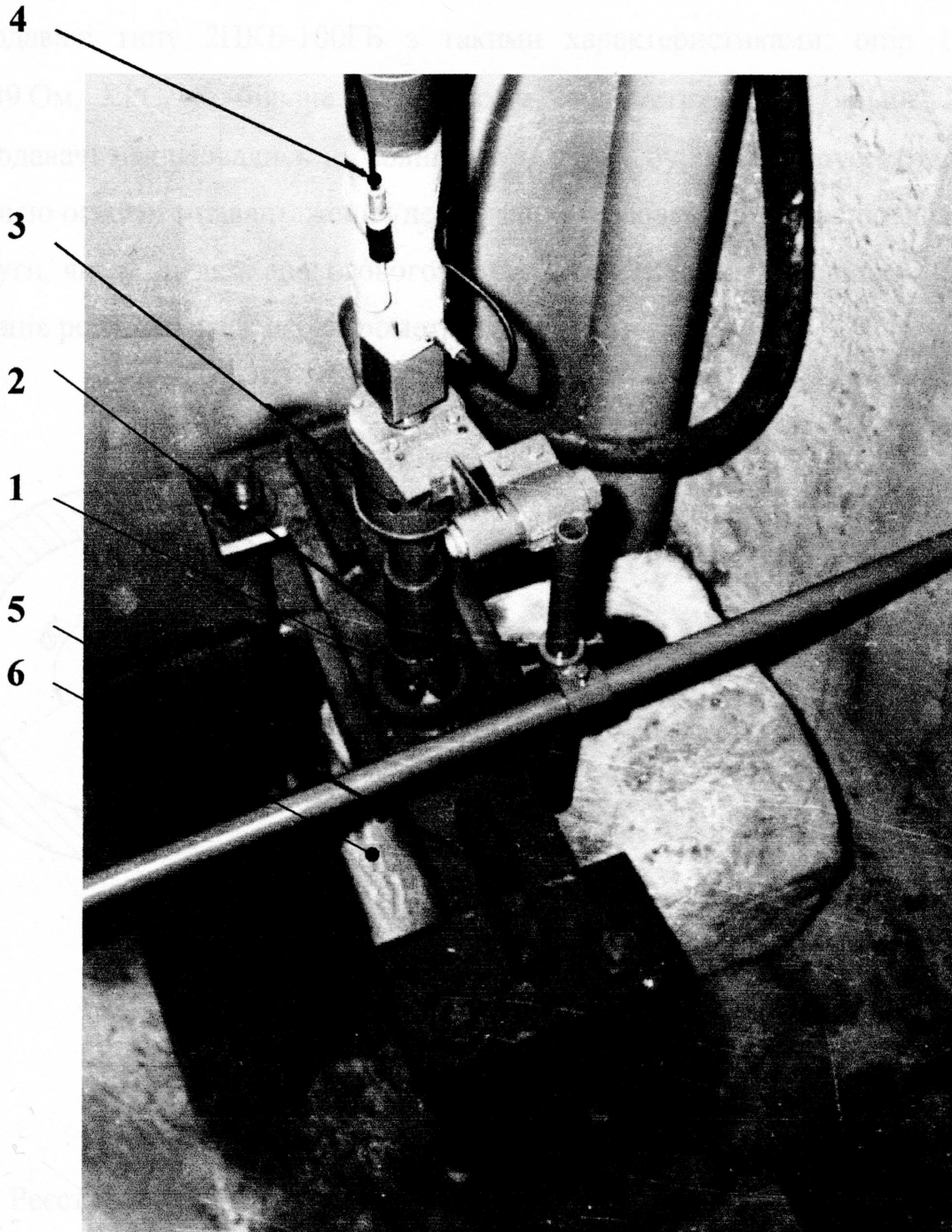
У випадку досягнення максимальної віброшвидкості, тобто при умові $\cos(2\pi f_2 t) = \cos(2\pi f_3 t) = 1$ з врахуванням залежностей (3.33) та (3.34) із (4.9) отримуємо величину максимальної віброшвидкості:

$$V_{\max} = \frac{\pi n_D}{30} \left(A_3 \cdot z_{cp} \frac{D}{d} + A_2 \cdot k \cdot m \right). \quad (4.10)$$

Використовуючи залежність (3.10), максимальні динамічні напруження в елементах бурильного інструменту стенда від дії випадкових вібраційних навантажень, подамо як функцію частоти обертання долота:

$$\sigma_{D \max} = \frac{\pi n_D}{30} \left(A_3 \cdot z_{cp} \frac{D}{d} + A_2 \cdot k \cdot m \right) \sqrt{\rho E} \cdot A. \quad (4.11)$$

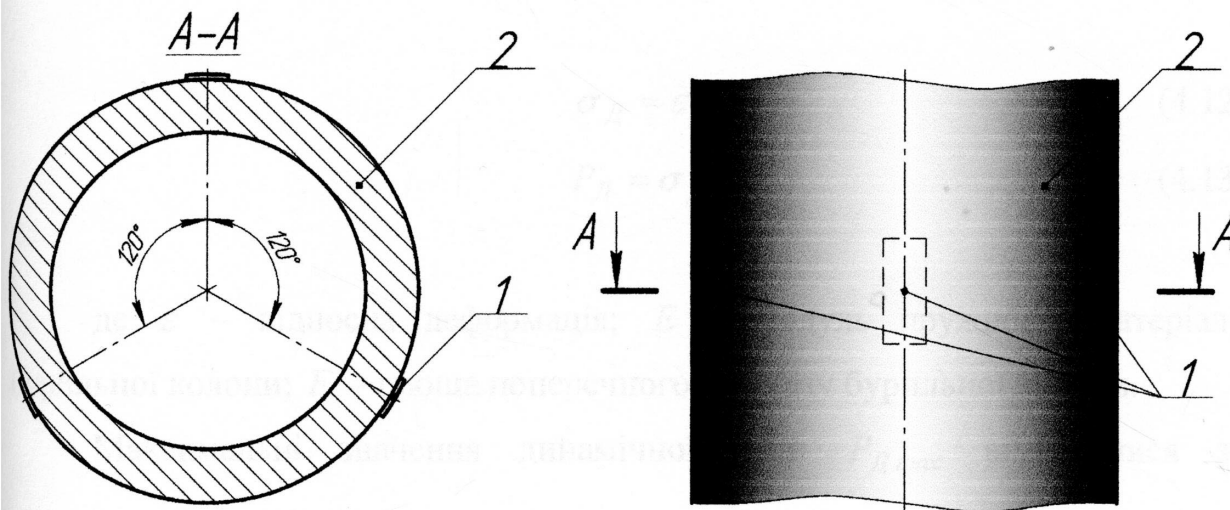
Для перевірки достовірності залежності (4.11) проведено дослідження одновісного напруженого стану бурильного інструменту з компоновкою №2, зображеної на рисунку 4.4.



1 – долото; 2 – наддолотний первідник; 3 – ветрлюг; 4 – бурильна труба з встановленими давачами; 5 – центруюча плита; 6 – цементний камінь.

Рисунок 4.4 – Компонівка бурильного інструменту для дослідження осьової вібрації та осьової сили

Для вимірювання осьового навантаження використовувались тензодавачі типу 2ПКБ-100ГБ з такими характеристиками: опір 198,00-198,49 Ом, ЕРС не більше ± 3000 мкВ/м, сила струму не більше 22 мА. Тензодавачі наклеювались на зовнішню сторону бурильної труби (рис. 4.5). Під дією осьового навантаження деформація тензодавачів зумовлювала зміну напруги, яка у вигляді аналогового сигналу реєструвалася приладом ИДЦ-1. Вібрація реєструвалася акселерометром АНС-15.



1 – тензодавачі; 2 – бурильна труба

Рисунок 4.5 – Схема наклеювання тензодавачів

Реєстрація осьового навантаження та вібрації проводилась короткими інтервалами до 4 с. При обробці даних вимірювання крім пікових значень (ПК) визначались і середньоквадратичні значення (СКЗ) даних, які враховують випадковий розвиток високочастотних коливань. Цементний камінь розбурювався під дією статичного осьового навантаження $P_C = 30$ кН на чотирьох передачах, що відповідають частотам обертання долота 82, 131, 188 і 285 об/хв. На п'ятій та шостій передачах, що відповідають великим частотам обертання долота 470 і 680 об/хв експеримент не проводився з двох причин. По-перше, з метою недопущення можливої відмови долота, оскільки

рекомендована максимальна частота їх обертання становить 400 об/хв. По-друге, при високих частотах обертання бурильного інструменту під навантаженням спостерігалися резонансні вібрації вузла для створення навантажень. Тому для частот 470 і 680 об/хв величина осевого навантаження та напруження визначалися теоретично.

Визначення динамічних напружень в бурильній колоні при одновісному напруженому стані проводилося згідно [126]. Динамічні напруження та осьома динамічна сила P_D визначались за формулами:

$$\sigma_D = \varepsilon E, \quad (4.12)$$

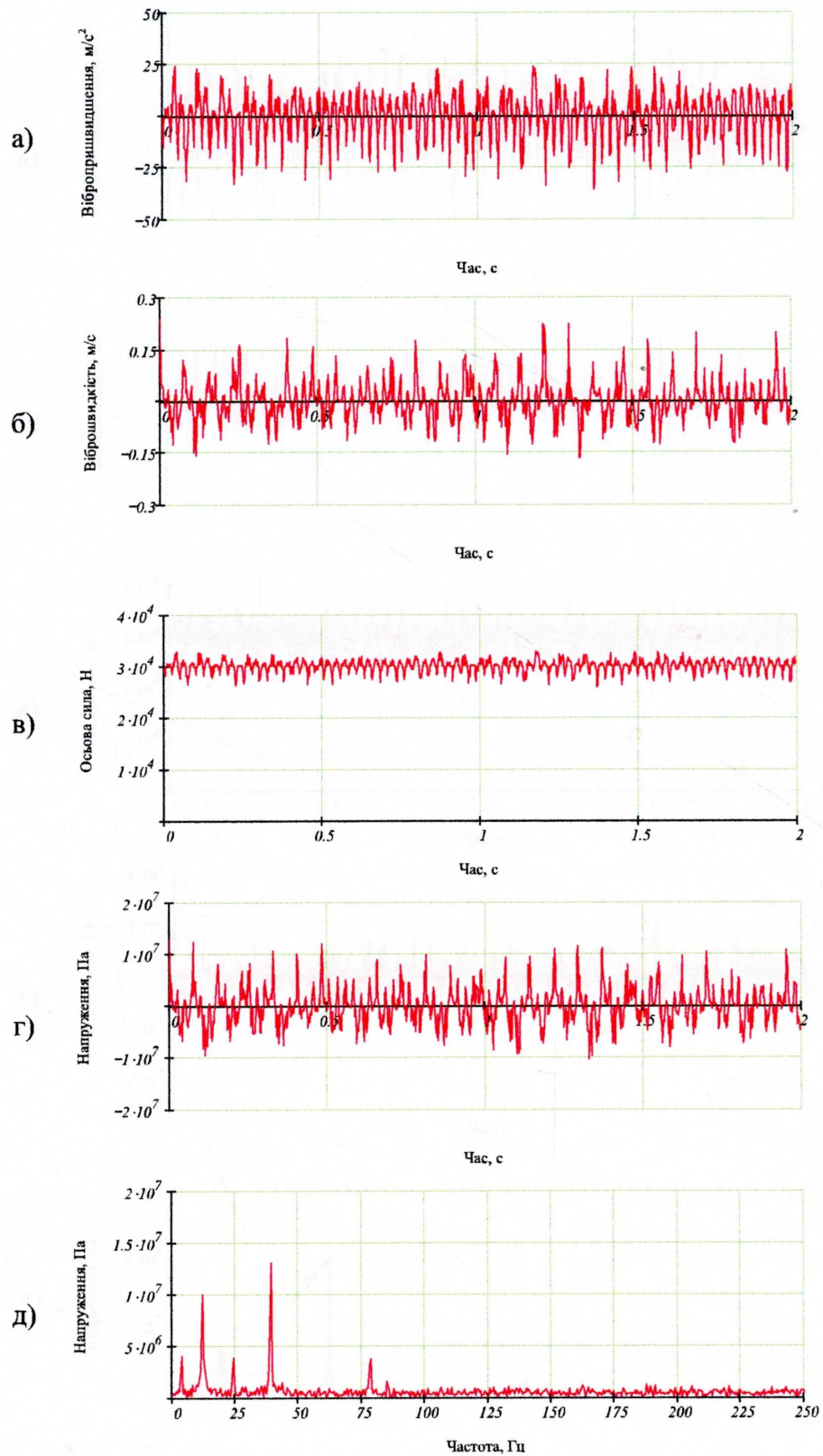
$$P_D = \sigma_D F. \quad (4.13)$$

де ε – відносна деформація; E – модуль пружності матеріалу бурильної колони; F – площа поперечного перерізу бурильної колони.

Максимальні значення динамічної сили P_{Dmax} визначалися за максимальними напруженнями σ_{Dmax} .

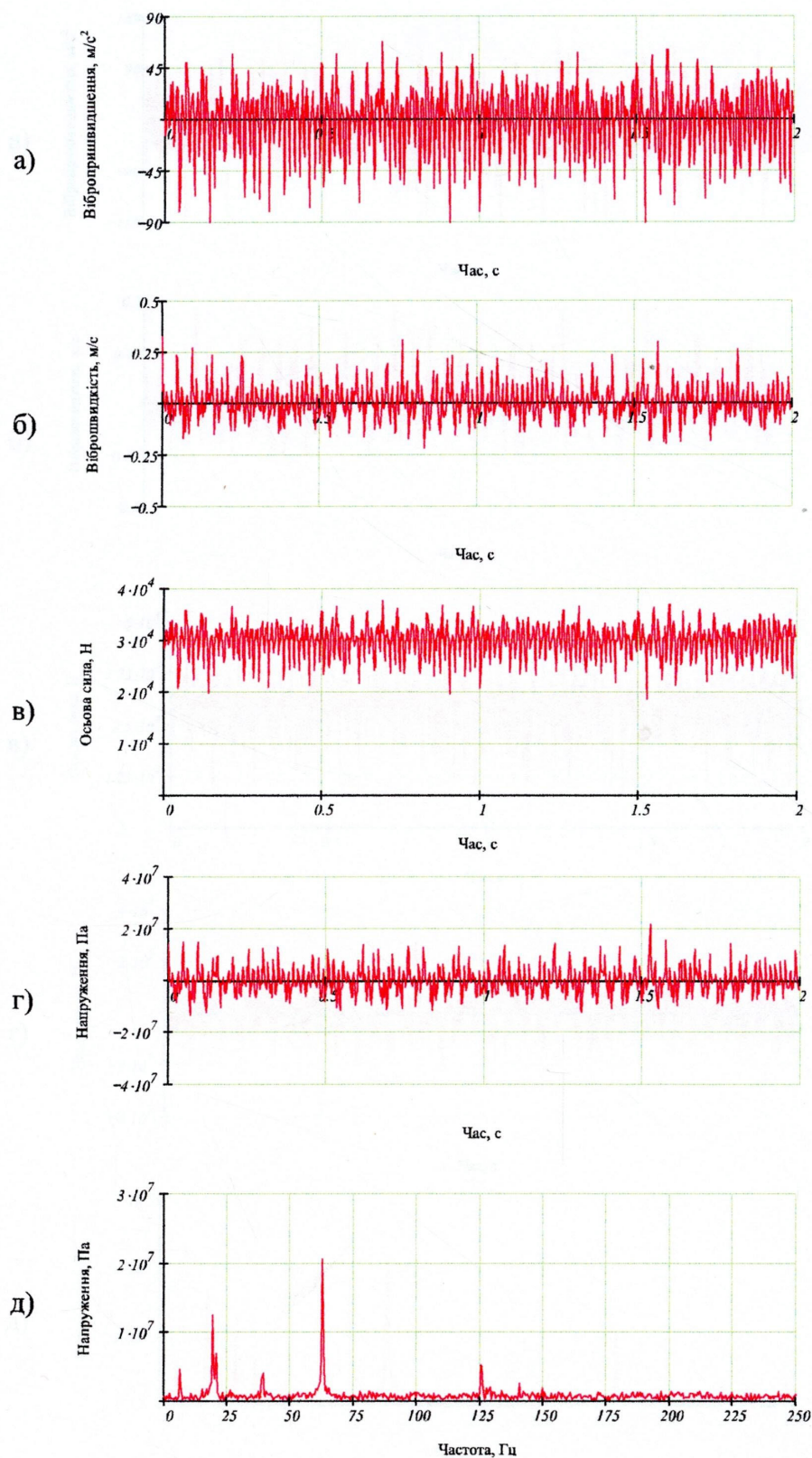
Таблиця 4.1 – Результати експериментальних досліджень залежності між напруженнями та осевою віброшвидкістю бурильного інструменту стенда

Назва параметру		Передача					
		1	2	3	4	5	6
Частота обертання долота, об/хв		82	131	188	285	470	680
СКЗ	Динамічна сила, кН	34,8	55,6	79,8	120,8	199,6	288,6
	Віброшвидкість, м/с	0,143	0,228	0,327	0,496	0,819	1,184
	Динамічні напруження, МПа	10,5	16,8	24,1	36,5	60,3	87,2
ІПК	Динамічна сила, кН	61,6	84,0	103,6	236,9	305,8	449,8
	Віброшвидкість, м/с	0,253	0,346	0,426	0,809	1,514	2,253
	Динамічні напруження, МПа	18,6	25,4	31,3	71,6	92,4	135,9



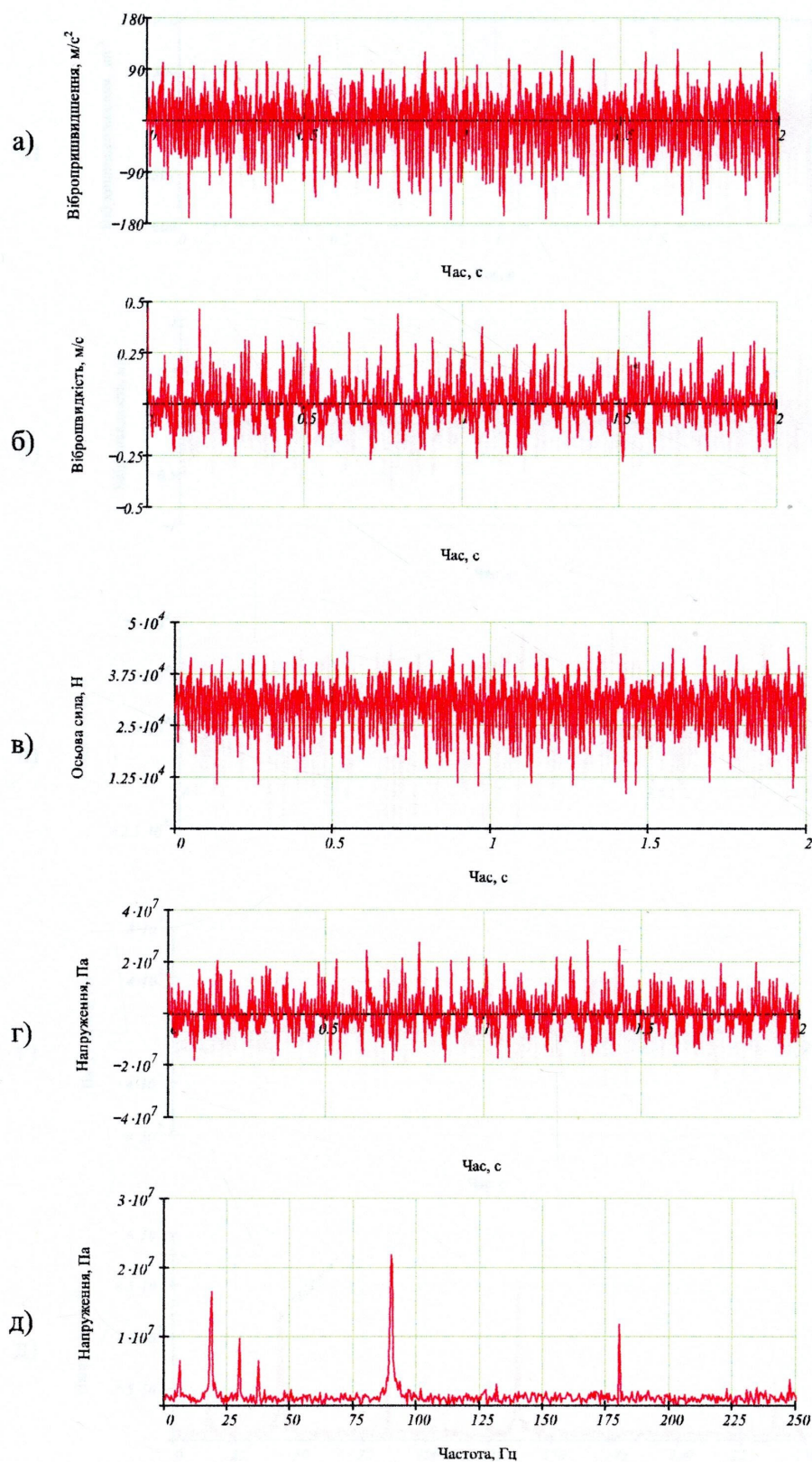
а) вібропришвидщення; б) віброшвидкість; в) осьова сила;
г) динамічні напруження; д) Фур'є-спектр напружень.

Рисунок 4.6 – Процедура обробки вібросигналу ($n=82$ об/хв)



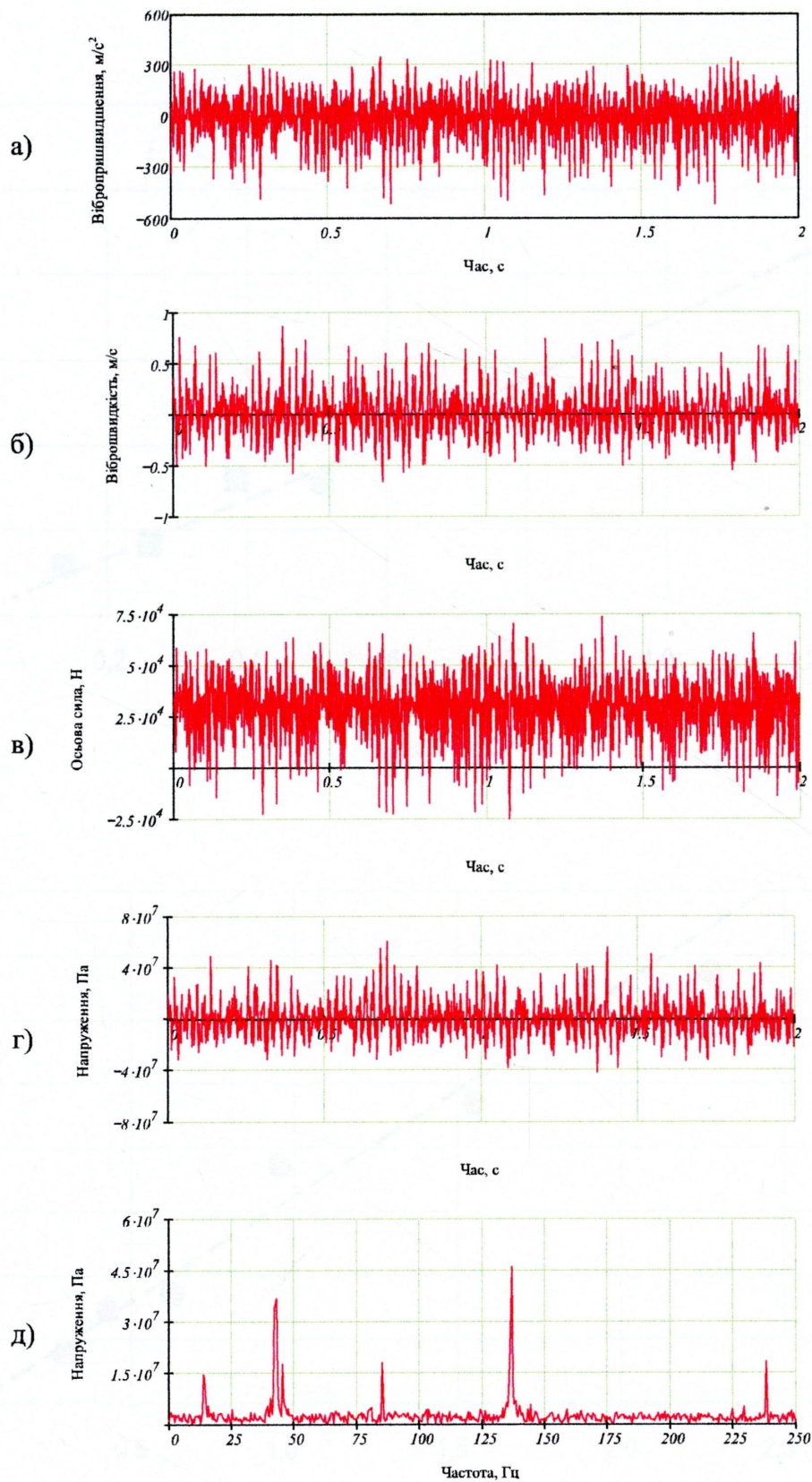
а) вібропришвидшення; б) віброшвидкість; в) осьова сила;
г) динамічні напруження; д) Фур'є-спектр напружень.

Рисунок 4.7 – Процедура обробки вібросигналу (n=131 об/хв)



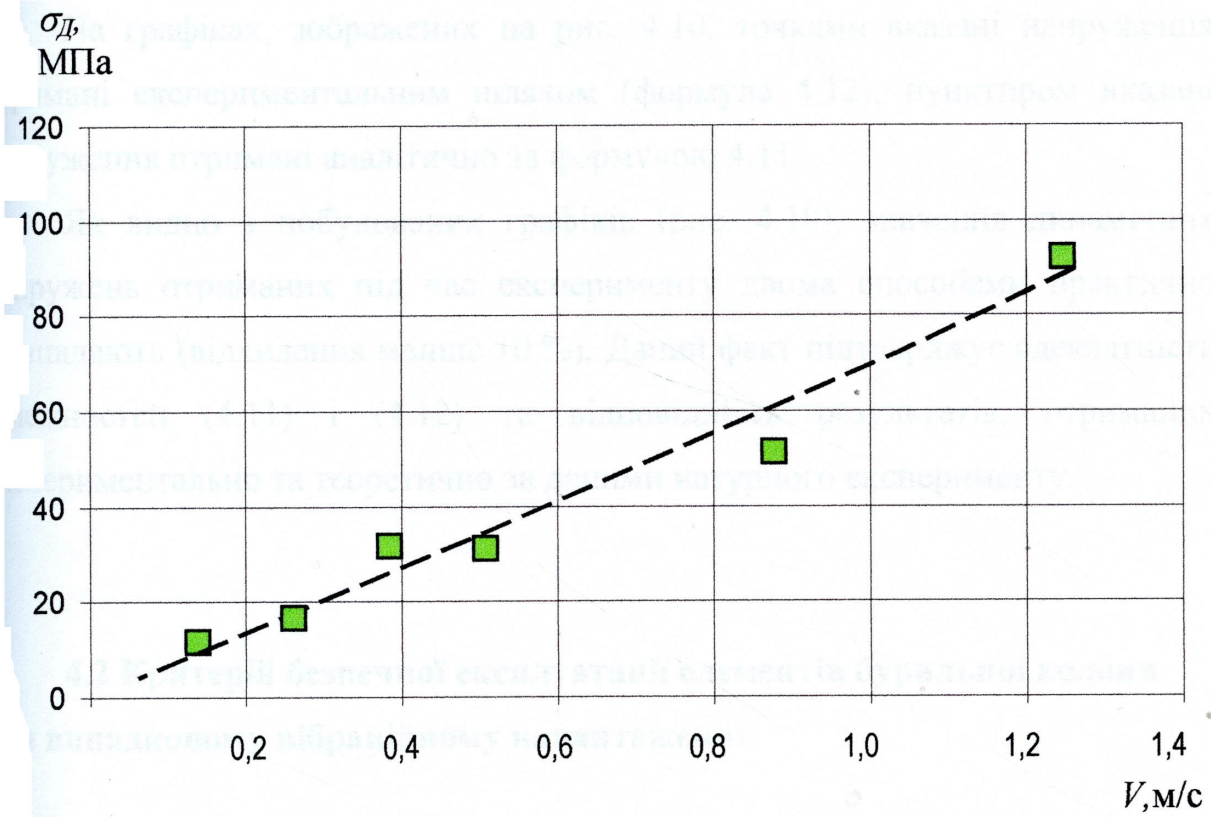
а) вібропришвидження; б) віброшвидкість; в) осьова сила;
г) динамічні напруження; д) Фур'є-спектр напружень.

Рисунок 4.8 – Процедура обробки вібросигналу (n=188 об/хв)

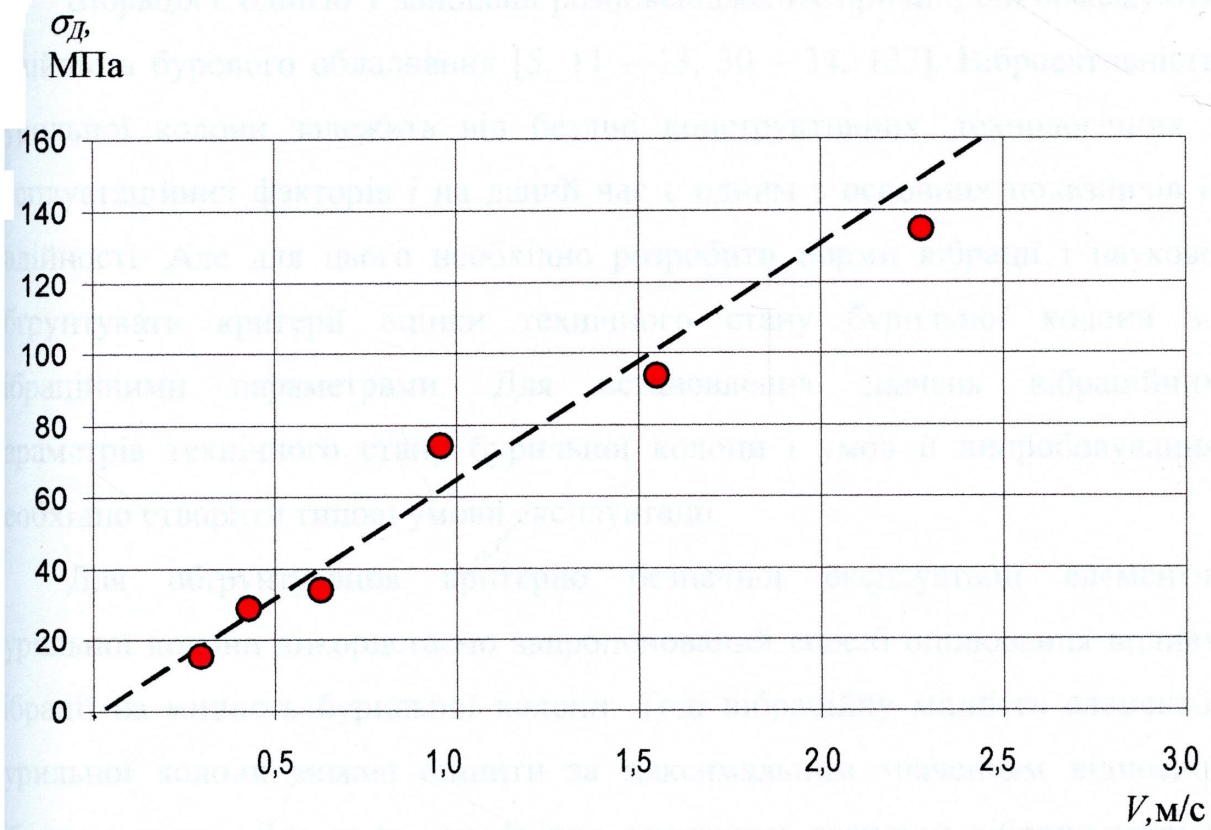


а) вібропришвидження; б) віброшвидкість; в) осьова сила;
г) динамічні напруження; д) Фур'є-спектр напружень.

Рисунок 4.9 – Процедура обробки вібросигналу ($n=285$ об/хв)



а)



б)

Рисунок 4.10 – Графічні залежності середньоквадратичних а) та пікових б) значень динамічних напружень від віброшвидості

На графіках, зображених на рис. 4.10, точками вказані напруження отримані експериментальним шляхом (формула 4.12), пунктиром вказані напруження отримані аналітично за формулою 4.11.

Як видно з побудованих графіків (рис. 4.10), значення динамічних напружень отриманих під час експерименту двома способами практично співпадають (відхилення менше 10 %). Даний факт підтверджує адекватність залежностей (4.11) і (4.12) та відповідність результатів, отриманих експериментально та теоретично за даними натурного експерименту.

4.2 Критерій безпечної експлуатації елементів бурильної колони при випадковому вібраційному навантаженні

Вібрація є однією з найбільш розповсюджених причин, що обмежують надійність бурового обладнання [5, 11 – 13, 30 – 34, 127]. Віброактивність бурильної колони залежить від безлічі конструктивних, технологічних і експлуатаційних факторів і на даний час є одним з основних показників її надійності. Але для цього необхідно розробити норми вібрації і науково обґрунтувати критерії оцінки технічного стану бурильної колони за вібраційними параметрами. Для встановлення значень вібраційних параметрів технічного стану бурильної колони і умов її випробовування необхідно створити типові умови експлуатації.

Для обґрунтування критерію безпечної експлуатації елементів бурильної колони використаємо запропонований спосіб оцінювання впливу вібрації на міцність бурильної колони. Тоді вібраційну міцність елементів бурильної колони можна оцінити за максимальним значенням відносної віброшвидкості. Для цього необхідно визначити граничні віброшвидкості елементів бурильної колони, перевищення яких може стати причиною виходу з ладу цілої колони під дією вібрації [127, 128].

Максимальну величину віброшвидкості елемента бурильної колони за максимальними осьовими напруженнями визначаємо виходячи із (3.10):

$$V_{\max} = \frac{\sigma_{\max}}{A\sqrt{\rho E}}. \quad (4.14)$$

З розрахунків на втому елементів бурильної колони за границями їх витривалості [128] гранично допустима величина віброшвидкості елементів визначається наступним чином:

- для елементів компоновки низу бурильної колони:

$$[V] = \frac{\sigma_{-1} \cdot k_H}{A\sqrt{\rho E} \cdot k_D}; \quad (4.15)$$

- для елементів колони бурильних труб:

$$[V] = \left(1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_B}\right) \frac{\sigma_{-1} \cdot k_H}{A\sqrt{\rho E} \cdot k_D}, \quad (4.16)$$

де σ_{-1} – границя витривалості матеріалу елемента бурильної колони; σ_B – границя міцності матеріалу елемента; σ_m – середнє робоче напруження в елементі; k_H – коефіцієнт надійності, який залежить від величини реальних крутних моментів згвинчування різьбових з'єднань; для оптимально згвинчених різьбових з'єднань $k_H = 1$; k_D – коефіцієнт динамічності, який залежить від відносної концентрації напруження по об'єму конструкції і типу вібрації $k_D = 1 \div 3$; для елементів КНБК $k_D = 2 \div 3$.

Як величину, яка просто і досить повно характеризує вібраційний стан бурильної колони, згідно [64 - 67] рекомендується використовувати середньоквадратичне значення віброшвидкості у динамічному діапазоні

частот від 1 до 1000 Гц. Динамічний діапазон є одним із важливих понять для аналізу коливань і характеризує діапазон рівнів сигналу, які можуть спостерігатися в одній реалізації [64, 74, 86]. Визначення динамічного діапазону базується на понятті мінімального рівня сигналу, який називається також нульовим порогом або порогом чутливості. Динамічний діапазон визначається як відношення максимального (допустимого) рівня сигналу (при відсутності нелінійних спотворень) до нульового порогу [64, 66, 67]. Оскільки рівень сигналу змінюється в широких межах, то слід користуватися величиною логарифмічного діапазону, виражаючи відносний логарифмічний рівень вібрації в децибелах:

$$L_V = 20 \lg \left(\frac{[V]}{V_0} \right), \quad (4.17)$$

де $[V]$ – допустимий рівень віброшвидкості; V_0 – нульовий поріг віброшвидкості, за даними стандарту ISO 10816 [129] $V_0 = 10^{-8}$ м/с.

Віброактивність визначається за найбільшим із вимірених середньоквадратичних значень віброшвидкості в заданих місцях і напрямках контролю. Для роторних машин [130, 131] контроль вібрації здійснюється на підшипникових опорах у двох взаємно перпендикулярних поперечних і осьових напрямках відносно осі ротора. Для бурильної колони, як місця контролю пропонується використовувати такі, де виникають підвищені динамічні напруження і такі, де відбувається передача зусиль від одних частин бурильної колони до інших - це замкові різьбові з'єднання КНБК.

Встановимо граничні значення віброшвидкості низу бурильної колони, враховуючи особливості режиму буріння, компоновки бурильної колони, конструкції свердловини та рівня вібраційного навантаження. Для цього, виходячи з розрахунку на втому за коефіцієнтами запасу міцності n [101], виразимо максимальні напруження згину через границю витривалості різьбового з'єднання:

$$\sigma_{32 \max} \leq \frac{\sigma_{-1}}{n},$$

або

$$\frac{M_{32 \max}}{W} \leq \frac{M_{-1}\beta}{W}, \quad (4.18)$$

де M_{-1} – границя витривалості різьбового з'єднання, що визначається амплітудою змінного згинального моменту; $\beta = 1/n$ – коефіцієнт, що враховує рівень навантажень, які впливають на втомне руйнування різьбових з'єднань.

Підставивши (4.18) у рівняння (3.12) отримаємо:

$$\frac{M_{-1}\beta}{W} \geq \frac{EJ}{RW} + \frac{\Delta M_{32 \max}}{W}. \quad (4.19)$$

Тоді з урахуванням виразу (3.20) нерівність (4.19) запишеться так:

$$M_{-1}\beta \geq \frac{EJ}{R} + \frac{0,45 f P_{Д \max} (2Q + P_{Д \max})}{\frac{4\pi^2 EJ}{l_n^2} + \frac{ql_n^2 \omega^2 \pi^2}{2g} - Q}. \quad (4.20)$$

Підставивши формулу (3.1) у нерівність (4.20) та розв'язавши його відносно V , отримаємо залежність для визначення граничної віброшвидкості низу бурильної колони для прямих умовно вертикальних ділянок без наявності тертя об стінки свердловини:

$$[V]_{\beta} \leq \frac{\sqrt{4\rho E f^2 Q^2 + 2\sqrt{2\rho E f \pi} M_{-1}\beta B}}{2\rho \cdot E \cdot f \cdot F} - \frac{Q}{\sqrt{\rho \cdot E \cdot F}}, \quad (4.21)$$

де

$$B = \frac{4\pi^2 EJ}{l_n^2} + \frac{ql_n^2 \omega^2 \pi^2}{2g} - Q.$$

Аналогічно підставивши (3.2) у (4.20), та прийнявши для випадкових коливань $V/V_{max} \approx \sqrt{2}/2$, визначаємо граничну величину віброшвидкості низу бурильної колони для прямих умовно вертикальних ділянок свердловини з урахуванням тертя:

$$[V]_{\beta} \leq \frac{\sqrt{2 \cdot \rho \theta^2 f E (2fQ^2 + \pi \sqrt{2} M_{-1} \beta \cdot B)}}{2f \cdot \rho \cdot E \cdot F \cdot \theta} - \frac{\pi \cdot f \cdot Q \cdot \theta \sqrt{\rho E} + \sqrt{2} f \cdot f^0 \rho \cdot E \cdot F}{\pi \cdot f \cdot \rho \cdot E \cdot F \cdot \theta} \quad (4.22)$$

Гранична величина віброшвидкості низу бурильної колони для викривлених ділянок похило-скерованої свердловини визначається за залежністю:

$$[V]_{\beta} \leq \frac{\sqrt{\rho \theta^2 \pi^4 [4f^2 R^2 Q^2 E - 2\sqrt{2} \pi f B (RE^2 J - R^2 EM_{-1} \beta)]}}{2\pi^2 f \cdot R \cdot \rho \cdot E \cdot F \cdot \theta} - \frac{2\pi^2 f \cdot R (\pi \cdot Q \cdot \theta \sqrt{\rho E} + \sqrt{2} f^0 \rho \cdot E \cdot F)}{2\pi^2 f \cdot R \cdot \rho \cdot E \cdot F \cdot \theta} \quad (4.23)$$

Аналізуючи отримані залежності (4.21), (4.22) і (4.23) відмітимо, що у всіх випадках гранична величина віброшвидкості залежить від частоти обертання долота, осьового навантаження на долото та геометричних параметрів бурильної колони.

Отже, встановлений еталонний граничний рівень вібрації бурильної колони це той рівень, при якому в перерізах колони не виникають

напруження вище границі витривалості, що в ідеальному випадку гарантує довготривалий ресурс і безпечну експлуатацію бурильної колони. Еталонний рівень вібрації кожного елемента бурильної колони практично визначає “аварійний” рівень вібрації всієї колони.

4.3 Нормування характеристик вібрацій бурильної колони

Для забезпечення безпечних умов роботи віброактивних машин та обладнання встановлені методи контролю вібраційних характеристик цих машин, наприклад контролю середньоквадратичних значень віброшвидкості або їх рівнів у октавних смугах, вимірюваних на робочих місцях в діапазонах частот, регламентованих відповідними нормами [132, 133, 134, 135]. Контроль вібраційних параметрів здійснюється в процесі приймальних, періодичних та типових випробовувань машин (у відповідності із ГОСТ 20736-75) і повинен забезпечувати:

- 1) оцінку і порівняння якості машин з точки зору їх вібраційної безпеки;
- 2) визначення необхідності застосування додаткових засобів віброзахисту машини та людини - оператора.

Комітетом вібраційної техніки союзу німецьких інженерів розроблені рекомендації VDI 2056 для оцінки механічних коливань машин. Вони закладені в основу міжнародних стандартів ISO 2372, ISO 3945, розроблених комітетом “Механічна вібрація і удар” міжнародної організації по стандартизації. Зазначеними рекомендаціями і стандартами встановлені загальні підходи для вирішення питань оцінювання вібрації роторних машин. Узагальнюючим для машин різних типів нормативним документом для оцінювання вібрації на основі вимірювання на не обертових частинах є міжнародний стандарт ISO 10816 [121]. У Російській Федерації вже прийняті норми вібрації трубопроводів газоперекачуючих компресорних станцій з відцентровими нагнітачами [135], у нафтопереробній і хімічній

промисловості [136], в енергетиці [137]. Для прикладу вкажемо, що аналогічні норми вібрації трубопроводів встановлені в нафтовидобувній та нафтопереробній галузях США [138, 139], та газотранспортній галузі Франції [140].

Враховуючи рекомендації VDI 2056, що закладені в основу міжнародних стандартів ISO 2372, ISO 3945 та особливості втомного пошкодження і руйнування бурильних труб, на основі встановлених залежностей (4.21), (4.22) і (4.23) для визначення граничних віброшвидкостей, нормування вібрації елементів низу бурильної колони в залежності від рівня її навантаження пропонується проводити наступним чином.

1. Якщо визначена максимальна віброшвидкість елементів КНБК V_{nmax} за записами віброшвидкості на верху бурильної колони є меншою за граничну віброшвидкість, визначену за однією із залежностей (4.21), (4.22) чи (4.23) при $\beta = 0,5$, тобто: $V_{nmax} \leq [V]_{\beta=0,5}$, то впливом вібрації при розрахунках на довговічність елементів низу бурильної колони можна нехтувати.

2. Якщо $[V]_{\beta=0,5} \leq V_{nmax} \leq [V]_{\beta=1}$, то при розрахунках довговічності елементів КНБК потрібно враховувати вплив вібрації колони, як на основній частоті коливань, так і в межах всього видимого частотного діапазону.

3. Якщо $V_{nmax} > [V]_{\beta=1}$, то при розрахунках довговічності елементів КНБК нехтувати впливом вібрації категорично не можна і рекомендується вжити техніко-технологічні заходи по зменшенню рівня вібрації бурильної колони (зміна режиму буріння шляхом зменшення частоти обертання долота чи часткового зменшення осьового навантаження на долото, зміна КНБК шляхом встановлення ВЗП [6 - 8, 11, 141, 142] і т.п.).

4.4 Висновки до розділу 4

1. При дослідженні динаміки бурильного інструменту встановлено взаємозв'язок між динамічними напруженнями, що виникають в перерізах його елементів та віброшвидкістю їхнього руху.

2. Аналітичну залежність між напруженням та вібрацією елементів бурильної колони підтверджено експериментальними дослідженнями, розходження між якими становить не більше 10 %. Встановлені залежності для граничних віброшвидкостей з урахуванням параметрів режиму буріння, компоновки бурильної колони, конструкції свердловини та рівня вібраційного навантаження.

3. У відповідності до встановлених залежностей для різних рівнів вібраційного навантаження встановлено норми вібрації, які зможуть забезпечити безаварійний процес роботи бурильної колони, а також запропоновано шляхи нормування вібрації бурильної колони в залежності від рівня її вібраційного навантаження.

РОЗДІЛ 5

РОЗРОБЛЕННЯ МОДЕЛІ ВИЗНАЧЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ НИЗУ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ

5.1 Математична модель визначення показників довговічності елементів бурильної колони при випадковому вібраційному навантажуванні

Точність оцінювання втомної міцності елементів бурильної колони визначається насамперед трьома основними чинниками: точністю визначення режимів навантаження, отриманих розрахунковим способом, або за результатами експериментальних досліджень; статистичними даними про характеристики втомної міцності елементів колони, отриманих за матеріалами стендових досліджень, та степені відповідності моделі розрахунку фізичному процесу накопиченню втомних пошкоджень [143, 144, 145, 146, 147].

Не зупиняючись в роботі на труднощах технічного та економічного плану, що впливають на точність визначення в стендових умовах втомних характеристик елементів бурильної колони і на точність визначення, діючих на них при бурінні свердловин реальних навантажень, визначимо наскільки обґрунтовані існуючі математичні моделі розрахунку обмеженої довговічності і елементів колони. Через свою складність розрахунки на втомну міцність елементів колони на даний час переважно носять феноменологічний характер при цьому вони розроблені головним чином для синусоїдальних [95] або з врахуванням вузькосмугових випадкових процесів нерегулярного навантаження [145, 146, 147], бо для них відносно просто знаходяться рівні амплітуд напружень та їх повторюваність (цикл).

В практиці розрахунків на втомну міцність, переважно, для дійсного (експлуатаційного) режиму навантаження шукають еквівалентний йому за

пошкодженням синусоїдальний режим, при якому достатньо добре відомі міцнісні властивості елементів колони [143, 144, 146, 147].

Для розв'язку цієї задачі приймають два основні вихідні положення:

1) крива втоми описується рівняннями [146]:

$$M_a^m N = M_{-1}^m N_0 = C; \quad (5.1)$$

2) пошкодження в елементі колони накопичується у відповідності з лінійною або коректованою лінійною гіпотезою [147]:

$$D = \int_0^n \frac{dN}{N}, \quad (5.2)$$

де M_a – амплітуда змінного згинального моменту; m – показник степеня рівняння кривої втоми; N – число циклів навантаження; M_{-1} – границя витривалості конструкції елемента колони (виражена через амплітуду згинального моменту); N_0 – число циклів навантаження, що відповідає точці перегину кривої втоми елемента колони; C – константа кривої втоми.

З урахуванням приведених положень величина пошкодження D елемента колони у випадку відповідності функції розподілу амплітуд згинальних напружень, що задані в дискретній ступінчастій формі, записується у вигляді:

$$D = \frac{N}{C} \sum_{i=1}^n M_{ai}^m N_i. \quad (5.3)$$

Якщо функція розподілу амплітуд згинальних напружень задана в неперервній формі, наприклад, у вигляді густини імовірності розподілу амплітуд $p(M_a)$, тоді вираз (5.1) можна подати в такому вигляді:

$$D = \frac{N}{C} \int_0^{M_{a\max}} M_a^m p(M_a) dM_a. \quad (5.4)$$

При умові, що $D = a_p$ (де a_p - коефіцієнт кореляції лінійної гіпотези сумування втомних пошкоджень) з формули (5.3) може бути визначений ресурс елемента бурильної колони при будь-якому дискретному розподілі амплітуд навантажень [86, 147], наприклад через час напрацювання T :

$$T = \frac{a_p \cdot C}{\sum_{M_{ai} = \beta M_{-1}}^{M_{1\max}} M_{ai}^m N_i}. \quad (5.5)$$

Значення коефіцієнту β , що враховує рівень навантажень, які впливають на втомне руйнування елемента колони знаходиться в межах $\beta = 0 \div 1$, хоча згідно [144, 146] перевагу надають значенням $\beta = 0,5 \div 0,7$.

Якщо емпірична функція розподілу амплітуд апроксимується будь-яким теоретичним законом розподілу, наприклад, нормальним, експоненціальним, релеєвським, і т.п., то формально $M_{a\max} \rightarrow \infty$, хоча на практиці амплітуди напружень обмежені граничними значеннями [110]. Апроксимація реального розподілу амплітуд діючих напружень в елементах колони близьким до нього теоретичним законом розподілу має ту перевагу, що інтеграл, який входить у вираз (5.4) може бути виражений через табульовану функцію інтеграла вірогідності χ^2 [145], що знаходиться за відповідними таблицями [86].

Покажемо як обчислюються інтеграли, що входять в рівняння (5.4) на прикладі нормального стаціонарного вузькосмугового процесу, амплітуди якого мають розподіл Релея [145]:

$$p(M_a) = \frac{M_a}{S_{M_a}^2} \exp\left(-\frac{M_a^2}{S_{M_a}^2}\right), \quad (5.6)$$

а функція спектральної щільності S_{M_a} – один гострий максимум на основній частоті f_0 . Тоді величина пошкодження рівна:

$$D = \frac{Tf_0}{C} 2^{\frac{m}{2}} \int_0^{\infty} \frac{M_a^{m+1}}{S_{M_a}^2} \exp\left(-\frac{M_a^2}{S_{M_a}^2}\right) dM_a. \quad (5.7)$$

Інтегруючи цей вираз, отримаємо:

$$D = \frac{Tf_0}{C} 2^{\frac{m}{2}} \Gamma\left(\frac{m+2}{2}\right) S_{M_a}^2 p\left[\left(\frac{M_{-1}}{M_a}\right)^2; (m+2)\right], \quad (5.8)$$

де $\Gamma\left(\frac{m+2}{2}\right)$ – гама функція Ейлера; $S_{M_a}^2$ – середньоквадратичне значення відхилення ординат процесу навантажування M_a ; $p(\chi^2; m+2)$ – функція χ^2 розподілу Пирсона [145].

Тоді час напрацювання елементів бурильної колони для вузькосмугових випадкових процесів навантажування, амплітуди якого мають розподіл Релея, а умова руйнування виражається значенням $D = a_p$, визначається за формулою:

$$T = \frac{a_p \cdot C}{2^{\frac{m}{2}} \Gamma\left(\frac{m+2}{2}\right) f_0 S_{M_a}^2 p\left[\left(\frac{M_{-1}}{S_{M_a}}\right)^2; (m+2)\right]}. \quad (5.9)$$

Приймаючи у формулі (5.9) $a_p = 1$, отримаємо вираз Майлса - Болотіна [147] для втомної довговічності.

Аналогічні формули можуть бути отримані для інших законів розподілу амплітуд напружень. Так щільність експоненціального закону розподілу амплітуд має вигляд [145, 147]:

$$p(M_a) = \frac{1}{M_a} \exp\left(-\frac{M_a}{\bar{M}_a}\right), \quad (5.10)$$

де \bar{M}_a середнє значення амплітуди змінного згинального моменту.

Час напрацювання для такого розподілу визначається за формулою:

$$T = \frac{a_p \cdot C}{2^m \Gamma(2m + 2) f_0 S_{M_a}^m p\left[\left(\frac{2M_{-1}}{M_a}\right)^2; (2m + 2)\right]}. \quad (5.11)$$

Якщо для опису розподілу амплітуд навантаження можна використати праву частину нормального закону, то густина імовірності має вигляд:

$$p(M_a) = \frac{2}{\sqrt{2\pi} S_{M_a}} \exp\left(-\frac{M_a^2}{2S_{M_a}^2}\right), \quad (5.12)$$

а час напрацювання визначається за формулою:

$$T = \frac{a_p \cdot C}{\sqrt{\frac{2}{\pi}} \cdot \Gamma(m + 1) f_0 S_{M_a}^m p\left[\left(\frac{M_{-1}}{M_a}\right)^2; (m + 1)\right]}. \quad (5.13)$$

Аналогічні формули для інших законів, наприклад, для нормального закону розподілу амплітуд є громіздкими і незручними для використання. В цьому випадку інтеграли визначаються чисельно або використовуються різні способи лінеаризації [86, 147], які вносять в обрахунки певні неточності.

На даний час, в силу об'єктивних та суб'єктивних труднощів, недостатньо розроблені математичні моделі розрахунку показників надійності різьбових з'єднань елементів колони, в яких би враховувався вплив вібрації колони, що часто приводить до втомного руйнування з'єднань в умовно вертикальних свердловинах [148, 149], де згідно із розрахунками [146, 147] вони повинні бути відсутні. Це пояснюється залежністю вібрацій від множини випадкових величин і подій. Промислові дослідження вібрацій бурильної колони свідчать про те, що вони є випадковими процесами з довільною спектральною щільністю [149], для яких поняття “амплітуда циклу” і “цикл” гублять зміст, а принцип сумування пошкоджень від окремих циклів навантаження стає неприйнятним [148]. Для опису таких вібрацій застосовують теорію випадкових процесів [145]. Важливе значення для оцінки розрахункових характеристик навантаженості має теорія викидів, розроблена С. Райсом та іншими. Але теорію Райса застосовують до обмеженого кола випадкових процесів, коли ті є нормальними, стаціонарними з диференційованою кореляційною функцією. Істинна кореляційна функція вібрацій бурильної колони, як правило, невідома, визначається тільки її статистична оцінка, отримана за обмеженим числом реалізацій процесу [145].

Тому для оцінки довговічності елементів колони при дії вібрацій, що є стаціонарним випадковим ергодичним процесом за час експлуатації колони за певним технологічним процесом на протязі відробки одного долота [149], використовуються наближені методи. Математична модель одного з таких методів розрахунку, отримана з енергетичної уяви про природу втомного пошкодження і побудована на засадах теорії втомного

руйнування елемента колони, внаслідок поглинання ним граничної кількості енергії [148, 150]. Поглинання або розсіювання енергії в цьому випадку, можна характеризувати петлею гістерезиса конструкції елемента колони. Причому, якщо в роботах [95, 147, 148] досліджується природа втоми матеріалу, де розсіювання енергії характеризується його петлею гістерезиса, то різьба бурильної колони є складною конструкцією, в якій, крім розсіювання енергії в матеріалі, існує ще і розсіювання, пов'язане з конструктивним гістерезисом, при якому енергія розсіюється на тертя між поверхнями окремих деталей конструкції [36, 105, 106, 151]. Як показує практика буріння, в окремих випадках конструктивний гістерезис може домінувати, що приводить до значного спрацювання контактуючих елементів різьбових з'єднань колони під час буріння [148, 152]. Тому допускаємо, що конструкція різьбового з'єднання бурильної колони є монолітною, і вся енергія розсіювання витрачається на деформацію об'єму матеріалу з'єднання в зоні його концентратора напружень. Вважаємо, що розсіяна енергія обумовлена, в основному, мікропластичними деформаціями окремих зерен, що виникають внаслідок неоднорідності напружень у мікрооб'ємах матеріалу різьби [36, 37, 151].

Опускаючи тривіальний опис доведення, що опирається на теорію ймовірності і теорію випадкових функцій [145, 147], приведемо формулу за якою вираховується час напрацювання T різьбового з'єднання до втомного руйнування під дією двокомпонентного змінного навантаження. При цьому обидва компоненти навантаження є незалежні, розподіл амплітуд низькочастотної складової навантаження заданий в неперервній формі у вигляді густини ймовірності розподілу амплітуд $p(M_a)$, а високочастотна складова враховується значеннями спектральної щільності діючих навантажень, що є стаціонарним нормальним випадковим процесом за час відпрацювання одного долота [153].

$$T = \frac{a_p \cdot M_{-1}^m \cdot N_0}{\int_{\beta \cdot M_{-1}}^{M_{max}} M_{a_i}^m p(M_a) dM_a + W \cdot 2^{\frac{m}{2}} \cdot \Gamma\left(\frac{m+2}{2}\right) \left[2 \int_0^{\infty} f^{\frac{m}{2}} \cdot S(f) \cdot df \right]^{\frac{m}{2}}}, \quad (5.14)$$

де $S(f)$ – функція спектральної щільності високочастотних навантажень, отримана за результатами спектральної обробки вібраційного сигналу; f – частота коливань.

Вираз (5.14) є частковим випадком залежності (5.9), яку можна вважати записом формули Майлса - Болотіна для широкосмугових процесів навантажування.

Якщо широкосмуговий процес навантажування подати сукупністю дискретних вузькосмугових складових, то залежність (5.14) можна записати в наступному вигляді:

$$T = \frac{a_p \cdot M_{-1}^m \cdot N_0}{\sum_{\beta \cdot M_{-1}}^{M_{max}} M_{3z_i}^m \cdot N_i + W \cdot 2^{\frac{m}{2}} \cdot \Gamma\left(\frac{m+2}{2}\right) \left(\sum_{i=1}^n f_{ni}^{\frac{m}{2}} S_{\sigma i}^2 \right)^{\frac{m}{2}}}, \quad (5.15)$$

де M_{3z} – величина згинального моменту; N_i – число циклів повторення амплітуди M_{3z} ; f_{ni} – значення центральної частоти i -ої гармоніки коливань елемента КНБК; $S_{\sigma i}^2$ – середньоквадратичне значення спектральної щільності вібраційних навантажень, що відповідає центральній частоті f_{ni} , отримане за результатами спектральної обробки вібраційного сигналу.

За умови відсутності необхідної попередньої інформації про число циклів навантаження, його можна буде визначити для роторного способу буріння за залежністю:

$$N = 60 \sum_{i=1}^k n_i T_{di}, \quad (5.16)$$

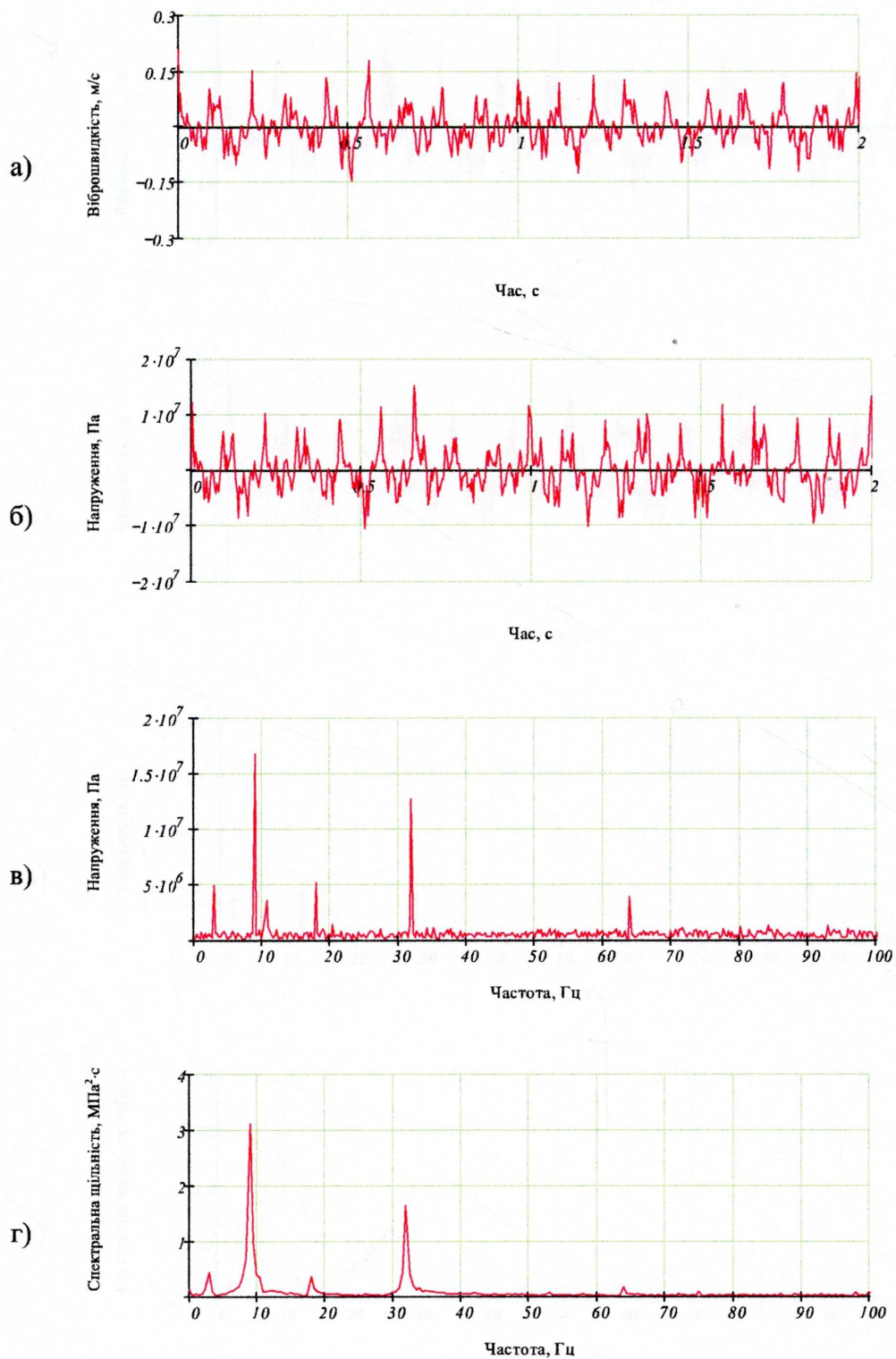
де k – кількість доліт, використаних для буріння ділянки свердловини; n_i – середня частота обертання стола ротора при відпрацюванні k_i долота; T_{di} – середня тривалість відпрацювання k_i долота під час буріння стовбура свердловини.

Для буріння вибійними двигунами:

$$N = 360 \sum_{i=1}^k f_{mi} T_{di}. \quad (5.17)$$

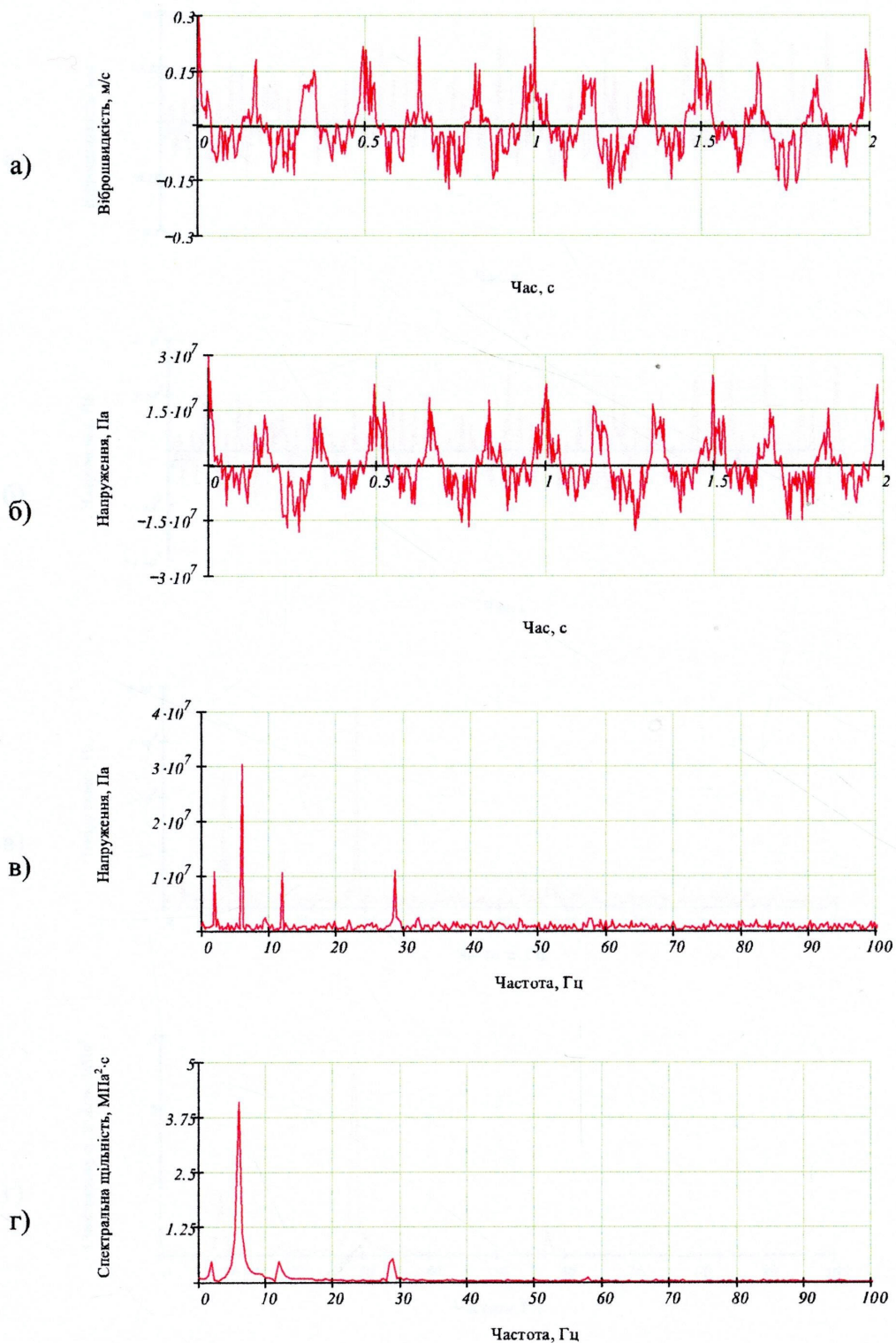
Таблиця 5.1 – Характеристики опору втомі ЗРЗ ОБТ

Типорозмір ОБТ	Замкова різьба	Границя витривалості M_{-1} , кН·м	Показник степеня кривої втомі m	Базова кількість циклів N_0 , млн. цикл
$\sigma_m = 424...451$ МПа				
ОБТ-146	3-121	13,8	5,4	4,0
ОБТ-178	3-147	21,9	5,7	8,0
ОБТ-203	3-171	31,0	5,9	10,0
$\sigma_m = 832...920$ МПа				
ОБТ 2-146	3-121	14,70	5,6	4,5
ОБТ 2-178	3-147	25,93	5,8	9,0
ОБТ 2-203	3-161	40,34	5,9	10,0



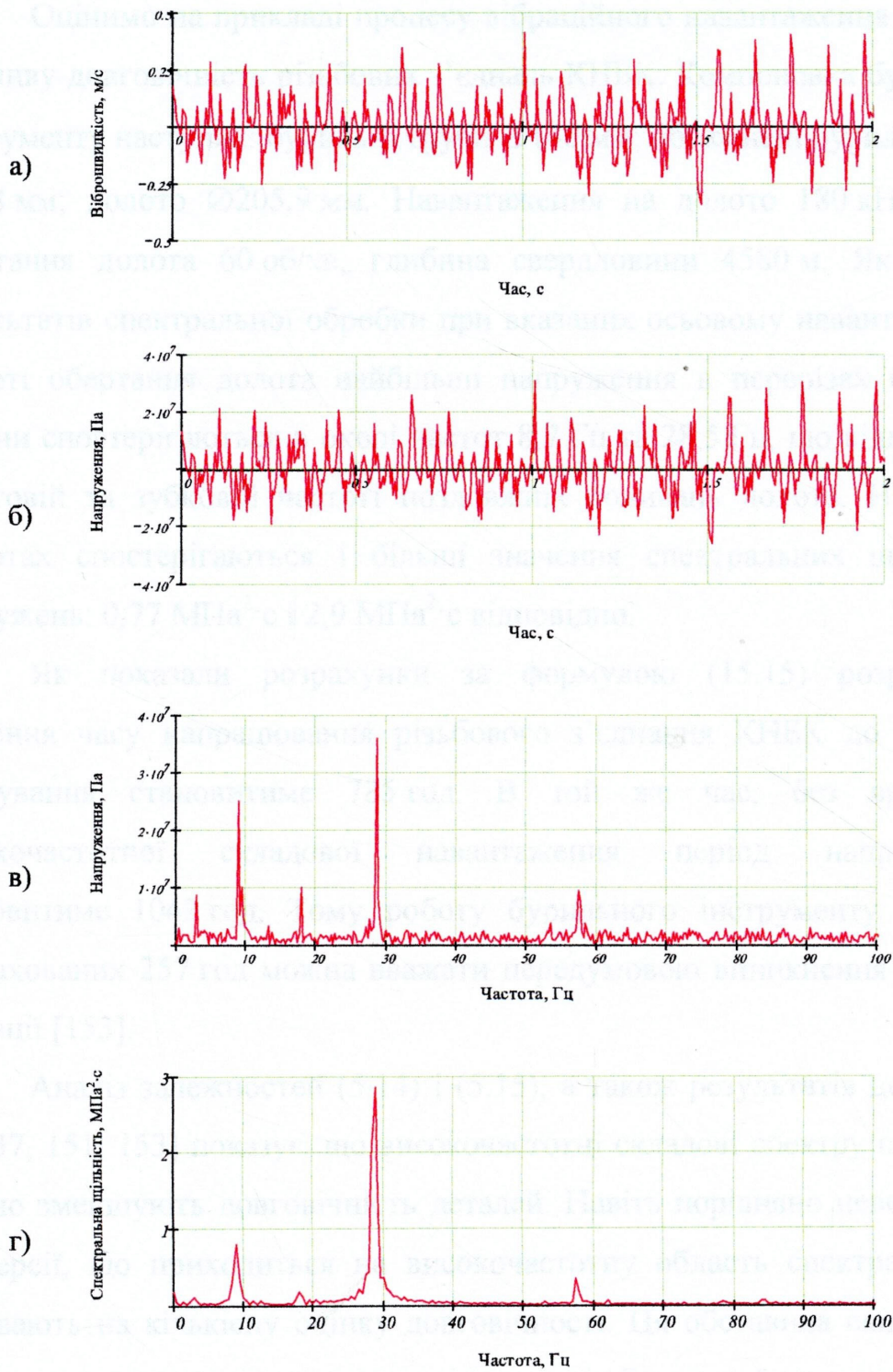
а) вібрація; б) напруження; в) Фур'є-спектр напружень;
г) спектральна щільність напружень

Рисунок 5.1 – Реалізація процесу вібронапружень (св. Труханівська-1)



а) вібрація; б) напруження; в) Фур'є-спектр напружень;
г) спектральна щільність напружень

Рисунок 5.2 – Реалізація процесу вібронапружень (св. Кудрявська-2)



а) вібрація; б) напруження; в) Фур'є-спектр напружень;
г) спектральна щільність напружень

Рисунок 5.3 – Реалізація процесу вібронапружень (св. Сагайдак-52)

Оцінимо на прикладі процесу вібраційного навантаження (рис. 5.3) можливу довговічність різьбових з'єднань КНБК. Компонівка бурильного інструменту наступна: бурильні труби $\varnothing 140$ мм; обважені бурильні труби $\varnothing 178$ мм; долото $\varnothing 205,9$ мм. Навантаження на долото 180 кН, частота обертання долота 60 об/хв, глибина свердловини 4580 м. Як видно з результатів спектральної обробки при вказаних осьовому навантаженні та частоті обертання долота найбільші напруження в перерізах бурильної колони спостерігаються в околі частот 8,7 Гц та 28,5 Гц, що відповідають ґрунтовій та зубковій частоті поздовжніх коливань долота. На цих же частотах спостерігаються і більші значення спектральних щільностей напружень: $0,77 \text{ МПа}^2 \cdot \text{с}$ і $2,9 \text{ МПа}^2 \cdot \text{с}$ відповідно.

Як показали розрахунки за формулою (15.15) розрахункове значення часу напрацювання різьбового з'єднання КНБК до втомного руйнування становитиме 785 год. В той же час, без врахування високочастотної складової навантаження період напрацювання становитиме 1042 год. Тому роботу бурильного інструменту протягом неврахованих 257 год можна вважати передумовою виникнення аварійної ситуації [153].

Аналіз залежностей (5.14) і (5.15), а також результатів досліджень [36, 37, 151, 153] показує, що високочастотні складові спектру напружень значно зменшують довговічність деталей. Навіть порівняно невеликі долі дисперсії, що приходиться на високочастотну область спектра, суттєво впливають на кількісну оцінку довговічності. Ця обставина свідчить про те, що при визначенні довговічності елементів бурильної колони необхідно враховувати високочастотні складові процесу навантажування, що спричинюються вібраціями бурильної колони якими за рекомендаціями, наприклад [110], в силу їх порівняно малого рівня, нехтують при практичних розрахунках.

Таким чином, оцінка втомної довговічності елементів бурильної колони за залежностями (5.14) та (5.15) дозволяє врахувати не тільки вплив

змінних згинальних навантажень, але і вібрацій з довільною формою спектральної щільності діючих навантажень, що при визначенні довговічності елементів бурильної колони вимагає враховувати увесь спектр частот вібрацій бурильної колони.

5.2 Метод прогнозування довговічності елементів низу бурильної колони під час буріння свердловини в умовах вібраційного навантажування

Як було вказано вище, вібраційні навантаження є одними із основних динамічних навантажень, що діють на елементи бурильної колони в процесі її експлуатації, в результаті дії яких можуть виникати втомні пошкодження конструктивних елементів бурильної колони. Підтвердженням цього є багаторічний досвід експлуатації бурильних колон, як на свердловинах України, так і за її межами, який показав, що суттєва доля в загальному числі відмов бурильних колон за весь термін експлуатації припадає на так звані вібраційні відмови [25 - 30], а руйнування конструктивних елементів бурильної колони під дією вібраційного навантаження має втомний характер [30 - 35]. Повертаючись до проблеми надійності та довговічності бурового обладнання, що працює в умовах інтенсивних вібрацій, відзначимо необхідність розробки методу, за яким можна було б оцінити вплив вібрацій на довговічність різьбових з'єднань компоновки низу бурильної колони, що перебувають в "епіцентрах" вібраційних навантажень.

Беручи до уваги методику, описану в [154], спосіб реєстрації та обробки результатів вимірювання вібрацій (п. 2.2), залежності для визначення напружень в елементах бурильної колони при випадкових динамічних навантаженнях (п. 3.1), а також математичну модель визначення показників довговічності (п. 5.1), сформулюємо основні положення методу прогнозування довговічності елементів низу бурильної

колони в умовах вібраційного навантажування, які згідно [153 - 156] полягатимуть в наступному.

1. Враховуючи конструкцію свердловини, проаналізувати структуру (компоновку) бурильної колони, довговічність елементів якої потрібно буде визначити. При цьому необхідно встановити тип силового приводу (роторний чи турбінний), кількість та типорозмір бурильних та обважнених бурильних труб, кількість та типорозмір перевідників, калібруючих, опорно-центруючих чи віброзахисних пристроїв, а також тип долота.

2. Використовуючи запропоновані у розділі 2 технічні засоби, зареєструвати вібросигнал на вертлюзі (чи ведучій трубі), після чого, за допомогою спектрального аналізу визначити частотний склад вібросигналу та отримати його спектральні характеристики.

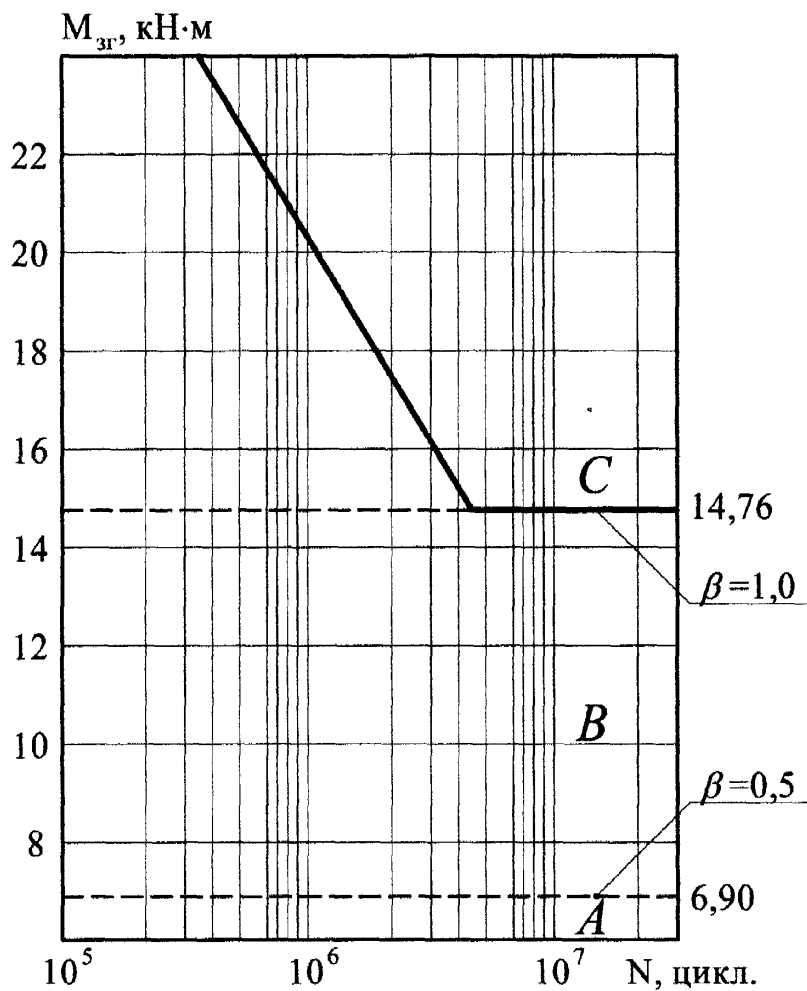
3. Для встановлення взаємозв'язку між вібрацією “верху” та “низу” бурильної колони потрібно провести динамічний розрахунок. Останній досить швидко та ефективно можна виконати з використанням методів комп'ютерного моделювання коливальних процесів, описаного у розділі 3. При цьому потрібно побудувати комп'ютерну модель бурильної колони, ввести необхідні вхідні параметри моделі, задати початкові та граничні умови. Після отримання результатів, необхідно додатково проаналізувати отримані вихідні параметри моделі та розрахувати передавальні функції. Якщо ж побудувати модель бурильної колони немає можливості, то для розрахунку передавальних функцій можна скористатися встановленими емпіричними залежностями, наведеними в розділі 3.

4. За відомого закону зміни віброшвидкості верху бурильної колони, встановленого у пункті 2 та передавальних функцій, розрахованих у пункті 3 цих положень, за залежністю (3.31) необхідно встановити закон зміни віброшвидкості перерізів компоновки низу колони. Для конкретної конструкції свердловини та компоновки бурильної колони за залежностями (3.21) та (3.20) потрібно визначити кількість півхвиль згину

та амплітуди згинальних моментів у перерізах компоновки низу бурильної колони. При цьому амплітуду поздовжньої змушувальної сили для КНБК слід визначати за залежностями (3.1), (3.2) чи (3.3) для конкретних умов проводки свердловини. Визначивши в такий спосіб силові фактори, що діятимуть на елементи компоновки низу колони в умовах інтенсивних вібрацій та геометричні характеристики перерізів бурильної колони за залежністю (3.11), потрібно оцінити і величину напружень, що виникатимуть в елементах КНБК.

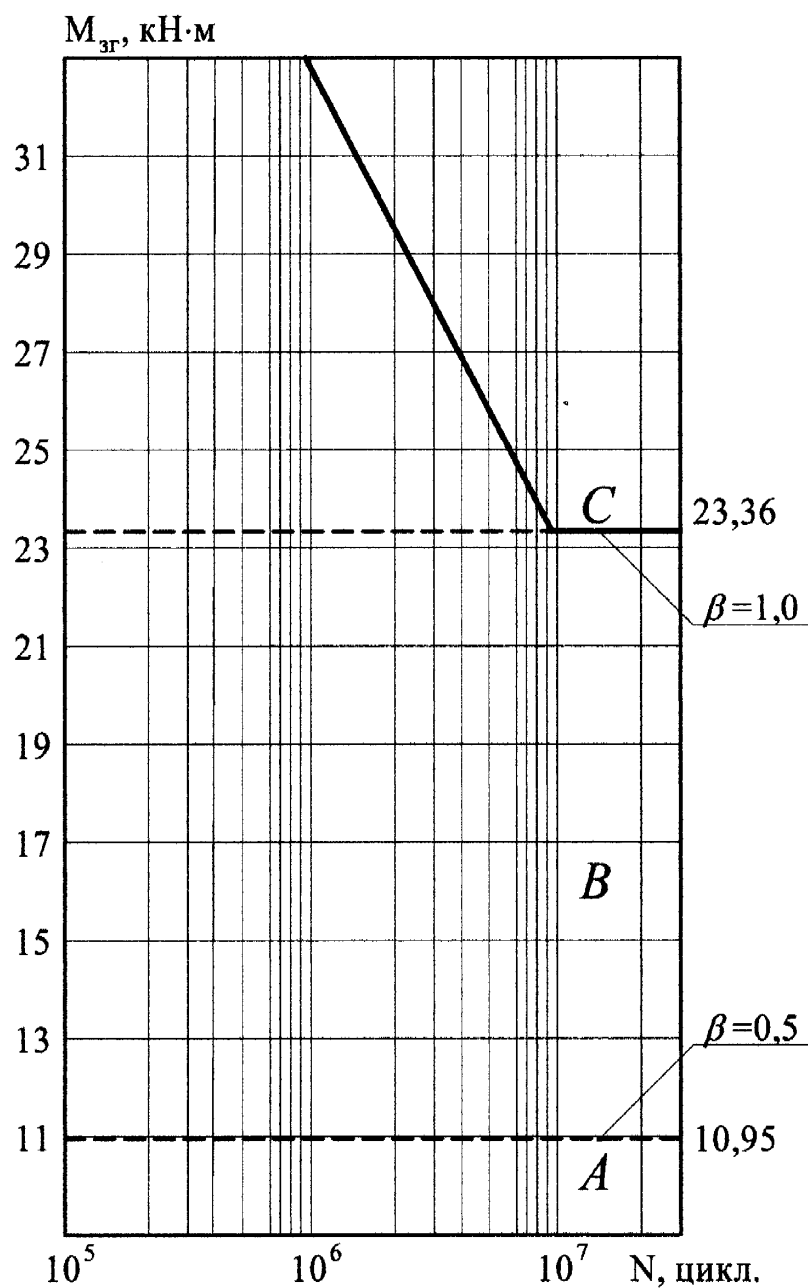
5. Для конкретної конструкції свердловини, компоновки бурильного інструменту та режиму буріння за залежностями (4.21) - (4.23) визначаються значення граничної віброшвидкості небезпечних перерізів КНБК. За записаними параметрами механічних коливань верху бурильної колони, та розрахованими передавальними функціями, визначають максимальні значення віброшвидкості коливань небезпечних перерізів КНБК.

6. Порівнюючи граничні та максимальні значення віброшвидкостей для певного рівня навантаженості конкретних елементів КНБК, встановлюють вплив вібрації на їх напружений стан та можливу появу перших ознак їх втомного руйнування. Для цього, користуючись кривими втоми замкових різьбових з'єднань ОБТ [30] (рис. 5.4 - 5.6) в залежності від рівня вібраційного навантаження визначено зони: А – зона безпечних умов експлуатації ЗРЗ; В – зона можливого виникнення втомних пошкоджень; С – зона інтенсивного накопичення, неконтрольованого розвитку втомних пошкоджень та можливого руйнування ЗРЗ в умовах вібраційного навантажування. Якщо визначена максимальна віброшвидкість елементів КНБК V_{nmax} за записами віброшвидкості на верху бурильної колони є меншою за граничну віброшвидкість, визначену за залежністю (4.21), (4.22) чи (4.23) при $\beta = 0,5$, тобто: $V_{nmax} \leq [V]_{\beta=0,5}$ (зона А), то впливом вібрації при розрахунках на довговічність елементів низу бурильної колони можна знехтувати.



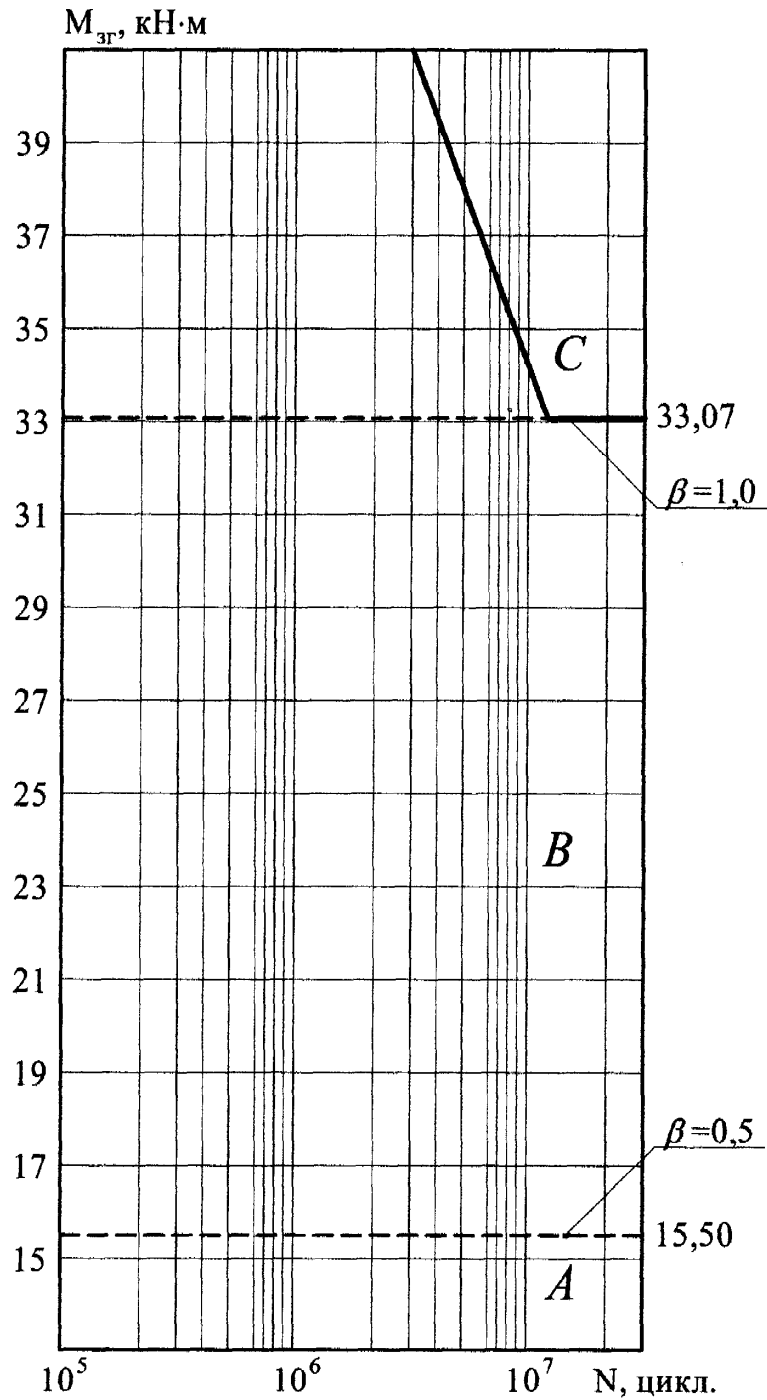
А – зона безпечних умов експлуатації ЗРЗ; В – зона можливого виникнення втомних пошкоджень; С – зона інтенсивного накопичення, неконтрольованого розвитку втомних пошкоджень та можливого руйнування ЗРЗ

Рисунок 5.4 – Криві втоми ЗРЗ 3-121 ОБТ-146 із зонами, що визначають рівень вібраційного навантаження



А – зона безпечних умов експлуатації ЗРЗ; В – зона можливого виникнення втомних пошкоджень; С – зона інтенсивного накопичення, неконтрольованого розвитку втомних пошкоджень та можливого руйнування ЗРЗ

Рисунок 5.5 – Криві втоми ЗРЗ 3-147 ОБТ-178 із зонами, що визначають рівень вібраційного навантаження



А – зона безпечних умов експлуатації ЗРЗ; В – зона можливого виникнення втомних пошкоджень; С – зона інтенсивного накопичення, неконтрольованого розвитку втомних пошкоджень та можливого руйнування ЗРЗ

Рисунок 5.6 – Криві втоми ЗРЗ 3-171 ОБТ-203 із зонами, що визначають рівень вібраційного навантаження

Якщо $[V]_{\beta=0,5} \leq V_{nmax} \leq [V]_{\beta=1}$ (зона В), то при розрахунках довговічності елементів КНБК потрібно враховувати вплив вібрації колони, як на основній частоті коливань, так і в межах всього видимого частотного діапазону. Якщо $V_{nmax} > [V]_{\beta=1}$ (зона С), то при розрахунках довговічності елементів КНБК за залежністю (5.15) нехтувати впливом вібрації категорично не можна і рекомендується вжити техніко-технологічні заходи по зменшенню рівня вібрації бурильної колони (зміна режиму буріння шляхом зменшення частоти обертання долота чи часткового зменшення осьового навантаження на долото, зміна КНБК шляхом встановлення ВЗП і т.п.).

7. За умови відсутності необхідної попередньої інформації про число циклів навантаження, його можна буде визначити для роторного буріння та буріння вибійними двигунами за залежностями (5.16) та (5.17) відповідно. Враховуючи пункт 6 цього методу, за залежністю (5.15) визначають довговічність ЗРЗ, яке працює в умовах вібраційного навантажування і знаходиться безпосередньо в небезпечному перерізі КНБК, або поблизу нього.

Загальна картина визначення напруженого стану та прогнозування довговічності елементів компоновки низу бурильної колони при вібраційному навантажуванні проілюстрована на рис. 5.7. На рис. 5.8 наведений алгоритм реалізації методу прогнозування довговічності елементів КНБК в умовах вібраційного навантажування.

Таким чином, за відомими високочастотними складовими навантаження, геометричними параметрами компоновки бурильної колони та спектрально-частотними характеристиками коливань перерізів КНБК, а також числом циклів навантаження можна оцінити розрахункову довговічність елементів КНБК.

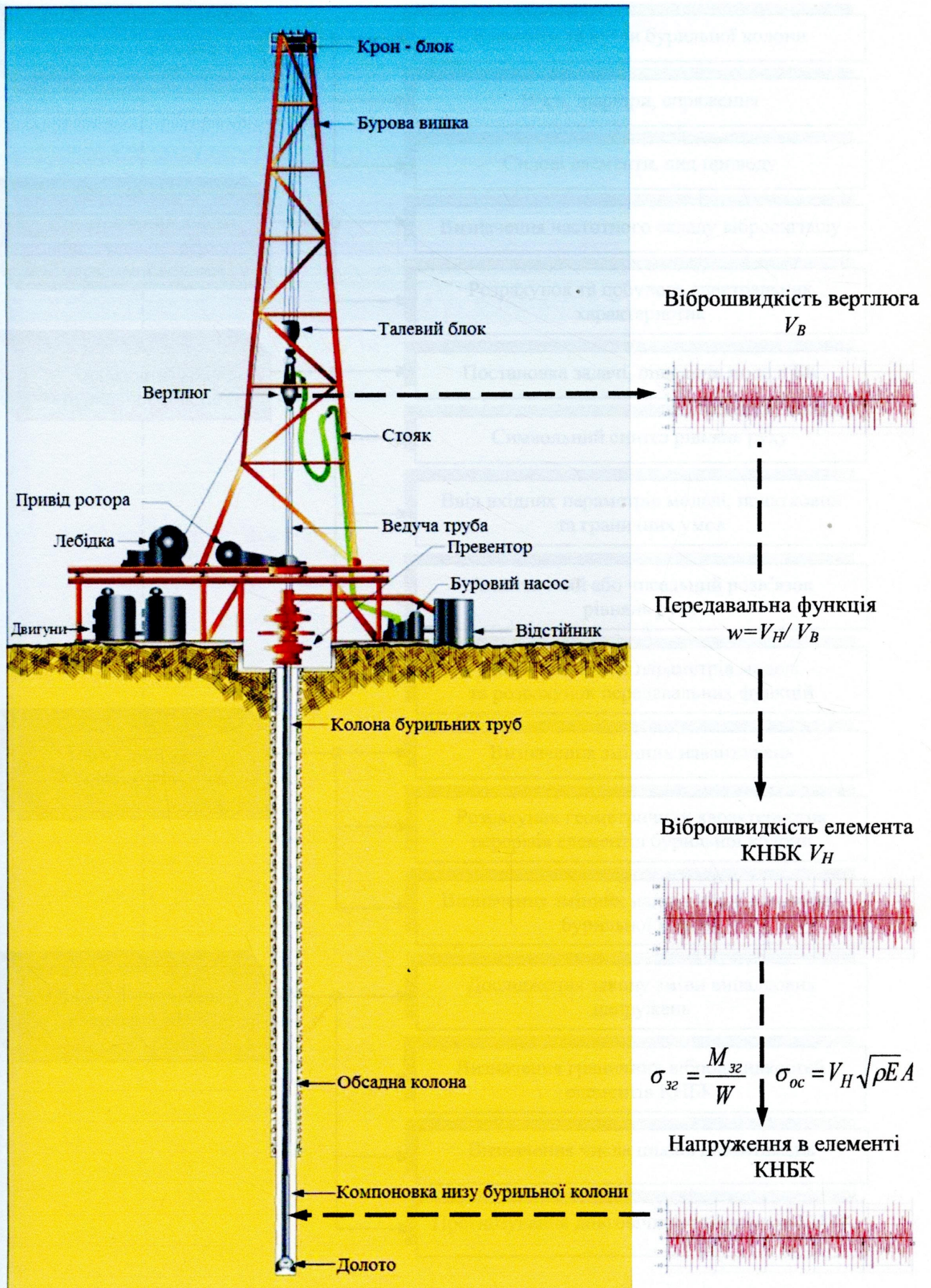


Рисунок 5.7 – Схема визначення напруженого стану в елементах КНБК в умовах вібраційного навантаження

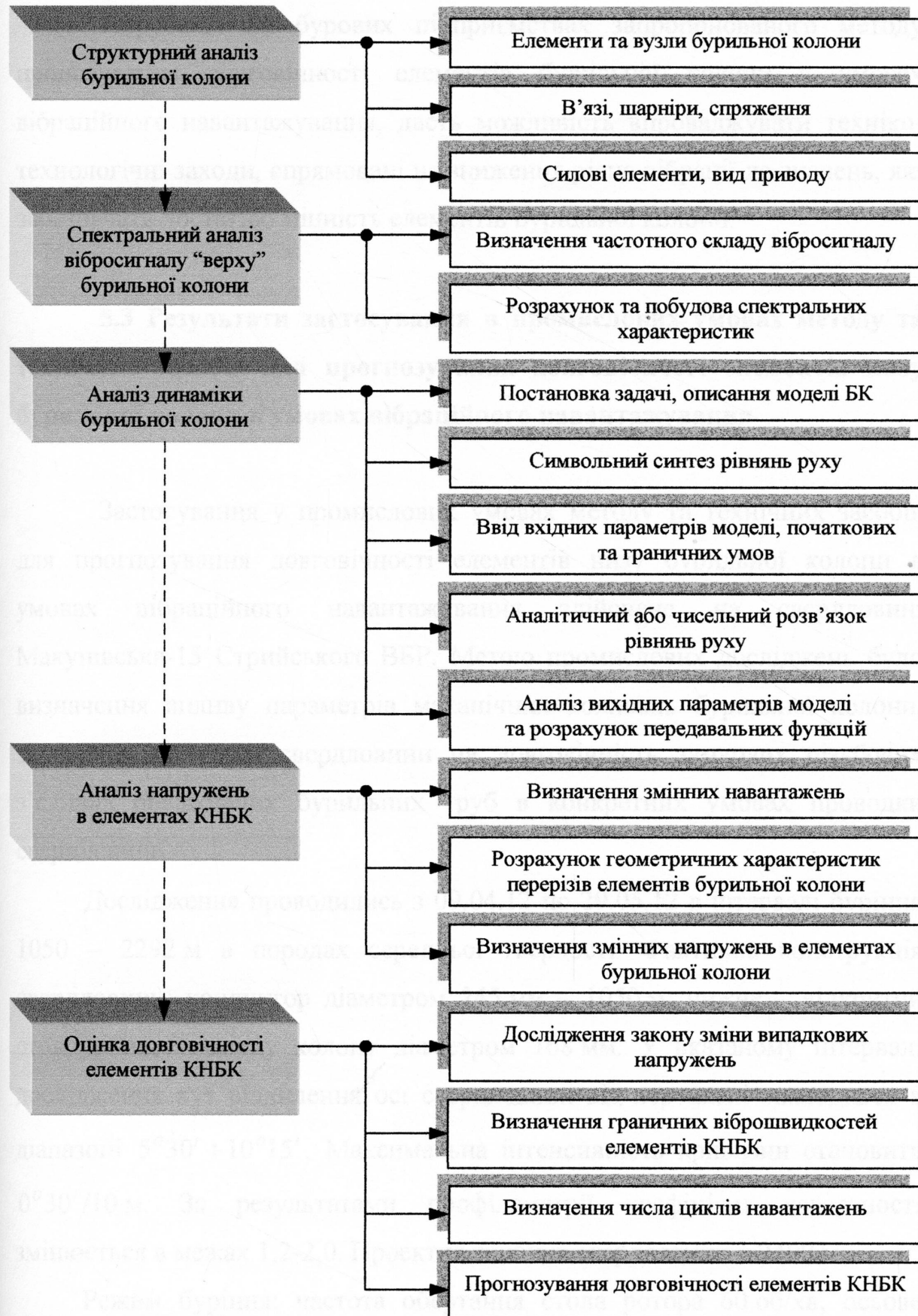


Рисунок 5.8 – Алгоритм реалізації методу прогнозування довговічності елементів КНБК в умовах вібраційного навантаження

Апробація на бурових підприємствах запропонованого методу прогнозування довговічності елементів бурильної колони в умовах вібраційного навантажування, дасть можливість впроваджувати техніко-технологічні заходи, спрямовані на зниження рівня вібрації до значень, які забезпечать достатню міцність елементів бурильної колони.

5.3 Результати застосування в промислових умовах методу та технічних засобів для прогнозування довговічності елементів низу бурильної колони в умовах вібраційного навантажування

Застосування у промислових умовах методу та технічних засобів для прогнозування довговічності елементів низу бурильної колони в умовах вібраційного навантажування здійснене на свердловині Макунівська-15 Стрийського ВБР. Метою промислових досліджень було визначення впливу параметрів механічних коливань бурильної колони, записаних на гирлі свердловини на довговічність замкових різьбових з'єднань обважнених бурильних труб в конкретних умовах проводки свердловини.

Дослідження проводились з 09.04.12 по 29.05.12 в інтервалі буріння 1050 – 2292 м в породах середньої твердості. Фактична конструкція свердловини: кондуктор діаметром 245 мм – 1050 м, нижче – відкритий стовбур під технічну колону діаметром 168 мм. У вказаному інтервалі дослідження кут відхилення осі свердловини від вертикалі знаходився в діапазоні $5^{\circ}30' \div 10^{\circ}15'$. Максимальна інтенсивність кривизни становить $0^{\circ}30'/10$ м. За результатами профілометрії коефіцієнт каверзності змінюється в межах 1,2-2,0. Проектна глибина свердловини – 2400 м.

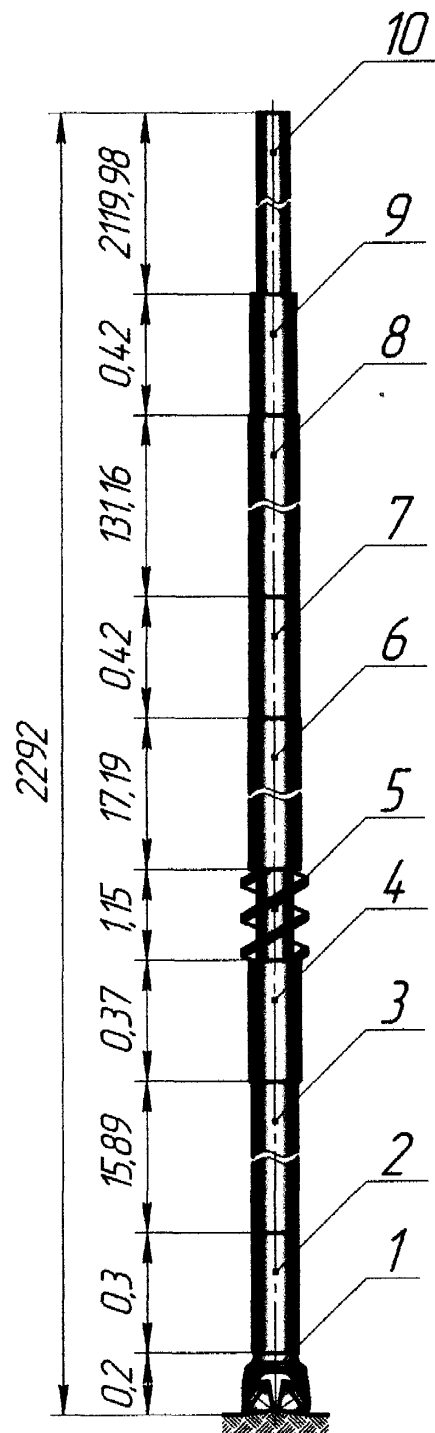
Режим буріння: частота обертання стола ротора 60 об/хв; осьове навантаження на долото 120 ÷ 140 кН, тиск нагнітання бурового розчину 9 ÷ 10 МПа, густина бурового розчину 1250 кг/м³.

Компоновка бурильного інструменту (рис. 5.9): 1 – долото $\varnothing 215,9$ МС-ЦГАУ – 0,2 м, 2 – наддолотний перевідник $\varnothing 146$ мм – 0,3 м; 3 – ОБТ $\varnothing 146$ мм – 15,89 м; 4 – перевідник $\varnothing 165$ мм – 0,37 м; 5 – КЛС $\varnothing 212,7$ мм – 1,15 м; 6 – ОБТ $\varnothing 165$ мм – 17,19 м; 7 – перевідник $\varnothing 165$ мм – 0,42 м; 8 – ОБТ $\varnothing 159$ мм – 131,16 м; 9 – перевідник $\varnothing 147$ мм – 0,42 м; 10 – ТБПК $\varnothing 102$ G105. Замкові різьбові з'єднання ОБТ згвинчувалися з оптимальним крутним моментом з використанням мастила ГС-8.

Ультразвуковий неруйнівний контроль елементів бурильної колони проводився за допомогою пересувної дефектоскопічної установки ПДУ-1М через кожні 500 год. роботи бурильного інструменту. В результаті проведення неруйнівного контролю елементів бурильної колони протягом вказаного періоду відбраковані: 3 бурильні труби ТБПК $\varnothing 102$ G105, в яких виявлено тріщини по зварному шву та виробіток еліптичної форми по тілу труби; перевідник $\varnothing 165$ мм, в якому виявлено тріщину в різьбі ніпеля.

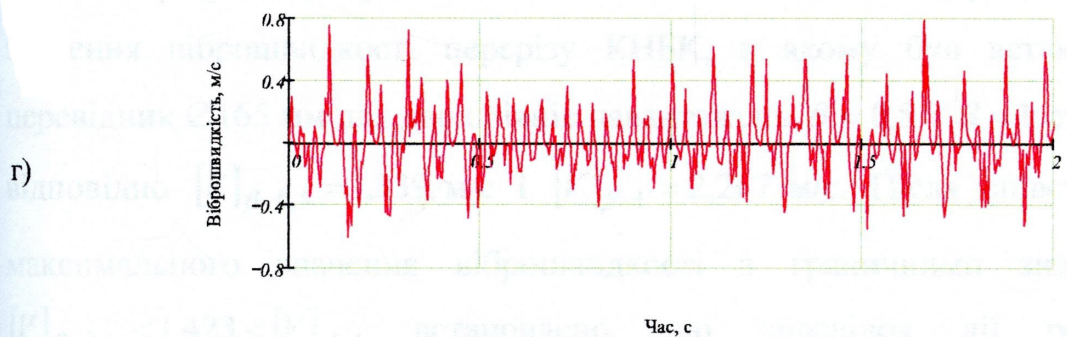
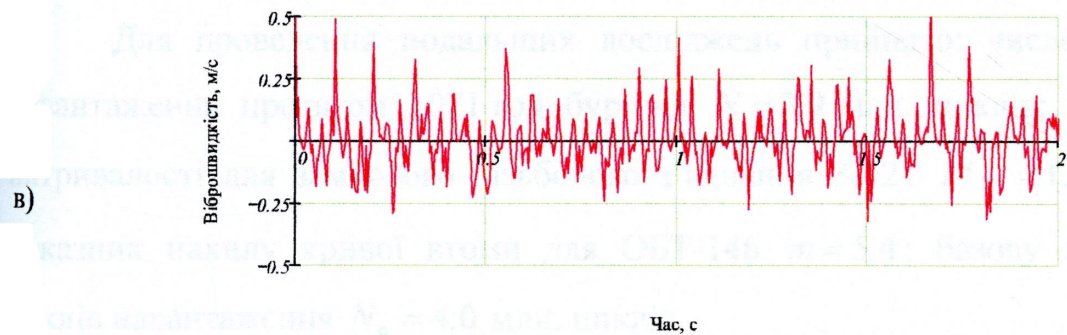
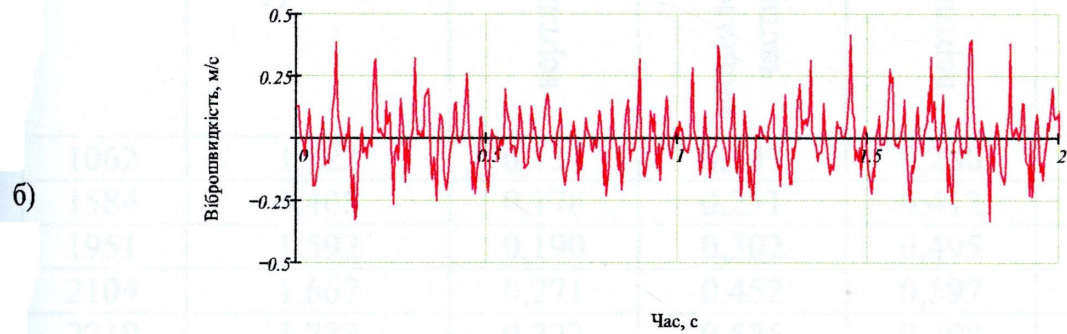
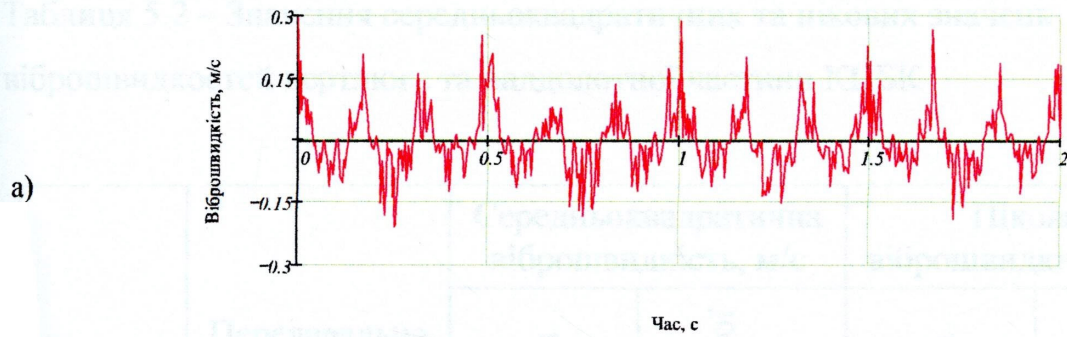
Враховуючи випадковий характер діючих навантажень, а також те, що до втомного пошкодження замкової різьби 3-121 ніпеля перевідника $\varnothing 165$ мм, могли призвести тільки змінні напруження, які перевищують їх границю витривалості, в умовах проводки свердловини таку перевірку було здійснено з використанням результатів віброметрії.

Протягом вказаного періоду здійснено 12 рейсів бурильного інструменту. При цьому пробурено 1242 м за 1071 год. Реєстрація вібрації вертлюга проводилась на початку кожного довбання за допомогою вібровимірювального комплексу, описаного в розділі 2. На рис. 5.10 показано кілька реалізацій вібрації вертлюга за різних довжин бурильної колони. При цьому, враховуючи поступове нарощення бурильної колони, розраховано її передавальні функції для вказаних інтервалів буріння. На основі результатів обробки вимірювань та проведених розрахунків визначені середньоквадратичні та пікові значення відброшвидкостей вертлюга та наддолотної частини КНБК, які наведені в таблиці 5.2.



- 1 – долото $\varnothing 215,9$ МС-ЦГАУ; 2 – наддолотний перевідник $\varnothing 146$ мм;
 3 – ОБТ $\varnothing 146$ мм; 4 – перевідник $\varnothing 165$ мм; 5 – КЛС $\varnothing 212,7$ мм;
 6 – ОБТ $\varnothing 165$ мм; 7 – перевідник $\varnothing 165$ мм; 8 – ОБТ $\varnothing 159$ мм;
 9 – перевідник $\varnothing 147$ мм; 10 – ТБПК $\varnothing 102$ G105.

Рисунок 5.9 – Компонівка бурильного інструменту
 (свердловина Макунівська -15 Стрийського ВБР)



Долото на вибої:

а) 1062 м; б) 1584 м; в) 1951 м; г) 2210 м

Рисунок 5.10 – Реалізація процесу вібрації вертлюга
(свердловина Макунівська -15 Стрийського ВБР).

Таблиця 5.2 – Значення середньоквадратичних та пікових значень віброшвидкостей вертлюга та наддолотної частини КНБК

Вибій, м	Передавальна функція	Середньоквадратична віброшвидкість, м/с		Пікова віброшвидкість, м/с	
		вертлюга	наддолотної частини	вертлюга	наддолотної частини
1062	1,122	0,131	0,147	0,280	0,314
1584	1,408	0,178	0,251	0,412	0,580
1951	1,592	0,190	0,302	0,495	0,788
2104	1,667	0,271	0,452	0,597	0,995
2210	1,783	0,323	0,575	0,798	1,423

Для проведення подальших досліджень прийнято: число циклів навантаження протягом 1071 год буріння $N = 3,9$ млн. циклів; границю витривалості для замкового різбового з'єднання 3-121 $M_{-1} = 13,8$ кН·м, показник нахилу кривої втоми для ОБТ-146 $m = 5,4$; базову кількість циклів навантаження $N_0 = 4,0$ млн. циклів.

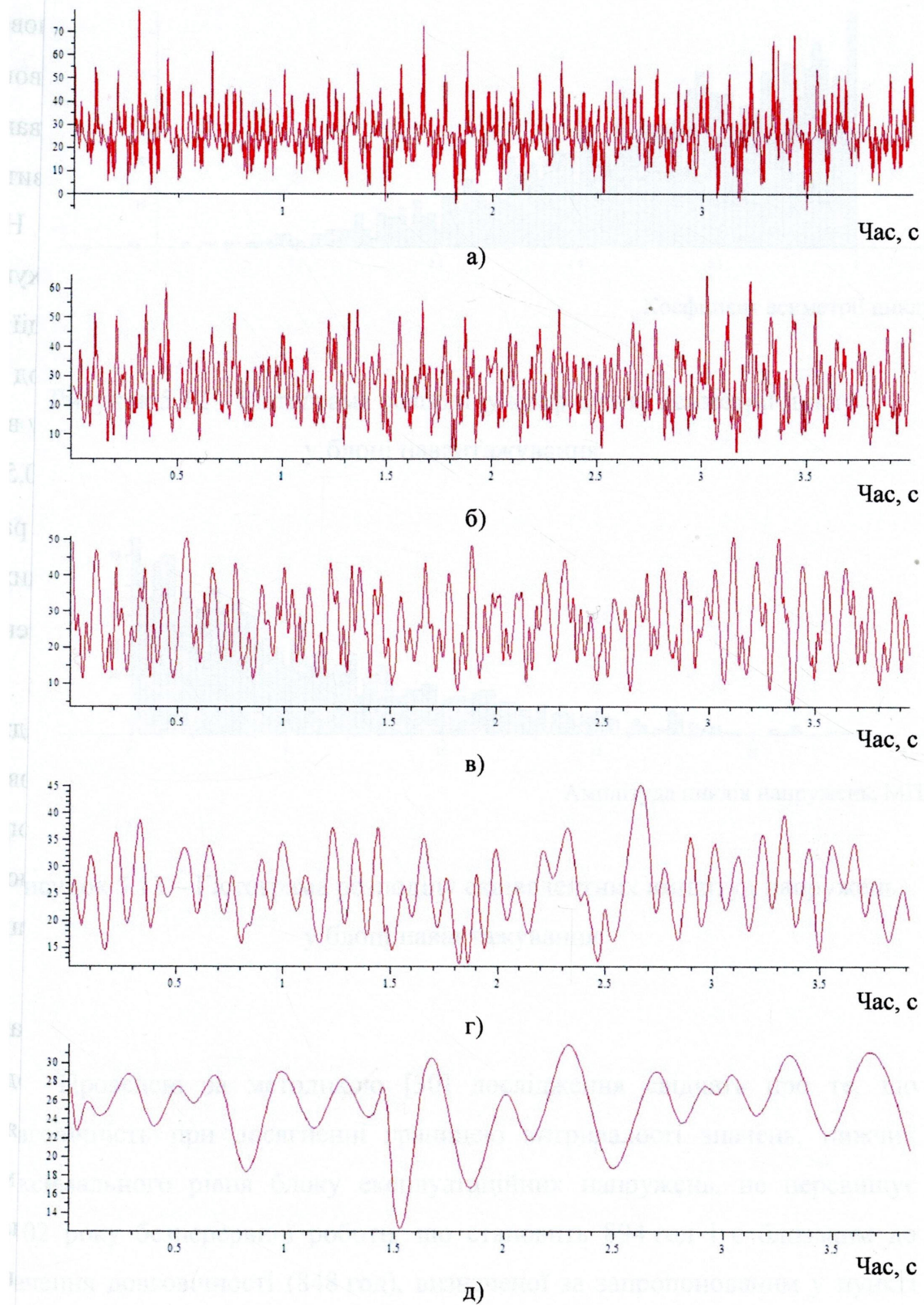
В результаті проведення дослідження встановлено, що граничні значення віброшвидкості перерізу КНБК, в якому був встановлений перевідник $\varnothing 165$ мм для двох рівнів навантажень $\beta = 0,5$ і $\beta = 1$ становить відповідно $[V]_{\beta=0,5} = 1,339$ м/с і $[V]_{\beta=1} = 2,267$ м/с. Після співставлення максимального значення віброшвидкості з граничними значеннями $[V]_{\beta=0,5} < 1,423 < [V]_{\beta=1}$ встановлено, що внаслідок дії реального вібраційного навантаження ($f_{zp} = 11,8$ Гц, $f_z = 35,2$ Гц) можливе виникнення втомних пошкоджень (зона В, рис. 5.4) в підтвердження чого проведено розрахунок довговічності з'єднання 3-121 перевідника $\varnothing 165$ мм з урахуванням та без урахування впливу вібрації. За результатами розрахунків встановлено, що для вказаного періоду, умов проводки

свердловини та режиму буріння розрахункова довговічність замкового різьбового з'єднання 3-121 перевідника $\varnothing 165$ мм до появи втомного руйнування без урахування та з урахуванням впливу вібрації відповідно становить 924 год та 848 год.

На основі співставлення фактичного часу роботи (1071 год.) та розрахункової довговічності з'єднання 3-121 з урахуванням впливу вібрації (848 год.) встановлено, що його робота протягом надлишкових 223 год стала передумовою виникнення втомного пошкодження. При цьому відмітимо, що дія хоча і невеликого високочастотного навантаження ($\beta = 0,5$) все ж таки стала причиною зменшення його довговічності майже в 1,3 рази. В той же час, як показали розрахунки, буріння в нестійких та твердих породах в умовах підвищеного рівня вібрації ($\beta = 1$), призвело б до зменшення довговічності різьбового з'єднання майже в 1,5 рази.

Як бачимо, отримані результати проведених промислових досліджень підтверджують високу достовірність прогнозованої довговічності елементів компоновки низу бурильної колони, визначеної за запропонованим у пункті 5.2 методом і можливість його використання з метою прогнозування довговічності елементів бурильної колони в умовах вібраційного навантажування.

Для підтвердження запропонованого методу проведено додатковий розрахунок довговічності з'єднання 3-121 перевідника $\varnothing 165$ мм за методикою, розробленою автором [30], алгоритм якої реалізовано у вигляді комплексної комп'ютерної програми в середовищі Maple. Згідно цієї методики на першому етапі за методом вкладених циклів проведено схематизацію процесу навантажування (рис. 5.11). Після цього встановлено розподіл коефіцієнту асиметрії циклів у блоці навантажування, приведено усі асиметричні цикли навантажування до еквівалентних за пошкоджуючою дією симетричних (рис. 5.12 і 5.13). В результаті приведення отримано блок напружень, який складається з 372 циклів з максимальним напруженням 23,3 МПа.



а) вихідний процес; б), в), г), д) етапи схематизації

Рисунок 5.11 – Схематизація процесу навантажування

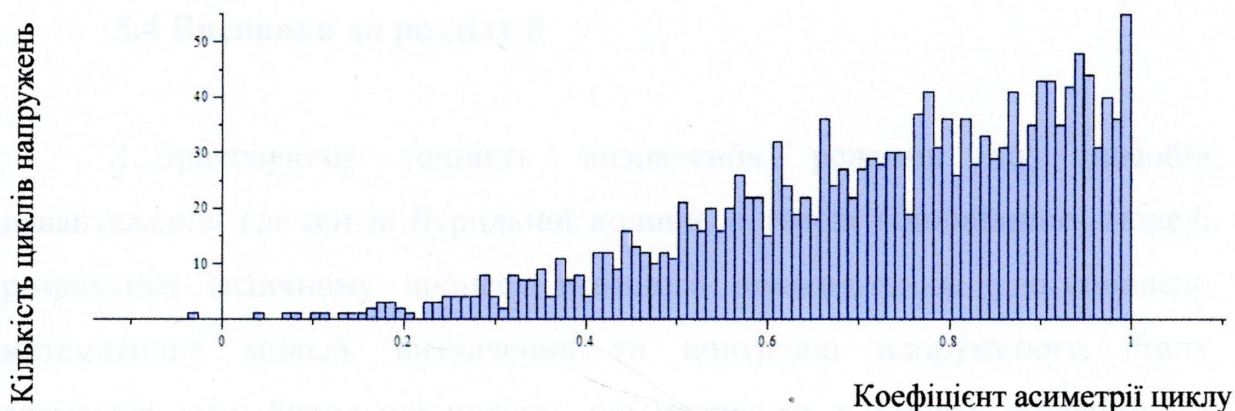


Рисунок 5.12 – Гістограма розподілу коефіцієнту асиметрії циклу у блоці навантажування

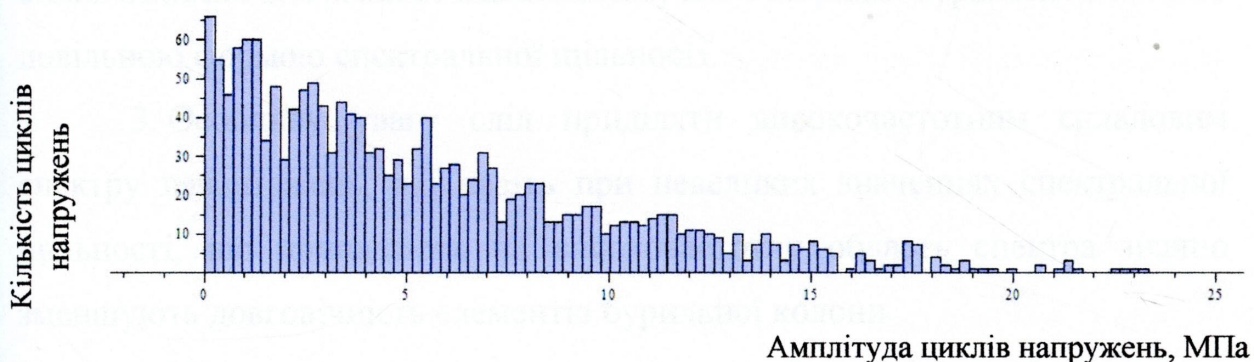


Рисунок 5.13 – Гістограма розподілу еквівалентних амплітуд напружень у блоці навантажування

Проведені за методикою [30] дослідження свідчать про те, що довговічність при досягненні границею витривалості значень, нижчих максимального рівня блоку експлуатаційних напружень, не перевищує 0,102 року безперервної роботи, що становить 894 год і є близьким до значення довговічності (848 год), визначеної за запропонованим у пункті 5.2 методом.

5.4 Висновки до розділу 5

1. Враховуючи точність визначення режимів та способів навантаження елементів бурильної колони, а також відповідність моделі розрахунку фізичному процесу втомного пошкодження, удосконалено математичну модель визначення та контролю напруженого стану елементів низу бурильної колони, що працюють в умовах вібраційного навантажування.

2. Оцінка втомної довговічності елементів бурильної колони за удосконаленою математичною моделлю дозволяє врахувати не тільки вплив змінних згинальних навантажень, але і вібрацій бурильної колони з довільною формою спектральної щільності.

3. Особливу увагу слід приділяти високочастотним складовим спектру навантажень, які навіть при невеликих значеннях спектральної щільності, що припадають на високочастотну область спектра значно зменшують довговічність елементів бурильної колони.

4. На основі удосконаленої математичної моделі розроблено метод, який дав можливість прогнозувати довговічність елементів низу бурильної колони в умовах вібраційного навантажування.

5. Проведено перевірку можливості використання запропонованого методу в промислових умовах. На основі даних запису вібрації та результатів експериментальних досліджень, проведених на свердловині Макунівська-15 Стрийського ВБР встановлено розрахункову довговічність замкового різьбового з'єднання 3-121 ОБТ-146, яка підтверджена результатами ультразвукового неруйнівного контролю.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

На основі проведених теоретичних та експериментальних досліджень вирішено науково-технічну задачу забезпечення експлуатаційної надійності бурильної колони шляхом контролю рівня вібраційного навантаження замкових різьбових з'єднань обважнених бурильних труб.

Основні результати роботи полягають в наступному:

1. Аналізуючи роботу та принцип побудови сучасних систем вібродіагностики удосконалено одну із існуючих систем реєстрації, обробки та аналізу вібраційних характеристик бурильної колони в умовах проводки свердловини. Працездатність та ефективність такої системи було перевірено як у стендових, так і у промислових умовах.

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

3. На основі аналізу існуючих математичних моделей для дослідження коливань бурильної колони, удосконалено її розрахункову схему. Використовуючи методи фізичної інтерпретації динаміки складних механічних систем, вперше створено комп'ютерну модель для дослідження поздовжніх коливальних процесів, яка враховує наявність в бурильній колоні замкових різьбових з'єднань. За допомогою комп'ютерної моделі встановлено графічні та аналітичні залежності між кінематичними характеристиками “верху” та “низу” бурильних колон довжинами від 2000 до 5000 м.

4. Використовуючи основні принципи та теореми механіки, а також враховуючи особливості виникнення та розвитку втомних пошкоджень в елементах бурильної колони, встановлено співвідношення між віброшвидкістю та динамічними напруженнями, які виникають в

елементах бурильної колони 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 З-121 ОБТ-146 в умовно вертикальній свердловині $[V]=1,34 \div 2,27$ м/с), як критерію безпечної експлуатації бурильної колони в умовах вібраційного навантажування. З використанням обґрунтованого критерію безпечної експлуатації запропоновано шляхи нормування вібрації, які зможуть забезпечити безаварійний процес роботи бурильної колони.

5. Аналізуючи способи оцінювання втомної міцності елементів бурильної колони та закони 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 низу бурильної колони в умовах вібраційного навантажування, застосування якого дасть можливість забезпечувати надійну експлуатацію бурильної колони у складних гірничо-геологічних і техніко-технологічних умовах буріння свердловин.

6. Здійснено перевірку можливості використання запропонованого методу в промислових умовах. На основі даних запису вібрації та результатів аналітичних досліджень, проведених на свердловині Макунівська-15 Стрийського ВБР встановлено розрахункову довговічність замкового різьбового з'єднання З-121 обважнених бурильних труб діаметром 146 мм. Після співставлення фактичного часу роботи та розрахункової довговічності замкового різьбового з'єднання З-121 з урахуванням впливу вібрації встановлено, що його робота протягом визначеної різниці годин стали передумовою виникнення втомного пошкодження, що підтверджено результатами ультразвукового неруйнівного контролю.

На основі отриманих результатів промислових досліджень розроблена “Методика прогнозування довговічності елементів бурильної колони в умовах вібраційного навантажування”, яка взята до використання Стрийським ВБР.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Балицкий П.В. Взаимодействие бурильной колонны с забоем скважины / П.В. Балицкий. – М., Недра, 1975.-293с.
2. Сароян А.Е. Теория и практика работы бурильной колонны / А.Е. Сароян. – М.: Недра, 1990. – 263с.
3. Сароян А.Е. Бурильные колонны в глубоком бурении / А.Е. Сароян. – М.: Недра, 1979. – 231с.
4. Симонов В.В. Влияние колебательных процессов на работу бурильного инструмента / В.В. Симонов, Е.К. Юнин. – М.: Недра, 1977. – 216с.
5. Копылов В.Е. Вибрации при алмазном бурении / В.Е. Копылов, Ю.А. Чистяков, Э.М. Мухин – М.: Недра., 1967. – 126с.
6. Огородников П.И. Управление углублением забоя скважины на базе изучения динамических процессов в бурильной колонне: дисс. докт. техн. наук: 05.15.10 / Огородников Петр Иванович. – М., 1990. – 421с.
7. Векерик В.И. Совершенствование технологии углубления скважин изменением динамики работы бурильного инструмента: дисс. докт. техн. наук: 05.15.07 / Векерик Василий Иванович. – Ивано-Франковск, 1991. — 749с.
8. Мойсишин В.М. Основы механики бурильной колонны при поглубленні свердловини роторним способом: дис. докт. техн. наук: 05.15.07 / Мойсишин Василь Михайлович. – Івано-Франківськ, 1996. – 498с.
9. Молдавцев С.А. Динаміка шарошкового долота і бурильного інструменту в процесі буріння / С.А. Молдавцев, В.І. Векерик. – Івано-Франківськ: Факел, 2006. – 182с.
10. Василюк Ю.М. Вплив динамічних процесів у бурильній колоні на роботу тришарошових доліт: дис. канд. техн. наук: 05.15.10 / Василюк Юрій Михайлович. – Івано-Франківськ, 2002. – 168с.

11. Имаева Э. Ш. Вибронагруженность глубинного бурового оборудования при случайных колебаниях: дисс.... канд. техн. наук: 05.02.13 / Имаева Эмма Шаукатовна. – Уфа, 2003. – 128с.
12. Hyun Yup Lee. Drillstring Axial Vibration and Wave Propagation in Boreholes // Submitted to the Department of Ocean Engineering on May 15, 1991 in partial fulfillment of the requirements for the Degree of Doctor of Philosophy.
13. Rong-Juin Shyu. Bending Vibration of Rotating Drill Strings // Submitted to the Department of Ocean Engineering on August 4, 1989 in partial fulfillment of the requirements for the Degree of Doctor of Philosophy.
14. R.I. Leine, D.H. van Campen, W. J. G. Keultjes. Stick-slip Whirl Interaction in Drillstring Dynamics. Journal of Vibration and Acoustics APRIL 2002, Vol. 124 O 219.
15. Султанов Б.З. Работа бурильной колонны в скважине / Б.З. Султанов, Е.И. Ишемгужин, Н.Х. Шаммасов, В.Н. Сорокин. – М.: Недра, 1973. – 216с.
16. Хуань. Продольный изгиб и поперечные колебания бурильных труб / Хуань, Деринг // Конструирование и технология машиностроения. – 1969. – №1. – С.99 - 106.
17. Dearing D.W. “Guidelines for controlling drill string vibrations”, ASME paper presented at Sixth Annual Energy Sources Technology Conference, Houston, Texas, February, 1983.
18. Dearing D.W. “Drill collar length is a major factor in vibration control”, SPE paper 11228, presented at 1982 Fall SPE Meeting, New Orleans, La. 1983.
19. Огородников П.И. Вибросостояние бурильной колонны в процессе углубления скважины / П.И. Огородников, Н.А. Реймерс. – Ивано-Франковск, ИФИНГ, 1986. – Деп. в УкрНИИНТИ, 14.07.86. – 11с.
20. Балицкий В.П. Экспериментальные исследования высокочастотных продольных колебаний бурильной колонны / В.П. Балицкий // РНТС

- “Машины и нефтяное оборудование”. – М.: ВНИИОЭНГ, 1979. – №11. – С.9-11.
21. Балицкий В.П. Осевые динамические силы, действующие на турбобур при бурении вертикальных скважин / В.П. Балицкий // РНТС “Машины и нефтяное оборудование”. – М.: ВНИИОЭНГ, 1976. – №10. – С.35-39.
 22. Мирсалимов Р.М. Исследование вибраций бурильной колонны и инструмента на забое скважины комплексным устройством / Р.М. Мирсалимов, Т.А. Гасанов, Р.Э. Атаев, К.И. Фатуллаев // Автоматизация и телемеханизация в нефтяной промышленности, 1978. - №4. - С.72-76.
 23. Санников Р.Х. Вынужденные продольные колебания бурильного инструмента и динамическая нагрузка на долото / Р.Х. Санников, М.Р. Мавлютов, Р.В. Канбекова // Нефть и газ. – 1980. – №12. – С. 15-20.
 24. Санников Р.Х. Вынужденные продольные колебания бурильного инструмента с учетом хрупкого разрушения забоя / Р.Х. Санников, М.Р. Мавлютов // Нефть и газ. – 1972. – №3. – С. 25-30.
 25. Дубленич Ю.В. Анализ разрушений замковых резьб утяжеленных бурильных труб / Ю.В. Дубленич // Э.И. Машины и нефтяное оборудование. – 1986. – № 2. – С. 10-12.
 26. Пелех В.Г. Анализ аварий с бурильными трубами по объединению “Укрнефть” / В.Г. Пелех, Б.Н. Стоян, Б.Д. Сенюк // Труды КНИИТнефть. – Куйбышев, 1982. – С. 35-39.
 27. Лисканич М.В. Дослідження впливу параметрів вібрації на реологічні властивості різьбових з'єднань бурильної колони / М.В. Лисканич // Методи та засоби технічної діагностики: Зб. праць міжнародної міжвузівської школи-семінару. – Івано-Франківськ: ІФДТУНГ, 1999. – Вип. XIV. – С. 241-248.
 28. Лисканич М.В., Капелюх Л.О. Вплив вібрації на стабільність попереднього затягування різьбових з'єднань бурильної колони / М.В.

- Лисканич, Л.О. Капелюх // Нафтова і газова промисловість. – 2001. – №3. – С. 20- 22.
29. Лисканич М.В. Вплив механічних коливань на робочий стан різьбових з'єднань / М.В. Лисканич // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Серія: Нафтогазове промислове обладнання. – Івано-Франківськ: ІФДТУНГ, 1998. – Вип. 35 (Том 4). – С. 45-52.
30. Лисканич М.В. Підвищення експлуатаційної надійності бурильної колони в умовах вібраційного навантажування: дис. докт. техн. наук: 05.05.12 / Лисканич Михайло Васильович. – Івано-Франківськ, 2005. – 380с.
31. Крыжановский Е.И. Исследование и повышение сопротивления усталости бурильных колонн при вращательном бурении скважин: дисс.... докт. техн. наук.: 05.05.12 / Крыжановский Евстахий Иванович. – Москва, 1990. – 278с.
32. Івасів В.М. Методи та засоби управління бурильною колоною для забезпечення її надійності: дис... докт. техн. наук: 05.05.12 / Івасів Василь Михайлович. – Івано-Франківськ, 1999. – 290с.
33. Копей Б.В. Науково-технологічні принципи комплексного підвищення ресурсу свердловинного нафтогазового обладнання: дис... докт. техн. наук: 05.05.12 "Машини нафтової та газової промисловості" / Копей Богдан Володимирович. – Івано-Франківськ, 1996. – 478с.
34. Артим В.І. Підвищення експлуатаційної надійності трубних та штангових колон для буріння та видобування нафти і газу: дис.... докт. техн. наук: 05.15.07 / Артим Володимир Іванович. – Івано-Франківськ, 2010. – 389с.
35. Янишевский М.Я. Прогнозирование усталостной долговечности бурильных колон: дисс. ... канд. техн. наук: 05.04.07 / Янишевский М.Я. – М., 1989. – 194с.
36. A. Baryshnikov, M. Beghini, L. Bertini, and W. Rosellini. Fatigue strength of conical threaded connection. Congresso AIAS XXX, In Italian, 2001.

37. O. Vaisberg, O. Vinck.e, G. Perrin, J. P. Sarda, and J. B. Fa.y. Fatigue of drillstring: State of art. Oil and Gas Science and Technoogy, 57(1):7–37, 2002.
38. Вибрации в технике: Справочник в 6-ти т. / Ред. совет: В.Н. Челомей (пред.). – М.: Машиностроение, 1980. – Т.3. Колебания машин, конструкций и их элементов / Под ред. Ф.М.Диментберга, К.С.Колесникова. – 1980. – 544 с.
39. Вибрации в технике: Справочник в 6-ти т / Ред. совет: В.Н. Челомей (пред.). – М.: Машиностроение, 1980. – Т.4. Вибрационные процессы и машины / Под ред. Э.Э. Лавендела. – 1981. – 509 с.
40. Симонов В.В. Работа шарошечных долот и их совершенствование / В.В. Симонов, В.Г. Выскребцов. – М.: Недра, 1975. – 240с.
41. Москвин С.А. Разработка методов оценки технического состояния шарошечных долот в процессе бурения: дисс. канд. техн. наук: 05.02.13 / Москвин Сергей Анатольевич. – Уфа, 2004. – 140с.
42. Симонянц Л.Е. Разрушение горных пород и рациональная характеристика двигателей для бурения / Л.Е. Симонянц. – М.: Недра, 1966. – 227с.
43. Огородніков П.І. Хвильові процеси у бурильній колоні як гнучкій системі / П.І. Огородніков, В.М. Світлицький, Б.М. Малярчук // Нафтова і газова промисловість. – 2010. – №3. – с.16-19.
44. Огородніков П.І. Вібрації та хвильові процеси в бурильній колоні, як додатковий ресурс збільшення корисної потужності на долоті / П.І. Огородніков, В.М. Світлицький, Б.М. Малярчук // Нафтова і газова промисловість. – 2010. – №5. – с.19-23.
45. Kitada, K., Araki, E., Kimura, T., Kinoshita, M., Kopf, A., Hammerschmidt, S., Toczko, S., Saruhashi, T., Sawada, I., Kyo, M., Namba, Y., Kido, Y., Saffer, D.M., Lauer, R., and Wheat, G., 2011. Drill pipe monitoring of vortex-induced vibration during IODP Expedition 332 observatory installations. In Kopf, A., Araki, E., Toczko, S., and the Expedition 332 Scientists, Proc.

- IODP, 332: Tokyo (Integrated Ocean Drilling Program Management International, Inc.). doi:10.2204/iodp.proc.332.106.2011.
46. Копылов В.Е. Акустическая система связи с забоем скважины при бурении / В.Е. Копылов, И.Л. Гуреев. – М., Недра, 1979. 184с.
 47. Способ передачи информации по колонне бурильных труб и устройство для его осуществления. Патент №3837223. США, МКИ Е 21в, 47/12, № 363.784: заявл. 24.05.1973; опубл. 24.09.1974, том 926, №4.
 48. Борисевич Б.Д. Контроль глубинных параметров процесса взаимодействия долота с забоем скважины по вибрациям бурильной колонны / Б.Д. Борисевич, М.В. Лисканич // Гірнична електромеханіка та автоматика. – Дніпропетровськ, 1999. – Вип. 2(61). – С. 253-256.
 49. Керимов З.Г. Экспериментальное исследование продольных колебаний вертлюга в процессе бурения скважин / З.Г. Керимов, Н.А. Раджабов, Х.Д. Омаров // Нефть и газ. – 1972. – №3. – С. 21-24.
 50. Рукавицын В.Н. Экспериментальное исследование волноводного распространения упругих колебаний по бурильной колонне в скважине / В.Н. Рукавицын, В.М. Гуцалюк, Г.И. Дранкер, О.В. Панов // Нефть и газ. – 1982. – С. 5-6.
 51. Чепелев В.Г. Телеметрическая система для исследования вибраций бурильной колонны и осевой нагрузки на долото при электробурении / В.Г. Чепелев, Н.П. Фетисенко, В.И. Абакумов и др. // Нефт. х-во. – 1970. – №1. – С. 14-18.
 52. Тимофеев Н.С. Забойный прибор для записи вибраций низа бурильной колонны / Н.С. Тимофеев, М.И. Ворожбитов // Нефт. х-во. – 1970. – №1. – С. 11-14.
 53. Дейли Ф. Записывающее устройство для регистрации забойных параметров при бурении скважин: [пер. с англ.] / Ф. Дейли, В. Деринг, Г. Пафф [и др.] // РНТС, ВНИИОСНГ, сер. Бурение. – 1969. – №7 – С. 30-37.

54. Dearing D.W. "Rotary speed, drill collars control drill string bounce", Oil and Gas Journal, June 6, 1983.
55. Dearing D.W., Livesay B.J. "Logitudinal and angular drillstring vibrations with damping", ASME paper 68-Pet-30, presented at the Petroleum Mechanical Engineering and First Pressure Vessel and Piping Conference, Dallas, Texas, September 22-25, 1968.
56. Митчелл Р.Ф. Исследование поперечных вибраций тяжелого низа бурильных колонн / Р.Ф. Митчелл, М.Б. Ален // "Нефть и газ за рубежом", 1985, №4. – С. 30- 34.
57. Nitin Sharma, Brian Donadieu and Sidney Huval; Baker Hughes. Downhole Optimization Sub Consistently Maximizes and Minimizes Risk in Both Drilling and Well Intervention Operations. Texas, April 12-14, 2011. This conference was sponsored by the American Association of Drilling Engineers. www.aade.org/app/.../AADE-11-NTCE-60
58. Goke Akinniranye, Hesham Elswaisy, Julio Palacio, Benny Poedjono, Andrea Bautista Gomez, and Roger Goobie. "An Integrated Approach to Minimizing Shock and Vibration Damage". This conference was sponsored by the American Association of Drilling Engineers. Houston, Texas, April 10-12, 2007.
59. Schlumberger. Drilling Dynamics. Sensors and Optimization. www.slb.com/drilling
60. Schlumberger. Drillstring Vibrations and Vibration Modeling. www.slb.com/drillingop
61. Halliburton. Wellplan™ Suite Well Operations Software. www.halliburton.com
62. Seismic Bits Intellipipe Jars Motors. Ramers Shocks Steering Fishing Tools. Technology Summary 25 February 2003. www.intelliserv.net
63. Современные методы и средства виброакустического диагностирования машин и конструкций / Ф.Я. Балицкий, М.Д. Генкин, М.А. Иванова и др. / Под ред. акад. К.В. Фролова. – М., 1990. – 252 с.

64. Добрынин С.А. Методы автоматизированного исследования вибрации машин. Справочник / С.А. Добрынин, М.С. Фельдман, Г.И. Фирсов. – М.: Машиностроение, 1987. 224с.
65. Аркадов Г.В. Виброшумовая диагностика ВВЭР / Г.В. Аркадов, В.И. Павелко, А.И. Усанов. – М.: Энергоатомиздат, 2004 – 344 с.
66. Карасев В.А. Вибрационная диагностика газотурбинных двигателей / В.А. Карасев, В.П. Максимов, М.К. Сидоренко. – М.: Машиностроение. 1978. 132с.
67. Махутов Н.А. Вибрация и долговечность судового энергетического оборудования / Н.А. Махутов, С.М. Каплунов, Л.В. Прусс. – Л.: Судостроение, 1985. – 300с.
68. Вибрации в технике. (Справочник в 6т. Т. 5. Измерения и испытания) – Под редакцией Генкина М.Д., М., Машиностроение, 1981.- 496с.
69. Грачев Ю.В. Автоматический контроль в скважинах при бурении и эксплуатации / Ю.В. Грачев, В.П. Варламов. – М., Недра, 1968, 328с.
70. Сергиенко И.В. Автоматизированные системы обработки данных / И.В. Сергиенко, И.Н. Парасюк, Н.И. Тукалевская. – Киев.: Наукова думка, 1976. – 216 с.
71. Barkov A.V. Optimization of Monitoring and Diagnostics Methods for the Rotating Machines by Vibration and Noise Measurements // Proc. of the 4th International Congress on Sound and Vibration. – Russia, St. Petersburg, 1996. – Vol. 3. – P. 1573–1578.
72. Арнольд Э.Э. Многоканальный измерительный информационный комплекс / Э.Э. Арнольд, С.А. Добрынин // Методы решения задач машиностроения на вычислительных машинах. М.: Наука, 1979. С.43-47.
73. Гренке В.В. Портативный аппаратно-программный анализатор вибраций технологического оборудования и его узлов / В.В. Гренке, А.А. Светлаков // Современные средства и системы автоматизации: Матер. Всеросс. научно_практ. конф. молодых ученых. – 21–23 октября 2003 г. – Томск, 2003. – С. 95–98.

74. Котюк, А.Ф. Методы и аппаратура для анализа характеристик случайных процессов / А.Ф. Котюк, В.В. Ольшевский, Э.И. Цветков – М.: Энергия. 1967. – 240 с.
75. Рабинер Л. Теория и применение цифровой обработки сигналов / Л.Рабинер, Б.Гоулд. – Москва, Мир, 1978.
76. Прохоров С.А. Структурно-спектральный анализ случайных процессов / С.А. Прохоров, В.В. Графкин. – СНЦ РАН, 2010. – 128 с.
77. Прохоров, С.А. Автоматизированный комплекс корреляционно-спектрального анализа методом аппроксимации ортогональными функциями / С.А. Прохоров, А.В. Графкин, В.В. Графкин // Вестник Самарского государственного технического университета, серия «Технические науки», №33. – Самара, 2005. – С. 329-334.
78. Керим-Заде С.К. Некоторые особенности аппаратуры для глубинных измерений вибрации в процессе электробурения / С.К. Кери-Заде, Р.Г. Джагунов // Нефть и газ. – 1967. – С.93-94.
79. Измерительная аппаратура. Удар, вибрация, акустическая эмиссия, давление, сила. ООО "Глобал Тест". Каталог. www.globaltest.ru.
80. Полищук Е.С. – Измерительные преобразователи / Е.С. Полищук. – Киев: Вища школа. Головное изд-во, 1981. – 296 с.
81. Джонсон Д. Справочник по активным фильтрам / Д. Джонсон, Дж. Джонсон. – М: Энергоатомиздат, 1983. – 128 с.
82. Борисевич Б.Д. Вибір первинних перетворювачів вібрацій бурильної колони при бурінні нафтових і газових свердловин / Б.Д. Борисевич, М.В. Лисканич // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Серія: Нафтогазопромислове обладнання. – Івано-Франківськ: ІФДТУНГ, 1999. – Вип. 36 (Том 4). – С. 103-109.
83. Analog Devices. Ultralow Noise, High Speed, BiFET Op Amp. AD745. www.analog.com

84. Балицкий В.П. К вопросу информативности низкочастотных продольных колебаний бурильной колонны / В.П. Балицкий // Автоматизация и телемеханизация в нефтяной промышленности. 977. - №1. С.3-6.
85. Гайдышев, И. Анализ и обработка данных: специальный справочник / И. Гайдышев – Спб.: Питер, 2001. – 752 с.: ил.
86. Болотин В.В. Случайные колебания упругих систем / В.В. Болотин. – М.: Наука, 1979. – 335с.
87. Бриллинджер, Д. Временные ряды. Обработка данных и теория / Д. Бриллинджер – М.: Мир, 1980. – 536 с.
88. Дженкинс, Г. Спектральный анализ и его приложения. Том 1 / Г. Дженкинс, Д. Ваттс – М.: Мир, 319 с. – 1971.
89. Дженкинс, Г. Спектральный анализ и его приложения. Том 2 / Г. Дженкинс, Д. Ваттс – М.: Мир, 287 с. – 1972.
90. Марпл С.Л.-мл. – Цифровой спектральный анализ и его приложения / С.Л. Марал-мл. – М: Мир, 1990. - 584 с.
91. Дьяконов, В.П. Фур'є - и вейвлет - преобразования в компьютерной математике / В.П. Дьяконов // Материалы международной научно-практической конференции «Информационные технологии в образовании и фундаментальных науках (ИТО-Поволжье – 2007)». – Казань: ТГГПУ, 2007. – с. 346-354.
92. 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.
93. Графкин, В.В. Аппроксимативный анализ структурных функций в системе MATHCAD / В.В. Графкин // Информационные технологии в высшем профессиональном образовании: Сборник докладов II межрегиональной конференции (5-6 июня 2007 г.) / Под ред. О.А. Тарабрина, А.В. Очеповского – Тольятти – Самара: Самарский государственный аэрокосмический университет, 2007. – с. 26-28.

94. Вильнер П.Д. Виброскорость как критерий вибрационной напряженности упругих систем. – Пробл. прочн., 1970. - Вип. №9. С. 32-38.
95. Москвитин В.В. Циклические нагружения элементов конструкций / В.В. Москвитин. – М.: Наука, 1981, 344 с.
96. Балюк Б.К. Вибрационная прочность двигателей внутреннего сгорания / Б.К. Балюк. – Киев.: Наукова Думка, 1983. – 104с.
97. Балюк Б.К., Божко А.Е. Напряженность механизмов газораспределения быстоходных дизелей / Б.К. Балюк, А.Е. Божко. – М.: Машиностроение, 1979. – 160с.
98. Александров М.М. К вопросу о напряжениях изгиба при вращении бурильной колонны / М.М. Александров // Изв. Вузов. Нефть и газ. – 1970. – №6. – С. 24-28.
99. 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, 2004. – Вип. 38 (Том 8). – С. 56-61.
100. L. Bertini, C. Santus, J. Boulet, P. Leclerc, C. Desmazes. Resonant bench for fatigue testing of steel drill pipe connections. AIAS – Associazione Italiana per l'analisi delle sollecitazioni. 41 Convegno Nazionale, 5-8 settembre 2012, Università degli studi di padova.
<http://www.dimnp.unipi.it/santus/Pubblicazioni/Articoli/2012>
101. Феодосьев В.И. Соппротивление материалов / В.И. Феодосьев. – М.: Наука, 1964. – 539с.
102. Чернов Б.А. Исследование замковых резьбовых соединений бурильных труб и турбобуров и разработка рекомендаций по повышению их эффективности в глубоком бурении: дис... докт. техн. наук: 05.05.12 / Чернов Борис Александрович – Ивано-Франковск, 1999. – 298с.
103. Бабаков И.М. Теория колебания / И.М. Бабков. – М.: Наука, 1968. – 434с.

104. Иванов К.И. Техника бурения при разработке месторождений полезных ископаемых. 3-е изд., перераб. и доп. / К.И. Иванов, В.А. Латышев, В.Д. Андреев. – М.: Недра, 1987. – 272с.
105. Shadrina A.V., Saruev L.A. Analysis of energy loss on friction in carving connection of rods using of hysteresis diagrams // Наука и технология (KORUS_2003): Матер. VII Корейско - Русского Междунар. симп. – Ульсан, 2003. – С. 118-122.
106. Вибрация конструкций при сухом трении между элементами / Под ред. В.Г. Подольского. – Харьков: Изд-во «Прапор», 1970. – С. 85 –106.
107. Вибрация в технике: Справочник. В 6-ти т. / Ред. совет: В.Н. Челомей (пред.). – М.: Машиностроение, 1981. – Т. 6. Защита от вибрации и ударов / Под ред. К.В. Фролова, 1981. – 456с.
108. Биргер И.А. Резьбовые и фланцевые соединения / И.А. Биргер, .., Г.Б. Иосилевич; 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1990. – 364с.
109. Шадрина А.В. Исследование процессов циклической деформации резьбовых соединений бурильных труб как упруго – фрикционной системы / А.В. Шадрина, Л.А. Саруев // Технология и техника геологоразведочных наук. – 2008 - №1. – С. 51-54.
110. Щербюк Н.Д. Резьбовые соединения труб нефтяного сортамента и забойных двигателей / Н.Д. Щербюк, Н.В. Якубовский. – М.: Недра, 1974. – 235с.
111. Пантелеев А.В. Теория управления в примерах и задачах / А.В. Пантелеев, А.С. Бортаковский. – М.: Высшая школа, 2003. 583с.
112. Кадымов Я.Б. К вопросу аппроксимации передаточной функции колонны бурильных труб / Я.Б. Кадымов, Б.И. Ионович // Нефть и газ, 1977. – №2. – С. 81-84.
113. Андреев Ю.М. Розробка аналітичних комп'ютерних методів аналізу та синтезу динаміки машин. дис... докт. техн. наук 05.02.09 / Андреев Ю.М. – Харків, 2008.

114. Советов В.Я. Моделирование систем: Практикум / В.Я. Советов. – М.: Высшая школа, 2003. – 295с.
115. Поршневу С.В. Компьютерное моделирование физических процессов в пакете MATLAB / С.В. Поршневу. – М.: Горячая линия – Телеком, 2003.– 592с.
116. Рыжиков Ю.И. Имитационное моделирование / Ю.И. Рыжиков. – М.: Логос, 2003. – 357с.
117. Redfern M., Betounes D. Mathematical Computing: An Introduction in Programming Using Maple.- Hattiesburg: Springer-Verlag, 2002, 420 pp.
118. Аладьев В.З. Программирование и разработка приложений в Maple / В.З. Аладьев, В.К. Бойко, Е.А. Ровба. – Гродно: Таллинн 2007. – 459с.
119. Рагульскис К.М. Динамический синтез машин полунатурным моделированием / К.М. Рагульскис, И.Ю. Скучас. – Вильнюс: Москалс, 1985.– 162с.
120. Гриджук Я.С. Моделювання позовжніх 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.
121. Зеленцов Б.П. Матричный анализ сложных систем / Б.П. Зеленцов. – Новосибирск: Наука, 1972. – 146с.
122. Биргер И.А. Расчеты на прочность деталей машин: справочник / И.А. Биргер, Б.Ф. Шор, Г.Б. Иосилевич; 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1979. – 702с.
123. 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.
124. Бегларян В.Х. Механические испытания приборов и аппаратов / В.Х. Бегларян. – М.: Машиностроение, 1980. – 223с.
125. Павловський М.А. Теоретична механіка: Підручник / М.А. Павловський. – Київ.: Техніка, 2002. – 512с.
126. Руководство по методике электромеханических измерений с применением датчиков активного сопротивления. – М.: Госстрой СССР, лаборатория измерительной техники НИИЖБ, 1965. – 86с.
127. 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.
128. 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.
129. ИСО 10816-1-97. Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся частях. – Ч. 1: Общие требования.
130. API 610 Centrifugal Pumps For Petroleum, Heavy Duty Chemical, And Gas Industry Services.- 8th Edition.- 1995.
131. Operating rotodynamic pumps away from design conditions / European Association of Pump Manufacturers.- 2000.- ISBN 1-85617-372-0.
132. ГОСТ 26044-83. Вибрация. Аппаратура для эксплуатационного контроля вибрационного состояния энергетических гидротурбинных агрегатов. Общие технические требования.
133. ГОСТ 26382-84. Двигатели газотурбинные гражданской авиации. Допустимые уровни вибрации и общие требования к контролю вибрации.

134. ГОСТ 27165-97. Агрегаты паротурбинные стационарные. Нормы вибрации валопроводов и общие требования к проведению измерений.
135. Нормы вибрации трубопроводов технологического газа компрессорных станций с центробежными нагнетателями, Мин. газовой промышленности, М., 1985.
136. РТМ 38.001-94. Указания по расчету на прочность и вибрации технологических стальных трубопроводов. Управление департамента нефтепереработки Минтопэнерго РФ, 1994.
137. РД 10-249-98, Нормы расчета на прочность стационарных котлов и трубопроводов пара и горячей воды, Ростехнадзор России, №50 от 25.08.98.
138. Wachel J. C. Field Investigation of Piping Systems for Vibration - Induced Stress and Failures., Pressure Vessels & Piping Conference, ASME Bound Volume # H00219, June 27 - July 2, 1982.
139. Wachel J. C., Smith D. R. Vibration Troubleshooting of Existing Piping Systems., Dynamiks Incorporated, July, 1991.
140. Graille M., Fichet G., Bertrand J., Les vibrations dans les stations de compression equipees de compresseurs a pistons Compte rendu., Association technique de l'industrie du gaz en France, 1970.
141. Джалил-Заде Г.Н. Защита бурильного инструмента от вибрации при бурении скважин / Г.Н. Джалил-Заде // Азербайджанское нефтяное хозяйство. – 1973. – №12. – С.16-20.
142. Балицкий В.П. Влияние амортизатора на колебательные процессы в бурильной колонне / В.П. Балицкий // РНТС “Машины и нефтяное оборудование”. – М.: ВНИИОЭНГ, 1981. – №9. – С.10-12.
143. Алиев Т.А., Талыбы Л.Х., Гулиева С.Ю. Об одной модели усталостного разрушения при стационарных случайных нагружениях / Т.А. Алиев, Л.Х. Талыбы, С.Ю. Гулиева // Transaction of Azerbaijan National Academy of Sciences, Series of Physical-Technical and Mathematical Sciences: Informatics and Control Problems, Vol. XXV, 2005. No.3. – С. 25-30.

144. 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.-виклад. складу ІФДТУНГ. – Івано-Франківськ, 2001. – С. 46-47.
145. Бендат Дж. Основы теории случайных шумов и ее применение / Дж. Бендат. – М.: Наука, 1965. – 463с.
146. Когаев В.П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность: справочник / В.П. Когаев, Н.А. Махутов, А.П. Гусенков. – М.: Машиностроение, 1985. – 224с.
147. Когаев В.П. Расчеты на прочность при напряжениях переменных во времени / В.П. Когаев. – М.: Машиностроение, 1977. 232с.
148. Лисканич М.В. Оцінювання показників надійності бурильної колони за параметрами руйнування від утомленості її елемента / М.В. Лисканич // Нафтова і газова промисловість. – 2001. – №4. – С. 18-20.
149. 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. 48-52.
150. 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.
151. G. F. Miscow, P. E. V. de Miranda, T. A. Netto, and J. C. R. Pl'acido. Techniques to characterize fatigue behaviour of full size drill pipes and small scale samples. *International Journal of Fatigue*, 26:575–584, 2004.
152. 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.

153. 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.
154. СТД 320.0015390.040-2000. Методика розрахунку замкових різьбових з'єднань бурильної колони в умовах вібраційного навантаження. Система стандартів підприємства ВАТ "Укрнафта". – 40с.
155. 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.
156. 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. – Вып.13. – С. 146-150.

ДОДАТОК А ПРОТОКОЛ

проведення промислового дослідження впливу вібрації на довговічність елементів компоновки низу бурильної колони

Комісія в складі:

Голови:

Хомина Я.М. – начальника Стрийського ВБР

і членів комісії:

Карпина В.І. – головного технолога Стрийського ВБР

Маркевича Б.Я. – бурового майстра Стрийського ВБР

Лисканича М.В. – доктора технічних наук, професора кафедри
теоретичної механіки ІФНТУНГ

Гриджука Я.С. – асистента кафедри теоретичної механіки
ІФНТУНГ

Роботи по дослідженню проведені в період з 13.04.12 по 29.05.12.

1. Предмет дослідження

Предметом дослідження є метод прогнозування довговічності елементів компоновки низу бурильної колони в умовах вібраційного навантажування.

Вказаний метод включає в себе підбір обладнання для вимірювання та обробки вібрації бурильної колони, основні аналітичні залежності та рекомендації стосовно розрахунку осьових і згинальних змінних навантажень та напружень в елементах бурильної колони, а також граничної віброшвидкості та довговічності замкових різьбових з'єднань обважнених бурильних труб в умовах вібраційного навантажування.

2. Мета дослідження

Мета дослідження – визначення впливу параметрів механічних коливань бурильної колони, записаних на гирлі свердловини на довговічність замкових різьбових з'єднань обважнених бурильних труб в конкретних умовах проводки свердловини.

3. Місце і умови проведення дослідження

Дослідження здійснювалося на свердловині Макунівська 15 Стрийського ВБР 13.04.12 по 29.05.12. в інтервалі буріння 1050 - 2292 м.

Фактична конструкція свердловини: кондуктор діаметром 245 мм – 1050 м, нижче – відкритий стовбур під технічну колону діаметром 168 мм. У вказаному інтервалі дослідження кут відхилення осі свердловини від вертикалі знаходився в діапазоні $5^{\circ}30' \div 10^{\circ}15'$. Максимальна інтенсивність кривизни становить $0^{\circ}30'/10$ м. За результатами профілометрії коефіцієнт каверзності змінюється в межах 1,2-2,0. Проектна глибина свердловини – 2400 м.

Компоновка бурильного інструменту: долото $\varnothing 215,9$ МС-ЦГАУ – 0,2 м, наддолотний перевідник $\varnothing 146$ мм – 0,3 м; ОБТ $\varnothing 146$ мм – 15,89 м; перевідник $\varnothing 165$ мм – 0,37 м; КЛС $\varnothing 212,7$ мм – 1,15 м; ОБТ $\varnothing 165$ мм – 17,19 м; перевідник $\varnothing 165$ мм – 0,42 м; ОБТ $\varnothing 159$ мм – 131,16 м; перевідник $\varnothing 147$ мм – 0,42 м; ТБПК $\varnothing 102$ G105.

Замкові різьбові з'єднання ОБТ згвинчувалися з оптимальним крутним моментом з використанням мастила ГС-8.

Режим буріння в інтервалі 1050-2292 м:

- частота обертання стола ротора 60 об/хв;
- осьове навантаження на долото $120 \div 140$ кН;
- тиск нагнітання бурового розчину $9 \div 10$ МПа;
- густина бурового розчину 1250 кг/м³.

4. Результати дослідження

Ультразвуковий неруйнівний контроль елементів бурильної колони проводився за допомогою пересувної дефектоскопічної установки ПДУ-1М через кожні 500 год. роботи бурильного інструменту. В результаті проведення неруйнівного контролю елементів бурильної колони протягом вказаного періоду відбраковано:

- 07.05.12 – 3 бурильні труби ТБПК Ø102 G105, в яких виявлено тріщини по зварному шву та виробіток еліптичної форми по тілу труби;
- 29.05.12 – перевідник Ø165 мм, в якому виявлено тріщину в різьбі ніпеля.

Враховуючи випадковий характер діючих навантажень, а також те, що до втомного пошкодження різьбових з'єднань призводять тільки змінні напруження, що перевищують їх границю витривалості, в умовах проводки свердловини така перевірка була здійснена з використанням результатів віброметрії.

Протягом вказаного періоду здійснено 12 рейсів бурильного інструменту. При цьому пробурено 1242 м за 1071 год. Реєстрація вібрації вертлюга бурильної колони проводилась на початку кожного довбання за допомогою вібровимірювального комплексу, до складу якого входили віброперетворювач AP21, узгоджуючий блок первинної обробки сигналу та блок вторинної обробки сигналу - портативний комп'ютер з встановленим програмним забезпеченням. Враховуючи поступове нарощення бурильної колони, розраховано її кінематичні передавальні функції для вказаного інтервалу буріння. За глибини 2210 м значення передавальної функції становило 1,783. За результатами обробки вимірювань середньоквадратичне та максимальне значення віброшвидкості вертлюга відповідно становили 0,323 м/с та 0,798 м/с, а наддолотної частини КНБК з урахуванням передавальної функції відповідно 0,575 м/с і 1,423 м/с. Найбільш інтенсивні

грунтові коливання спостерігались на частоті 11,8 Гц, менш інтенсивні зубкові - на частоті 35,2 Гц.

Число циклів повторення амплітуди змінного згинального моменту протягом 1071 год буріння становило $N = 3,9$ млн. циклів. Границя витривалості для замкового різьбового з'єднання 3-121 становить $M_{-1} = 13,8$ кН·м, показник нахилу кривої втоми для ОБТ-146 $m = 5,4$; базова кількість циклів $N_0 = 4,0$ млн. циклів.

В ході проведення дослідження встановлено, що граничні значення віброшвидкості перерізу КНБК, в якому був встановлений перевідник $\varnothing 165$ мм для двох рівнів навантажень становить відповідно $[V]_{\beta=0,5} = 1,339$ м/с і $[V]_{\beta=1} = 2,267$ м/с. Після співставлення максимального значення віброшвидкості на основній частоті з допустимими значеннями $[V]_{\beta=0,5} < 1,423 < [V]_{\beta=1}$ проведено розрахунок довговічності замкового різьбового з'єднання вказаного перевідника з урахуванням та без урахування впливу вібрації. За результатами розрахунків встановлено, що для вказаного періоду, умов проводки свердловини та режиму буріння розрахункова довговічність замкового різьбового з'єднання 3-121 перевідника $\varnothing 165$ мм до появи втомного руйнування без урахування та з урахуванням впливу вібрації становить 924 год та 848 год відповідно.

На основі співставлення фактичного часу роботи та розрахункової довговічності замкового різьбового з'єднання перевідника з урахуванням впливу вібрації встановлено, що його робота протягом надлишкових 223 год стала передумовою виникнення втомного пошкодження.

5. Висновки і рекомендації

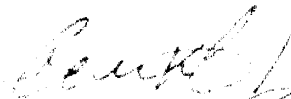
5.1 Технічні засоби для вимірювання та обробки вібрації бурильної колони є працездатними та надійними в промислових умовах.

5.2 Інформація, отримана за результатами вимірювання та обробки вібрації верху бурильної колони із застосуванням спеціалізованого програмного забезпечення дозволяє визначити показники спектральної щільності та значень віброшвидкості на основних частотах коливання компоновки низу бурильної колони.

5.3 Виходячи з фактичної конструкції свердловини та режиму буріння встановлені граничні значення віброшвидкості перерізів компоновки низу бурильної колони та розраховано довговічність замкового різьбового з'єднання 3-121 до появи втомного руйнування.

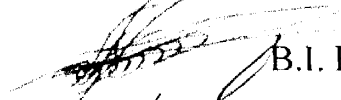
5.4 Справедливість проведених розрахунків та отриманих результатів підтверджується даними неруйнівного контролю.

Голова комісії



Я.М. Хомин

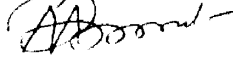
Члени комісії



В.І. Карпин



Б.Я. Маркевич



М.В. Лисканич



Я.С. Гриджук

ДОДАТОК Б

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ
ІВАНО-ФРАНКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ НАФТИ І ГАЗУ**

“ЗАТВЕРДЖЕНО”

Начальник

Стрийського ВБР

 **Я.М. Хомни**

**МЕТОДИКА ПРОГНОЗУВАННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ
БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ В УМОВАХ ВІБРАЦІЙНОГО
НАВАНТАЖУВАННЯ**

“ПОГОДЖЕНО”

Проректор з наукової

роботи ІФНТУНГ

 **О.М. Карпаш**

РОЗРОБЛЕНО:

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

РОЗРОБНИКИ:

доктор технічних наук, професор **Лисканич М.В.;**

кандидат технічних наук, доцент **Джус А.П.;**

асистент **Гриджук Я.С.**

ЗМІСТ

	ст.
1 СФЕРА ЗАСТОСУВАННЯ.....	4
2 ТЕРМІНИ, ВИЗНАЧЕННЯ ПОНЯТЬ, ПОЗНАЧЕННЯ ТА СКОРОЧЕННЯ.....	4
3 ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ.....	5
4 ЗАСОБИ ВИМІРЮВАННЯ І ОБРОБКИ ВІБРАЦІЇ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ.....	7
5 РОЗРАХУНОК ГРАНИЧНИХ ЗНАЧЕНЬ ВІБРОШВИДКОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ КОМПОНОВКИ НИЗУ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ.....	13
6 ВИЗНАЧЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ЗАМКОВИХ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ ОБВАЖНЕНИХ БУРИЛЬНИХ ТРУБ ПРИ ВІБРАЦІЙНОМУ НАВАНТАЖЕННІ.....	18
ДОДАТОК А.....	20
ДОДАТОК Б.....	29
ДОДАТОК В.....	31

1 СФЕРА ЗАСТОСУВАННЯ

1.1 Дана методика поширюється на буріння нафтових і газових свердловин і регламентує порядок розрахунку довговічності елементів бурильної колони в умовах вібраційного навантажування.

1.2 Дана методика призначена для використання при бурінні свердловин організацією Стрийське ВБР, її підрядниками та сумісниками.

1.3 Вимоги цієї методики є обов'язковими при проектуванні і виборі режимно-технологічних параметрів, техніки і технології буріння свердловин.

2 ТЕРМІНИ, ВИЗНАЧЕННЯ ПОНЯТЬ, ПОЗНАЧЕННЯ ТА СКОРОЧЕННЯ

Терміни та поняття, що використовуються в цій методиці, відповідають ДСТУ 2300-93, ДСТУ 2473-94, ДСТУ-2860-94. В методиці використовуються такі скорочення:

БК – бурильна колона;

БТ – бурильна труба;

ЗРЗ – замкові різьбові з'єднання;

КНБК – компоновка низу бурильної колони;

П – перевідник;

ОБТ – обважнена бурильна труба;

ТБТ – товстостінна бурильна труба.

3 ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

3.1 На бурильну колону (БК) в процесі її експлуатації діють різні види навантажень, в тому числі і вібраційні. В процесі буріння свердловини під дією вібраційних навантажень в елементах бурильної колони накопичуються пошкодження. На підставі багаторічного досвіду експлуатації бурильних колон, теоретичних та експериментальних досліджень, встановлено, що руйнування елементів бурильної колони під дією вібраційного навантаження має втомний характер. В зв'язку з цим є актуальною проблема визначення довговічності елементів бурильної колони під дією вібрації.

3.2 Аналіз аварійності бурильної колони вказує на те, що при роторному способі буріння близько 80% втомних пошкоджень припадає на її нижню частину, а раптові відмови відбуваються переважно через руйнування її найбільш уразливих елементів – замкових різьбових з'єднань (ЗРЗ). Однією з причин руйнувань ЗРЗ в процесі експлуатації є поява в втомних тріщин, що виникають внаслідок дії змінних осьових та згинаючих навантажень, які супроводжуються інтенсивними вібраціями колони.

3.3 Для об'єктивної оцінки технічного стану та прогнозування довготривалої роботи бурильної колони необхідно знати діючі на її елементи вібраційні навантаження та спричинені ними напруження. В даній методиці запропоновано рекомендації стосовно реєстрації вібрації, автоматизованої обробки результатів вимірювання вібрації та основні аналітичні залежності для визначення граничних значень віброшвидкості елементів компоновки низу бурильної колони (КНБК) і їх довговічності в умовах вібраційного навантаження. Вони можуть бути використані в якості доповнення до чинних нормативних документів з розрахунку та експлуатації бурильних колон.

3.4 Враховуючи випадковий характер діючих навантажень, а також те, що до втомного пошкодження різьбових з'єднань призводять тільки змінні напруження, що перевищують їх границю витривалості, при експлуатації в

умовах інтенсивної вібрації доцільно використовувати індивідуальне прогнозування їх ресурсу за результатами віброметрії.

3.5 В даній методиці викладені рекомендації щодо:

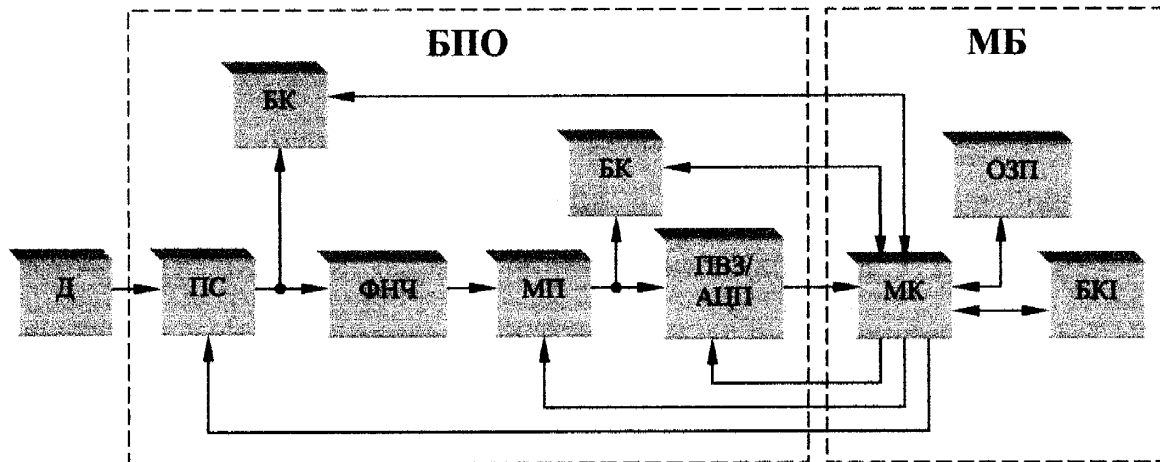
- обладнання та методики для вимірювання та обробки вібрації БК;
- розрахунку граничних значень віброшвидкості механічних коливань КНБК;
- визначення довговічності ЗРЗ ОБТ.

3.6 Подана методика прогнозування довговічності ЗРЗ ОБТ під дією осьових та згинальних динамічних навантажень в умовах вібрації, а також процедура обробки даних запису вібрації, орієнтована на широке застосування комп'ютерної техніки.

4 ЗАСОБИ ДЛЯ ВИМІРЮВАННЯ ТА ОБРОБКИ ВІБРАЦІЇ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ

4.1 Реєстрація вібрації (віброприскорення, чи віброшвидкості) БК при роторному бурінні проводиться за допомогою одного датчика, який кріпиться до вертлюга, при бурінні вибійним двигуном - датчик, який кріпиться до ведучої труби. Передача вібраційного сигналу від конкретного елемента бурильної колони, як вузла діагностування, до датчика здійснюється по механічному каналу зв'язку - бурильній колоні.

4.2 Апаратна частина обладнання, яке використовується для реєстрації та обробки вібрації (рис. 1) складається з готових стандартних вузлів. Це дозволяє скоротити час та вартість розробки, оскільки дає можливість працювати зі стандартними засобами.



Д – датчик; БПО – блок попередньої обробки сигналу; ПС – підсилювач сигналу; ФНЧ – фільтр нижніх частот; БК – блок компараторів; МП – масштабуючий підсилювач; МБ – мікропроцесорний блок; ПВЗ/АЦП – пристрій вибірки-зберігання / аналого-цифровий перетворювач; МК – мікроконтролер; ОЗП – оперативно запам'ятовуючий пристрій; БКІ – блок клавіатури/індикації.

Рисунок 1 – Функціональна схема віброакустичного обладнання

4.3 Основні характеристики параметрів, вимірюваних в ході експерименту, визначаються здебільшого робочими характеристиками вібродавача, тому похибка вимірювання і залежність апаратної частини від вібродавача повинні бути мінімальними. З цією метою використовується віброперетворювач AP21 (рис. 2) спеціалізованого науково-виробничого підприємства “Глобал Тест”, технічна характеристика якого згідно [1] наведена в таблиці 1. Даний віброперетворювач призначений для перетворення діючої на нього вібрації в пропорційний електричний заряд і застосовується в апаратурах контролю і вимірювання вібрації (вібропришвидшення).

4.4 Віброперетворювач AP21 володіє високою стабільністю нормалізованого коефіцієнта перетворення при дії зовнішніх факторів та високою надійністю в широкому діапазоні дії зовнішніх факторів (великий час напрацювання до відмови). Конструктивною особливістю акселерометра є три чутливі п'єзоелементи (рис. 3), які дозволяють одночасно вимірювати три взаємно перпендикулярні складові вібраційного та ударного пришвидшення об'єкта дослідження у складі портативних діагностичних систем. Герметичний зварний корпус, виготовлений з титанового сплаву, забезпечує високу міцність віброперетворювача. Кріпильний магніт (рис. 4), що нагвинчується на різьбову частину віброперетворювача, забезпечує його надійне кріплення на об'єкті дослідження (вертлозі, чи квадратній штанзі). Передача віброімпульсів від вібродавача до вхідного пристрою диференційного підсилювача відбувається по спеціальному трьохжильному антивібраційному кабелі, розміри якого наведені на рисунку 5.

Таблиця 1 – Технічна характеристика віброперетворювача AP21

Назва параметру	Розмірність	Значення
Осьова чутливість	пКл/г*	2
Частотний діапазон	Гц	0,5-20000
Частота резонансу	кГц	>55
Верхня границя вимірюваних пришвидшень (пікове значення)	g	10000
Максимальний удар (пікове значення)	g	20000
Температурний діапазон	°C	-60...+150
Відносна поперечна чутливість	%	<5
Деформаційна чутливість	г·м/мкм	<0,005
Опір ізоляції в нормальних умовах	МОм	>10000
Електрична ємність	пФ	600-900
П'єзоелектричний матеріал		ЦТС19
Кріплення		M5 (10-32 UNF)
Ізоляція основи		Немає
Довжина вмонтованого кабелю	м	2
Тип роз'єму		3 × 10 – 32
Місце роз'єму		збоку
Матеріал корпусу		титан (н/сталь)
Маса без кабелю	г	5 (8)
Розміри	мм	9,6 × 16
* $g = 9,81 \text{ м/с}^2$		

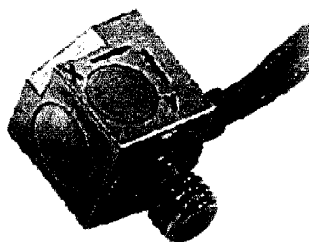


Рисунок 2 – Зовнішній вигляд віброперетворювача AP21
без кріпильного магніту

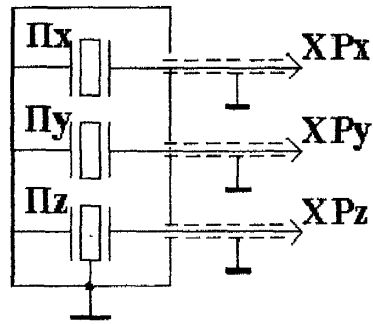


Рисунок 3 – Принципова електрична схема віброперетворювача AP21

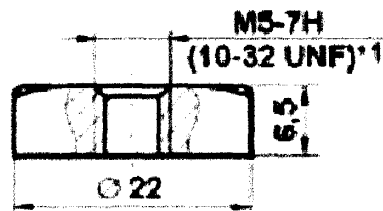
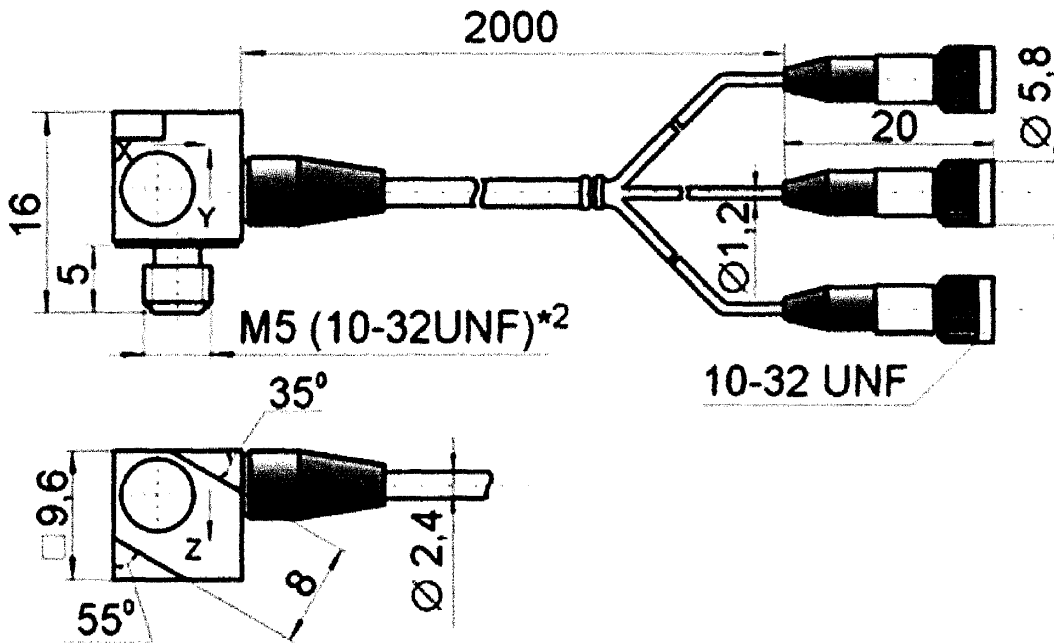
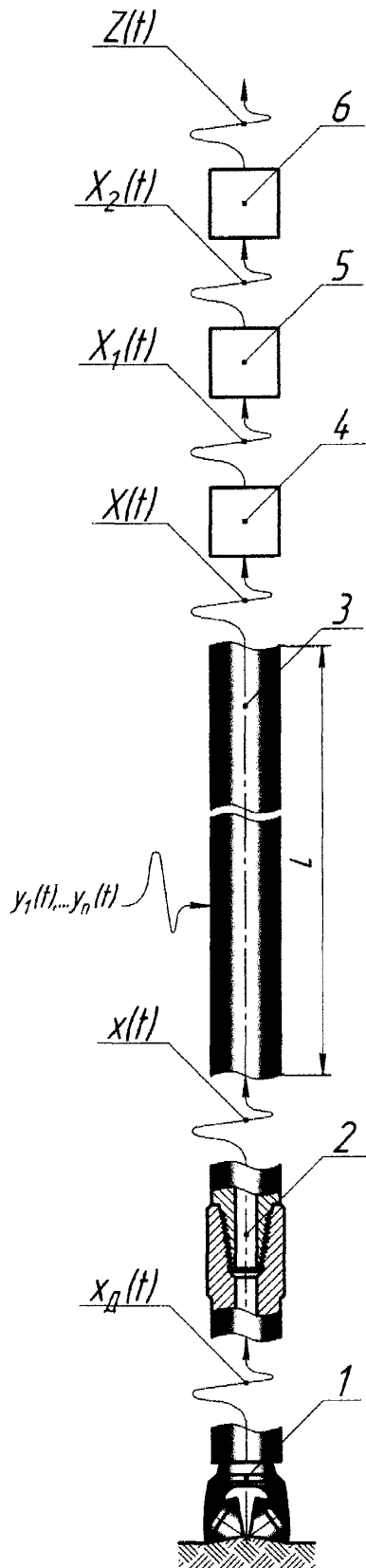


Рисунок 4 – Розміри кріпильного магніту AM01



**Рисунок 5 – Розміри віброперетворювача AP21 з кабелем
для передачі даних**



- 1 – основне джерело вібрацій
(шарошкове долото);
- 2 – вузол діагностування (замкове
різьбове з'єднання);
- 3 – механічний канал довжиною L
(бурильна колона), по якому
коливальний процес проходить до
місця установки віброперетворювача;
- 4 – давач (віброперетворювач AP21);
- 5 – блок первинної обробки сигналу;
- 6 – блок вторинної обробки сигналу;
- $x_D(t)$ – вібрація долота, яка
передається бурильній колоні;
- $x(t)$ – вібраційний сигнал, що
передається по бурильній колоні;
- $y_1(t) \dots y_n(t)$ - сигнали від інших вузлів
колони та перешкоди;
- $X(t)$ - сигнал, зареєстрований
віброперетворювачем;
- $X_1(t)$ - сигнал, що надходить на
первинну обробку;
- $X_2(t)$ - сигнал, що надходить на
вторинну обробку;
- $Z(t)$ - сигнал, після вторинної обробки.

**Рисунок 6 – Схема збору та обробки результатів вимірювання вібрацій
бурильної колони**

4.5 Процедура реєстрації та обробки вібрації включає в себе кілька етапів і проводиться в такому порядку.

4.5.1 Механічні коливання, які реєструються віброперетворювачем AP21 на вертлюзі у вигляді аналогового електричного сигналу, поступають на блок попередньої обробки (рис. 6).

4.5.2 При попередній обробці зареєстрований сигнал підсилюється за допомогою підсилювача сигналу (ПС) пропускається через фільтр нижніх частот (ФНЧ). Послаблений після фільтрації сигнал поступає на масштабуючий підсилювач (МП), який використовується для підсилення сигналу до повного завантаження динамічного діапазону каналу передачі. Процедури підсилення та фільтрації сигналу керуються мікроконтролером (МК) за допомогою блоків компараторів (БК).

4.5.4 Після цього профільований та підсилений сигнал перетворюється за допомогою аналого-цифрового перетворювача (АЦП) звукової карти комп'ютера з аналогової форми у числові значення. Процедура перетворення сигналу здійснюється за допомогою програми Cool Edit.

4.5.5 Зареєстровані вібросигнали у своєму первісному вигляді описуються в часовій області. З прийнятною для практики точністю вібросигнал додатково описується у частотній області за допомогою спектрального аналізу. Вся ця процедура проводиться з використанням автоматизованого програмного середовища MathCAD.

4.5.6 В результаті спектральної обробки вібросигналу верху бурильної колони отримують спектрально - частотні характеристики коливань, згідно яких визначають:

- основні частоти коливань;
- середньоквадратичне значення віброшвидкості на основній частоті;
- максимальне значення віброшвидкості на основній частоті;
- спектральну щільність вібрацій.

5 РОЗРАХУНОК ГРАНИЧНИХ ЗНАЧЕНЬ ВІБРОШВИДКОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ КОМПОНОВКИ НИЗУ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ

5.1 Залежність між віброшвидкістю елементів відповідно “верху” та “низу” бурильної колони виражається за допомогою кінематичної передавальної функції w , яку з достатньою точністю для промислових умов можна обчислити, користуючись емпіричними формулами, приведеними в таблиці 2.

Таблиця 2 – Емпіричні формули для розрахунку кінематичних передавальних функцій

Вибій, м	Емпірична формула	Величина достовірності 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

де $\lambda = L/\delta$ - безрозмірний коефіцієнт; L - відстань від вертлюга (ведучої труби) до перерізу бурильної колони, який розглядається, м; $\delta = 250$ м – крок розрахунку.

5.2 З врахуванням зареєстрованої віброшвидкості “верху” бурильної колони $V_v(t)$, м/с, віброшвидкість елементів її “низу” $V_n(t)$, м/с, визначається залежністю:

$$V_n(t) = V_v(t) \cdot w. \quad (1)$$

5.3 Для умовно вертикальних ділянок свердловини, коли бурильна колона контактує із стінкою свердловини, а сила опору приймається пропорційною швидкості переміщення динамічна складова осьового навантаження $P_{Д1}$, Н, визначається таким чином:

$$P_{Д1} = \frac{EF}{a} \left[\sqrt{\sqrt{\frac{1}{4} + \left(\frac{\mu}{\theta}\right)^2} + \frac{1}{2}V} + \sqrt{\sqrt{\frac{1}{4} + \left(\frac{\mu}{\theta}\right)^2} - \frac{1}{2}\sqrt{V_{\max}^2 - V^2}} \right], \quad (2)$$

де E – модуль пружності матеріалу бурильної колони, Н/м²;

F – площа поперечного перерізу бурильної колони, м²;

$a = \sqrt{E/\rho}$ – швидкість розповсюдження поздовжніх збурень по колоні;

ρ – густина матеріалу бурильної труби, кг/м³;

μ – коефіцієнт тертя бурильної колони об стінку свердловини;

$\theta = 2\pi f_n$ – кругова основна частота коливань, с⁻¹;

f_n – значення основної частоти коливань елементів компоновки низу бурильної колони, Гц;

V – середньоквадратичне значення швидкості коливань перерізу БК на основній частоті, м/с.

V_{\max} – максимальне значення швидкості для даного перерізу БК на основній частоті, м/с.

5.4 Для умовно вертикальних ділянок свердловини, коли бурильна колона не контактує із стінками свердловини, або сили взаємодії є незначними, динамічна складова осьового навантаження $P_{Д2}$, Н, визначається за спрощеною формулою:

$$P_{Д2} = \frac{EF}{a} V. \quad (3)$$

5.5 Для похило-скерованих ділянок свердловини динамічна складова осьового навантаження $P_{Д3}$, Н, визначається за наступною формулою:

$$P_{Дз} = \frac{EF}{a} \left[V + \frac{2f^0}{\pi\theta} \sqrt{1 - \left(\frac{V}{V_{\max}} \right)^2} \right], \quad (4)$$

де $f^0 = \mu g \sin \alpha$ – дисипативний член сили опору, підпорядкований закону Кулона - Амонтона;

μ – коефіцієнт тертя ковзання бурильної колони об стінку свердловини;

α – кут відхилення осі свердловини від вертикалі (зенітний кут), град.

5.6 Максимальні напруження згину $\sigma_{зг \max}$, Па, спричинені викривленням осі свердловини та втратою прямолінійної форми колони внаслідок її обертання і дії вібрації визначаються так:

$$\sigma_{зг \max} = \sigma_{зг} + \Delta\sigma_{зг \max}, \quad (5)$$

де $\sigma_{зг} = \frac{EJ}{RW}$ – напруження згину, спричинені втратою колони прямолінійної

форми внаслідок викривлення осі свердловини, Па;

J – момент інерції поперечного перерізу бурильної колони, м⁴;

$R = \frac{57,3 \cdot l_{кр}}{\alpha_n - \alpha_k}$ – радіус викривлення свердловини, м;

$l_{кр}$ – довжина криволінійної ділянки, м;

α_n, α_k – зенітні кути відповідно на початку та кінці криволінійної ділянки, град;

W – момент опору поперечного перерізу бурильної колони, м³;

$\Delta\sigma_{зг \max} = \frac{\Delta M_{зг \max}}{W}$ – амплітуда максимального напруження згину, що

виникає внаслідок дії максимального згинального моменту, спричиненого обертанням БК навколо власної осі і її вібрацією, Па.

5.7 Амплітуда максимального змінного згинального моменту $\Delta M_{зг \max}$,

Н·м для елементів низу БК:

$$\Delta M_{\text{сдmax}} = \frac{0,45 f P_{A \text{ max}} (2Q + P_{A \text{ max}})}{\frac{4\pi^2 E J}{l_i^2} + \frac{q l_i^2 \omega^2 \pi^2}{2g} - Q}, \quad (6)$$

де $f = (D - d)/2$ – стріла прогину бурильної колони, м;

d і D – відповідно зовнішній діаметр бурильного замка та внутрішній діаметр свердловини, м;

Q – осьове статичне навантаження на ділянці колони, що для низу бурильної колони приймається рівним осьовому навантаженню на долото, Н;

$\omega = \pi n/30$ – кутова швидкість колони, рад/с;

n – частота обертання колони, об/хв;

q – вага одного метра труби, Н/м;

l_n – довжина півхвилі вигнутої колони, м, що визначається за формулою:

$$l_n = \frac{\pi}{\omega} \sqrt{\frac{g}{2} \left(\pm z + \sqrt{z^2 + \frac{4EJ\omega^2}{qg}} \right)}, \quad (7)$$

де z – віддаль від нейтрального перерізу ($\sigma_{oc} = 0$) до перерізу колони, в якому визначають довжину півхвилі згину, м; знак плюс ("+") – для розтягнутої, а знак мінус ("-") – для стиснутої частини колони.

5.8 Гранична величина віброшвидкості $[V]_{\beta}$, м/с, низу бурильної колони для прямих умовно вертикальних ділянок без наявності тертя об стінки свердловини визначається за залежністю:

$$[V]_{\beta} \leq \frac{\sqrt{4\rho E f^2 Q^2 + 2\sqrt{2}\rho E f \pi M_{-1} \beta B}}{2\rho \cdot E \cdot f \cdot F} - \frac{Q}{\sqrt{\rho \cdot E \cdot F}} \quad (8)$$

$$B = \frac{4\pi^2 E J}{l_n^2} + \frac{q l_n^2 \omega^2 \pi^2}{2g} - Q \quad (9)$$

де M_{-1} – границя витривалості замкових різьбових з'єднань (виражена через амплітуду згинального моменту), Н·м;

β – коефіцієнт, що враховує рівень навантажень, які впливають на втомне руйнування з'єднань, $\beta = 0,5 \div 1$.

5.9 Гранична величина віброшвидкості $[V]_{\beta}$, м/с низу бурильної колони для прямих умовно вертикальних ділянок свердловини з урахуванням тертя визначається за залежністю:

$$[V]_{\beta} \leq \frac{\sqrt{2 \cdot \rho \theta^2 f E (2 f Q^2 + \pi \sqrt{2} M_{-1} \beta \cdot B)}}{2 f \cdot \rho \cdot E \cdot F \cdot \theta} - \frac{\pi \cdot f \cdot Q \cdot \theta \sqrt{\rho E} + \sqrt{2} f \cdot f^0 \rho \cdot E \cdot F}{\pi \cdot f \cdot \rho \cdot E \cdot F \cdot \theta} \quad (10)$$

5.10 Гранична величина віброшвидкості $[V]_{\beta}$, м/с, низу бурильної колони для викривлених ділянок похило-скерованої свердловини визначається за залежністю:

$$[V]_{\beta} \leq \frac{\sqrt{\rho \theta^2 \pi^4 [4 f^2 R^2 Q^2 E - 2 \sqrt{2} \pi f B (R E^2 J - R^2 E M_{-1} \beta)]}}{2 \pi^2 f \cdot R \cdot \rho \cdot E \cdot F \cdot \theta} - \frac{2 \pi^2 f \cdot R (\pi \cdot Q \cdot \theta \sqrt{\rho E} + \sqrt{2} f^0 \rho \cdot E \cdot F)}{2 \pi^2 f \cdot R \cdot \rho \cdot E \cdot F \cdot \theta} \quad (11)$$

5.11 Якщо визначена максимальна віброшвидкість елементів КНБК $V_{H \max}$ за записами віброшвидкості на верху БК є меншою за граничну віброшвидкість, яка визначена за залежністю (8), (10) чи (11) при $\beta = 0,5$, тобто: $V_{H \max} \leq [V]_{\beta=0,5}$, то впливом вібрації при розрахунках на довговічність елементів низу БК нехтують.

5.12 Якщо $[V]_{\beta=0,5} \leq V_{H \max} \leq [V]_{\beta=1}$, то при розрахунках довговічності елементів КНБК потрібно враховувати вплив вібрації колони, як на основних частотах коливань, так і в межах всього частотного діапазону.

5.13 Якщо $V_{H \max} \geq [V]_{\beta=1}$, то при розрахунках довговічності елементів КНБК нехтувати впливом вібрації категорично не можна і рекомендується вжити техніко-технологічні заходи по зменшенню рівня вібрації БК.

6 ВИЗНАЧЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ЗАМКОВИХ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ ОБВАЖНЕНИХ БУРИЛЬНИХ ТРУБ ПРИ ВІБРАЦІЙНОМУ НАВАНТАЖЕННІ

6.1 За умови відсутності необхідної попередньої інформації про число циклів навантаження N , цикл, його можна буде визначити для роторного способу буріння за залежністю:

$$N = 60 \sum_{i=1}^k n_i T_i, \quad (12)$$

де k – кількість доліт, використаних для буріння ділянок свердловини;

n_i – середня частота обертання стола ротора при відпрацюванні k_i долота, об/хв;

T_i – середня тривалість відпрацювання k_i долота під час буріння стовбура свердловини, год.

Для буріння вибійними двигунами:

$$N = 360 \sum_{i=1}^k f_{ni} T_i, \quad (13)$$

де f_{ni} – значення центральної частоти i -ої гармоніки коливань елементів КНБК при відпрацюванні k_i долота, Гц.

6.2 Довговічність T , год, різьбового з'єднання ОБТ під дією змінного навантаження визначається за формулою:

$$T = \frac{a_p \cdot M_{-1}^m \cdot N_0}{\sum_{\beta \cdot M_{-1}}^{M_{\max}} M_{32}^m \cdot N_i + W \cdot 2^{\frac{m}{2}} \cdot \Gamma\left(\frac{m+2}{2}\right) \left(\sum_{i=1}^n f_{ni}^{\frac{2}{m}} S_{\sigma i}^2\right)^{\frac{m}{2}}}, \quad (14)$$

де a_p – коефіцієнт кореляції лінійної гіпотези сумування втомних пошкоджень, $a_p = 1$;

m – показник нахилу кривої втоми замкових різьбових з'єднань

(для ОБТ-146 $m = 5,4$; для ОБТ-178 $m = 5,7$; для ОБТ-203 $m = 5,9$);

N_0 - абсциса точки перегину на кривій втоми замкових різьбових з'єднань обважнених бурильних труб, цикл;

$M_{зг}$ – величина згинального моменту, Н·м;

N_i – число циклів повторення амплітуди $M_{зг}$, цикл;

$\Gamma\left(\frac{m+2}{2}\right)$ – гама-функція Ейлера;

$S_{\sigma_i}^2$ – середньоквадратичне значення спектральної щільності вібраційних навантажень, що відповідає центральній частоті f_{ni} , отримане за результатами спектральної обробки вібраційного сигналу, Па²·с.

6.3 Величина довговічності визначена за формулою (14), співставлена з фактичним часом відпрацювання елемента КНБК у свердловині дасть можливість встановити величину його залишкового ресурсу.

ДОДАТОК А

(додатковий)

А.1 Характеристики збалансованих ОБТ

Найбільш широке поширення завдяки своїм експлуатаційним характеристикам одержали збалансовані ОБТ із спіральними канавками. Наявність спіральних канавок зменшує площу контакту стінки свердловини і труби, тим самим знижується ймовірність появи "прихоплення" труб і додаткового зусилля на обертання бурильної колони.

Труби із спіральними канавками можуть одночасно виконуватися також із проточками під елеватор і клиновий захват.

Дані про механічні, геометричні характеристики збалансованих ОБТ взяті із [2].

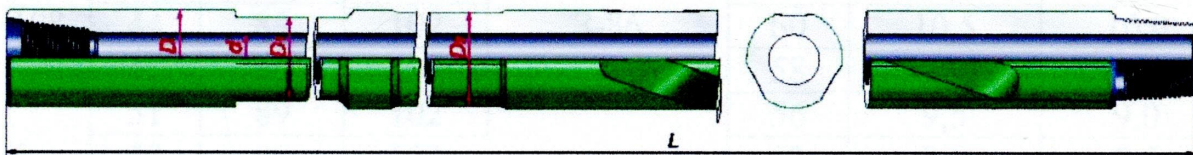


Рисунок А1 – Схема збалансованої ОБТ

Таблиця А1 – Механічні характеристики збалансованих ОБТ

Зовнішній діаметр, мм	Тимчасовий опір, σ_B , МПа, не менше	Границя текучості, МПа, σ_T не менше	Відносне видовження, δ , %, не менше	Ударна в'язкість, КСВ, кДж/м^2 , не менше	Твердість по Брінеллю, НВ
< 178	965	759	13	600	285÷ 341
> 178	931	689			

Таблиця А2 – Параметри збалансованих ОБТ

Діаметри, мм				Різьба ГОСТ Р 50864	Погонна маса тіла труби, кг/м	Допустимий момент згвинчування, кН·м	
Зовнішній, D	Внутрішній, d	Проточки під елеватор, D_2	Проточки під клиновий захват, D_3			Без різьбових каналок	З різьбовими каналками
$\sigma_T = 758$ МПа							
79	32	65	73	3-65	32	4,5	4,0
89	32	73	73	3-73	42	6,5	6,0
	38	73	73		40	6,0	5,5
95	32	73	73	3-86	49	6,0	5,5
	35	73	73		48	6,0	5,5
	38	73	73		46	6,0	5,5
105	44	89	102	3-86	56	10,0	9,5
	51	89	102		52	8,5	8,0
108	32	89	102	3-86	65	12,0	11,5
	38	89	102		63	11,5	11,0
	40	89	102		62	11,0	10,5
	44	89	102		60	10,5	10,0
	46	89	102		58	10,0	9,5
	51	89	102		56	9,5	9,0
121	57	89	102	52	8,0	7,5	
	44	102	114	3-94	78	15,0	14,0
	46	102	114	3-94	77	15,0	14,0
	46	102	114	3-102	77	14,5	13,5
	51	102	114	3-94	74	13,5	13,0
	51	102	114	3-102	74	14,0	13,0
	57	102	114	3-94	70	12,5	11,5
127	57	102	114	3-102	70	14,5	13,5
	57	102	114	3-102	79	16,5	14,5
133	57	114	114	3-102	88	16,5	14,5
146	57	130	140	3-118	111	27,0	23,0
	57	130	140	3-121	111	25,5	21,5
	57	130	140	3-122	111	24,5	21,5
	71	130	140	3-121	100	24,5	21,5
	71	130	140	3-122	100	24,5	21,5
	76	130	140	3-121	95	23,0	19,0
	76	130	140	3-122	95	24,5	21,5

Закінчення таблиці А2

Діаметри, мм				Різьба ГОСТ Р 50864	Погонна маса тіла труби, кг/м	Допустимий момент згвинчування, кН·м	
Зовнішній, D	Внутрішній, d	Проточки під елеватор, D_2	Проточи під клиновий захват, D_3			Без різьбових канавок	З різьбовими канавками
152	57	130	140	3-118	122	28,5	25,5
	57	130	140	3-121	122	30,5	27,5
	57	130	140	3-122	122	30,0	27,0
	71	130	140	3-118	111	23,0	20,0
	71	130	140	3-122	111	27,5	24,5
	76	130	140	3-122	106	25,0	22,0
159	57	146	152	3-121	135	28,5	24,5
	71	146	152	3-122	124	27,5	23,5
165	57	146	152	3-121	147	30,0	26,0
	57	146	152	3-122	147	34,0	30,0
	71	146	152	3-121	136	25,5	21,5
	71	146	152	3-122	136	28,0	24,0
	76	146	152	3-121	131	23,5	19,5
	76	146	152	3-122	131	26,0	21,0
*Напряв спіралі - правий							
171	57	152	159	3-122	159	34,0	29,0
	57	152	159	3-133	159	45,0	40,0
	71	152	159	3-133	148	39,0	34,0
178	57	159	168	3-133	174	45,5	41,5
	71	159	168	3-133	163	39,0	35,0
	71	159	168	3-147	163	44,0	40,0
	80	159	168	3-147	155	44,0	40,0
	90	159	168	3-147	144	44,0	40,0
$\sigma_T = 689 \text{ МПа}$							
*Напряв спіралі - правий							

А.2 Тип виконання ОБТ

А – гладкі без проточок;

Л – із проточкою під елеватор;

Б – із проточками під елеватор і клиновий захват;

С – гладкі із спіральними канавками;

ЛС – із проточкою під елеватор та спіральними лиска́ми;

БС – із проточками під елеватор і клиновий захват та спіральними лиска́ми;

АТ – гладкі із твердосплавними поясками;

ЛТ – із проточкою під елеватор та твердосплавними поясками;

БТ – із проточками під елеватор і клиновий захват та твердосплавними поясками;

СТ – гладкі із спіральними лиска́ми та твердосплавними поясками;

ЛСТ – із проточкою під елеватор, спіральними лиска́ми та твердосплавними поясками;

БСТ – із проточками під елеватор і клиновий захват, спіральними лиска́ми та твердосплавними поясками.

А.3 Характеристики ТБТ

Товстостінні бурильні труби (ТБТ) поставляються з плоскою або конічною (виконання І) опорною поверхнею під елеватор. За бажанням замовника наносяться твёрдосплавні пояски. Механічні властивості сталі відповідають вимогам АРІ.

Замкові з'єднання за рахунок різьб з кутом профілю ниток, рівним 90 град, і спеціальних розвантажувальних канавок відрізняються підвищеним крутним моментом (в 1,2 рази) і високою втомною міцністю. Ремонт різьб здійснюється без укорочування довжини труби.

В порівнянні з бурильними трубами БН-73 та БК-89 по ТУ 14-219-2004 ТБТ можуть встановлюватися в будь-якій частині БК без перевідників.

Дані про механічні, геометричні характеристики ТБТ взяті із [2].

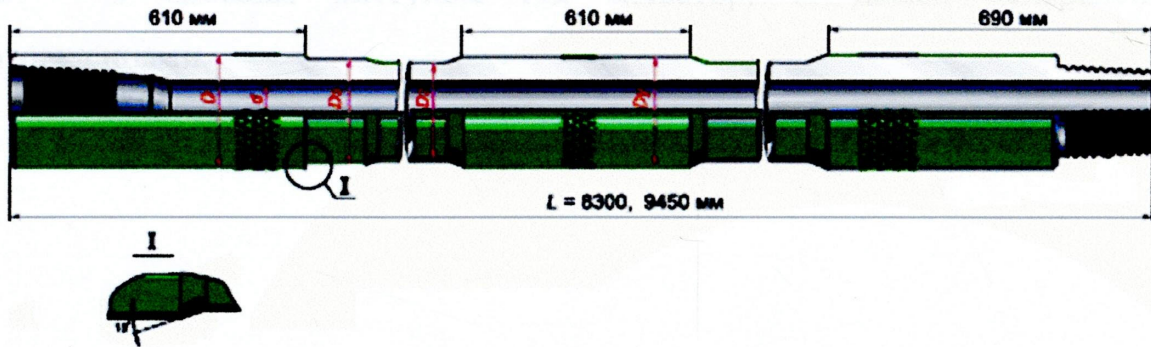


Рисунок А2 – Схема ТБТ з одним центральним потовщенням

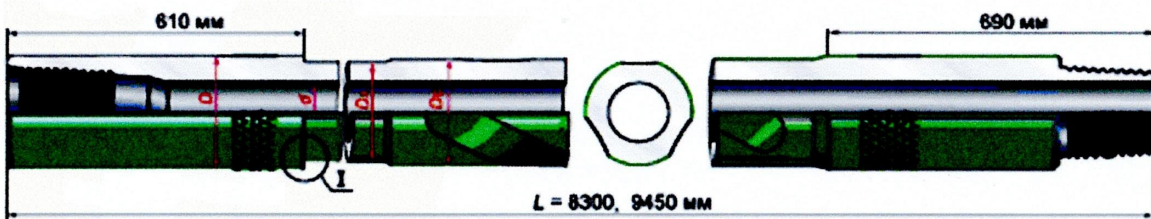


Рисунок А3 – Схема ТБТ із спіральними канавками

А.4 Тип виконання ТБТ

К – з конічним виступом під елеватор, без центральних потовщень, із спіральними лисками;

КТ – з конічним виступом під елеватор, твердосплавними поясками, без центральних потовщень, із спіральними лисками;

П – із плоским виступом під елеватор, без центральних потовщень, із спіральними лисками;

КО – з конічним виступом під елеватор, без центральних потовщень;

ПО – із плоским виступом під елеватор, без центральних потовщень;

К1 – з конічним виступом під елеватор, з одним центральним потовщенням;

П1 – із плоским виступом під елеватор, з одним центральним потовщенням;

К2 – з конічним виступом під елеватор, із двома центральними потовщеннями;

П2 – із плоским виступом під елеватор, із двома центральними потовщеннями.

Таблиця А3 – Параметри товстостінних бурильних труб

ТБТ-КО, ТБТ-ПО, ТБТ-К1, ТБТ-КТ1, ТБТ-П1, ТБТ-ПТ1, ТБТ-К2, ТБТ-КТ2, ТБТ-П2, ТБТ-ПТ2

Діаметри, мм						Різьба ГОСТ Р 50864	Радіус галтелі r , мм	Погонна маса спіральної частини, кг/м	Максимально допустимий момент згинчування, кН·м
Зовнішній, D	Потовщення, D_n	Внутрішній, d	Упорного торця, D_1	Прогочки під елеватор, D_3	Тіла труби, D_2				
$\sigma_T = 758$ МПа									
121	102	51	114,5	97	89	3-102	3	32	14
	102	57	114,5	97	89	3-102	3	29	14
133	114	57	127,5	102	102	3-108	3	44	20
	114	63	127,5	102	102	3-108	3	39	19
	114	65	127,5	102	102	3-108	3	38	18
159	127	71	150	114	114	3-122	3	49	28
165	140	76	155	127	127	3-133	3	63	36
168	140	160	160	127	127	3-133	3	63	36
	140	160	160	127	127	3-133	3	49	28
$\sigma_T = 689$ МПа									
178	152	83	164,5	140	132	3-147	5	65	40
	152	86	164,5	140	132	3-147	5	61	40
	152	90	164,5	140	132	3-147	5	57	40
	152	98	164,5	140	132	3-147	5	48	36
	152	102	164,5	140	132	3-147	5	43	34

Таблиця А4 – Параметри товстостінних спіральних бурільних труб

ТБТ-К, ТБТ-КТ, ТБТ-П, ТБТ-ПТ

Зовнішній, D	Діаметри, мм				Різьба ГОСТ Р 50864	Крок спіралі S , мм	Радіус галтелі r , мм	Глибина спіральних лисок C , мм	Погонна маса спіральної частини, кг/м	Максимально допустимий момент згвинчування, кН·м
	Спіральної частини, D_c	Внутрішній, d	Упорного торця, D_1	Проточки під елеватор, D_3						
$\sigma_T = 758$ МПа										
92	71	36	86	73	3-73	815	3	4	21	5,4
105	79	51	100,4	81	3-86	890	3	4	20	8,0
121	98	57	114,5	102	3-102	890	3	6	35	14,4
133	110	57	127,5	114	3-108	915	3	6	50	19,9
159	123	71	150	127	3-122	965	3	6	57	28,0
165	123	76	155	127	3-133	1065	3	6	52	36,2
168	123	76	160	127	3-133	1065	3	6	52	36,2
	123	90	160	127	3-133	1065	3	6	38	28,5
$\sigma_T = 689$ МПа										
178	136	90	164,5	140	3-147	1065	5	6	58	39,8
*Напрям спіралі - правий										

Таблиця А4 – Параметри товстостінних бурільних труб з високомоментними різьбами

Тип ТБТ	Діаметри, мм						Різьба ГОСТ Р 50864	Маса труби, довжиною 9450мм, кг
	Зовнішній, D	Потовщення, D_n	Внутрішній, d	Спіральної частини, D_c	Проточки під елеватор, D_3	Тіла труби, D_2		
із потовщеннями	102,0	95,0	51	-	81	81	3-81У	270
	105,5	101,6	51	-	81	81	3-83	280
	105,5	101,6	51	-	92	89	3-83	345
із спіральними канавками	102,0	-	51	82	81	-	3-81У	236
	105,5	-	51	85	81	-	3-83	264

ДОДАТОК Б

(додатковий)

Таблиця Б1 – Значення коефіцієнту тертя μ (“сталь – порода”)

Порода	Поверхня породи		
	суха	змочена	покрита глинистим розчином $\gamma_p=1180-1200 \text{ кг/м}^3$, $T=25 - 28 \text{ }^\circ\text{C}$
Глина жирна	0,14-0,18	0,08-0,12	0,06-0,09
Глина пісочна	0,25-0,28	0,20-0,26	0,18-0,22
Глинистий сланець	0,20-0,25	0,15-0,20	0,11-0,13
Мергель	0,20-0,27	0,18-0,25	0,20-0,24
Вапняк	0,35-0,40	0,33-0,38	0,31-0,35
Доломіт	0,38-0,42	0,36-0,40	0,34-0,38
Ангідрит	–	0,39-0,45	0,37-0,40
Слабо зцементований піщаник, гострокінечні зерна	0,32-0,42	0,27-0,40	0,25-0,35
Слабо зцементований піщаник, округлі зерна	0,22-0,34	0,20-0,30	0,17-0,25
Піщаник міцний	0,43-0,48	0,43-0,45	0,40-0,43
Кварцит	0,46-0,48	0,48-0,50	0,42-0,44
Граніт	0,47-0,55	0,46-0,53	0,45-0,50
Кам'яне вугілля	0,38-0,42	0,33-0,36	0,30-0,38

Таблиця Б2 – Значення гама-функції Ейлера $\Gamma\left(\frac{m+2}{2}\right)$ в залежності від показника нахилу кривої втоми m замкових різьбових з'єднань

m	$\left(\frac{m+2}{2}\right)$	$\Gamma\left(\frac{m+2}{2}\right)$
5,4	3,70	4,171
5,5	3,75	4,423
5,6	3,80	4,694
5,7	3,85	4,986
5,8	3,90	5,299
5,9	3,95	5,637

ДОДАТОК В

(додатковий)

БІБЛОГРАФІЯ

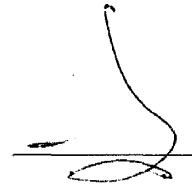
1. Измерительная аппаратура. Удар, вибрация, акустическая эмиссия, давление, сила. ООО "Глобал Тест". Каталог. www.globaltest.ru.
2. ЗАО "Пермская компания нефтяного машиностроения". Каталог. www.pknm.ru.

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

Проректор з наукової

роботи ІФНТУНГ,

д.т.н, професор

 О.М. Карпаш

Автори розробки:

д.т.н., професор

 М.В. Лисканич


к.т.н., доцент

 А.П. Джус

асистент

 Я.С. Гриджук

Нормоконтролер

 Л.Є. Артим