

**ІВАНО-ФРАНКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ НАФТИ І ГАЗУ**

На правах рукопису

Рачкевич Руслан Володимирович

УДК 622.24.053 *1612*

1612

**ВДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДІВ ПРОГНОЗУВАННЯ
ДОВГОВІЧНОСТІ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ В УСКЛАДНЕНИХ
УМОВАХ БУРІННЯ СВЕРДЛОВИН**

Спеціальність 05.05.12 – Машини нафтової та газової промисловості

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Науковий керівник – доктор технічних
наук, професор **В.М. Івасів**

Івано-Франківськ – 2006



d272

ЗМІСТ

	С.
Вступ	4
Розділ 1. Стан проблеми та вибір напрямку досліджень	9
1.1. Аварійність елементів бурильної колони.....	11
1.2. Напружено-деформований стан бурильної колони.....	13
1.2.1. Нормальні напруження розтягу у бурильних трубах.....	13
1.2.2. Нормальні напруження згину в бурильних трубах у прямолінійному стовбурі свердловини.....	16
1.2.3. Нормальні напруження згину в бурильних трубах у криволінійному стовбурі свердловини.....	23
1.2.4. Вплив виробок стовбура свердловини на навантаженість бурильної колони.....	24
1.3. Прогнозування довговічності елементів бурильної колони.....	25
1.3.1. Прогнозування довговічності елементів бурильних колон на основі корозійно-втомних випробувань.....	25
1.3.2. Прогнозування ресурсу елементів бурильної колони за результатами дефектоскопії.....	26
1.3.3. Прогнозування довговічності на основі критеріїв механіки руйнування.....	27
1.3.4. Прогнозування довговічності на основі статистичного підходу.....	35
1.3.5. Визначення допустимих напружень розтягу та згину для запобігання втомних відмов бурильних труб.....	37
1.4. Висновки та постановка задач дослідження.....	38
Розділ 2. Математичне моделювання стовбура похило-скерованих та горизонтальних свердловин	43
2.1. Типові інклінометричні показники похило-скерованих та горизонтальних свердловин.....	43
2.2. Математичне моделювання стовбура криволінійної та	

прилеглих до неї прямолінійних ділянок свердловини.....	51
2.3. Висновки.....	60
Розділ 3. Аналітичні дослідження напружено-деформованого стану бурильної колони у похило-скерованих та горизонтальних свердловинах.....	62
3.1. Розтяг бурильної колони у криволінійній ділянці свердловини....	62
3.2. Напружено-деформований стан бурильної колони у криволінійному стовбурі свердловини.....	65
3.2.1. Напружено-деформований стан бурильної колони при збільшенні зенітного кута.....	66
3.2.2. Напружено-деформований стан бурильної колони при зменшенні зенітного кута.....	70
3.3. Напружено-деформований стан бурильної колони у стовбурі свердловини з виробками.....	76
3.3.1. Напружено-деформований стан бурильної колони у прямолінійному стовбурі свердловини з виробками.....	77
3.3.2. Напружено-деформований стан бурильної колони у криволінійному стовбурі свердловини з виробками.....	83
3.4. Висновки.....	89
Розділ 4. Вдосконалення методів прогнозування довговічності елементів бурильної колони.....	91
4.1. Обладнання та методи дослідження поширення тріщин у різьбових з'єднаннях буриньких труб та їх матеріалі.....	91
4.2. Прогнозування довговічності елементів бурильної колони на основі С-критерію.....	99
4.3. Прогнозування довговічності елементів бурильної колони на основі критеріїв механіки руйнування.....	107
4.4. Висновки.....	119
Загальні висновки.....	121
Список використаних посилань.....	123
Додатки.....	139

ВСТУП

Актуальність теми. Одним із основних напрямків розвитку нафтогазової галузі нашої держави, передбачених Національною програмою «Нафта і газ України до 2010 року», є підвищення рівнів видобутку вуглеводневої сировини, що досягається шляхом збільшення об'ємів похило-скерованого та горизонтального буріння. Як наслідок, значна кількість свердловин містить нахилені, горизонтальні та криволінійні ділянки з можливими виробками стовбура. Такі умови спричиняють значні поперечні деформації колони бурильних труб і стають причиною втомних відмов її елементів, особливо різьбових з'єднань.

В той же час, сучасні аналітичні методи оцінки напружено-деформованого стану в повній мірі не враховують особливості взаємодії бурильної колони із стінками криволінійних ділянок свердловин. Потребує додаткового вивчення вплив виробок стовбура горизонтальних та криволінійних ділянок свердловин на деформацію та напруження у бурильній колоні від дії власної ваги. Використання положень кінетичної теорії втоми та механіки руйнування дозволить підвищити точність прогнозування довговічності різьбових з'єднань бурильних труб.

Вирішення вказаних задач спрямоване на зменшення аварійності з бурильними колонами та становить актуальність на даний час.

Робота виконана на кафедрі нафтогазового обладнання Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота виконана в рамках наступних науково-дослідних робіт: Державна науково-технічна програма "Ресурс" (постанова Кабінету Міністрів України від 8 жовтня 2004 р. № 1331); тема Д-7-01-П "Наукове обґрунтування створення мобільних установок і інструменту для буріння та ремонту свердловин вантажопідйомністю до 1470 кН" (Державний реєстраційний

№ 0204U003203); договір 199/02 “Розробка та впровадження СТП по вибору КНБК для буріння похило-спрямованих та горизонтальних свердловин ”ДАТ “Чорноморнафтогаз”; тема Д-9/04-П “Розробка наукових технологій подовження ресурсу та підвищення ефективності роботи нафтогазового обладнання” (Державний реєстраційний № 0104U004087).

Мета і задачі дослідження. Метою даної роботи є вдосконалення існуючих методів оцінки напружено-деформованого стану та довговічності елементів бурильної колони у похило-скерованих та горизонтальних свердловинах за умов жолобо – та каверноутворення.

Для досягнення мети в роботі поставлені наступні задачі:

- 1) вдосконалити математичні моделі аналізу напружено-деформованого стану бурильної колони у криволінійних ділянках стовбура свердловини;
- 2) провести аналітичні дослідження впливу виробок необсадженого стовбура свердловини (жолоби, каверни тощо) на напружено-деформований стан бурильної колони;
- 3) покращити існуючі методи прогнозування довговічності бурильної колони шляхом врахування ступеня пошкодження та напруженого стану її елементів під час експлуатації;
- 4) вдосконалити методи прогнозування довговічності різьбових з'єднань бурильної колони, враховуючи особливості поширення півеліптичних втомних тріщин;
- 5) провести апробацію отриманих наукових результатів у промислових умовах.

Об'єкт дослідження – бурильна колона.

Предмет дослідження – напружено-деформований стан та довговічність елементів бурильної колони.

Методи дослідження. При аналізі напружено-деформованого стану бурильної колони в криволінійному стовбурі свердловини за умов каверно- та жолобоутворення використовувалися методи теорії пружності. Для дослідження довговічності елементів бурильної колони застосовувалися методи кінетичної теорії втоми та механіки руйнування. Лабораторні випробування проводили на установках, що забезпечують циклічне навантаження експериментальних зразків. Розрахунки згідно з розробленими математичними

моделями проводилися з використанням сучасних програмних пакетів “Waterloo Maple” та “MathCAD”.

Об'єкт дослідження – бурильна колона.

Предмет дослідження – напружено-деформований стан та довговічність елементів бурильної колони.

Методи дослідження. При аналізі напружено-деформованого стану бурильної колони в криволінійному стовбурі свердловини за умов каверно- та жолобоутворення використовувалися методи теорії пружності. Для дослідження довговічності елементів бурильної колони застосовувалися методи кінетичної теорії втоми та механіки руйнування. Лабораторні випробування проводили на установках, що забезпечують циклічне навантаження експериментальних зразків. Розрахунки згідно з розробленими математичними моделями проводилися з використанням сучасних програмних пакетів “Waterloo Maple” та “MathCAD”.

Наукова новизна одержаних результатів.

1. Вдосконалено інтегральний метод визначення зусилля розтягу, спричиненого власною вагою бурильної колони, яка взаємодіє по всій довжині зі стінкою криволінійної ділянки свердловини.

2. На основі складання та розв'язку диференціальних рівнянь пружної осі, вдосконалено метод оцінки напружено-деформованого стану бурильної колони враховуючи особливості взаємодії труб із стінками криволінійної та прилеглих до неї прямолінійних ділянок свердловини та умови каверно та жолобоутворення.

3. Вперше науково обгрунтовано доцільність використання S-критерію для прогнозування довговічності різьбових з'єднань бурильної колони.

4. Вперше науково обгрунтовано метод визначення функції K-тарування для розрахунку коефіцієнту інтенсивності напружень перед фронтом поверхневих півеліптичних втомних тріщин в поперечному перерізі різьбових з'єднань бурильних труб, в якому використовуються теоретичні положення

механіки руйнування та експериментально визначені параметри кінетики поширення тріщин в натурних зразках різьбових з'єднань бурильних труб.

Практичне значення одержаних результатів. Запропоновані методи оцінки напружено-деформованого стану бурильної колони можуть бути використані для підвищення точності прогнозування її довговічності в ускладнених умовах буріння.

Використання С-критерію та експериментально-аналітичного методу визначення функції К-тарування забезпечують більш точне визначення залишкового ресурсу елементів бурильної колони за результатами дефектоскопічного обстеження їх різьбових з'єднань.

Проведені в роботі теоретичні та експериментальні дослідження використані при розробленні стандарту організації України СОУ 11.2-00153117-033: 2004 “Компоновки низу бурильної колони для буріння похило-скерованих та горизонтальних свердловин. Вибір і забезпечення надійності”.

Особистий внесок здобувача. Основні результати дисертаційної роботи автором отримані особисто. В роботах, опублікованих зі співавторами, здобувачем виконано наступне:

- 1) вдосконалено метод визначення напружень згину в елементі бурильної колони з півеліптичною тріщиною в небезпечному перерізі [59] (особистий внесок здобувача становить 20 %);
- 2) на основі складання та розв'язку диференціальних рівнянь отримано методику визначення напружено-деформованого стану бурильної колони, враховуючи особливості її взаємодії зі стінками як криволінійної ділянки свердловини, так і прилеглих до неї прямолінійних ділянок [38, 39] (особистий внесок здобувача становить 57 %);
- 3) проведено теоретичні дослідження впливу виробок (жолобів, каверн) необсадженого стовбура свердловини на напружено-деформований стан бурильної колони без припущення співпадіння їх осей [42] (особистий внесок здобувача становить 50 %);
- 4) на основі лабораторних досліджень втомної міцності СБТ-50 обґрунтовано використання С-критерію для прогнозування довговічності елементів бурильної колони в експлуатаційних умовах [37, 40]

(особистий внесок здобувача становить 42 %); 5) розроблено та здійснено лабораторну перевірку експериментально-аналітичного методу визначення функції К-тарування для розрахунку коефіцієнту інтенсивності напружень перед фронтом півеліптичних тріщин в різьбових з'єднаннях бурильної колони [99, 100, 141] (особистий внесок здобувача становить 66 %).

Апробація результатів дисертації. Основні положення роботи доповідались та обговорювались на: 1) 6-й міжнародній науково-практичній конференції “Нафта і газ України – 2000” (Івано-Франківськ, 2000 р.); 2) 12-th international scientific and technical conference “New methods and technologies in petroleum. Geology, drilling and resevoir engineering” (Cracow, 2001 р.); 3) 7-мій Міжнародній науково-практичній конференції “Нафта і газ України – 2002” (Київ, 2002 р.); 4) 4-тому міжнародному симпозиумі “Трибофатика – 2002” (Тернопіль, 2002 р.); 5) The international meeting of the Carpathian region in the field of gears (Baia Mare, 2002 р.); 6) науково-практичній конференції “Стан і перспективи розробки родовищ нафти і газу України” (Івано-Франківськ, 2003 р.); 7) 8-мій Міжнародній науково-практичній конференції “Нафта і газ України – 2004” (Судак, 2004 р.)

Публікації. Основні питання, що розглянуті у дисертаційній роботі викладені у 11-ти працях, з них – 3 статті у фахових наукових виданнях; 1 – стандарт організації України; 7 – матеріали доповідей.

РОЗДІЛ 1

СТАН ПРОБЛЕМИ ТА ВИБІР НАПРЯМКУ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1. Аварійність елементів бурильної колони

Незважаючи на значні досягнення в підвищенні експлуатаційних характеристик бурильних труб, замкових різьбових з'єднань та інших елементів бурильної колони, їх відмови під час проведення свердловин все ще спостерігаються [10]. Нами проаналізовано наступні роботи по дослідженню аварійності колони бурильних труб [44, 46, 47, 95, 105, 133]. Результати аналізу на Долинських нафтопромислових родовищах приведені в таблиці 1.1 [105].

Таблиця 1.1

Аварійність на площах Долинського УБР

Характер відмови	Разом, шт. / %	Кількість по роках, шт.			
		1966	1967	1968	1969
Втомне руйнування трубної різьби	6 / 15	1	3	—	2
Втомне руйнування ніпеля замкової різьби	7 / 18	1	5	—	1
Втомне руйнування муфти замкової різьби	2 / 5	1	—	—	1
Втомне руйнування зварного шва	1 / 3	1	—	—	—
Втомне руйнування висадженої частини	20 / 51	2	11	4	3
Втомне руйнування тіла труби	4 / 10	—	1	3	—

Автором роботи [47] приведений наступний розподіл відмов елементів бурильної колони (таблиця 1.2)

Розподіл відмов бурильної колони по елементах

Види руйнувань	Роки					
	1971	1972	1973	1974	1975	Разом
	Частка, %	Частка, %	Частка, %	Частка, %	Частка, %	Частка, %
1	2	3	4	5	6	7
Руйнування трубної різьби	34,4	50	16,6	14,3	34,6	31,2
в тому числі						
Стальні бурильні труби (СБТ)	21,9	22,7	11,1	9,5	30,8	20,2
Легкосплавні бурильні труби (ЛБТ)	–	9,1	–	4,8	3,8	3,4
Ведучі бурильні труби (ВТ)	12,5	18,2	5,5	–	–	7,6
Зрив трубної різьби	3,1	–	16,7	4,8	–	4,2
в тому числі						
СБТ	3,1	–	11,1	–	–	2,5
ЛБТ	–	–	5,6	4,8	–	1,7
ВТ	–	–	–	–	–	–
Сумарна доля руйнувань по трубній різьбі	37,5	50,0	33,3	19,1	34,6	35,4
Руйнування замкової різьби						
в тому числі						
Обважені бурильні труби (ОБТ)	18,8	9,1	11,1	19,1	7,7	13,3
Перевідники	3,1	–	–	4,8	19,3	5,9
Замки	3,1	–	–	4,7	3,8	2,5
Зрив замкової різьби	9,3	4,6	11,1	9,5	7,7	8,5
в тому числі						
ОБТ	6,2	4,6	5,6	–	–	3,3
Перехідники	3,1	–	5,5	4,7	7,7	4,2
Замки	–	–	–	4,8	–	1,0

1	2	3	4	5	6	7
Разом руйнувань по замковій різьбі	34,8	13,7	22,2	38,1	38,5	30,2
Руйнування труб по тілу	18,7	27,2	44,5	42,8	19,2	28,5
в тому числі						
СБТ	12,5	13,6	27,8	33,3	7,7	17,5
ЛБТ	3,1	13,6	16,7	9,5	11,5	10
ОБТ	3,1	–	–	–	–	1
ВТ	–	–	–	–	–	–
Руйнування по зварному шву ТБПВ	9,5	9,1	–	–	7,7	5,9
Всіх руйнувань	100	100	100	100	100	100

Згідно з таблицею 1.2 за вказаний період найбільша доля аварійності припадає на відмови трубної різьби (35,4 %), в тому числі зриви (4,2 %) і руйнування (31,2 %). На другій позиції – руйнування замкової різьби (30,2 %). Руйнування труб по тілу та по зварному шву відповідно становлять 28,5 % та 5,9 %.

Частину досліджень аварійності у виробничих об'єднаннях “Башнефть”, “Грознефть”, “Белорусснефть”, “Туркменнефть”, “Оренбургнефть”, проведених авторами [133], можна представити у вигляді таблиці 1.3.

Таблиця 1.3

Розподіл відмов сталених бурильних труб за період 1977 – 1981 рр.

Характер відмови	Період, рр.
	1977 – 1981
Втомне руйнування трубної різьби, шт. / %	6 / 5,8
Втомне руйнування замкової різьби, шт. / %	40 / 39
Втомне руйнування зварного шва, шт. / %	28 / 27
Втомне руйнування висадженої частини, шт. / %	9 / 8,7
Втомне руйнування тіла труби, шт. / %	20 / 19,4

В роботі [95] приведено аналіз аварійності з 1971 по 1982 рр. на теренах колишньої УРСР. За вказаний період сталося 244 аварії з бурильними трубами. Їх розподіл подано в таблиці 1.4.

Таблиця 1.4

Розподіл відмов по елементах бурильної колони
за період від 1971 по 1982 рр.

Різьби бурильних труб	58,6 %	Трубна різьба	36,9 %	СБТ	18 %
				ЛБТ	6,1 %
				ВТ	4,2 %
		Замкова різьба	21,7 %	ОБТ	12,3 %
				Перехідники	5,3 %
				СБТ	4,2 %
Зварний шов	8,6 %				
Тіло бурильних труб	27 %				

Розподіл відмов з'єднувальних елементів бурильної колони за період від 1971 по 1990 рр. приведений в таблиці 1.5 [44].

Таблиця 1.5

Розподіл відмов по елементах бурильної колони
за період від 1971 по 1990 рр.

Характер руйнування	Період, рр.	
	1971 – 1975	1985 – 1990
Руйнування трубної різьби, %	31,2	28,3
Зрив трубної різьби, %	4,2	—
Руйнування замкової різьби, %	21,7	21,7
Зрив замкової різьби, %	8,5	9,6
Руйнування по тілу, %	28,5	26
Руйнування по зварному шву, %	5,9	8,6
Інші, %	—	5,8

Аналіз аварійності, проведений на площах Івано-Франківського та Надвірнянського управлінь бурових робіт на протязі 1984 – 1993 рр. свідчить,

що за вказаний період зафіксовано 18 відмов бурильних труб. З них 60 % має втомний характер. Розподіл по елементах наступний: 25 – 30 % – замкові різьби; 20 – 25 % – трубні різьби; 10 – 20 % – зварні шви; 10 – 20 % – тіло труб.

В роботі [44] проведено аналіз аварійності, частина якого подана у вигляді таблиці 1.6

Таблиця 1.6

Розподіл відмов з елементами бурильної колони на площах ДК “Укрбургаз” та ВАТ “Укрнафта”

Організація та характер відмови			Роки	
			1994	1996
“Укрбургаз”	Різьбове з’єднання	Трубна різьба	6 (22 %)	
		Замкова різьба	9 (33 %)	
	Поломки по тілу		11 (40 %)	
“Укрнафта”	Розрив різьби			19 (7 %)
	Промив різьби			70 (29 %)
	Розкручування			44 (18 %)
	Розрив труб			12 (4 %)
	Корозійне пошкодження			96 (40 %)

Авторами статті [46] зазначено про спостереження за відмовами бурильної колони при будівництві свердловини в зоні Мексиканської затоки компанією PetroQuest Energy Inc. Протягом шести днів було зафіксовано п’ять аварій. Інклінометричне обстеження, проведене через кожні 30 м, засвідчило, що інтенсивність викривлення осі свердловини у небезпечному інтервалі не перевищувала $1^{\circ}/30$ м. Проте додаткове обстеження, здійснене через кожні 1,5 м, виявило локальне викривлення стовбура приблизно 20° на 30 м, яке і стало причиною виникнення втомних поломок.

1.2. Напружено-деформований стан бурильної колони

1.2.1. Нормальні напруження розтягу у бурильних трубах. В процесі поглиблення свердловин на елементи бурильної колони діє цілий спектр

стаціонарних та випадкових навантажень. В залежності від характеру зміни в часі всі навантаження поділяються на дві групи: статичні та динамічні. При роторному бурінні свердловини із складним профілем, з точки зору втомної міцності елементів бурильної колони, визначальними є осьові розтягуючі та згинаючі зусилля. Впливом дотичних напружень нехтують внаслідок їх незначимості [133]. Отже, саме нормальні напруження є основним чинником, який впливає на довговічність елементів бурильної колони. В довільному перерізі, що розміщений вище нейтрального перерізу, їх можна обчислити згідно рівності

$$\sigma = \sigma_p \pm \sigma_{зг}, \quad (1.1)$$

де σ – результуюче нормальне напруження;

σ_p – нормальне напруження розтягу;

$\sigma_{зг}$ – нормальне напруження згину.

Якщо елемент розташований в стиснутій ділянці бурильної колони, то

$$\sigma = \sigma_{зг} \quad (1.2)$$

Напруження розтягу відповідно рівне [133]

$$\sigma_p = \frac{Z}{S} q_1 \left(1 - \frac{\gamma_p}{\gamma} \right), \quad (1.3)$$

де Z – довжина розтягнутої частини бурильної колони нижче перерізу, в якому визначаються напруження;

S – площа поперечного перерізу;

q_1 – приведена вага 1 м труби з урахуванням ваги замків, з'єднувальних муфт і висаджених частин;

γ, γ_p – густина матеріалу бурильних труб та бурового розчину відповідно.

В деяких роботах, наприклад [97], формула (1.3) зустрічається в більш розгорнутому вигляді. Зокрема, при визначенні згинаючих напружень враховуються перепад тиску на буровому насосі, кут нахилу свердловини, тощо. Для обчислення σ_p у випадку, коли бурильна колона складається з

декількох секцій труб, а свердловина містить як прямолінійні, так і криволінійні ділянки, слід використовувати рівність [33, 34, 97]:

$$\sigma_p = \frac{k(P_v + P_H + P_n + P_T) \left(1 - \frac{\gamma_p}{\gamma}\right) + P_{HA} Z_n}{Z},$$

де k – коефіцієнт, що рівний 1,15;

P_v – вага вертикальних ділянок бурильної колони;

P_H – зусилля, що діє на нахилених прямолінійних ділянках;

P_n – зусилля на криволінійних ділянках свердловини;

P_T – вага компоновки низу бурильної колони (враховується при умові відриву породоруйнівного інструменту від вибою свердловини);

γ_p – густина бурового розчину;

γ – густина матеріалу бурильної колони;

P_{HA} – тиск на буровому насосі;

Z_n – площа прохідного отвору бурильної колони;

Z – площа поперечного перерізу бурильної колони.

Зусилля розтягу, що створюються бурильними трубами на прямолінійних нахилених ділянках свердловини, визначається за формулою

$$P_H = \sum_i Q_H (\mu \sin \alpha_i + \cos \alpha_i),$$

де Q_H – вага нахиленої ділянки бурильної колони;

μ – коефіцієнт тертя;

α_i – кут нахилу досліджуваної ділянки свердловини.

Величину P_n можна визначити за рівнянням

$$P_n = \sum_i \mu \left| \pm 2q_i R_i (\cos \alpha_i^K - \cos \alpha_i^H) - q_i R_i (\alpha_i^K - \alpha_i^H) \sin \alpha_i^K \pm P (\alpha_i^K - \alpha_i^H) \right| + \sum_i q_i R_i (\cos \alpha_i^K - \cos \alpha_i^H),$$

де q_i – вага одного погонного метру бурильної колони на криволінійній ділянці свердловини;

R_i – радіус викривлення ділянки;

α_i^K – кут нахилу свердловини на закінченні ділянки;

α_i^H – кут нахилу свердловини на початку ділянки.

Додаткова сила, що створюється компоновкою низу бурильної колони
рівна

$$P_H = (Q_T + G)(\mu \sin \alpha_T + \cos \alpha_T),$$

де Q_T – вага компоновки низу бурильної колони;

G – вага вибійного двигуна і породоруйнівного інструменту;

α_T – кут нахилу нижньої ділянки свердловини.

1.2.2. Нормальні напруження згину в бурильних трубах у прямолінійному стовбурі свердловини. Особливістю бурильної колони є можливість втрати нею прямолінійної форми рівноваги під дією прикладених навантажень [1, 17, 19, 20, 21, 39, 66, 77, 96, 98, 102, 103, 122, 123]. Втрата стійкості може призвести до значних деформацій колони, інтенсивного зносу бурильних труб та їх втомного руйнування навіть у прямолінійному стовбурі свердловини [97]. Нормальні напруження згину, які при цьому виникають, визначаються з наступних формул

$$\sigma_{зг} = \frac{\pi^2 EI \cdot f}{2 \cdot 10^4 L_{HX}^2 \cdot W} \text{ або } \sigma_{зг} = \frac{5,6 E d f}{L_{HX}^2},$$

де EI – жорсткість колони на згин;

f – стріла прогину

$$f = \frac{1}{2}(D - d);$$

L_{HX} – довжина півхвилі;

W – осьовий момент опору досліджуваного перерізу;

E – модуль пружності матеріалу;

D – діаметр свердловини;

d – зовнішній діаметр досліджуваного перерізу.

Довжина півхвилі визначається за формулою Г.М. Саркісова [97, 101]

$$L_{HX} = \frac{10}{\omega} \sqrt{0,5z + \sqrt{0,25z^2 + \frac{EI \cdot \omega^2}{10^7 q}}},$$

де ω – кутова швидкість обертання;

z – відстань від нейтрального перерізу бурильної колони до перерізу, в якому визначаються напруження (для розтягнутої колони z приймається додатнім, для стиснутої – від’ємним);

q – вага одиниці довжини трубної колони.

В роботах [18] та [24, 97] для визначення довжини півхвилі отримано наступні рівності

$$L_{HX} = 5,98 \left[\frac{q z \cos \alpha}{2 EI} + \sqrt{\left(\frac{q z \cos \alpha}{2 EI} \right)^2 + 2,68 \frac{q}{EI} \left(\frac{\omega^2}{g} \pm 4,44 \frac{\sin \alpha}{f} \right)} \right]^{-0.5} \quad (1.4)$$

та

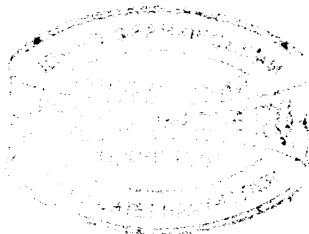
$$L_{HX} = \frac{3,65}{\omega_e} + \sqrt{-0,5 g Z \cos(\alpha) + \sqrt{0,25 (g Z \cos(\alpha))^2 + \frac{2,68 EI g \omega_e^2}{q 10^4}}},$$

де α – кут нахилу стовбура свердловини;

ω_e – кутова швидкість обертання бурильної колони навколо осі свердловини.

Знак “плюс” у формулі (1.4) відноситься до випадку, коли вершина півхвилі знаходиться на нижній стінці свердловини, знак “мінус” – на верхній стінці свердловини.

Величина ω_e обчислюється наступним чином. При бурінні свердловин бурильна колона може здійснювати обертання як навколо осі свердловини, так і навколо власної осі, а, іноді, і комбіноване обертання. Аналіз закономірностей обертання бурильної колони в свердловині приведений в роботі [97]. Автори розглядають дві швидкості: ω_r – кутова швидкість обертання труб навколо власної осі; ω_e – кутова швидкість обертання труб навколо осі свердловини. Остання визначається за формулою



$$\omega_e = \omega \frac{k - \chi}{1 - \chi},$$

$$\chi = d_{\pi} / D_{\pi}.$$

Коефіцієнт k визначає характер руху колони і є коренем рівняння

$$\frac{2(M_p - M_B)g}{\mu k q_{\pi} f_{\pi} \omega^2 D_{\pi}} - \frac{q_{\pi} g L_c^3}{12 \omega^2 EI_{\pi}} - \left(\frac{k - \chi}{1 - \chi} \right)^2 \cdot \left(L_c + 0,43L_p - \frac{0,6 L_p}{1 + \sqrt{1+H} + \sqrt{1 + \sqrt{1+H} \sqrt[4]{H}}} \right) = 0,$$

$$H = \frac{10,72 EI_{\pi} \omega^2}{L_p^2 g q_{\pi}} \left(\frac{k - \chi}{1 - \chi} \right)^2,$$

де M_p – крутний момент на приводі бурової установки;

M_B – реактивний момент на вибої;

g – прискорення земного тяжіння;

L_p – довжина розтягнутої частини бурильної колони;

L_c – довжина стиснутої частини бурильної колони;

k – коефіцієнт зменшення швидкості обертання;

μ – коефіцієнт опору при обертанні колони;

q_{π} – приведена вага одного метра бурильної колони;

EI_{π} – приведена жорсткість на згин бурильної колони;

f_{π} – приведений максимальний прогин бурильної колони,

відповідно рівний

$$f_{\pi} = 0,5(D_{\pi} - d_{\pi}),$$

D_{π} – приведений діаметр свердловини;

d_{π} – приведений зовнішній діаметр бурильної колони.

Величини D_{π} , d_{π} , q_{π} та EI_{π} можна визначити, користуючись наступними формулами

$$D_{\pi} = \frac{D_1 L_1 + D_2 L_2 + D_3 L_3 + \dots + D_m L_m}{L_{БК}};$$

$$d_{\pi} = \frac{d_1 l_1 + d_2 l_2 + d_3 l_3 + \dots + d_k l_k}{L_{БК}};$$

$$q_{\pi} = \frac{q_1 l_1 + q_2 l_2 + q_3 l_3 + \dots + q_k l_k}{L_{БК}};$$

$$EI_{\Pi} = \frac{EI_1 l_1 + EI_2 l_2 + EI_3 l_3 + \dots + EI_k l_k}{L_{БК}};$$

де $D_1, D_2, D_3, \dots, D_m$; $L_1, L_2, L_3, \dots, L_m$ – діаметри та відповідні довжини ділянок свердловини;

$d_1, d_2, d_3, \dots, d_k$ – діаметри кожної секції бурильних труб;

$q_1, q_2, q_3, \dots, q_k$ – вага одиниці довжини кожної секції бурильних труб;

$EI_1, EI_2, EI_3, \dots, EI_k$ – жорсткість на згин кожної секції бурильних труб;

$l_1, l_2, l_3, \dots, l_k$ – довжини відповідних секцій.

В роботі [132] приймається, що після втрати стійкості бурильна колона набуває форми просторової спіралі. Згідно із запропонованою моделлю нормальні напруження згину рівні

$$\sigma_{зг} = \frac{M_{зг}}{W},$$

де $M_{зг}$ – згинаючий момент, спричинений втратою стійкості.

Величина $M_{зг}$ визначається згідно формули [132]

$$M_{зг} = EIr\mu_{д}^2,$$

де r – радіус свердловини;

$\mu_{д}$ – параметр деформації колони.

В межах одного довільно вибраного витка деформованої колони, впливом поперечної складової власної ваги труб можна знехтувати, а повздовжню складову замінити еквівалентним зосередженим зусиллям. В цьому випадку рівність для обчислення параметру деформації матиме вигляд

$$\mu_{д} = \frac{M}{2EI} + \sqrt{\frac{0,67}{EI} P + \frac{0,13}{E^2 I^2} M^2 - \frac{0,21}{EI} M \sqrt{\frac{0,36}{E^2 I^2} M^2 + \frac{1,33}{EI} P}},$$

де M – крутний момент;

P – осьове навантаження;

I – момент інерції поперечного перерізу бурильної колони.

Для визначення згинаючого моменту, який виникає внаслідок просторової деформації, автором [78] використано наступну залежність

$$M_{зг} = \frac{EI \beta^2}{f},$$

де β – кут нахилу просторової спіралі, який рівний

$$\beta = f \left[\frac{3K}{8EI} + \sqrt{\frac{9}{64} \cdot \left(\frac{K}{EI} \right)^2 + \frac{mz \cos(\alpha_3) - m_1 (v_1^r)^2 + m_2 (v_2^r)^2}{EI}} \right], \quad (1.5)$$

де K – крутний момент в досліджуваному перерізі;

α_3 – зенітний кут нахилу свердловини;

$$m = m_0 + m_1 + m_2,$$

m_0 – маса одного метра бурильної труби;

m_1 – маса одного метра рідини в середині труби;

m_2 – маса одного метра рідини в позатрубному просторі.

Швидкості бурового розчину в середині колони v_1^r та затрубному просторі v_2^r рівні [53]

$$v_1^r = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} d_1},$$

$$v_2^r = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)},$$

де Q – продуктивність бурових насосів;

D – діаметр свердловини;

d, d_1 – відповідно зовнішній та внутрішній діаметри бурильної колони.

Величина K обчислюється наступним чином [97]

$$K = \frac{974 N_f g}{1000 n},$$

де N_f – потужність, що розвивається ротором в досліджуваному перерізі;

g – прискорення сили земного тяжіння;

n – частота обертання ротора.

Потужність, що розвивається ротором в досліджуваному перерізі

$$N_f = N_d + (L_c + Z) \frac{(N_{PB} - N_d)}{L},$$

де N_d – потужність, що затрачається долотом на руйнування породи;

L_c – довжина стиснутої частини бурильної колони;

Z – відстань між досліджуваним і нейтральним перерізами;

N_{PB} – потужність, що затрачається на роторне буріння.

Потужність, що затрачається долотом на руйнування породи рівна [53]

$$N_d = M_{пит} P_{ос} \omega,$$

де $P_{ос}$ – осьове навантаження на долото;

$M_{пит}$ – питомий момент, тобто приріст крутного моменту при збільшенні осьового навантаження на долото на 1 Н:

$$M_{пит} = a_0 \left(\frac{2,9}{\omega} + 0,4 \right) D_d,$$

де a_0 – емпіричний коефіцієнт, який залежить від твердості порід (табл.1.7);

D_d – діаметр долота;

ω – кутова швидкість обертання ротора.

Таблиця 1.7

Значення коефіцієнту a_0

Твердість порід	М'які породи	Породи середньої твердості	Тверді породи
Значення коефіцієнту	1	0,7-0,8	0,5-0,6

Значення потужності, яка затрачається на роторне буріння [53]

$$N_{PB} = N_d + N_1 + N_2,$$

$$N_1 = k_{KP} \gamma_P d^2 L_{BK} \omega^{1,7},$$

$$N_2 = k_1 \omega + k_2 \omega^2,$$

де k_{KP} – дослідний коефіцієнт, який залежить від кривизни свердловини (табл.1.8);

L_{BK} – довжина бурильної колони;

k_1, k_2 – дослідні коефіцієнти.

У випадку привода ротора через лебідку $k_1 = 1100$ Нм, а безпосередньо через редуктор $k_1 = 240$ Нм; $k_2 = 11$ Нмс [53].

Таблиця 1.8

Значення коефіцієнту k_{KP}

Кут викривлення свердловини, град	3–5	6–9	10–16
k_{KP}	$(10,5–13,5) 10^{-3}$	$(14,5–16,0) 10^{-3}$	$(16,5–19,0) 10^{-3}$

Довжину стиснутої частини бурильної колони можна визначити згідно з рівністю [53]

$$L_C = \frac{P_{OC}}{m_{OBT} g \left(1 - \frac{\gamma_P}{\gamma}\right) \cos(\alpha_C)},$$

де m_{OBT} – маса одного метра обважнених бурильних труб;

γ – густина матеріалу бурильних труб;

α_C – zenітний кут стиснутої частини бурильної колони.

В роботі [13] зазначається, що за певних умов колона, яка розташована в горизонтальному стовбурі, може втратити стійкість. Рівняння пружної осі матиме вигляд

$$Y(X) = -\frac{q \cdot EI}{P^2} \cos\left(X \sqrt{\frac{P}{EI}}\right) - \frac{q \cdot L_B \sqrt{EI}}{P \sqrt{P}} \cdot \sin\left(X \sqrt{\frac{P}{EI}}\right) - \frac{q}{2P} X^2 + \frac{q \cdot EI}{P^2},$$

де L_B – відстань між точками дотику бурильної колони до нижньої стінки свердловини.

Відповідно напруження можна обчислити за відомою рівністю

$$\sigma_{зг} = \frac{EI}{W} \frac{d^2 Y(X)}{dX^2}.$$

1.2.3. Нормальні напруження згину в бурильних трубах у криволінійному стовбурі свердловини. На даний час значна кількість свердловин містить криволінійні ділянки [43], які є причиною виникнення нормальних напружень згину у бурильних трубах. За умови рівності радіусів викривлення стовбура та колони їх визначають за формулами [11, 33, 34, 47, 94, 119]

$$\sigma_{зг} = \frac{E d}{2 R}; \sigma_{зг} = \frac{EI}{RW} \text{ або } \sigma_{зг} = \frac{d E W_T}{2 R W_P}, \quad (1.6)$$

R – радіус викривлення свердловини;

W_T – момент опору поперечного перерізу тіла труби;

W_P – момент опору поперечного перерізу висадженої частини труби.

Якщо довжина криволінійної ділянки свердловини менша 25 м, то напруження згину слід визначати за наступними рівняннями [11]:

а) для гладких труб

$$\sigma_{зг(1)} = \frac{Ed_{БТ}}{2R} - \frac{4Ed_{БТ}(D - d_{БТ})}{l_{КД}^2}, \quad (1.7)$$

б) для труб з муфтами чи замками

$$\sigma_{зг(2)} = \frac{Ed_{БТ}}{2R} - \frac{4Ed_{БТ}(D - 0,5(3d_M - d_{БТ}))}{l_{КД}^2}. \quad (1.8)$$

У формулах (1.7) та (1.8):

$d_{БТ}$ – зовнішній діаметр тіла бурильних труб;

d_M – зовнішній діаметр муфти;

$l_{КД}$ – довжина криволінійної ділянки свердловини.

В роботі [22, 70] приймається, що дотик бурильної колони до стінок інтенсивно викривленого стовбура свердловини здійснюється в окремих

точках. При аналізі напружено-деформованого стану розглядається модель невагомої балки на двох шарнірних опорах.

1.2.4. Вплив виробок стовбура свердловини на навантаженість бурильної колони. Як свідчать дослідження [3, 23, 26, 27, 28, 82, 110, 117] форма стовбура свердловини не завжди є циліндричною. Причиною даного явища є виробки, переважно у формі жолобів та каверн, механізм утворення яких розглянуто в роботах [82, 117]. Ускладнення, що виникають при бурінні свердловин у таких умовах, привернули увагу науковців до проблеми як опису розмірів та положення виробок, так і впливу їх на бурильну колону. В роботах [26, 28, 110] запропоновано аналітичний метод визначення орієнтації в просторі жолобів. Виходячи з умови рівності значень зенітних та азимутальних кутів осі бурильної колони та осі криволінійної ділянки, авторами [26, 28, 110] отримана формула для визначення напрямку та модуля вектора притискної сили труб до стінки стовбура

$$F = \sqrt{F_p^2 + F_q^2 + 2F_p^2 F_q^2 \cos \gamma},$$

$$\sin \gamma = \frac{\sin \frac{\Delta \beta}{2} \sin \alpha_1}{\sqrt{\sin^2 \frac{\Delta \alpha}{2} + \sin^2 \frac{\Delta \beta}{2} \sin^2 \alpha_1}},$$

де γ – кут між вектором притискної сили F та вертикаллю;

$\Delta \alpha$, $\Delta \beta$ – відповідно зміна зенітного та азимутального кутів початку та закінчення розглядуваного інтервалу;

α_1 – зенітний кут на початку розглядуваного інтервалу;

F_p – притискаюча сила, що створюється осьовими зусиллями;

F_q – притискаюча сила, що створюється зусиллями власної ваги.

В роботі [23] зазначено про можливість використання для отримання даних про розміри виробок профілемірів, а в роботі [54] описується прилад НІД-2, за допомогою якого є можливість виміряти орієнтацію жолобів та каверн у просторі.

1.3. Прогнозування довговічності елементів бурильної колони

1.3.1. Прогнозування довговічності елементів бурильних колон на основі корозійно-втомних випробувань. Для прогнозування довговічності елементів бурильної колони рядом авторів [5, 7, 30, 32, 35, 44, 45, 47, 55, 58, 61, 64, 65, 67, 75, 86, 87, 89, 104, 106, 108, 109, 112, 114, 115, 124 – 128, 130] запропоновано використовувати криві втоми та криві корозійної втоми, які, як правило, прийнято описувати рівнянням

$$\lg(\sigma_a)_n = b \cdot \lg N + a,$$

де $(\sigma_a)_n$ – приведені до симетричного циклу амплітудні напруження асиметричного циклу;

a, b – параметри рівняння, які визначаються, із заданою імовірністю неруйнування, на основі втомних випробувань вибірки натурних елементів бурильної колони;

N – кількість циклів до руйнування елементу бурильної колони.

Зокрема, в роботах [57, 133] приведено значення a та b для широкого спектру типорозмірів обважнених бурильних труб та бурильних труб при імовірностях неруйнування 0,50; 0,90; 0,95, а також розглянуто вплив на довговічність асиметрії циклу навантажування та “історію” попереднього навантажування.

Для аналітичного опису кривих втоми автор [129] використав рівняння

$$M_{32}^m N = A,$$

де M_{32} – знакозмінний згинаючий момент, що діє на з’єднання в свердловині;

m – параметр, що залежить від марки сталі, режиму термічної обробки, напруженого стану і конструктивних особливостей випробуваного зразка;

N – кількість циклів навантажування;

A – характеристика кривої втоми.

1.3.2. Прогнозування ресурсу елементів бурильної колони за результатами дефектоскопії. З метою прогнозування довговічності деталей машин та механізмів за результатами дослідження їх поточного стану під час експлуатації в загальному машинобудуванні запропоновано використовувати G-критерій [90, 91]. Авторами робіт [31, 35, 57] даний критерій застосовано для прогнозування довговічності елементів бурильної колони. В якості міри пошкодження при згині використовується відношення площі зони втоми до номінальної площі небезпечного перерізу. Ступінь пошкодження D є зростаючою функцією від кількості циклів навантаження і змінюється в інтервалі від 0 до 1. Значення ступеня пошкодження в момент долому – D_k , залежить від максимального напруження циклу і зменшується зі збільшенням його величини. Лінійною функцією, що описує процес втомного пошкодження з точки зору G-критерію є

$$G = G_0 - (G_0 - G_k) \frac{N_T}{N},$$

де $G = |lg(D)|$ – поточне значення критерію;

$G_0 = |lg(D_0)|$ – значення критерію в початковий момент реєстрації;

$G_k = |lg(D_k)|$ – значення критерію в момент руйнування;

N_T – поточна кількість циклів навантажування;

N – кількість циклів навантажування до руйнування.

Звідси

$$N = \frac{N_T (G_0 - G_k)}{G_0 - G}.$$

1.3.3. Прогнозування довговічності на основі критеріїв механіки руйнування. Промисловими та лабораторними дослідженнями встановлено, що значну частку ресурсу елементи бурильної колони відпрацьовують з втомними тріщинами. Наприклад, в роботі [35] зазначено, що втомна тріщина площею 15 мм^2 відповідала часу відпрацювання замкового різьбового з'єднання рівному 27 % ресурсу. В [57] вказується про напрацювання замковим різьбовим

з'єднанням 80-ти годин після виявлення в ньому тріщини протяжністю 20 мм та глибиною 5 мм. Частота обертання ротора в зазначеному випадку – 100 об/хв. Автори огляду [126] при експериментальних дослідження бурильних труб ТБВК виявили втомну тріщину довжиною 15-20 мм на внутрішній поверхні зразка при напрацюванні 40-50 % від загального ресурсу. В [79] зазначається, що значна кількість ОБТ, які знаходяться в роботі, мають втомні пошкодження. Також, згідно ГСТУ 320.02829777.002-95, при дефектоскопії бурильних труб апаратуру налаштовують на виявлення тріщин, розміри яких рівні або більші зазначених у таблиці 1.9.

Таблиця 1.9

Мінімальні розміри еліптичної поперечної втомної тріщини згідно
ГСТУ 320.02829777.002-95

	Тіло труби	Трубна різьба	Ніпельна частина замкового різьбового з'єднання (ЗРЗ)	Муфтова частина замкового різьбового з'єднання (ЗРЗ)
Глибина, мм	2±0,2	2±0,2	5±0,5	5±0,5
Довжина, мм	25±2,5	25±2,5	25±2,5	25±2,5

Отже, можна зробити висновок, що довговічність бурильної колони обумовлена періодом збільшення розмірів втомних тріщин в її поперечному перерізі від деякого початкового до критичного значення. Як наслідок, втомна та корозійно-втомна природа процесу руйнування елементів колони обумовила розвиток методів прогнозування її довговічності на основі критеріїв механіки руйнування. Даний підхід знайшов відображення в роботах [15, 49, 50, 52, 74, 99, 100, 113, 118, 119, 120, 141]. За основу прийнято міркування, що довговічність певного елемента бурильної колони обумовлена кількістю циклів навантажування N , протягом яких розміри тріщини зростають від початкового l_0 до деякого критичного l_c значення:

$$N = \int_{l_0}^{l_c} \frac{dl}{v}, \quad (1.9)$$

де v – швидкість поширення втомної тріщини.

В роботі [15] рівність (1.9) записана у вигляді

$$N = N_3 + \int_{l_0}^{l_c} \frac{dl}{v}, \quad (1.10)$$

де N_3 – кількість циклів навантажування, що необхідні для зародження тріщини.

В свою чергу швидкість поширення тріщини визначається станом зони передруйнування, який описується коефіцієнтом інтенсивності напружень (КІН) K (або розмахом коефіцієнта інтенсивності напружень ΔK). На практиці застосовують графічні залежності v від K (ΔK), які прийнято називати кінетичними діаграмами втомного руйнування (КДВР) або діаграмами тріщиностійкості матеріалу. Численні дослідження, проведені вітчизняними та закордонними науковцями, свідчать, що в загальному КДВР мають три ділянки: 1) ділянка докритичного росту тріщини; 2) ділянка усталеного росту тріщини; 3) ділянка критичного росту тріщини. Остання є найменш значимою, оскільки описує процес “долому”, який характеризується високими швидкостями поширення тріщини та займає незначну долю ресурсу деталі. Для практичного застосування значних інтерес становлять перша та друга ділянки. Проте, на даному етапі розвитку механіки руйнування, методи аналітичного опису першої ділянки КДВР перебувають в стані розроблення. Щодо другої ділянки КДВР, то Перісом [59] та його співробітниками було встановлено, що на даному етапі руйнування домінуючим фактором впливу на швидкість тріщини є КІН, причому ця залежність в логарифмічних координатах є прямолінійна:

$$v = A \cdot K^n, \quad (1.11)$$

$$v = A \cdot \Delta K^n, \quad (1.12)$$

де A та n емпіричні коефіцієнти, які отримують з втомних випробувань.

З часу запису рівностей (1.11, 1.12), вони неодноразово видозмінювалися. В роботі [73] приводиться перелік найбільш відомих

варіантів запису (див. табл. 1.10), серед яких є і такі, що описують всі три ділянки кінетичної діаграми втомного руйнування.

Таблиця 1.10

Залежності швидкості поширення втомних тріщин від стану зони передруйнування

Номер формули	Автор	Формула
1	2	3
1	Ф. Ердоган, М. Ратвані	$v = A(1 - R)^q \frac{(K_{lmax} - K_{th})^m}{K_{fc} - K_{lmax}}$
2	А. Дж. Мак-Евілі	$v = A(1 - R)^2 \frac{K_{lmax}^2 - K_{th}}{K_{fc} - K_{lmax}} (K_{fc} - RK_{lmax})$
3	М.П. Внук	$v = v_0 \left\{ \ln \frac{K_{fc}^2 - K_{lmax}^2}{K_{fc}^2 - K_0^2} + \frac{K_{lmax}^2 - K_0^2}{K_{fc}^2} \right\} +$ $+ v_0 \left\{ \frac{A}{K_{lmax}} \left[\ln \frac{(K_{fc} + K_{lmax})(K_{fc} - K_0)}{(K_{fc} - K_{lmax})(K_{fc} + K_0)} \right] \right\} -$ $- \frac{Av_0}{K_{lmax}} \left\{ 2 \frac{K_{lmax} - K_0}{K_{fc}} \right\}$
4	А. Фреденталь	$v = v_0 \ln^m \left[\frac{K_{fc}}{K_{th}} \right] \lg^{-1} \left[\frac{K_{fc}}{K_{lmax}} \right]$
5	Дж. Е. Колліпріст, К.В. Девіс, К.Е. Федерсен	$v = v_0 \lg^q \left[(1 - R) \frac{K_{lmax}}{K_{th}} \right] \lg^{-q} \left[\frac{K_{fc}}{(1 - R)K_{lmax}} \right]$
6	Х.П. Чу	$v = A(1 - R)^{n-m} \frac{(K_{lmax} - K_{th})^n}{(K_{fc} - K_{lmax})^m}$
7	Х.П. Чу	$v = A(1 - R)^{n-m} \frac{K_{lmax}^n - K_{th}^n}{(K_{fc} - K_{lmax})^m}$
8	С.І. Ярема, С.І. Микитишин	$v = v_0 \left(\frac{K_{lmax} - K_{th}}{K_{fc} - K_{lmax}} \right)^q$

1	2	3
9	К.М. Бранко, І.К. Радон, Л.Е. Кальдер	$v = v_0 (1 - R^2)^q \left(\frac{K_{\text{imax}}^2 - K_{\text{th}}^2}{K_{\text{fc}}^2 - K_{\text{imax}}^2} \right)^q$
10	А.Є. Андрейків	$v = v_0 \left(\frac{(K_{\text{imax}} - K_{\text{th}})^q}{(K_{\text{fc}} - K_{\text{th}})^q - (K_{\text{imax}} - K_{\text{th}})^q} \right)$
11	В.Д. Довер	$v = A(1 - R)^{s+r-q} K_{\text{imax}}^s \frac{(K_{\text{imax}} - K_{\text{th}})^q}{(K_{\text{fc}} - K_{\text{imax}})^r}$
12	Г.Е. Бові, Д.В. Хопер	$v = v_0 \left\{ \lg^q \frac{K_{\text{fc}}}{(K_{\text{fc}} - K_{\text{imax}})} - \lg^q \frac{K_{\text{fc}}}{(K_{\text{fc}} - K_{\text{th}})} \right\}$
13	К.Г. Анмс, Р.М. Веллейс, Д.Л. Санс	$v = v_0 \exp \left((1 - R^2)^m \frac{K_{\text{imax}}^{2m} - K_{\text{th}}^{2m}}{K_{\text{imax}}^m} \right)^q$
14	Т.В. Дагген	$v = A \left[K_{\text{imax}} \frac{K_{\text{imax}} - K_{\text{th}}}{K_{\text{fc}} - K_{\text{imax}}} \right]^q$
15	А. Саксена, С. Дж. Худак	$v = v_0 (1 - R^2)^n \left(\frac{K_{\text{fc}}^n - K_{\text{imax}}^n}{K_{\text{imax}}^n} + \frac{B(1 - R^2)^{n-m}}{K_{\text{imax}}^n} \right)^{-1}$
16	П. Ромварі, Л. Том	$v = v_0 \left\{ -\lg \left[1 - \left(\frac{K_{\text{imax}} - K_{\text{th}}}{K_{\text{fc}} - K_{\text{imax}}} \right)^m \right] \right\}^q$

У загальному машинобудуванні поширення набула і модифікована модель Уокера [84]

$$v = C_R \Delta K^n.$$

Тут

$$C_R = C_0 \cdot \frac{1}{(1 - R)^{(1-m)n}},$$

$$\Delta K = (1 - R)K_{\text{max}},$$

де C_0 , n – параметри формули Періса при $R = 0$;

m – коефіцієнт Уокера;

ΔK – розмах КІН в циклі навантаження;

K_{\max} – максимальне значення КІН в циклі навантаження;

R – коефіцієнт асиметрії циклу навантаження.

У методичних вказівках по розрахунках та експериментальних дослідженнях на втому [72], залежність швидкості поширення тріщин від КІН подана у вигляді

$$v = 10^{-7} \left(\frac{K_I}{K^*} \right)^n, \quad (1.13)$$

де K_I – діючий коефіцієнт інтенсивності напружень;

K^* – коефіцієнт інтенсивності напружень, при якому швидкість поширення втомної тріщини становить 10^{-7} м/цикл;

n – константа, що дорівнює тангенсу кута нахилу прямої, яка описує другу ділянку КДВР.

Для опису кінетики руйнування елементів бурильної колони в роботах [15, 120] використано формулу

$$v = v_0 \left\{ \frac{[\Delta K_1^{3I} - (1-R)K_{th0}][\Delta K_{eff} - \Delta K_0]}{(\Delta K_{fc} - \Delta K_1^{3I})[\Delta K_{fc}(1-R)^{-1} - \Delta K_1^{3I}]} \right\}^q,$$

де ΔK_{th0} – розмах порогового КІН при коефіцієнті асиметрії циклу $R=0$;

ΔK_I^{3I} – розмах КІН при згинаючих навантаженнях порожнистого циліндру з зовнішньою кільцевою тріщиною;

ΔK_0 – ефективний розмах КІН;

$$\Delta K_{fc} = \Delta K_I^{3I} + K_I^P,$$

де K_I^P – КІН при розтягуючому зусиллі, яке зумовлене скручуванням замкового різьбового з'єднання (ЗРЗ);

$$\Delta K_{eff} = \begin{cases} \Delta K_I^{3I} - (K_{op} - K_{\min}) & \text{при } K_{\min} \leq K_{op} \\ \Delta K_I^{3I} & \text{при } K_{\min} > K_{op} \end{cases},$$

де K_{op} – КІН відкриття втомної тріщини;

K_{\min} – мінімальне значення КІН циклу.

Рівності для обчислення коефіцієнту інтенсивності напружень (або розмаху коефіцієнту інтенсивності напружень) також мають різні варіанти запису, залежно від форми фронту втомної тріщини та вибраної математичної моделі. Так, в роботах [15, 120] для визначення розмаху КІН перед кільцевою тріщиною, що розповсюджується в площині першого витка різьби ніпеля ЗРЗ, застосовується формула

$$\Delta K = \Delta M \cdot \frac{F(\varepsilon, \varepsilon_1)}{D^{2.5}},$$

де ΔM – розмах моменту згину;

$F(\varepsilon, \varepsilon_1)$ – безрозмірна функція, $\varepsilon = d_{\Pi} / D_{\Pi}$, $\varepsilon_1 = l / D_{\Pi}$;

d_{Π} , D_{Π} , l – відповідно внутрішній та зовнішній діаметри перерізу, в якому поширюється тріщина, та її довжина.

У роботі [9] для обчислення КІН перед кільцевою тріщиною в буриньких трубах використовується модель пустотілого циліндра, згідно з якою

$$K_I = \frac{P}{\pi[(c+a)^2 - c^2]} \sqrt{\pi l} \left\{ 0,8 + \frac{l}{a+c} \left(4 + 1,08 \frac{c}{a} \right) \right\}^{-\frac{1}{2}} + \\ + \frac{4M(c+a)\cos\varphi}{\pi[(c+a)^4 - c^4]} \sqrt{\pi l} \left\{ 0,8 + \frac{l}{a+c} \left(7,12 + 1,08 \frac{c}{a} \right) \right\}^{-\frac{1}{2}},$$

де P – осьове навантаження;

M – згинаючий момент;

c – внутрішній радіус циліндра;

a – товщина стінки циліндра;

φ – нормальний кут в центральному перерізі циліндра.

Автор статті [137], для опису зони передруйнування у елементі буринької колони, користується моделлю Койтера для крайової тріщини в півплощині. Модифікувавши її отримано наступну формулу

$$\Delta K = \Delta\sigma \sqrt{\frac{\pi \cdot l_a}{Q \cdot Y}},$$

де $\Delta\sigma$ – розмах напружень;

l_a – глибина тріщини;

Q – коректуючий коефіцієнт на форму тріщини;

Y – коректуючий коефіцієнт на геометричні розміри елемента бурильної колони.

Коректуючі коефіцієнти на геометричні розміри труб бурильної колони, що знаходиться під дією циклічного згинаючого навантаження, описуються рівняннями

$$Y = \begin{cases} 1.1215 \left\{ \frac{D_{b'}}{d_0} \left[1 + 1.217 \left(\frac{l_a}{D_{b'}} \right) \right] \right\} \left[1 - 0.5 \left(\frac{l_a - h_t}{h_b - h_t} \right) \right], & \text{при } l_a > h_t \\ 1.1215 \left\{ \frac{D_{p'}}{d_0} \left[1 - 1.217 \left(\frac{l_a}{D_{p'}} \right) \right] \right\}, \\ 1.1215 \left[1 - 1.217 \left(\frac{l_a}{d_0} \right) \right], \end{cases}$$

де $D_{b'}$ – діаметр площини різьби на муфтовому кінці;

d_0 – зовнішній діаметр тіла труби або з'єднання;

h_t – висота зуба різьби;

h_b – товщина стінки муфтового кінця замка;

$D_{p'}$ – діаметр площини тріщини на ніпельному кінці.

Коректувальний коефіцієнт на форму тріщини був розроблений Ньюманом для тріщин в площинах з півеліптичною поверхнею. Рівність для його визначення стосовно бурильних труб має вигляд [137]

$$Q = 1.0 + 4.595 \left(\frac{l_a}{2l_c} \right)^{1.64},$$

де l_c – половина довжини тріщини.

Роботи [51, 56, 140] містять відомості про дослідження втомної міцності бурильних труб, опираючись на модель півеліптичної втомної тріщини в пустотілому циліндрі. В основу рівнянь для опису кінетики її розвитку покладено міркування про розкриття тріщини в умовах локальної плоскої

пружно-пластичної деформації [56]. В процесі обчислень використано наступну формулу для розрахунку КІН [56]:

$$K_I(a) = \sigma \sqrt{\frac{\pi b}{Q}} F\left(\frac{b}{a}, \frac{b}{t}, a\right) \Phi_1\left(\frac{a^2}{D^2 - d^2}\right),$$

де σ – номінальне напруження в небезпечному перерізі;

b – глибина тріщини;

a – половина ширини тріщини;

t – товщина стінки труби;

ν – коефіцієнт Пуасона;

Q, F, Φ_1, t – величини, зміст яких подано далі:

$$F\left(\frac{b}{a}, \frac{b}{t}, a\right) = \left(M_1 + M_2 \left(\frac{b}{t}\right)^2 + M_3 \left(\frac{b}{t}\right)^4 \right) g h,$$

$$M_1 = 1,13 - 0,09(b/a), \quad M_2 = -0,54 + 0,89/(0,2 + b/a),$$

$$M_3 = 0,5 - 1/(0,65 + b/a) + 14(1 - b/a)^{24},$$

$$g = 1 + \left[0,1 + 0,35(b/t)^2\right] (1 - \sin a)^2, \quad h = \left[(b/a)^2 \cos^2 a + \sin^2 a\right]^{1/4},$$

$$Q = 1 + 1,464(b/a)^{1,65}, \quad \Phi_1 = 1 + \frac{\pi}{8} \frac{a^2}{D^2 - d^2} \sqrt{3(1 - \nu^2)}.$$

Рівняння Аокі і Кіучі для визначення коефіцієнту інтенсивності напружень перед фронтом півеліптичних дефектів у бурильних трубах мають вигляд [51, 140]

$$K_I = 1,12 \sigma_{\max} \sqrt{\frac{\pi h}{\sqrt{Q}}},$$

$$Q = \left(\frac{3}{8} \pi + \frac{\pi l^2}{8 h^2}\right) - 0,212 \left(\frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{0,2}}\right)^2,$$

де σ_{\max} – сумарне напруження від розтягу і згину;

h – глибина тріщини;

l – півдовжина тріщини;

$\sigma_{0,2}$ – границя текучості матеріалу.

Дослідження, результати яких подані у [83, 121], спрямовані на визначення деяких характеристик тріщиностійкості матеріалів, з яких

виготовляються бурильні труби. Зокрема у [83] наводяться значення критичного КІН для сталей 40ХН та групи міцності “Д”. В залежності від експлуатаційних факторів, таких як циклічне тренування; циклічне тренування з подальшим старінням; разове перевантаження та разове перевантаження і старіння, для сталі 40ХН K_{IC} змінюється від 55 МПа м^{1/2} до 70 МПа м^{1/2}, а для сталі групи міцності “Д” відповідно від 70 до 76 МПа м^{1/2}. У роботі [121] наведені параметри формули Періса (1.11) для сталі 40ХН2МА – $A = 2,9 \cdot 10^{-12}$, $n = 2,83$ та для сталі марки “Д” – $A = 9 \cdot 10^{-14}$, $n = 3,83$. Також приводяться значення параметрів C і m , які входять у формулу для визначення кількості циклів навантаження до зародження тріщини

$$N_3 = C (\Delta K / R_k^{0,5})^m,$$

де R_k – коефіцієнт асиметрії циклу навантажування.

Результати досліджень втомної міцності бурильних труб описуються в роботі [50]. Серед висновків, які зроблені авторами можна виділити наступні: а) інкубаційний період розвитку тріщини в бурильних трубах становить 30 – 35 % повного ресурсу; б) кількість тріщин у тілі труби істотно залежить від амплітуди напружень згину – чим вище рівень напружень, тим менше місць зародження і розвитку тріщин і навпаки; в) з віддаленням вершини тріщини від западини різьби вплив останньої поступово зменшується і після досягнення граничної глибини (1,5 – 2 мм) тріщина зростає як у зразках з гладкою поверхнею.

В роботі [94] досліджено вплив на тріщиностійкість матеріалу бурильних труб технології висадження різьбових кінців. Встановлено, що їх довговічність збільшується за умови забезпечення мінімального кута нахилу волокна металу.

1.3.4. Прогнозування довговічності на основі статистичного підходу.

Недостатньо вивчена природа процесу руйнування та неможливість врахування впливу на довговічність елементів трубної колони більшості факторів, що виникають під час буріння, призвела до появи статистичних підходів [60, 139].

Так у роботі [139] на основі аналізу відмов бурильної колони на площах «Мерчісон» (США) зроблено наступні висновки:

- 1) середня проходка однієї труби становить 13,9 тис. м;
- 2) максимальна проходка однієї труби становить 221 тис. м;
- 3) при інтенсивності викривлення свердловини $1,7^0/10$ м проходка для нових труб рівна 110 тис. м;
- 4) при інтенсивності викривлення свердловини $1,5^0/10$ м проходка для нових труб рівна 160 тис. м;
- 5) перевірка труб через інтервали, що становлять 10 % втомної довговічності, дає можливість виявити тріщини до того, як вони пройдуть через всю стінку труби.

Автором [136] застосовано підхід, який можна охарактеризувати як статистично-економічний. В результаті досліджень проведених фірмою «Reading & Bates offshore drilling Co.» побудовано спеціальні діаграми за допомогою яких можна визначати імовірність виникнення втомних пошкоджень у бурильних трубах залежно від глибини розміщення та інтенсивності викривлення свердловини.

Аналіз руйнувань бурильних колон при будівництві глибоких розвідувальних свердловин на нафту та газ, проведений на підприємствах колишнього міністерства геології УРСР, дав змогу авторам [60] зробити висновок про імовірність та густину відмов бурильних труб (таблиця 1.11).

Таблиця 1.11

Оцінка імовірності та густини відмов по інтервалах буріння

Інтервал буріння	Показники		
	Загальне проходження по інтервалах буріння, тис. м	Імовірність відмов	Густина відмов на 1000 м проходження
1	2	3	4
0-2500	3329,92	0,161	0,012
2501-3000	601,182	0,1442	0,059

Продовження таблиці 1.11

1	2	3	4
3001-3500	555,849	0,185	0,081
3501-4000	474,016	0,1872	0,096
4001-4500	367,147	0,1492	0,099
4501-5000	168,109	0,097	0,141
5001-5500	74,661	0,0483	0,160
0-3000	3931,102	0,3046	0,019
0-3500	4486,951	0,4896	0,027
0-4000	4960,967	0,6768	0,033
0-4500	5328,114	0,8260	0,038

Проведені дослідження [60] дозволяють оцінити надійність бурильної колони та її складових частин під час експлуатації в залежності від інтервалу буріння та загальної глибини свердловини.

1.3.5. Визначення допустимих напружень розтягу та згину для запобігання втомних відмов бурильних труб. Безпечні з точки зору довговічності бурильної колони напруження розтягу та згину, можна визначати на основі діаграми Гудмена або модифікованої діаграми Гудмена [80]. Суть даної методики полягає у наступному. Для кожного типорозміру бурильних труб складають діаграму, як це показано на рисунку 1.1. Штрихову лінію називають діаграмою Гудмена, а суцільну – модифікованою діаграмою Гудмена. Остання більш точно відповідає реальним умовам роботи бурильних труб. По осі абсцис відкладається середнє напруження розтягу, яке створюється колоною, що розміщена нижче. По осі ординат – знакозмінні напруження згину. Якщо точка з відповідними координатами потрапляє в ретушовану область діаграми, то умови роботи бурильної труби безпечні, якщо ні – небезпечні.



Рис.1.1 Діаграма Гудмена для 114-мм бурових труб із сталі марки Е

Наприклад, якщо в перерізі 114-мм бурової труби напруження розтягу рівні 250 МПа, а знакозмінні напруження згину 50 МПа, то такі навантаження не критичні. Якщо ж при попередньому напруженні розтягу значення знакозмінних напружень згину рівне 130 МПа, то умови експлуатації труби вважаються критичними.

Проблема міцності бурових труб за умов дії змінних напружень, зумовлених викривленням свердловини, при одночасній дії розтягуючих зусиль розглянута А. Лубінським [68]. Використовуючи модифіковану діаграму Гудмена, він побудував криві допустимих значень загального приросту викривлення в залежності від величини розтягуючого зусилля. Для 114-мм бурових труб з товщиною стінки 8,56 мм вони мають вигляд (рис. 1.2). Використання даної діаграми аналогічне до використання попередньої.

1.4. Висновки та постановка задач дослідження

Результати аналізу літературних джерел, що містять дані про аварійність з елементами бурової колони, систематизовано на рисунку 1.3. Середнє

значення рівня відмов замкових різьб становить 30 %. Натомість збільшилась частка руйнувань тіла бурильної труби – від 10 у 1966 р. до 35 % у 1996 р. Протягом 1966 – 1991 рр. збільшилась частка руйнувань трубної різьби з 15 до 25 %. Проте вже в 1996 вона становила 20 %. Рівень руйнувань зварного шва залишається незмінним і становить приблизно 10 %. Доля втомних відмов в загальній кількості руйнувань бурильної колони є майже незмінною і сягає від 50 [50] до 66 % [46].

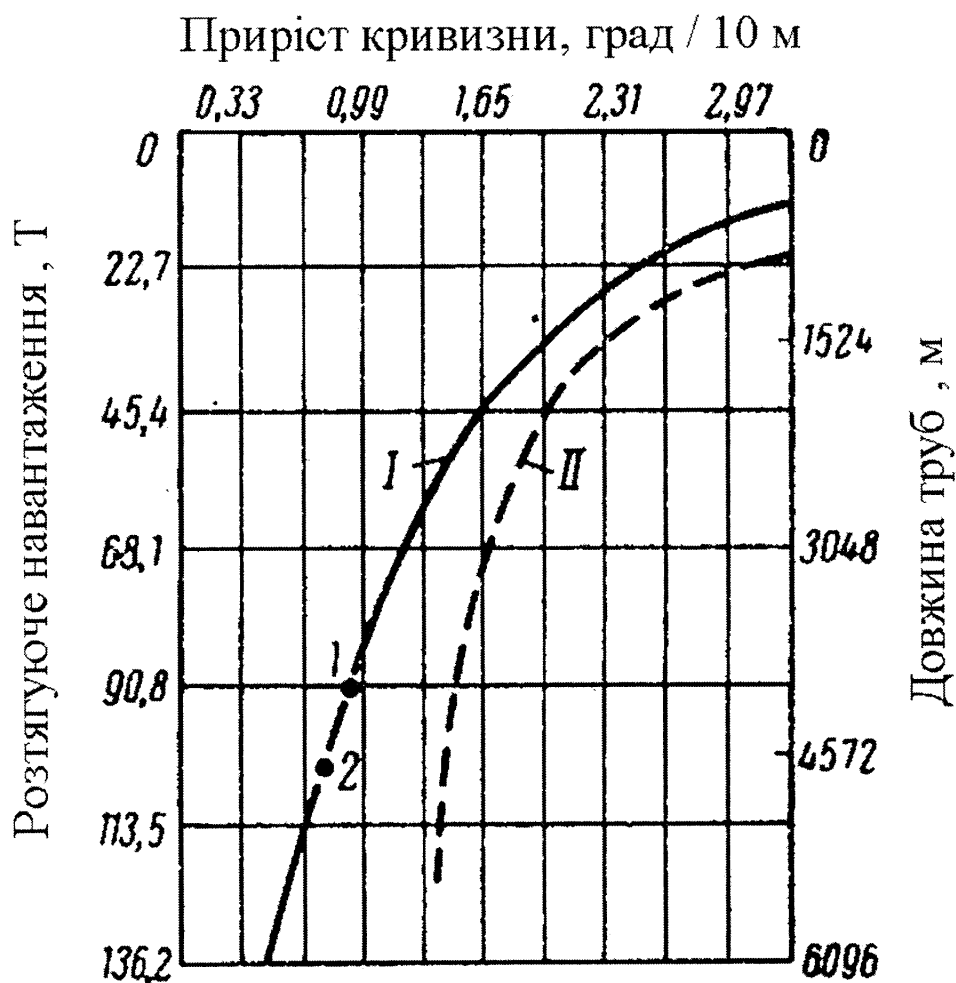


Рис.1.2 Допустимі значення загального приросту кривизни свердловини в залежності від величини розтягуючого навантаження для 114-мм бурильних труб з товщиною стінки 8,56 мм.

Не спостерігаються і зміни розподілу руйнувань по елементах (див. рис.

1.3).

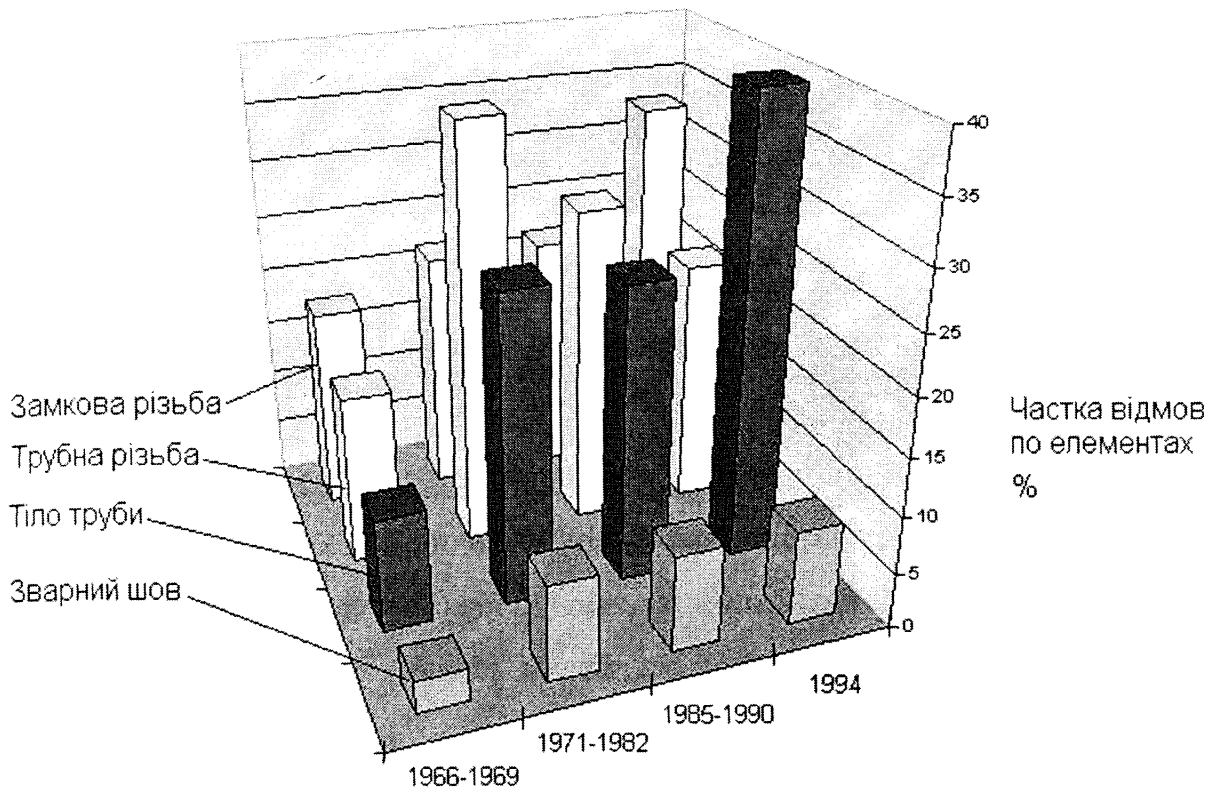


Рис.1.3 Розподіл аварійності з елементами бурильної колони

Це свідчить про необхідність продовження досліджень втомної міцності бурильної колони, особливо її різьбових з'єднань [2].

Аналіз робіт по визначенню напружень в перерізі бурильної колони та її довговічності дозволив зробити наступні висновки.

1. При визначенні зусилля розтягу у криволінійній ділянці свердловини вважається, що сили тертя виникають від притискання колони в одній точці до верхньої стінки. Поряд із таким випадком, на практиці зустрічається і варіант, коли бурильна колона доторкається до стінок криволінійного стовбура по всій довжині або і зовсім не доторкається. Для цих випадків слід доопрацювати розрахункову схему.

2. При аналізі напружено-деформованого стану бурильної колони у криволінійному стовбурі свердловини авторами проаналізованих робіт не враховуються такі, на нашу думку, важливі параметри: абсолютні значення

зенітного і азимутального кута; просторова орієнтація криволінійної ділянки та умови взаємодії бурильних труб зі стінками свердловини.

3. Вивчення робіт по визначенню напружень в перерізі бурильної колони свідчить про недостатню увагу питанню впливу виробок стовбура свердловини на навантаженість труб. Потребують додаткового опрацювання питання деформування колони за даних умов у прямолінійному стовбурі свердловини. Представляє інтерес розглянути напружений стан бурильних труб в криволінійній ділянці свердловини з виробітками без припущення рівності їх радіусів кривизни.

4. Роботи, присвячені прогнозуванню довговічності елементів бурильної колони, свідчать про зростаючі тенденції використання для цієї мети засобів неруйнівного контролю. Діагностування пошкодження бурильних труб в значній мірі збільшує імовірність точнішого прогнозування їх строку служби за даних експлуатаційних умов. Тому представляє інтерес розроблення методики, яка б враховувала як напружений стан бурильної колони, так і ступінь пошкодження її небезпечного перерізу.

5. Для визначення коефіцієнту інтенсивності напружень перед фронтом втомних тріщин у бурильних трубах використовуються наступні математичні моделі: поширення кільцевої тріщини в пустотілому циліндрі з врахуванням [15, 120] та без врахування впливу різьби [9]; поширення півеліптичної поверхневої тріщини в півплощині з врахуванням [137] та без врахування впливу різьби [56]. Варто зазначити, що згідно з розрахунковою схемою [137], різьбове з'єднання впливає на локальний напружений стан перед кінчиком тріщини після досягнення її глибиною розмірів більших за висоту профілю самого з'єднання. Це означає, що необхідно вдосконалити методику визначення коефіцієнту інтенсивності напружень перед фронтом півеліптичних тріщин в різьбових з'єднаннях бурильних труб з врахуванням впливу різьби на початкові стадії втомного руйнування.

Отже задачі дослідження можна сформулювати наступним чином:

1) вдосконалити математичні моделі аналізу напружено-деформованого стану бурильної колони у криволінійних ділянках стовбура свердловини;

2) провести аналітичні дослідження впливу виробок необсадженого стовбура свердловини (жолоби, каверни тощо) на напружено-деформований стан бурильної колони;

3) покращити існуючі методики прогнозування довговічності бурильної колони шляхом врахування ступеня пошкодження та напруженого стану її елементів під час експлуатації;

4) вдосконалити методи прогнозування довговічності різьбових з'єднань бурильної колони враховуючи особливості поширення півеліптичних втомних тріщин;

5) провести апробацію отриманих наукових результатів у промислових умовах.

РОЗДІЛ 2

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ СТОВБУРА ПОХИЛО-СКЕРОВАНИХ ТА ГОРИЗОНТАЛЬНИХ СВЕРДЛОВИН

2.1. Типові інклінометричні показники похило-скерованих та горизонтальних свердловин

На даний час в структурі запасів нафти та газу значну долю займають поклади з погіршеними колекторними властивостями (занижена проникність, пошарова неоднорідність тощо). Одним із методів збільшення нафтогазовилучення таких родовищ є буріння похило-скерованих та горизонтальних свердловин.

Так в роботі [138] приводяться профілі свердловин зображені на рисунках 2.1, 2.2 та 2.3. Починаючи із глибини приблизно 570 м всі профілі містять нахилені, умовно прямолінійні ділянки із zenітними кутами відповідно: рис.2.1 – 80° ; рис.2.2 – 83° та рис.2.3 – 73° . Для переходу до горизонтального стовбура свердловини пробурено криволінійні ділянки з інтенсивністю набору zenітного кута відповідно 0,4 град/10 м; 1,75 град/10 м та більше 3 град/10 м. Кожна із свердловин містить горизонтальний стовбур, довжина якого для рисунків 2.1 та 2.2 становить 1200 та 1000 м, а для рисунку 2.3 – 1300 м. З рисунку 2.1 видно, що горизонтальна ділянка свердловини не є прямолінійною, а містить місця, де відбувається збільшення або зменшення zenітного кута.

Розглянемо рисунок 2.1. Горизонтальний стовбур даної свердловини містить дві «вгнуті» ділянки, на яких відбувається зміна zenітного кута з інтенсивністю 0,5 та 0,7 градусів на 10 м.

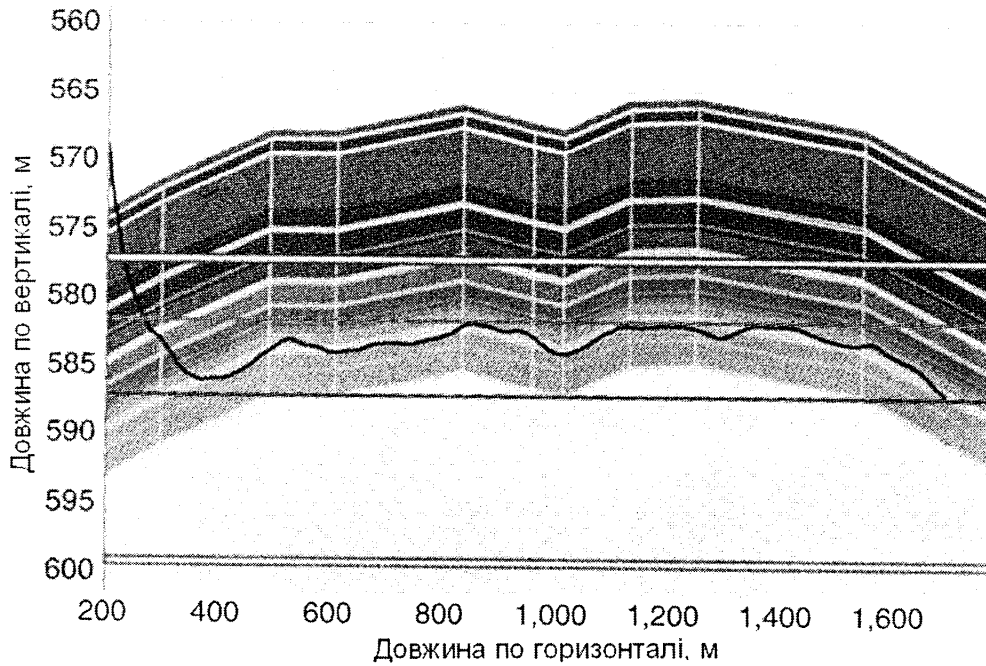


Рис.2.1 Вертикальна проекція горизонтальної ділянки свердловини

Свердловина, профіль якої зображено на рисунку 2.2, складається з двох горизонтальних ділянок із розгалуженням, яке розміщене на інтервалі 700 м. Стовбур містить «випуклу» ділянку з інтенсивністю зміни zenітного кута $1,32 \text{ град}/10 \text{ м}$.

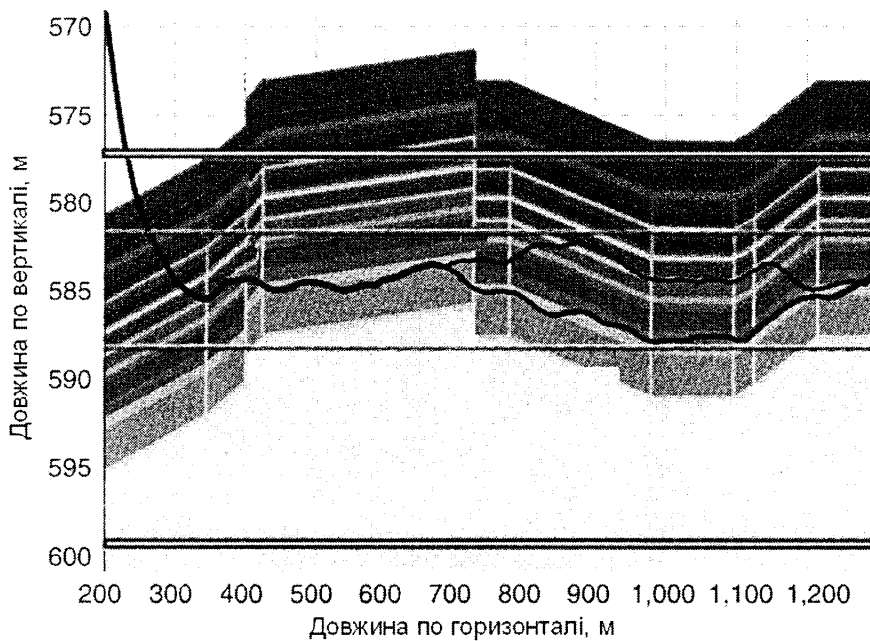


Рис.2.2 Вертикальна проекція розгалуженої горизонтальної ділянки свердловини

Горизонтальний стовбур (рис.2.3) містить дві ділянки з інтенсивністю викривлення відповідно 0,82 та 0,44 град/10 м.

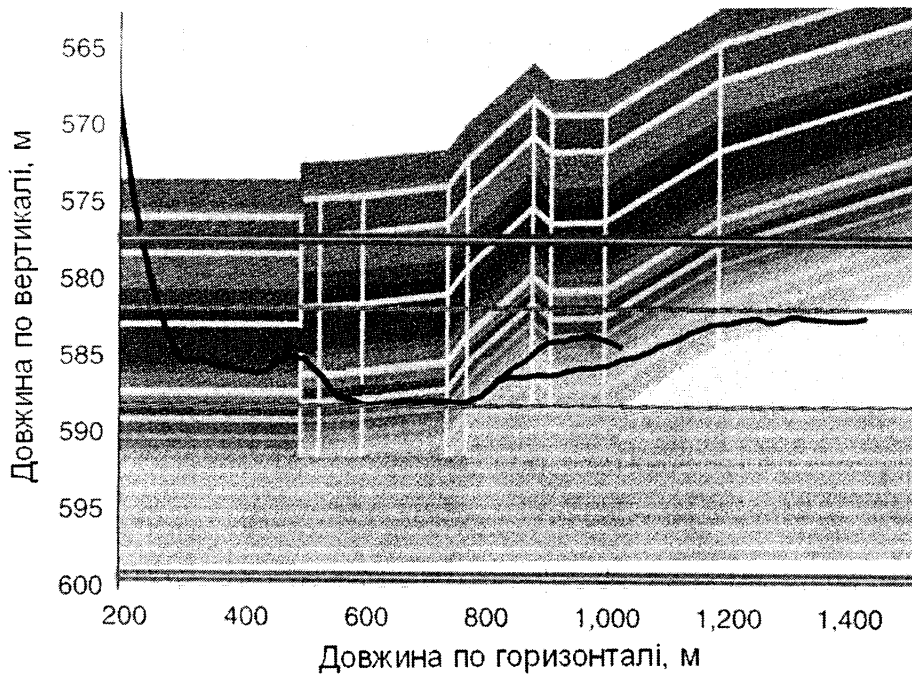


Рис.2.3 Вертикальна проекція розгалуженої горизонтальної ділянки свердловини

В роботі [62] наведено вертикальну проекцію горизонтальної свердловини (рис.2.4). Як бачимо, вхід у продуктивний пласт здійснено на глибині 1228 м під zenітним кутом 66° . На інтервалі 1228 – 1520 м проведено набір zenітного кута до величини 95° з інтенсивністю $0,99^{\circ} / 10$ м.

Стаття [111] містить відомості про успішно закінчене буріння та кріплення горизонтальної свердловини № 152 (ГС-152) на Яблунівському родовищі. Основною метою буріння було збільшення видобутку високов'язкої нафти з продуктивного пласту. В результаті отримано дебіт 160 м^3 за добу, що у 16 – 20 разів перевищує існуючі на даному родовищі показники. В загальному випадку свердловина містила чотири ділянки: 1) прямолінійна, інтервал буріння 0 – 2960 м, zenітний кут – $1,0^{\circ}$; 2) криволінійна, інтервал буріння 2960 –

3451 м, зміна Zenітного кута $1,0^{\circ} - 33,0^{\circ}$; 3) криволінійна, інтервал буріння 3451 – 3840 м, зміна Zenітного кута $33,0^{\circ} - 87,5^{\circ}$; 4) прямолінійна горизонтальна, інтервал буріння 3840 – 4100 м, Zenітний кут $85,0^{\circ}$ (див. рис.2.5). Інтенсивність набору Zenітного кута у обох випадках становила відповідно 0,65 та 2,09 градуси / 10 м.

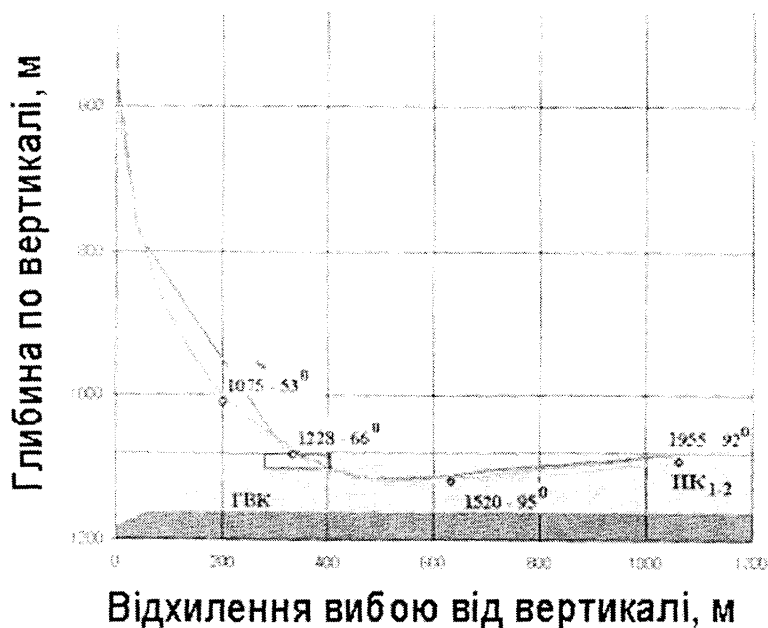


Рис.2.4 Вертикальна проекція свердловини № 106

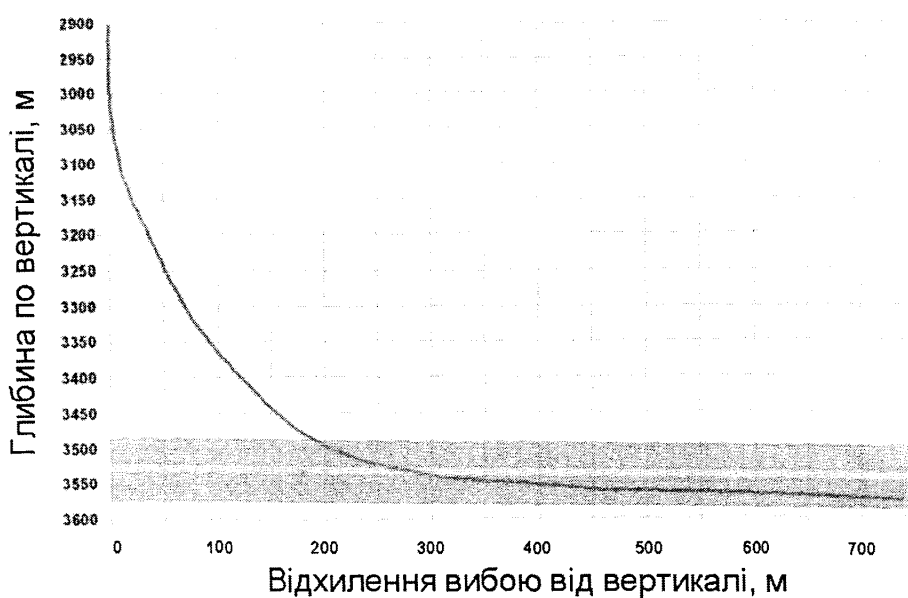


Рис.2.5 Вертикальна проекція свердловини № 152

Результати освоєння Східно-Таркосалінського родовища, що знаходиться на теренах Російської Федерації (РФ), представлені у роботі [63]. Типовий профіль свердловин зображено на рисунку 2.6. Вхід у продуктивній пласт здійснено із zenітним кутом $44,7^{\circ}$. Характерною особливістю даної свердловини є наявність викривленої ділянки на інтервалі 1380 – 1410 м з інтенсивністю набору zenітного кута $7,0^{\circ}/10$ м.

В роботі [16] описуються результати буріння свердловини з горизонтальною ділянкою на Вать-Єганському родовищі (Російська Федерація). Характерно, що горизонтальна ділянка містить цілий ряд локальних викривлень з інтенсивністю зміни zenітного кута відповідно: 1) – $2,5^{\circ}/10$ м; 2) – $0,5^{\circ}/10$ м; 3) – $0,8^{\circ}/10$ м. (див. рис.2.7).

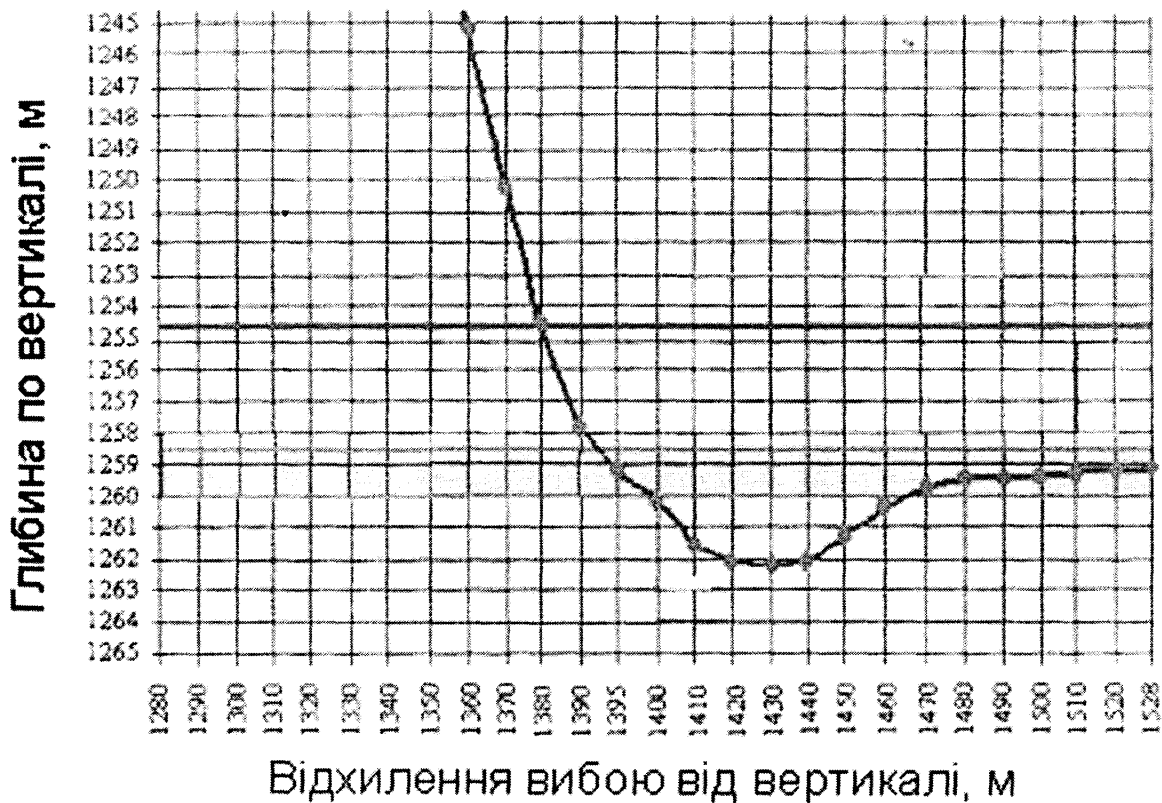


Рис.2.6 Вертикальна проекція свердловини № 11



Рис.2.7 Вертикальна проекція горизонтальної ділянки свердловини № 7866

Аналогічні викривлення горизонтального стовбура спостерігалися при аналізі інклінометричних показників свердловин № 2141 та № 3051, що пробурені відповідно на Мішкінському та Бавлінському родовищах (рисунки 2.8 та 2.9).

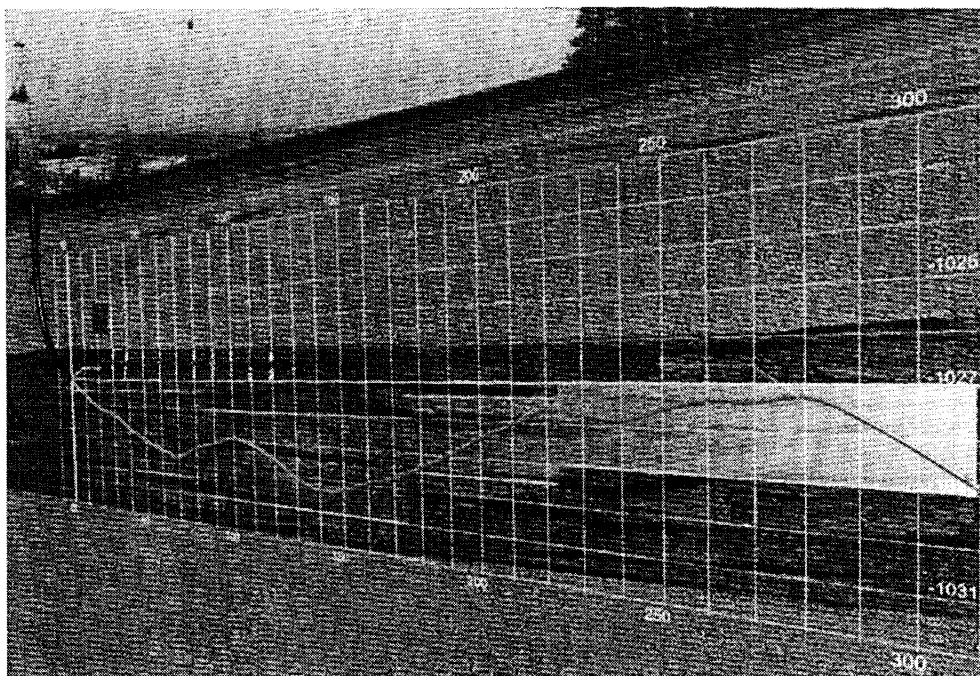


Рис.2.8 Вертикальна проекція свердловини № 2141

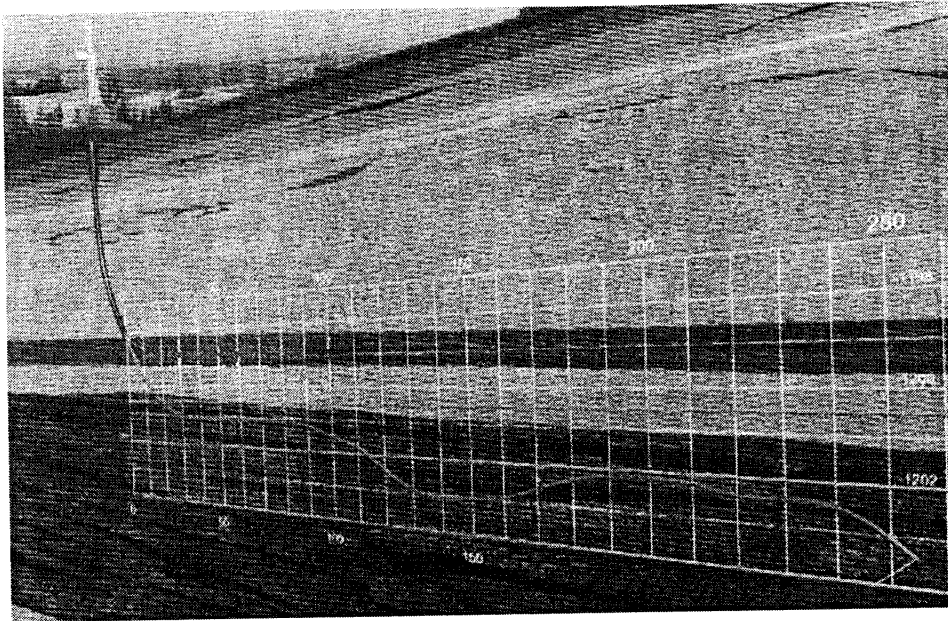


Рис.2.9 Вертикальна проекція свердловини № 3051

Наприклад, перша містить дві спряжені криволінійні ділянки з інтенсивністю зміни зенітного кута відповідно 2,5 та 1,75 градусів / 10 м.

Горизонтальний стовбур свердловини № 3051 містить місця зміни зенітного кута з інтенсивністю 1,1 та 0,8 град./10 м.

Профіль свердловини № 222 з горизонтальним стовбуром, що пробурена на Кущовських площах РФ зображений на рисунку 2.10 [25].



Рис.2.10 Вертикальна проекція ділянки свердловини № 222

Вхід у колектор здійснено із zenітним кутом 45° . Далі, згідно інклінометрії, кут зростав до позначки 104° . Таким чином інтенсивність викривлення досягнула $4,5^{\circ}/10$ м.

Для ще більшої інтенсифікації видобутку вуглеводнів розробку продуктивних пластів здійснюють багатовибійними розгалуженими горизонтальними свердловинами [4] (рис.2.11).

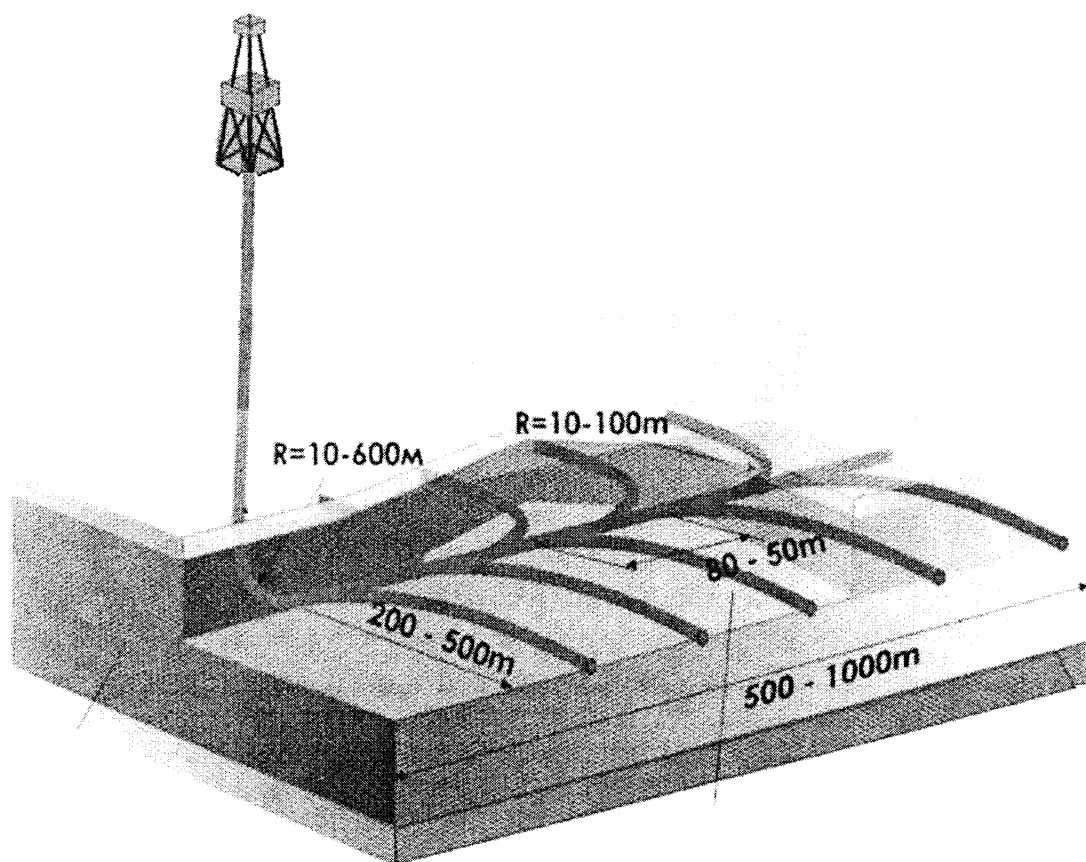


Рис.2.11 Багатовибійна розгалужена горизонтальна свердловина

Як видно з рисунка, спряження основного горизонтального стовбура з додатковими здійснюється через криволінійні ділянки з мінімальною інтенсивністю викривлення порядку $5,6^{\circ}/10$ м.

2.2. Математичне моделювання стовбура криволінійної та прилеглих до неї прямолінійних ділянок свердловини

При аналізі напружено-деформованого стану бурильної колони необхідно врахувати її взаємодію зі стінками свердловини. Дана задача набирає особливої актуальності з будівництвом похило-скерованих, горизонтальних та розгалужених горизонтальних свердловин, де профілі містять значну кількість криволінійних ділянок а також ділянок з zenітними кутами близькими до 90^0 . Враховуючи це сформулюємо математичні моделі криволінійних ділянок свердловини.

Розглянемо криволінійну ділянку свердловини, яка характеризується наступними інклінометричними показниками:

- zenітний та азимутальний кути на початку ділянки – α_{Π} , β_{Π} , градуси;
- zenітний та азимутальний кути на закінченні ділянки – α_3 , β_3 , градуси;
- просторові координати початку криволінійної ділянки – $[x_{\Pi}; y_{\Pi}; z_{\Pi}]$, та її закінчення – $[x_3; y_3; z_3]$, м;
- просторові координати середини криволінійної ділянки – $[x_{\text{СЕР}}; y_{\text{СЕР}}; z_{\text{СЕР}}]$, м;
- довжина криволінійної ділянки – $l_{\text{КД}}$, м;
- діаметр свердловини у місці криволінійної ділянки – D , м.

В якості кількісної міри просторового викривлення осі свердловини скористаємося величиною, яка називається перепад просторового кута $\Delta\gamma$ [11]

$$\Delta\gamma = \arccos(\cos\alpha_{\Pi} \cos\alpha_3 + \sin\alpha_{\Pi} \sin\alpha_3 \cos\Delta\beta),$$

де $\Delta\beta = \beta_3 - \beta_{\Pi}$ – різниця між величинами азимутальних кутів.

Використовуючи рівність [57] радіус викривлення свердловини

$$R = \frac{57.3 l_{\text{КД}}}{\Delta\gamma}.$$

Знайдемо кут між прямою, що проходить через точки початку і закінчення криволінійної ділянки, та дотичними до осі свердловини у цих же точках $\gamma_{POЗP}$. Для цього скористаємося рисунком 2.12.

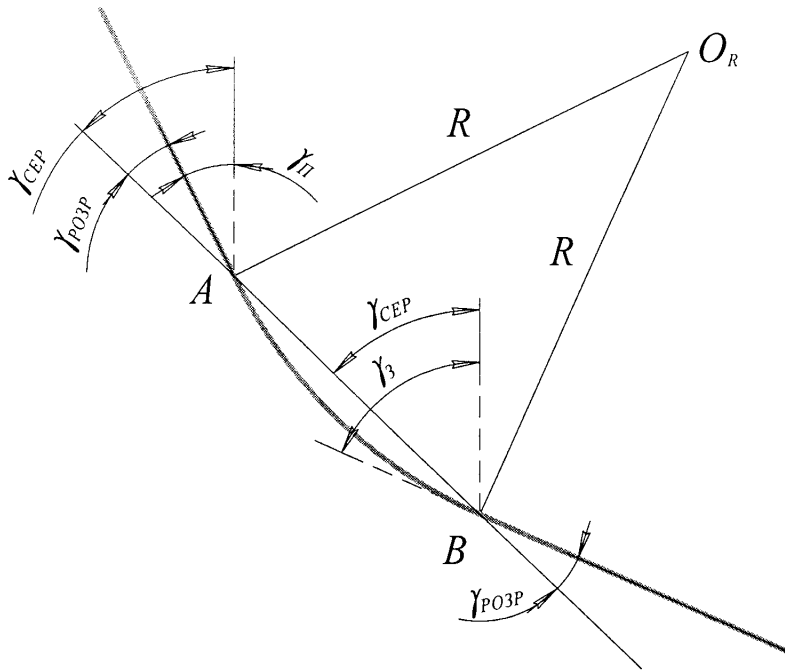


Рис.2.12 Розрахункова схема для визначення кута $\gamma_{POЗP}$

З геометричної побудови можна записати наступне

$$\gamma_{POЗP} = \gamma_{CEP} - \gamma_{\Pi} \quad \text{або} \quad \gamma_{POЗP} = \gamma_{З} - \gamma_{CEP}. \quad (2.1)$$

Оскільки ми припускаємо, що зміна просторового кута відбувається рівномірно, то його значення посередині ділянки можна обчислити за відомою формулою [12, 85]

$$\gamma_{CEP} = \gamma_{\Pi} + 0,5(\gamma_{З} - \gamma_{\Pi}),$$

або, провівши елементарні перетворення

$$\gamma_{CEP} = 0,5(\gamma_{\Pi} + \gamma_{З}). \quad (2.2)$$

Підставивши (2.2) у (2.1) та спростивши відповідні вирази отримаємо

$$\gamma_{POЗP} = 0,5(\gamma_{З} - \gamma_{\Pi}) = 0,5 \Delta\gamma.$$

Виходячи з просторового викривлення осі свердловини, визначимо кут ψ між вертикаллю та перпендикуляром до відрізка, який сполучає початок та

закінчення криволінійної ділянки свердловини і проходить через точку, яка знаходиться по середині криволінійної ділянки. Розглянемо розрахункову схему, що зображена на рисунку 2.13.

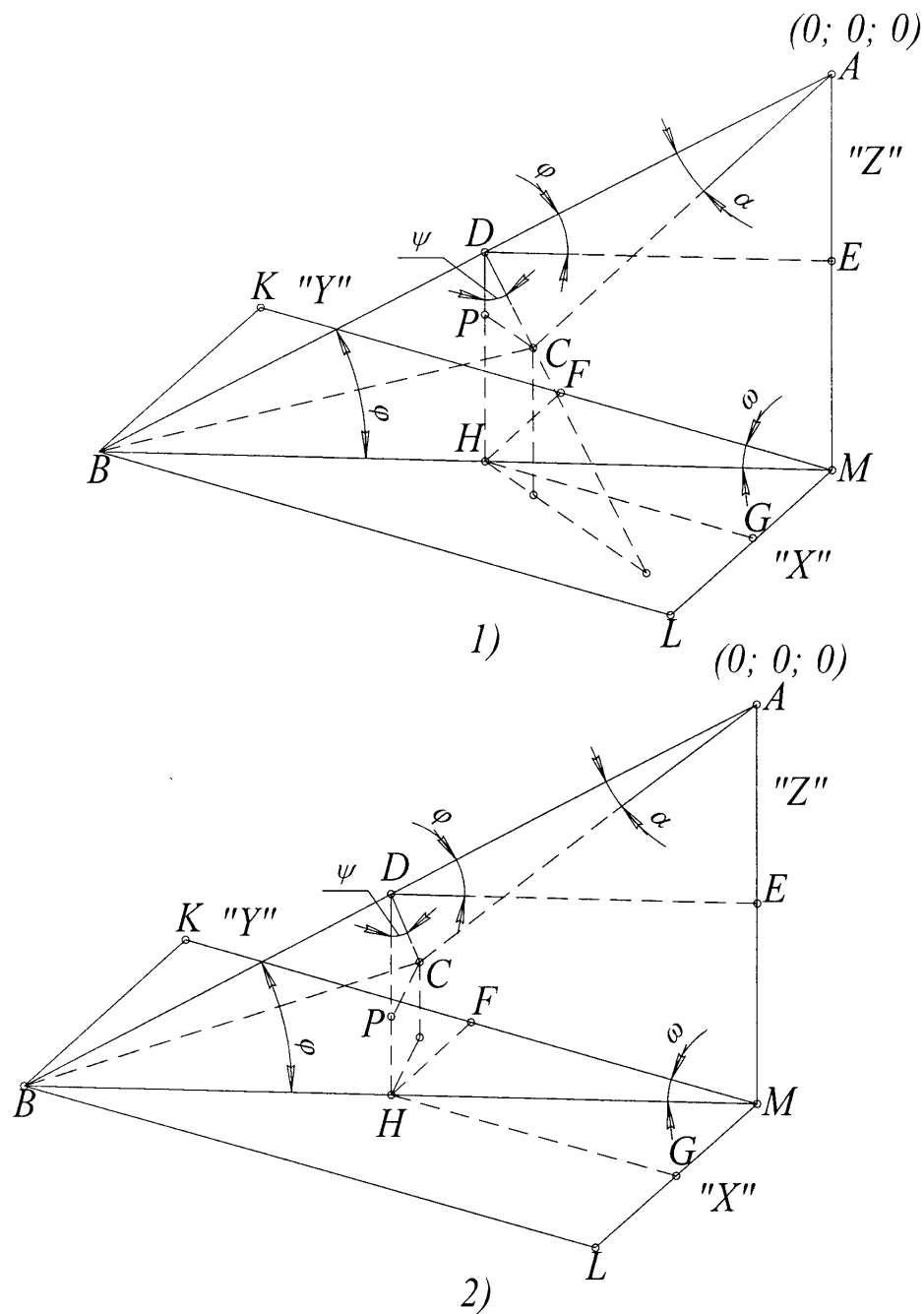


Рис.2.13 Схема для визначення кута ψ при збільшенні зенітного кута свердловини:

- 1 – збільшення азимутального кута;
- 2 – зменшення азимутального кута.

Зенітний кут свердловини збільшується. В точці А знаходиться початок, а у точці В закінчення криволінійної ділянки. Точка С є деякою проміжною, через яку проходить вісь свердловини. Припустимо, що вона знаходиться посередині криволінійної ділянки. З точки С опущено перпендикуляр на відрізок АВ. Точку їх перетину позначено символом D. Відповідно з точки D опущено перпендикуляр до площини, що проходить через точки ВКLM.

Знайдемо довжину сторін трикутника ABC, використовуючи відомі залежності

$$AB = \sqrt{(x_3 - x_{\Pi})^2 + (y_3 - y_{\Pi})^2 + (z_3 - z_{\Pi})^2},$$

$$AC = \sqrt{(x_{\text{СЕР}} - x_{\Pi})^2 + (y_{\text{СЕР}} - y_{\Pi})^2 + (z_{\text{СЕР}} - z_{\Pi})^2},$$

$$BC = \sqrt{(x_3 - x_{\text{СЕР}})^2 + (y_3 - y_{\text{СЕР}})^2 + (z_3 - z_{\text{СЕР}})^2}.$$

Використовуючи просторові координати точок можна знайти довжину наступних відрізків

$$AM = z_3 - z_{\Pi},$$

$$KM = BL = y_3 - y_{\Pi},$$

$$LM = BK = x_3 - x_{\Pi}.$$

Для трикутника ВKM обчислюємо довжину відрізка VM

$$VM = \sqrt{BK^2 + KM^2}.$$

З цього ж трикутника можна знайти кут ω

$$\omega = \text{arctg}(BK / KM).$$

З прямокутного трикутника АВМ кут φ рівний

$$\varphi = \text{arctg}(AM / VM).$$

Використовуючи теорему косинусів стосовно трикутника ACD можемо записати наступну рівність

$$\alpha = \arccos \frac{AB^2 + AC^2 - BC^2}{2 AB AC}.$$

З прямокутного трикутника ACD катети AD та CD рівні

$$AD = AC \cos \alpha,$$

$$CD = AC \sin \alpha .$$

Відповідно з прямокутного трикутника ADE катети DE AE рівні

$$DE = AD \cos \varphi ,$$

$$AE = AD \sin \varphi .$$

Розглянувши прямокутний трикутник HFM, катети HF I GH можна знайти використовуючи наступні формули

$$FH = DE \sin \omega ,$$

$$GH = DE \cos \omega .$$

Маючи довжини відрізків FH, GH та AE можна записати просторові координати точки D

$$x_D = x_{II} + FH; \quad y_D = y_{II} + GH; \quad z_D = z_{II} + AE.$$

Формула для визначення кута ψ матиме вигляд

$$\psi = \arccos \frac{DP}{CD},$$

де $DP = z_3 - z_D .$

У випадку зменшення зенітного кута для обчислення ψ скористаємося розрахунковою схемою, зображеною на рисунку 2.14. В даному випадку

$$DP = z_D - z_3 .$$

У випадку збільшення зенітного кута, функції положення верхньої та нижньої стінок свердловини, а також її осі відносно системи координат, що зображена на рисунку 2.15, мають вигляд:

$$f_1(x) = x \operatorname{tg}(-\gamma_{PO3P});$$

$$f_2(x) = x \operatorname{tg}(\gamma_{PO3P}) - x_0 x_1 \cdot \operatorname{tg}(\gamma_{PO3P});$$

$$f_3(x) = x \operatorname{tg}(-\gamma_{PO3P}) + 0,5 D;$$

$$f_4(x) = x \operatorname{tg}(-\gamma_{PO3P}) - 0,5 D;$$

$$f_5(x) = x \operatorname{tg}(\gamma_{PO3P}) - x_0 x_1 \cdot \operatorname{tg}(\gamma_{PO3P}) + 0,5 D;$$

$$f_6(x) = x \operatorname{tg}(\gamma_{PO3P}) - x_0 x_1 \cdot \operatorname{tg}(\gamma_{PO3P}) - 0,5 D;$$

$$f_7(x) = Y_0 - \sqrt{R^2 - (x - X_0)^2};$$

$$f_8(x) = Y_1 - \sqrt{R^2 - (x - X_0)^2};$$

$$f_9(x) = Y_2 - \sqrt{R^2 - (x - X_0)^2}.$$

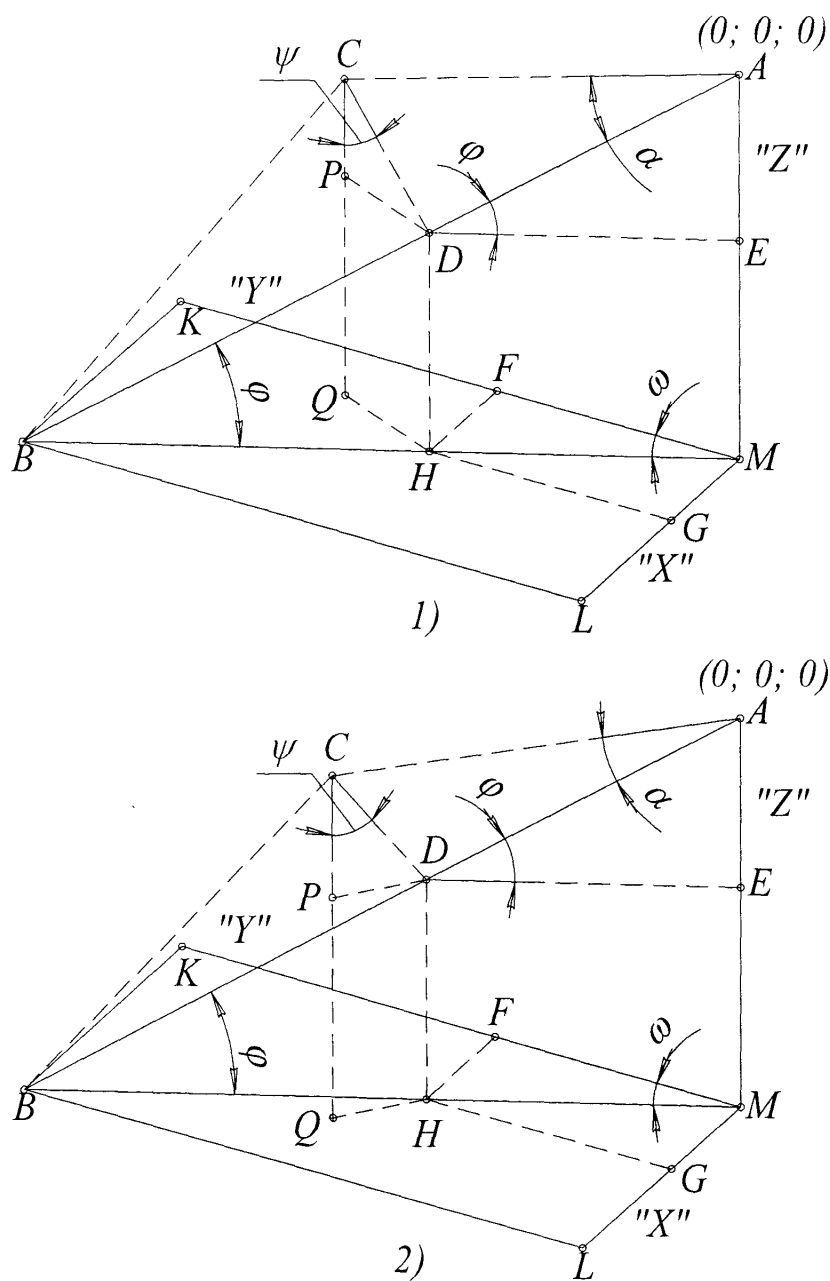


Рис.2.14 Схема для визначення кута ψ при зменшенні зенітного кута

свердловини:

1 – зменшення азимутального кута;

2 – збільшення азимутального кута.

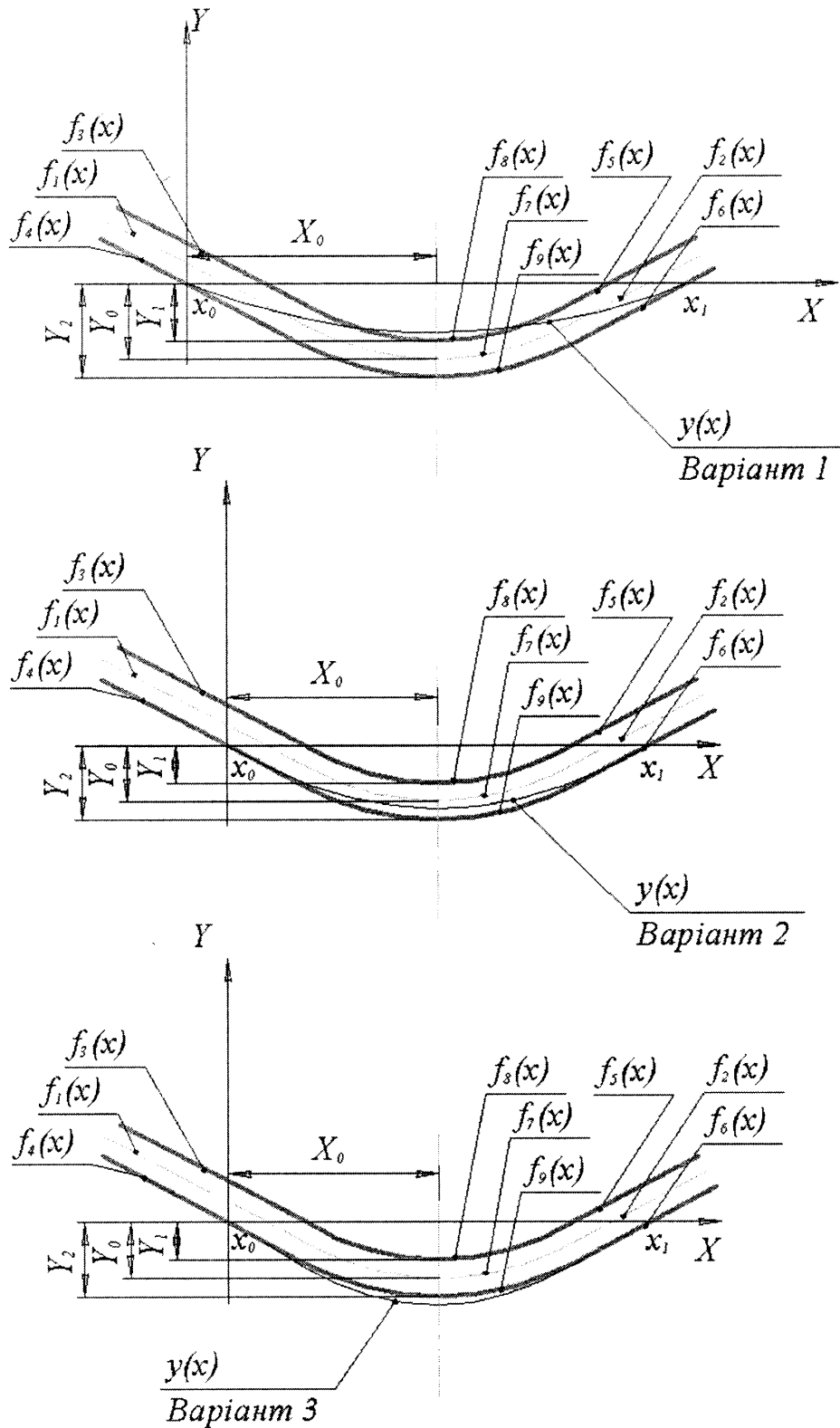


Рис.2.15 Схема для визначення взаємного положення бурильної колони та стінок свердловини при збільшенні зенітного кута

Формули для визначення величин Y_0, Y_1, Y_2, X_0 отримуються в процесі простих геометричних побудов (див. рис. 2.15):

– максимальна відстань від осі абсцис до осі свердловини

$$Y_0 = 0,5 \operatorname{tg}(\gamma_{\text{ПОЗР}})(x_0 x_1 - AB) - h_x ;$$

– максимальна відстань від осі абсцис до верхньої стінки свердловини

$$Y_1 = 0,5 \operatorname{tg}(\gamma_{\text{ПОЗР}})(x_0 x_1 - AB) - h_x + 0,5 D ;$$

– максимальна відстань від осі абсцис до нижньої стінки свердловини

$$Y_2 = 0,5 \operatorname{tg}(\gamma_{\text{ПОЗР}})(x_0 x_1 - AB) - h_x - 0,5 D ;$$

– параметр рівнянь

$$h_x = R - R \cos \frac{\Delta \gamma}{2} ;$$

– горизонтальне зміщення

$$X_0 = \frac{x_0 x_1}{2} .$$

Для визначення функцій положення свердловини у випадку зменшення зенітного кута, використаємо розрахункову схему, зображену на рисунку 2.16. Початок системи координат розмістимо на осі криволінійної ділянки свердловини, як це показано на рисунку. Вісь абсцис співпадатиме з дотичною до осі криволінійної ділянки свердловини в точці початку системи координат. Згідно з рисунком 2.16 запишемо функції положення осі свердловини та її верхньої і нижньої стінок:

$$f_1(x) = -R + \sqrt{R^2 - x^2} ;$$

$$f_2(x) = (x - OMX) \operatorname{tg}(-\gamma_{\text{ПОЗР}}) - OMY ;$$

$$f_3(x) = -R + \sqrt{\left(R - \frac{D}{2} + \frac{d}{2}\right)^2 - x^2} ;$$

$$f_4(x) = -R + \sqrt{\left(R + \frac{D}{2} - \frac{d}{2}\right)^2 - x^2}$$

$$f_5(x) = (x - OLX) \operatorname{tg}(-\gamma_{\text{ПОЗР}}) - OLY ;$$

$$f_6(x) = (x - ONX) \operatorname{tg}(-\gamma_{\text{ПОЗР}}) - ONY .$$

$$OLY = R - O1LY;$$

$$ONX = \left(R + \frac{D}{2} - \frac{d}{2} \right) \sin(\alpha_{\text{POЗКР}});$$

$$ONY = R - O1NY.$$

Також з рисунка 2.16 визначаються:

$$O1MY = R \cos(\alpha_{\text{POЗКР}});$$

$$O1LY = \left(R - \frac{D}{2} + \frac{d}{2} \right) \cos(\alpha_{\text{POЗКР}});$$

$$O1NY = \left(R + \frac{D}{2} - \frac{d}{2} \right) \cos(\alpha_{\text{POЗКР}});$$

$$\alpha_{\text{POЗКР}} = \frac{l_{\text{КД}}}{2R}.$$

2.3. Висновки

1. Проаналізовано сучасні тенденції буріння свердловин для видобутку нафти та газу. Встановлено, що:

1) значна кількість свердловин містить горизонтальні прямолінійні ділянки або ділянки із zenітними кутами близькими до 90^0 ;

2) профілі багатьох свердловин містять криволінійні ділянки, zenітні кути на початку та на закінченні яких близькі до 90^0 ;

3) більшість ділянок свердловин, особливо із zenітними кутами порядку 90^0 , можна назвати прямолінійними тільки умовно, насправді такі стовбури містять локальні викривлення з інтенсивністю від 0,44 до 2,5 градусів на 10 м. Трапляються свердловини, де зміна zenітного кута відбувається з інтенсивністю до $7^0/10$ м.

Такі умови зумовлюють підвищення впливу на деформацію бурильної колони поперечних складових сил, що виникають під час буріння, і вимагають доопрацювання методів аналізу напружено-деформованого стану, які були розроблені для труб у вертикальних ділянках свердловин, або таких, де zenітний кут не досягав суттєвих значень.

2. Запропоновано методику визначення кута ψ , за допомогою якого власна вага бурильної колони розкладається на повздовжню та поперечну складові з врахування зміни як зенітного та азимутального кутів.

Визначено функції положення криволінійної та прилеглих до неї прямолінійних ділянок свердловини, які описують граничні умови при розв'язку диференціальних рівнянь пружної осі бурильної колони.

РОЗДІЛ 3

АНАЛІТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ У ПОХИЛО-СКЕРОВАНИХ ТА ГОРИЗОНТАЛЬНИХ СВЕРДЛОВИНАХ

3.1. Розтяг бурильної колони у криволінійній ділянці свердловини

Нехай в межах криволінійного стовбура свердловини на бурильну колону не діють зосереджені сили, спричинені жорсткістю труб. В цьому випадку, для визначення зусиль розтягу розглянемо ділянку колони довжиною Δl і зенітним кутом $\Delta\alpha$ (рисунок 3.1). Опираючись на прості геометричні перетворення, силу розтягу ΔQ , що створюється даним відрізком колони, можна знайти за формулою

$$\Delta Q = q\Delta l(\cos \Delta\alpha - \mu \sin \Delta\alpha). \quad (3.1)$$

Якщо у (3.1) величину Δl замінити на dl то отримаємо силу розтягу, яка створюється елементарною ділянкою бурильної колони

$$dQ = q(\cos \alpha(l) - \mu \sin \alpha(l))dl,$$

де $\alpha(l)$ – залежність зенітного кута від довжини криволінійної ділянки свердловини, яку при рівномірному викривленні можна записати у вигляді

$$\alpha(l) = \alpha_{\Pi} + \frac{\alpha_3 - \alpha_{\Pi}}{l_{\text{кд}}} l.$$

Просумувавши зусилля розтягу, що створюються нескінченною кількістю елементарних ділянок по всій довжині криволінійного стовбура свердловини, отримаємо рівність

$$Q_k = \int_0^{l_{\text{кд}}} q(\cos \alpha(l) - \mu \sin \alpha(l))dl, \quad (3.2)$$

або, обчисливши інтеграл (3.2),

$$Q_k = q l_{\text{кд}} \left[\frac{\sin \alpha_{\Pi} + \mu \cos \alpha_{\Pi} - \sin \alpha_3 - \mu \cos \alpha_3}{\alpha_{\Pi} - \alpha_3} \right]. \quad (3.3)$$

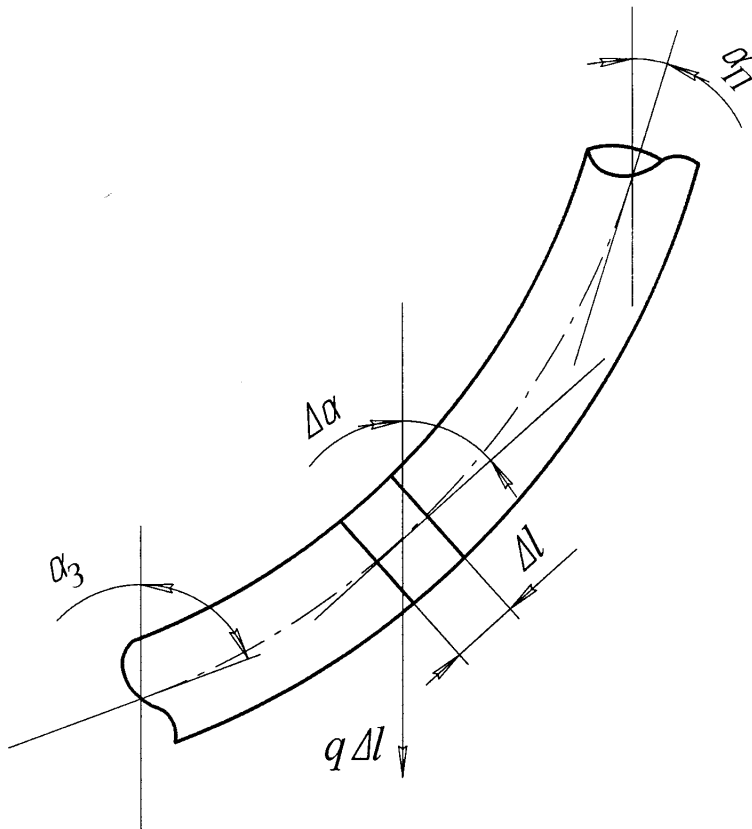


Рис.3.1 Розрахункова схема для визначення зусилля розтягу на криволінійній ділянці свердловини

Якщо свердловина містить більше ніж одну криволінійну ділянку або декілька типорозмірів бурильних труб на одній ділянці, то сумарне напруження розтягу можна визначити за формулою:

$$\begin{aligned}
 Q_K = & q_1 l_{КД1} \left[\frac{\sin \alpha_{П1} + \mu \cos \alpha_{П1} - \sin \alpha_{31} - \mu \cos \alpha_{31}}{\alpha_{П1} - \alpha_{31}} \right] + \\
 & + q_2 l_{КД2} \left[\frac{\sin \alpha_{П2} + \mu \cos \alpha_{П2} - \sin \alpha_{32} - \mu \cos \alpha_{32}}{\alpha_{П2} - \alpha_{32}} \right] + \dots \quad (3.4) \\
 & \dots + q_n l_{КДn} \left[\frac{\sin \alpha_{Пn} + \mu \cos \alpha_{Пn} - \sin \alpha_{3n} - \mu \cos \alpha_{3n}}{\alpha_{Пn} - \alpha_{3n}} \right],
 \end{aligned}$$

де $\alpha_{П1}, \alpha_{П2}, \dots, \alpha_{Пn}$ – zenітні кути на початку кожної секції бурильних труб на криволінійних ділянках свердловини, радіани;

$\alpha_{31}, \alpha_{32}, \dots, \alpha_{3n}$ – zenітні кути на закінченні кожної секції бурильних труб на криволінійних ділянках свердловини, радіани;

n – кількість секцій бурильних труб, що знаходяться на криволінійних ділянках свердловини.

μ – коефіцієнт тертя бурильної колони об стінки свердловини, (див. табл. 3.1).

Таблиця 3.1

Значення коефіцієнту тертя бурильних труб об стінки свердловини [107]

Порода	Поверхня породи		
	суха	змочена	покрита глинистим розчином з $\gamma_p=1180-1200 \text{ кг/м}^3$, $T=25 - 28 \text{ }^\circ\text{C}$
1	2	3	4
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, гостроконечні 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

У випадку, коли бурильна колона не буде доторкатися до стінок криволінійної ділянки свердловини, а отже сили тертя не впливатимуть на

зусилля розтягу, значення коефіцієнту тертя у формулах (3.3) та (3.4) дорівнюватиме нулю.

3.2. Напружено-деформований стан бурильної колони у криволінійному стовбурі свердловини

У похило-направлених та горизонтальних свердловинах, внаслідок викривлення стовбура та наявності ділянок зі значними зенітними кутами, колона бурильних труб піддається впливу згинаючих навантажень. Спричинені ними напруження можна визначити за формулами (1.6), які отримані виходячи з рівності радіуса викривлення бурильної колони та радіуса викривлення стовбура свердловини [11]. Таке припущення правомірне при значній довжині криволінійної ділянки [11]. Однак, загалом, радіус викривлення бурильної колони не співпадає з радіусом викривлення криволінійного стовбура свердловини. Зокрема в роботі [68] зазначається, що внаслідок своєї жорсткості ОБТ не зовсім точно повторюють профіль стовбура. Можливі випадки, коли труби доторкаються до верхньої стінки свердловини, “провисають” на стінках свердловини або лежать на них. Так в роботі [11] зазначається, що при довжині криволінійної ділянки свердловини більшій 25 м, розрахунки згинаючих напружень проводяться згідно з рівняннями (1.6), а якщо довжина ділянки менша 25 м – за рівняннями (1.7, 1.8). Таким чином можна зробити висновок, що при аналізі напружено-деформованого стану бурильної колони слід враховувати можливість відхилення її осі від осі криволінійного стовбура свердловини. Враховуючи вище наведене, нами, на основі аналізу пружної осі бурильної колони, запропоновано аналітичний метод визначення нормальних напружень згину у перерізі бурильних труб, які знаходяться у криволінійній ділянці свердловини.

Опираючись на результати досліджень, що приведені в роботі [68], серед всіх можливих положень бурильної колони у криволінійному стовбурі свердловини зупинимо увагу на трьох найбільш характерних:

1) бурильна колона доторкається до верхньої стінки криволінійного стовбура;

2) бурильна колона не доторкається до жодної стінки криволінійного стовбура;

3) бурильна колона доторкається до нижньої стінки криволінійного стовбура.

У всіх трьох випадках згинаючі напруження будуть різними. Таким чином, перед початком їх визначення необхідно з'ясувати, яке саме положення у заданих умовах буріння буде займати бурильна колона [41].

Розрахунки будемо здійснювати для бурильної колони з наступними механіко-геометричними характеристиками:

– вага погонного метра бурильних труб, які розміщені в криволінійній ділянці свердловини – q , Н/м;

– модуль пружності матеріалу бурильних труб – E , Н/м²;

– зовнішній та внутрішній діаметри бурильної колони – d , d_1 , м.

3.2.1. Напружено-деформований стан бурильної колони при збільшенні зенітного кута. Розглянемо розрахункову схему, що зображена на рисунку 3.2. Вісь X проходить через точки дотику бурильної колони до нижньої стінки свердловини (x_0 та x_1), які розміщені поза криволінійною ділянкою. Відстань між цими точками рівна l_{pp} . Оскільки за межами цих точок, у напрямку від криволінійної ділянки свердловини, бурильна колона “лежить” на стінці, то її впливом надалі можемо знехтувати. У даному випадку застосуємо до колони модель шарнірно закріпленої у точках x_0 та x_1 балки, на яку діють сили власної ваги [38, 88]. Тоді диференціальне рівняння пружної осі можна записати так

$$EI \frac{d^2 y_l(x)}{dx^2} + \frac{1}{2} q_n x^2 - \frac{1}{2} q_n l_{pp} x = 0. \quad (3.5)$$

Тут $q_n = q \cos \psi$.

Розв'язок (3.5) отримується у вигляді

$$y(x)_l = a_4 x^4 + a_3 l_{\text{ПР}} x^3 + C_1 x + C_2, \quad (3.6)$$

де a_4 та a_3 – сталі, що отримуються в процесі розв’язку;

$l_{\text{ПР}}$, C_1 , C_2 – величини, що визначаються виходячи із системи початкових умов:

$$\begin{cases} x = 0 : y_l(x) = -0,5 D \\ x = l_{\text{ПР}} : y_l(x) = -0,5 D \\ x = l_{\text{ПР}} : y_l'(x) = \text{tg}(\gamma_{\text{РОЗР}}) \end{cases}$$

Якщо функція пружної осі бурильної колони перетинається з функцією положення верхньої стінки криволінійної ділянки свердловини (варіант 1, рис. 2.15)

$$|y_l(x)| \leq |Y_1| \text{ при } x = \frac{l_{\text{ПР}}}{2},$$

то вважаємо, що має місце доторкання бурильної колони до верхньої стінки свердловини, а отже напруження обчислимо наступним чином.

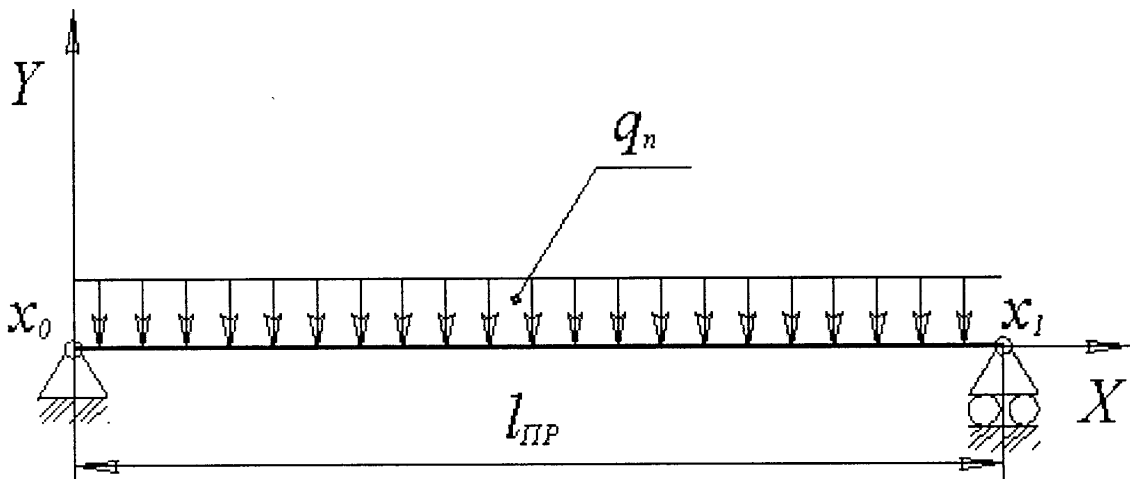


Рис.3.2 Модель вагової балки на двох опорах

Розглянемо модель шарнірно закріпленої по кінцях балки під впливом триточкового згину. Для даного випадку навантаження згідно з [38, 116], можна записати наступну систему рівнянь з двома невідомими:

$$\begin{cases} P L^3 = 48 EI f \\ P L^2 = 16 EI (-\gamma_{\text{РОЗР}}) \end{cases} \quad (3.7)$$

де P, L – невідомі, відповідно реакція верхньої стінки криволінійної ділянки свердловини та відстань між опорами;

$f = Y_1$ – прогин бурильної колони.

Обчисливши з системи рівнянь (3.7) величини P, L , можна записати функцію пружної осі бурильної колони при доторканні до верхньої стінки криволінійної ділянки

$$y_{II}(x) = \frac{P L^2}{16 EI} x - \frac{P}{12 EI} x^3. \quad (3.8)$$

Відповідно максимальні напруження згину для даного випадку можна визначити за формулою

$$\sigma_{II \text{ зг}}(x) = \frac{EI}{W} \frac{d^2 y_{II}(x)}{dx^2}, \quad (3.9)$$

де W – момент опору перерізу бурильної колони.

У випадку, коли функція пружної осі бурильної колони, згідно з рисунком 2.15, не перетинає жодну із функцій положення стінок криволінійного стовбура свердловини (варіант 2)

$$|Y_1| \leq |y(x)| \leq |Y_2| \text{ при } x = \frac{l_{\text{пр}}}{2},$$

формулу для визначення згинаючих напружень можна записати у вигляді [88]

$$\sigma_{I \text{ зг}}(x) = \frac{EI}{W} \frac{d^2 y_I(x)}{dx^2}. \quad (3.10)$$

При перетині функцією осі бурильної колони функції положення нижньої стінки свердловини (варіант 3 згідно з рис. 2.15) напруження згину можна визначити за формулами (1.6).

Використовуючи функціональні залежності (3.6), (3.8) – (3.10) було проаналізовано напружено-деформований стан наступних типорозмірів бурильних труб у криволінійному стовбурі свердловини: ОБТ 203, ОБТ 178, ОБТ 146, ТБПВ 127, ТБПВ 114. Результати представлені у таблиці 3.2.

Результати аналізу напружено-деформованого стану
при збільшенні zenітного кута

Інтенс. викривл. свердл., град/10м	Максимальні напруження (МПа) у поперечному перерізі труб при довжині криволінійної ділянки, м					
	10	20	30	40	50	60
ОБТ 203 (вага одного метра труб 1920 Н)						
1	10,7	21,4	32,0	38,8	39,7*	39,7*
2	21,4	38,8	60,0	81,3	79,4*	79,4*
3	32,1	72,2**	91,8	120,0	119,1*	119,1*
ОБТ 178 (вага одного метра труб 1560 Н)						
1	10,3	20,5	30,6	37,1	34,4*	34,4*
2	20,5	37,1	57,5	68,8*	68,8*	68,8*
3	30,6	57,5	87,7	103,1*	103,1*	103,1*
ОБТ 146 (вага одного метра труб 970 Н)						
1	9,7	19,2	28,7*	28,7*	28,7*	28,7*
2	19,0	34,0	54,0*	54,0*	54,0*	54,0*
3	28,0	53,0	85,0*	85,0*	85,0*	85,0*
ТБПВ 127 (вага одного метра труб 237 Н)						
1	9,7	19,1	28,5	29,1*	29,1*	29,1*
2	19,1	34,6	53,5	72,5*	72,5*	72,5*
3	28,5	53,5	82,0	87,4*	87,4*	87,4*
ТБПВ 114 (вага одного метра труб 209 Н)						
1	9,3	18,4	27,5	26,0*	26,0*	26,0*
2	18,4	33,3	51,5	52,0*	52,0*	52,0*
3	27,5	51,5	79,0	77,9*	77,9*	77,9*

Примітка: * – бурильні труби доторкаються до нижньої стінки свердловини; ** – бурильні труби доторкаються до верхньої стінки свердловини.

При порівнянні отриманих результатів з уже відомими в даному напрямку роботами можна відзначити, що розроблений метод доповнює математичну модель отриману А.Г. Калініним зі співробітниками [11], згідно з якою максимальні напруження згину виникатимуть, якщо довжина

криволінійної ділянки буде більша 25 м. Опираючись на дані таблиці 3.2 можна зазначити, що ця величина не є сталою і залежить від додаткових факторів, таких як характеристики колони та результати інклінометричного дослідження свердловини. Наприклад, для ОБТ 203 при наборі кривизни такою довжиною є 50 м, а для ОБТ 146 – 30 м. Для всіх інших проаналізованих типорозмірів бурильних труб – 40 м.

Розглянемо застосування розробленої методики на прикладі визначення безпечних, з точки зору довговічності, умов роботи ОБТ 146 з границею втомної міцності 40 МПа та порівняємо отриманий результат з положеннями зазначеними в роботі [68]. Згідно з таблицею 3.2 при інтенсивності викривлення свердловини 1 град/10 м напруження згину у згаданому типорозмірі бурильних труб не перевищуватимуть 40 МПа. Проте вже при 2 град/10 м і довжині криволінійної ділянки понад 30 м амплітуда згинаючих напружень сягатиме 54 МПа. Це означає, що при таких характеристиках криволінійного стовбура можливе протікання втомних процесів в ОБТ 146. З іншого боку в роботі [68] зазначено, що при інтенсивності зміни zenітного кута 1 град/10 м не спостерігалось втомних відмов бурильних труб, а при 2 град/10 м – можливі руйнування спричинені циклічними навантаженнями.

3.2.2. Напружено-деформований стан бурильної колони при зменшенні zenітного кута. Проведемо аналіз напружено-деформованого стану бурильних труб, які працюють у криволінійних ділянках свердловини при зменшенні zenітного кута, тобто $90^\circ \geq \alpha_n \geq \alpha_z \geq 0^\circ$ [38]. Як зазначалося, в якості вхідних величин використовуються zenітний та азимутальний кути на початку та закінченні криволінійної ділянки; просторові координати її початку, закінчення та середньої точки; довжина криволінійної ділянки; діаметр свердловини; вага погонного метра бурильних труб, модуль пружності їх матеріалу та зовнішній і внутрішній діаметри.

Проведемо аналіз положення осі бурильної колони, не враховуючи можливість її доторкання до верхньої стінки свердловини. Для цього

використаємо модель вагової балки на двох шарнірних опорах, лівий кінець якої навантажено моментом, як це показано на рисунку 3.3 [38].

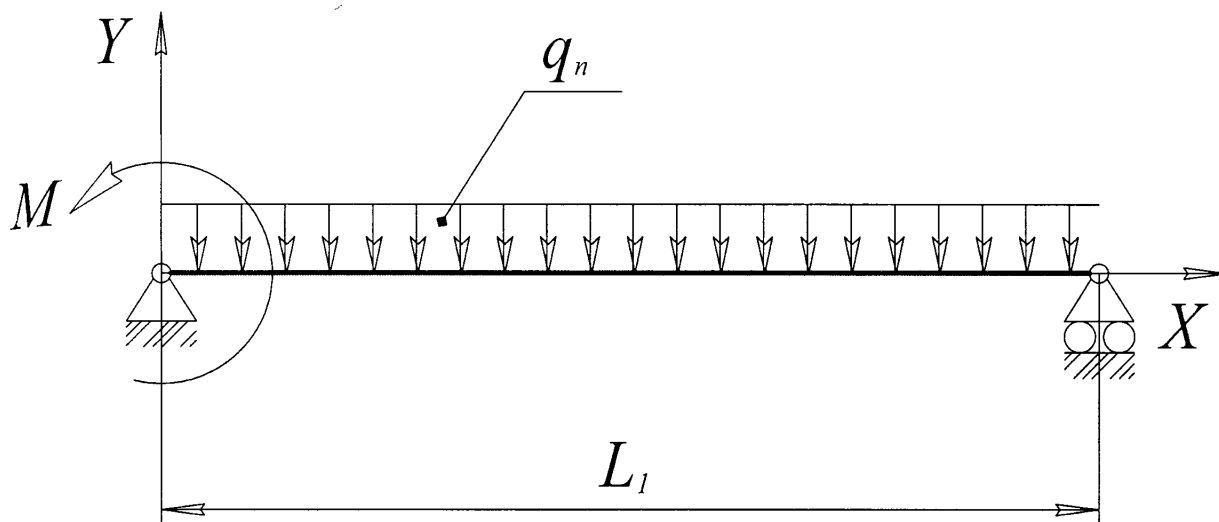


Рис.3.3 Модель вагової балки на двох опорах навантаженої моментом M

Для даного випадку навантаження диференціальне рівняння пружної осі матиме вигляд

$$EI \frac{d^2 y_{III}(x)}{dx^2} - \frac{1}{2} q_n x L_1 + \frac{1}{2} q_n x^2 + M_0 \frac{L_1 - x}{L_1} = 0. \quad (3.11)$$

Розв'язок рівняння (3.11) можна записати у вигляді

$$y_{III}(x) = a_4 \frac{q_n x^4}{EI} + a_{31} \frac{L_1 q_n x^3}{EI} + a_{32} \frac{M_0 x^3}{EI L_1} + a_2 \frac{M_0 x^2}{EI} + C_1 x + C_2, \quad (3.12)$$

де a_4, a_{31}, a_{32}, a_2 – коефіцієнти, які отримуються в процесі розв'язку (3.11).

Невідомі значення моменту M_0 та сталих C_1, C_2 визначаються виходячи з початкових умов

$$\begin{cases} x=0: y_{III}(x) = 0,5(d-D) \\ x=0: \frac{d y_{III}(x)}{d x} = 0 \\ x=L_1: y_{III}(x) = f_5(x) \\ x=L_1: \frac{d y_{III}(x)}{d x} = \text{tg}(-\alpha_M) \end{cases}$$

Отримана функція пружної осі свердловини $y_{III}(x)$, функції осі свердловини та її стінок зображаються в єдиній системі координат (див. рис. 2.16). Якщо $y_{III}(x)$ перетинає $f_3(x)$ (варіант 1) то вважаємо, що вісь бурильної колони співпадає з віссю свердловини, а отже нормальні згинаючі напруження в її поперечному перерізі можна визначити згідно з формулами (1.6).

У випадку, коли $y_{III}(x)$ доторкається до $f_3(x)$ тільки у точці $x = 0$, а також доторкається у точці $x = L_1$ до функції $f_5(x)$ (варіант 2) нормальні згинаючі напруження обчислюються згідно з відомою рівністю [116]

$$\sigma_{III\text{ зр.}}(x) = \frac{EI}{W} \frac{d^2 y_{III}(x)}{dx^2}. \quad (3.13)$$

При побудові можливий перетин функцією осі свердловини функції положення верхньої стінки прямолінійної ділянки стовбура (варіант 3 згідно з рис. 2.16). В даному випадку σ_{3r} визначається наступним чином.

В якості розрахункової моделі для даного випадку можна використати вагому балку на двох шарнірних опорах, що навантажена на лівому кінці моментом та деякою зосередженою силою на відстані x_1 від початку координат (рисунок 3.4) [38]. Згідно з поставленими умовами диференціальне рівняння пружної осі бурильної колони матиме вигляд

$$\begin{aligned} EI \frac{d^2 y_{IV1}(x)}{dx^2} - \frac{1}{2} q_n x L_2 + \frac{1}{2} q_n x^2 + M_0 \frac{L_2 - x}{L_2} - \frac{P(L_2 - x_1)x}{L_2} &= 0, \text{ при } 0 \leq x \leq x_1 \\ EI \frac{d^2 y_{IV2}(x)}{dx^2} - \frac{1}{2} q_n x L_2 + \frac{1}{2} q_n x^2 + M_0 \frac{L_2 - x}{L_2} - & \\ - \frac{P(L_2 - x_1)x}{L_2} + P(x - x_1) &= 0, \text{ при } x_1 \leq x \leq L_2 \end{aligned} \quad (3.14)$$

Розв'язки рівнянь (3.14) набувають вигляду

$$\begin{aligned} y_{IV1}(x) = \frac{a}{EI L_2} (a_4 q_n L_2 x^4 + a_{31} q_n L_2^2 x^3 + a_{32} M_0 x^3 + & \\ + a_{33} P L_2 x^3 + a_{34} P x_1 x^3 + a_2 M_0 L_2 x^2) + C_1 x + C_2, \text{ при } 0 \leq x \leq x_1 & \end{aligned} \quad (3.15)$$

$$y_{IV2}(x) = \frac{a}{EI L_2} (a_4 q_n L_2 x^4 + a_3 (-q_n L_2^2 - 2M_0 + 2x_1 P)x^3 + \\ + a_2 (-2M_0 + 2x_1 P)L_2 x^2) + C_3 x + C_4, \text{ при } x_1 \leq x \leq L_2$$

Коефіцієнти a_i отримуються внаслідок розв'язку диференціальних рівнянь (3.14). Невідомі величини $C_1, C_2, C_3, C_4, M_0, P, L_2$ визначаються з системи рівнянь, яка враховує наступні крайові умови:

$$\left\{ \begin{array}{l} x=0: y_{IV1}(x) = -\frac{D}{2} + \frac{d}{2} \\ x=0: \frac{d y_{IV1}(x)}{d x} = 0 \\ x=x_1: y_{IV1}(x) = y_{IV2}(x) \\ x=x_1: \frac{d y_{IV1}(x)}{d x} = \frac{d y_{IV2}(x)}{d x} \\ x=L_2: y_{IV2}(x) = f_5(x) \\ x=x_1: y_{IV1}(x) = f_6(x) \\ x=L_2: y'_{IV2}(x) = \text{tg}(-\alpha_M) \end{array} \right.$$

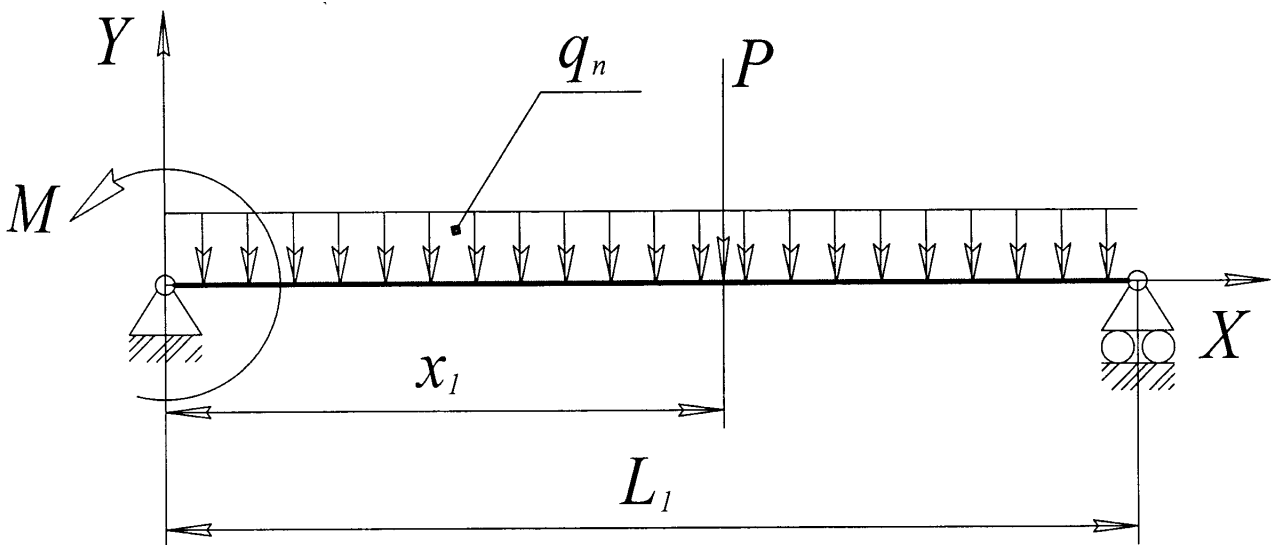


Рис.3.4 Модель вагової балки, навантаженої моментом M та зосередженою силою P

Для отримання візуальних даних про положення осі бурильної колони щодо осі свердловини, функції $y_{IV1}(x)$ та $y_{IV2}(x)$ разом із функціями, що описують профіль свердловини, будуються в єдиній системі координат (рис. 2.16). Відповідно напруження описується функцією [116]

$$\sigma_{IV3r}(x) = \frac{EI}{W} \frac{d^2 y_{IV1}(x)}{dx^2}. \quad (3.16)$$

Використовуючи (3.12), (3.13), (3.15), (3.16) були визначені максимальні напруження, що виникають у бурильних трубах, які знаходяться у криволінійному стовбурі свердловини при зменшенні зенітного кута. Результати розрахунків подані у таблиці 3.3.

Таблиця 3.3

Результати аналізу напружено-деформованого стану
при зменшенні зенітного кута

Іntenс. викривл. свердл., град/10м	Максимальні напруження (МПа) у поперечному перерізі труб при довжині криволінійної ділянки, м					
	10	20	30	40	50	60
1	2	3	4	5	6	7
ОБТ 203 (вага одного метра труб 1920 Н)						
1	19,3	36,6	39,7**	39,7**	39,7**	39,7**
2	38,6	73,2	79,5**	79,5**	79,5**	79,5**
3	64,9*	118,8*	119,4**	119,4**	119,4**	119,4**
ОБТ 178 (вага одного метра труб 1560 Н)						
1	18,4	34,7**	34,7**	34,7**	34,7**	34,7**
2	36,7	68,8**	68,8**	68,8**	68,8**	68,8**
3	55,1	103,3**	103,3**	103,3**	103,3**	103,3**
ОБТ 146 (вага одного метра труб 970 Н)						
1	17,1	28,8**	28,8**	28,8**	28,8**	28,8**
2	34,3	57,6**	57,6**	57,6**	57,6**	57,6**

1	2	3	4	5	6	7
3	51,4	86,4**	86,4**	86,4**	86,4**	86,4**
ТБПВ 127 (вага одного метра труб 237 Н)						
1	17,0	29,2**	29,2**	29,2**	29,2**	29,2**
2	34,1	58,4**	58,4**	58,4**	58,4**	58,4**
3	51,2	87,5**	87,5**	87,5**	87,5**	87,5**
ТБПВ 114 (вага одного метра труб 209 Н)						
1	16,3	26,0**	26,0**	26,0**	26,0**	26,0**
2	32,7	52,0**	52,0**	52,0**	52,0**	52,0**
3	50,0	78,0**	78,0**	78,0**	78,0**	78,0**

Примітка: * – бурильні труби доторкаються до верхньої стінки свердловини; ** – бурильні труби доторкаються до нижньої стінки свердловини.

Як бачимо з таблиці 3.3, зменшення довжини криволінійної ділянки свердловини при сталій інтенсивності спаду зенітного кута призводить до зниження рівня згинаючих напружень. Проте, вже при довжині ділянки 20 м всі проаналізовані типорозміри труб (окрім ОБТ 203) “лягають” на нижню стінку свердловини, а отже і піддаються впливу максимальних згинаючих напружень. До верхньої стінки свердловини при інтенсивності викривлення 3 град/10 м доторкаються тільки ОБТ 203.

Варто звернути увагу на наступне. Нехай є дві криволінійні ділянки свердловини з однаковими інклінометричними показниками, окрім зміни зенітного кута: у першій зенітний кут збільшується з певною інтенсивністю, а у другій – зменшується з тією самою інтенсивністю. При порівнянні результатів розрахунків з таблиць 3.2 та 3.3 можна зробити висновок, що більші напруження виникатимуть у другій ділянці. Так, для таких випадків, максимальний рівень напружень досягається вже при довжині 20-30 м, в той час для криволінійних ділянок при збільшенні зенітного кута – 40-50 м.

3.3. Напружено-деформований стан бурильної колони у стовбурі свердловини з виробками

Наявність жолобів та каверн у необсадженому стовбурі свердловини зумовлює додаткові навантаження на бурильну колону. Тому виникає необхідність в аналізі її напружено-деформованого стану, для обґрунтування тривалості роботи у таких умовах.

Отримання інформації про фактичну форму стовбура свердловини є першим кроком до розв'язання поставленого завдання. Для досягнення цієї мети можна скористатися приладом НИД-2 (наклонный измеритель диаметра скважин). В комплект входить дві частини: вибійна та наземна. Відповідно, перша містить давачі та призначена для вимірювання, у будь-якій точці свердловини, радіусу, азимутального та зенітного кутів. Друга складається з блоку управління, плати суміщення та персонального комп'ютера і використовується для оброблення та представлення результатів вимірювань у зручному для оператора вигляді.

Завдяки суміщенню в одному корпусі каверноміра та інклінометра і одночасному обробленні сигналів, які від них надходять, вдалося досягнути не тільки вимірювання лінійних розмірів виробок, а також їх орієнтації в просторі. Діапазон вимірюваних величин наступний (див. табл. 3.4).

Таблиця 3.4

Діапазон вимірювання деяких вибійних параметрів приладом НИД-2 та допустимі при цьому похибки

Назва вибійного параметру	Діапазон вимірювання	Максимально допустиме відхилення
Зенітний кут	0 – 60 ⁰	± 0,5 ⁰
Азимутальний кут	0 – 360 ⁰	± 2 ⁰
Радіус свердловини	38 – 325 мм	± 2 мм

3.3.1. Напружено-деформований стан бурильної колони у прямолінійному стовбурі свердловини з виробками. Для опису напружено-деформованого стану у даному випадку скористаємося наступною розрахунковою схемою (рисунок 3.5).

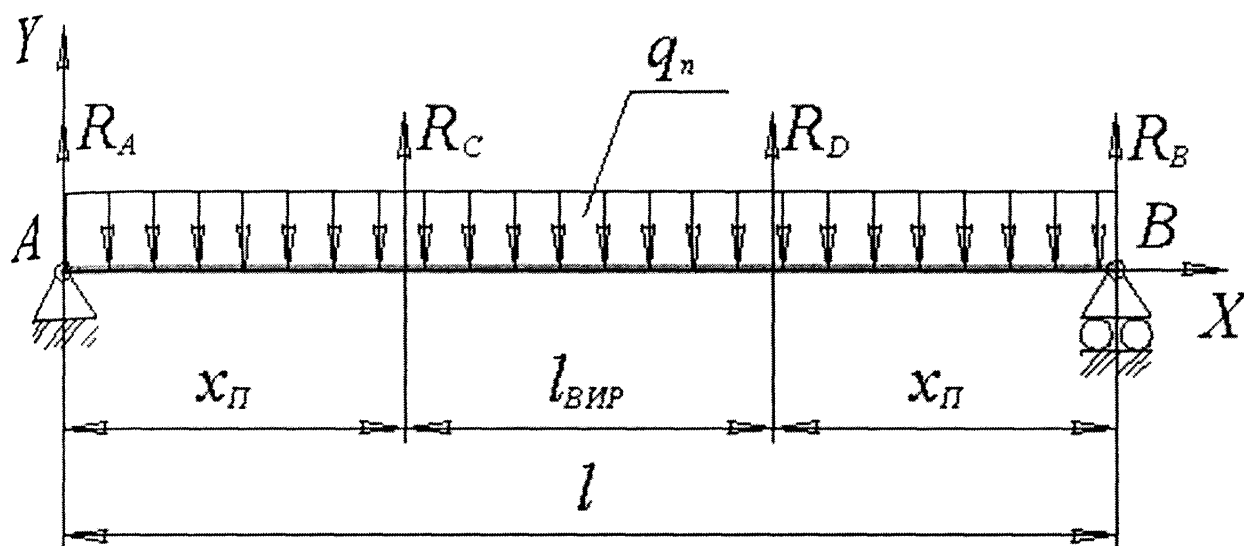


Рис.3.5 Модель вагової балки на двох опорах при дії сукупності зосереджених сил

Бурильна колона знаходиться на нижній стінці свердловини, що містить виробку довжиною $l_{ВИР}$ (від точки С до точки D) [42]. Внаслідок власної ваги пружна вісь зазнає деформації і доторкається до нижньої стінки свердловини у точках А та В. Відстань від початку виробки до даних точок в обох напрямках приймаємо рівною $x_{П}$. Початок координат розміщуємо у точці А. Для опису пружної осі бурильної колони розглянемо наступну сукупність диференціальних рівнянь, використовуючи модель вагової балки на двох шарнірних опорах (А і В) при дії двох зосереджених сил в точках С і D

$$EI \frac{d^2 y_{V1}(x)}{dx^2} + q_n \frac{x^2}{2} - R_A x = 0, \text{ при } 0 \leq x < x_{П}$$

$$EI \frac{d^2 y_{V2}(x)}{dx^2} + q_n \frac{x^2}{2} - R_A x - R_C (x - x_{П}) = 0, \text{ при } x_{П} \leq x < x_{П} + l_{ВИР} \quad (3.17)$$

$$EI \frac{d^2 y_{V3}(x)}{dx^2} + q_n \frac{x^2}{2} - R_A x - R_C (x - x_{\Pi}) - \\ - R_D (x - x_{\Pi} - l_{\text{ВИР}}) = 0, \text{ при } x_{\Pi} + l_{\text{ВИР}} \leq x < 2x_{\Pi} + l_{\text{ВИР}}$$

де $y_{V1}(x), y_{V2}(x), y_{V3}(x)$ – функції прогину на відповідних інтервалах;

R_A, R_C, R_D, R_B – сили згідно з рисунком 3.5, Н;

q_n – нормальна складова одиниці довжини бурильної колони, Н/м;

$$q_n = q \cos \alpha,$$

α – середній кут нахилу ділянки свердловини, град.

Після розв'язку диференціальних рівнянь (3.17) можна записати функції пружної осі на відповідних інтервалах:

$$y_{V1}(x) = a_{41} q_n \frac{x^4}{EI} + a_{31} \frac{R_A x^3}{EI} + C_1 x + C_2, \text{ при } 0 \leq x < x_{\Pi} \\ y_{V2}(x) = a_{42} q_n \frac{x^4}{EI} + a_{32} \frac{R_A x^3}{EI} + a_{33} \frac{R_C x^3}{EI} + \\ + a_{21} \frac{R_C x^2 x_{\Pi}}{EI} + C_3 x + C_4, \text{ при } x_{\Pi} \leq x < x_{\Pi} + l_{\text{ВИР}} \quad (3.18)$$

$$y_{V3}(x) = a_{43} q_n \frac{x^4}{EI} + a_{34} \frac{R_A x^3}{EI} + a_{35} \frac{R_C x^3}{EI} + a_{22} \frac{R_C x^2 x_{\Pi}}{EI} + \\ + a_{36} \frac{R_D x^3}{EI} + a_{23} \frac{R_D x^2 l_{\text{ВИР}}}{EI} + a_{24} \frac{R_D x^2 x_{\Pi}}{EI} + C_5 x + C_6, \text{ при } x_{\Pi} + l_{\text{ВИР}} \leq x < 2x_{\Pi} + l_{\text{ВИР}}$$

де $a_{21}, a_{22}, a_{23}, \dots, a_{43}$ – сталі отримані в процесі розв'язку (3.17);

C_1, \dots, C_6 – змінні інтегрування.

Для визначення $R_A, R_C, R_D, R_B, C_1, \dots, C_6, x_{\Pi}$ скористаємося крайовими умовами

$$\left\{ \begin{array}{l} R_A + R_C + R_D + R_B - q(l_{ВИР} + 2x_{\Pi}) = 0; \\ y_{V1}(x) = 0; \text{ при } x = 0; \\ \frac{d y_{V1}(x)}{d x} = 0; \text{ при } x = 0; \\ y_{V1}(x) = y_{V2}(x); \text{ при } x = x_{\Pi}; \\ \frac{d y_{V1}(x)}{d x} = \frac{d y_{V2}(x)}{d x}; \text{ при } x = x_{\Pi}; \\ y_{V1}(x) = 0; \text{ при } x = x_{\Pi}; \\ y_{V2}(x) = y_{V3}(x); \text{ при } x = x_{\Pi} + l_{ВИР}; \\ \frac{d y_{V2}(x)}{d x} = \frac{d y_{V3}(x)}{d x}; \text{ при } x = x_{\Pi} + l_{ВИР}; \\ y_{V2}(x) = 0; \text{ при } x = x_{\Pi} + l_{ВИР}; \\ y_{V3}(x) = 0; \text{ при } x = 2x_{\Pi} + l_{ВИР}; \\ \frac{d y_{V3}(x)}{d x} = 0; \text{ при } x = 2x_{\Pi} + l_{ВИР}; \end{array} \right.$$

Помноживши $y_{V1}(x)$, $y_{V2}(x)$, $y_{V3}(x)$ на EI/W і двічі продиференціювавши, отримаємо функції напружень на вказаному інтервалі бурильної колони:

$$\begin{aligned} \sigma_{3\Gamma V1}(x) &= \frac{EI}{W} \frac{d^2 y_{V1}(x)}{dx^2}, \text{ при } 0 \leq x < x_{\Pi} \\ \sigma_{3\Gamma V2}(x) &= \frac{EI}{W} \frac{d^2 y_{V2}(x)}{dx^2}, \text{ при } x_{\Pi} \leq x < x_{\Pi} + l_{ВИР} \\ \sigma_{3\Gamma V3}(x) &= \frac{EI}{W} \frac{d^2 y_{V3}(x)}{dx^2}, \text{ при } x_{\Pi} + l_{ВИР} \leq x < 2x_{\Pi} + l_{ВИР} \end{aligned} \quad (3.19)$$

Рівняння (3.18) та (3.19) дійсні у випадку виконання умови

$$y_{V2}(x) < h_{ВИР}, \text{ при } x = x_{\Pi} + \frac{l_{ВИР}}{2}, \quad (3.20)$$

де $h_{ВИР} = \frac{1}{2}(D_{ВИР} - D)$.

Величина $D_{ВИР}$ є діаметром свердловини у місці виробки і вимірюється у метрах.

Нерівність (3.20) виконується, якщо бурильна колона не доторкається до дна виробки. Такі випадки більш характерні для каверн. Якщо ж нерівність (3.20) не виконується, то для опису напружено-деформованого стану бурильної колони використаємо наступну розрахункову схему (рисунок 3.6), яка повністю

аналогічна до попередньої за виключенням наявності реакції R_E , яка створюється дном виробки [42].

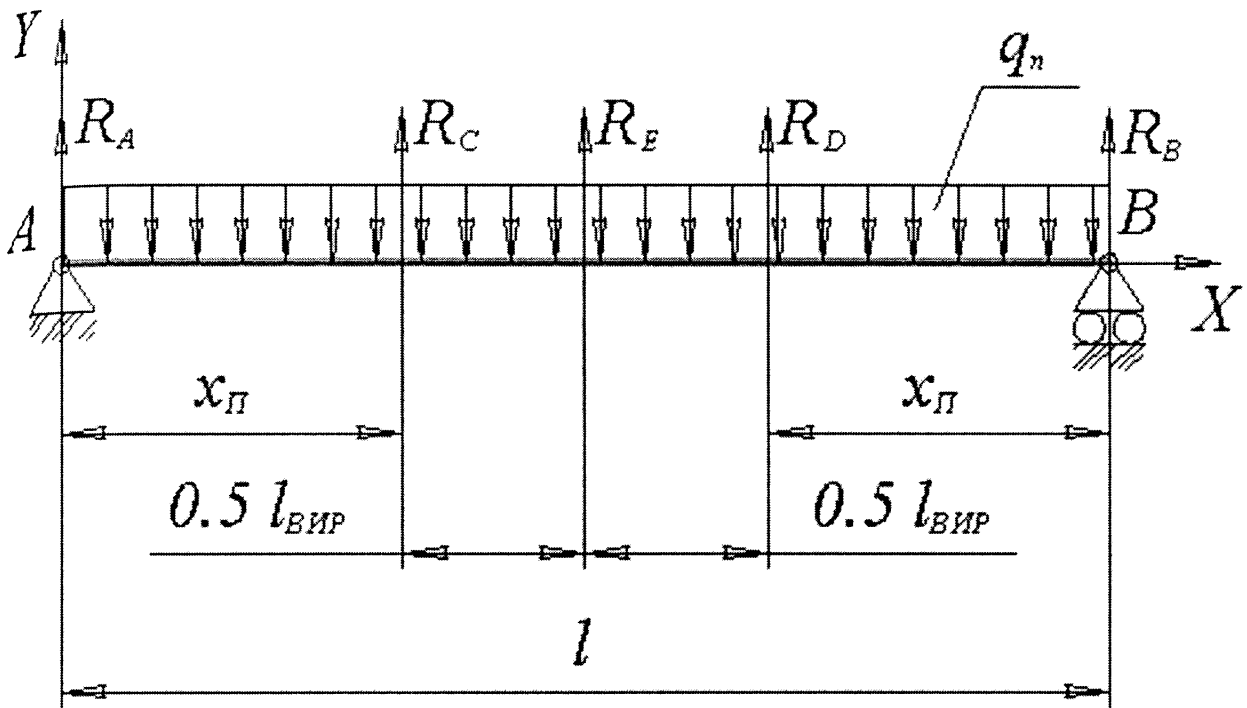


Рис.3.6 Модель вагової балки на двох опорах при дії сукупності зосереджених сил

Для опису пружної осі бурильної колони при даних навантаженнях, необхідно використати чотири функції, які входять у наступні диференціальні рівняння:

$$\begin{aligned}
 EI \frac{d^2 y_{VI1}(x)}{d x^2} + q_n \frac{x^2}{2} - R_A x &= 0, \text{ при } 0 \leq x < x_{\Pi} \\
 EI \frac{d^2 y_{VI2}(x)}{d x^2} + q_n \frac{x^2}{2} - R_A x - R_C (x - x_{\Pi}) &= 0, \text{ при } x_{\Pi} \leq x < x_{\Pi} + 0,5 l_{\text{ВИР}} \\
 EI \frac{d^2 y_{VI3}(x)}{d x^2} + q_n \frac{x^2}{2} - R_A x - R_C (x - x_{\Pi}) - \\
 - R_E (x - x_{\Pi} - 0,5 l_{\text{ВИР}}) &= 0, \text{ при } x_{\Pi} + 0,5 l_{\text{ВИР}} \leq x < x_{\Pi} + l_{\text{ВИР}} \\
 EI \frac{d^2 y_{VI4}(x)}{d x^2} + q_n \frac{x^2}{2} - R_A x - R_C (x - x_{\Pi}) - \\
 - R_E (x - x_{\Pi} - 0,5 l_{\text{ВИР}}) - R_D (x - x_{\Pi} - l_{\text{ВИР}}) &= 0, \text{ при } x_{\Pi} + l_{\text{ВИР}} \leq x < 2x_{\Pi} + l_{\text{ВИР}}
 \end{aligned} \tag{3.21}$$

Відповідно для кожного інтервалу розв'язки диференціальних рівнянь (3.21) мають вигляд

$$\begin{aligned}
 y_{VI1}(x) &= a_{41} q_n \frac{x^4}{EI} + a_{31} \frac{R_A x^3}{EI} + C_1 x + C_2, \\
 y_{VI2}(x) &= a_{42} q_n \frac{x^4}{EI} + a_{32} \frac{R_A x^3}{EI} + a_{33} \frac{R_C x^3}{EI} + a_{21} \frac{R_C x^2 x_{II}}{EI} + C_3 x + C_4, \\
 y_{VI3}(x) &= a_{43} q_n \frac{x^4}{EI} + a_{34} \frac{R_A x^3}{EI} + a_{35} \frac{R_C x^3}{EI} + a_{22} \frac{R_C x^2 x_{II}}{EI} + a_{36} \frac{R_E x^3}{EI} + \\
 &\quad + a_{23} \frac{R_E x^2 x_{II}}{EI} + a_{24} \frac{R_E x^2 l_{ВИР}}{EI} + C_5 x + C_6, \\
 y_{VI4}(x) &= a_{44} q_n \frac{x^4}{EI} + a_{37} \frac{R_A x^3}{EI} + a_{38} \frac{R_C x^3}{EI} + a_{25} \frac{R_C x^2 x_{II}}{EI} + a_{39} \frac{R_E x^3}{EI} + \\
 &\quad + a_{26} \frac{R_E x^2 x_{II}}{EI} + a_{27} \frac{R_E x^2 l_{ВИР}}{EI} + a_{310} \frac{R_D x^3}{EI} + a_{28} \frac{R_D x^2 x_{II}}{EI} + a_{29} \frac{R_D x^2 l_{ВИР}}{EI} + C_7 x + C_8
 \end{aligned} \tag{3.22}$$

Як і в попередньому випадку складаємо систему алгебраїчних рівнянь для обчислення невідомих реакцій, змінних інтегрування та величини x_{II} :

$$\left\{ \begin{array}{l}
 R_A + R_C + R_D + R_B - q(l_{ВИР} + 2x_{II}) = 0; \\
 y_{VI1}(x) = 0; \text{ при } x = 0: \\
 \frac{d y_{VI1}(x)}{d x} = 0; \text{ при } x = 0: \\
 y_{VI1}(x) = y_{VI2}(x); \text{ при } x = x_{II}: \\
 \frac{d y_{VI1}(x)}{d x} = \frac{d y_{VI2}(x)}{d x}; \text{ при } x = x_{II}: \\
 y_{VI1}(x) = 0; \text{ при } x = x_{II}: \\
 y_{VI2}(x) = y_{VI3}(x); \text{ при } x = x_{II} + 0,5l_{ВИР}: \\
 \frac{d y_{VI2}(x)}{d x} = \frac{d y_{VI3}(x)}{d x}; \text{ при } x = x_{II} + 0,5l_{ВИР}: \\
 y_{VI2}(x) = -h_{ВИР}; \text{ при } x = x_{II} + 0,5l_{ВИР}: \\
 y_{VI3}(x) = 0; \text{ при } x = x_{II} + l_{ВИР}: \\
 y_{VI3}(x) = y_{VI4}(x); \text{ при } x = x_{II} + l_{ВИР}: \\
 \frac{d y_{VI3}(x)}{d x} = \frac{d y_{VI4}(x)}{d x}; \text{ при } x = x_{II} + l_{ВИР}: \\
 y_{VI4}(x) = 0; \text{ при } x = 2x_{II} + l_{ВИР}: \\
 \frac{d y_{VI4}(x)}{d x} = 0; \text{ при } x = 2x_{II} + l_{ВИР}.
 \end{array} \right.$$

Відповідно залежності напружень від поточної координати x мають вигляд

$$\sigma_{3Г\text{VII}_1}(x) = \frac{EI}{W} \frac{d^2 y_{\text{VII}_1}(x)}{dx^2}, \text{ при } 0 \leq x < x_{\text{П}}$$

$$\sigma_{3Г\text{VII}_2}(x) = \frac{EI}{W} \frac{d^2 y_{\text{VII}_2}(x)}{dx^2}, \text{ при } x_{\text{П}} \leq x < x_{\text{П}} + 0,5 l_{\text{ВИР}} \quad (3.23)$$

$$\sigma_{3Г\text{VII}_3}(x) = \frac{EI}{W} \frac{d^2 y_{\text{VII}_3}(x)}{dx^2}, \text{ при } x_{\text{П}} + 0,5 l_{\text{ВИР}} \leq x < x_{\text{П}} + l_{\text{ВИР}}$$

$$\sigma_{3Г\text{VII}_4}(x) = \frac{EI}{W} \frac{d^2 y_{\text{VII}_4}(x)}{dx^2}, \text{ при } x_{\text{П}} + l_{\text{ВИР}} \leq x < 2x_{\text{П}} + l_{\text{ВИР}}$$

Використовуючи формули (3.18), (3.19), (3.22) та (3.23), розраховано максимальні напруження, які виникають у бурильних трубах при їх розміщенні у горизонтальній прямолінійній ділянці свердловини, ускладненій виробкою певної довжини (див. табл. 3.5).

Таблиця 3.5

Напруження згину в бурильних трубах

Типорозмір бурильних труб	Довжина виробки, м					
	0	5	10	15	15*	15**
	Максимальні напруження, МПа					
1	2	3	4	5	6	7
ОБТ 203 Примітка: * – глибина виробки 0,025 м; ** – глибина виробки 0,010 м.	0	4,7	18,0	42,0	30,0	20,0
ОБТ 178 Примітка: * – глибина виробки 0,050 м; ** – глибина виробки 0,025 м.	0	5,4	22,0	49,0	43,0	29,0
ОБТ 146 Примітка: * – глибина виробки 0,050 м; ** – глибина виробки 0,025 м.	0	6,5	26,0	58,0	40,0	29,0

Продовження таблиці 3.5

1	2	3	4	5	6	7
ТБПК 127 Примітка: * – глибина виробки 0,050 м; ** – глибина виробки 0,025 м.	0	6,2	25,0	56,0	40,0	28,0
ТБПК 114 Примітка: * – глибина виробки 0,050 м; ** – глибина виробки 0,025 м.	0	7,0	28,0	63,0	43,0	31,0

Як і слід було очікувати, при збільшенні довжини виробки збільшуються і спричинені нею напруження згину. Наприклад, для ОБТ 146 при довжині виробки 15 м рівень напружень згину досягає значення границі втоми замкового різьбового з'єднання даного типорозміру труб. В таблиці 3.5 також подані значення напружень при сталій довжині виробки (15 м) але змінній глибині. Як бачимо, зменшення глибини жолоба чи каверни призводить до зменшення відповідних згинаючих напружень.

3.3.2. Напружено-деформований стан бурильної колони у криволінійному стовбурі свердловини з виробками. Як показує практика буріння значна кількість жолобів та каверн спостерігається і у криволінійних стовбурах свердловин. Такі умови ще більше підвищують напружено-деформований стан бурильної колони, а отже і імовірність її відмови.

Розглянемо бурильну колону, що розміщена на нижній стінці криволінійного стовбура свердловини який містить виробку, крайні точки якої позначено символами С і D (рисунок 3.7) [42]. У точках А і В бурильна колона доторкається до нижньої стінки.

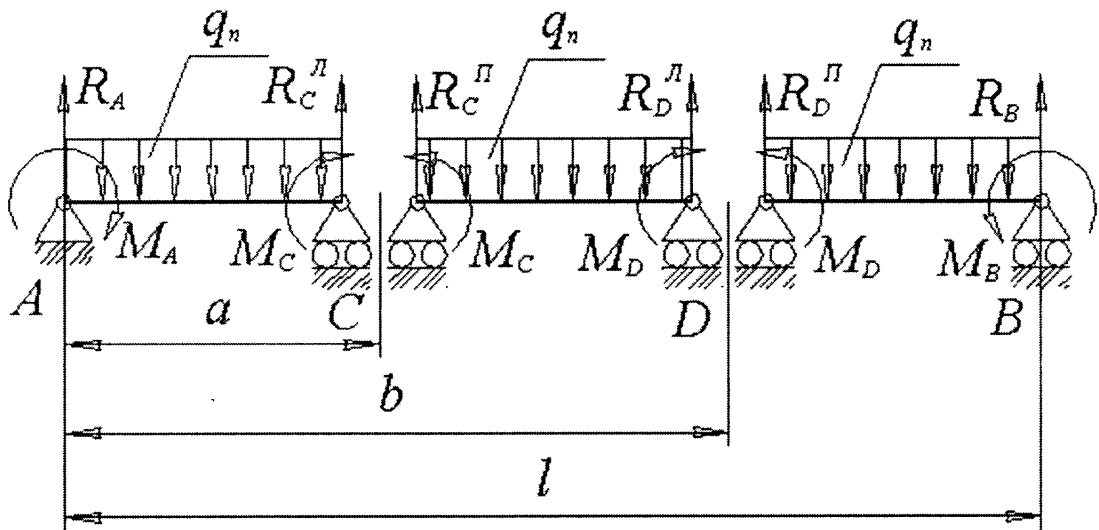
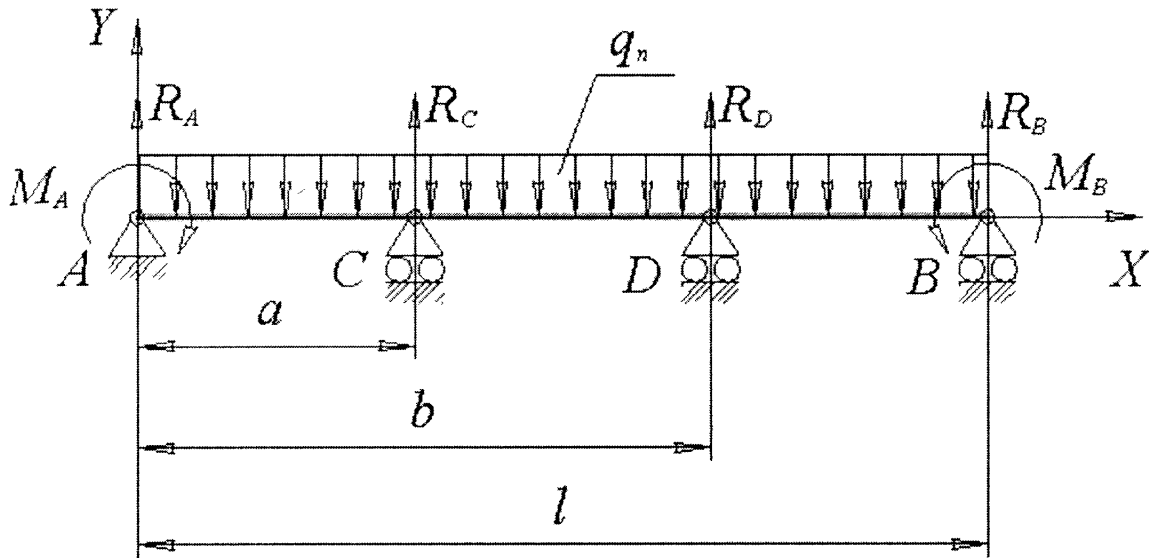


Рис.3.7 Вагома балка на 3-х опорах при дії двох моментів та сукупності зосереджених сил

Для аналітичного опису напружено-деформованого стану, у даному випадку, скористаємося моделлю вагової балки на чотирьох шарнірних опорах. У крайніх точках А і В прикладені згинаючі моменти M_A , M_B , що враховують вплив бурильної колони яка міститься поза точками А і В у напрямку від них. Початок координат розмістимо у точці А. Тут же розміщена і перша опора. Наступні три опори розміщені на відстанях від початку координат відповідно a, b, l . В дійсності опори С та D знаходяться нище від осі абсцис.

В даній постановці балка АВ є статично невизначена. Для її аналізу скористаємося методом приведеним у роботі [88]. Розіб'ємо балку на три частини як це показано на рисунку 3.7. Оскільки у точці С та точці D з'явилося по дві шарнірні опори, а фактично кінці балки не можуть прогинатися незалежно один від одного, то в розрахункову схему вводимо два додаткові моменти M_C, M_D (див. рис. 3.7). Тоді загальна функція прогину складатиметься з трьох частин $y_{VII1}(x), y_{VII2}(x), y_{VII3}(x)$ – відповідно функції прогину першої, другої та третьої балок. Запишемо сукупність диференціальних рівнянь для даного випадку

$$\begin{aligned}
 EI \frac{d^2 y_{VII1}(x)}{d x^2} + q_n \frac{x^2}{2} + M_C \frac{x}{a} - M_A \frac{a-x}{a} - R_A x &= 0, \text{ при } 0 \leq x < x_{II} \\
 EI \frac{d^2 y_{VII2}(x)}{d x^2} + q_n \frac{(x-a)^2}{2} + M_C \frac{b-x}{b-a} + \\
 + M_D \frac{x-a}{b-a} - R_C^\Pi (x-a) &= 0, \text{ при } x_{II} \leq x < x_{II} + l_{ВІР} \\
 EI \frac{d^2 y_{VII3}(x)}{d x^2} + q_n \frac{(x-b)^2}{2} + M_D \frac{l-x}{l-b} - M_B \frac{x-b}{l-b} - \\
 - R_D^\Pi (x-b) &= 0, \text{ при } x_{II} + l_{ВІР} \leq x < 2x_{II} + l_{ВІР}
 \end{aligned} \tag{3.24}$$

Розв'язавши рівняння отримаємо функції прогину

$$\begin{aligned}
 y_{VII1}(x) &= \frac{1}{2EI a} (k_{11} M_C x^3 + k_{12} q_n x^4 a + \\
 &+ k_{13} R_A x^3 a + M_A x^2 + k_{14} M_A x^3) + C_1 x + C_2, \text{ при } 0 \leq x < x_{II} \\
 y_{VII2}(x) &= -\frac{1}{2EI(a-b)} (k_{21} M_C b x^2 + k_{22} M_C x^3 + M_D a x^2 + k_{23} M_D x^3 - 0,5 q_n a^2 b x^2 + \\
 &+ 0,5 q_n a^3 x^2 + k_{24} q_n a x^3 b + k_{25} q_n a^2 x^3 + k_{26} q_n x^4 b + k_{27} q_n x^4 a + R_C^\Pi a b x^2 + \\
 &+ R_C^\Pi a^2 x^2 + k_{28} R_C^\Pi x^3 b + k_{29} R_C^\Pi a x^3) + C_3 x + C_4, \text{ при } x_{II} \leq x < x_{II} + l_{ВІР} \\
 y_{VII3}(x) &= -\frac{1}{2EI(a-b)} (M_D l x^2 + k_{31} M_D x^3 + k_{32} q_n x^4 l + k_{33} q_n x^4 b + k_{34} q_n x^3 b l + k_{35} q_n x^3 b^2 + \\
 &+ k_{36} q_n b^2 l x^2 + k_{37} q_n b^3 x^2 + k_{38} R_D^\Pi x^3 l + k_{39} R_D^\Pi x^3 b + \\
 &+ k_{310} R_D^\Pi x^2 l b + k_{311} R_D^\Pi x^2 b^2 + k_{312} M_B x^3 + M_B b x^2) + C_5 x + C_6, \\
 &\text{при } x_{II} + l_{ВІР} \leq x < 2x_{II} + l_{ВІР}
 \end{aligned} \tag{3.25}$$

де k – коефіцієнти, які отримуються в процесі розв'язку (3.24).

Для знаходження числових значень реакцій, коефіцієнтів C а також величин a, b та l використаємо наступну систему рівнянь, що отримана з крайових умов:

$$\left\{ \begin{array}{l} y_{VII1}(x) = 0; \text{ при } x = 0: \\ \frac{d y_{VII1}(x)}{d x} = \frac{d y_{HCKII}(x)}{d x}; \text{ при } x = 0: \\ y_{VII1}(x) = y_{HCKII}(x); \text{ при } x = a: \\ y_{VII1}(x) = y_{VII2}(x); \text{ при } x = a: \\ \frac{d y_{VII1}(x)}{d x} = \frac{d y_{VII2}(x)}{d x}; \text{ при } x = a: \\ y_{VII2}(x) = y_{HCKII}(x); \text{ при } x = b: \\ y_{VII2}(x) = y_{VII3}(x); \text{ при } x = b: \\ \frac{d y_{VII2}(x)}{d x} = \frac{d y_{VII3}(x)}{d x}; \text{ при } x = b: \\ y_{VII3}(x) = 0; \text{ при } x = l: \\ R_A = \frac{1}{2} q_n a; \\ R_C^G = \frac{1}{2} q_n l_{BIP}; \\ R_D^G = \frac{1}{2} q_n a; \\ b = a + l_{BIP}; \\ l = 2a + l_{BIP}; \\ l > 0; \\ l < 2R; \\ l > l_{BIP}. \end{array} \right.$$

Відповідно для напружень функції матимуть вигляд [116]

$$\begin{aligned} \sigma_{3I\ VII1}(x) &= \frac{EI}{W} \frac{d^2 y_{VII1}(x)}{dx^2}, \text{ при } 0 \leq x < a \\ \sigma_{3I\ VII2}(x) &= \frac{EI}{W} \frac{d^2 y_{VII2}(x)}{dx^2}, \text{ при } a \leq x < b \\ \sigma_{3I\ VII3}(x) &= \frac{EI}{W} \frac{d^2 y_{VII3}(x)}{dx^2}, \text{ при } b \leq x < l \end{aligned} \quad (3.26)$$

За допомогою отриманих аналітичних залежностей (3.25) та (3.26) були визначені напруження, які виникають у бурильних трубах при проходженні

ними криволінійних ділянок свердловини з виробками. Результати розрахунків представлені в таблиці 3.6.

Таблиця 3.6

Напруження згину в бурильних трубах

Довжина виробки, м	Напруження (МПа) при радіусі викривлення свердловини, м / інтенсивності викривлення свердловини, град/10 м			
	500/1,15	1000/0,58	1500/0,38	2000/0,29
ОБТ 203 (вага одного метра труб 1920 Н)				
1	2	3	4	5
0	45,5*	22,8*	15,2*	11,4*
5	49,0	26,4	18,8	15,0
10	60,0	37,3	29,6	25,8
15	78,0	55,4	47,7	43,8
ОБТ 178 (вага одного метра труб 1560 Н)				
0	39,4*	19,7*	13,1*	9,9*
5	43,6	24,0	17,4	14,1
10	56,3	36,6	30,0	26,7
15	77,3	57,6	51,0	47,7
ОБТ 146 (вага одного метра труб 970 Н)				
0	33,0*	16,5*	11,0*	8,2*
5	37,9	21,5	15,8	13,3
10	52,5	36,6	30,5	28,2
15	76,9	61,6	54,9	53,1
ТБПВ 127 (вага одного метра труб 234 Н)				
0	33,4*	16,7*	11,1*	8,4*
5	38,1	21,5	15,9	13,1
10	52,4	35,8	30,2	27,4
15	76,1	59,6	53,9	51,3
ТБПВ 114 (вага одного метра труб 209 Н)				
0	29,8*	14,9*	10,0*	7,4*
5	35,2	20,3	15,3	12,9

Продовження таблиці 3.6

1	2	3	4	5
10	51,1	36,4	31,2	28,3
15	77,7	63,2	57,9	56,7

Примітка: * – значення отримані за класичними залежностями

Аналіз таблиці 3.6 свідчить, що наявність каверн та жолобів в значній мірі підвищує рівень згинаючих напружень у бурильній колоні. Наприклад, розрахунки, проведені для ОБТ 203, ОБТ 178, ОБТ 146, ТБПК 127 та ТБПК 114 показали, що наявність виробок стовбура свердловини може збільшити рівень напружень у 2 – 5 разів.

Результати розрахунків свідчать, що зі збільшенням довжини виробки збільшуються і спричинені нею напруження. Проте зменшення інтенсивності викривлення свердловини призводить до зменшення згинаючих напружень. Варто зауважити, що у ділянках свердловини більшої інтенсивності викривлення вплив жолобів та каверн на рівень напружень менш значний. Майже у всіх проаналізованих типорозмірах бурильних труб напруження зростають: при довжині виробки 5 м на 10–20%; 10 м – 20-30%; 15 м – приблизно у два рази. Натомість у свердловинах, радіус викривлення яких значний, наприклад 2000 м, ця відмінність набагато суттєвіша: при довжині виробки 5 м – до двох разів; 10 м – до трьох-чотирьох разів; 15 м – до п'яти разів.

Як бачимо, жолоби та каверни значним чином впливають на напружено-деформований стан бурильної колони, особливо у свердловинах які мають складний профіль. Це зумовлює потребу врахування виробок при втомних розрахунках бурильних колон.

3.4. Висновки

1. Запропоновано метод розрахунку сили розтягу, яку створює бурильна колона у криволінійному стовбурі свердловини за умови рівності їх радіусів кривизни. Для цього використано інтегральне підсумовування ваги елементарних ділянок колони.

2. Вдосконалено метод аналізу напружено-деформованого стану бурильної колони у криволінійних ділянках свердловини на основі складання та розв'язку диференціальних рівнянь її пружної осі. Отримана розрахункова модель враховує наступні особливості взаємодії труб зі стінками стовбура:

– при збільшенні зенітного кута:

2.1) колона не доторкається до жодної зі стінок криволінійного стовбура;

2.2) колона доторкається до верхньої стінки криволінійного стовбура;

2.3) колона доторкається до нижньої стінки криволінійного стовбура по всій довжині;

– при зменшенні зенітного кута:

2.4) колона доторкається до нижньої стінки криволінійного стовбура;

2.5) колона доторкається до нижньої стінки криволінійного стовбура та до верхньої стінки прямолінійного стовбура;

2.6) колона доторкається до нижньої стінки криволінійного стовбура по всій довжині.

3. На основі складання та розв'язку диференціальних рівнянь пружної осі бурильної колони розроблено математичну модель для кількісної оцінки деформацій та напружень, що виникають:

3.1) у прямолінійному стовбурі свердловини за відсутності та наявності контакту бурильних труб з дном виробки;

3.2) у криволінійному стовбурі свердловини з виробкою.

Встановлено, що жолоби та каверни довжиною до 15 м значною мірою збільшують напруження згину у бурильній колоні (від 2 до 5 разів).

РОЗДІЛ 4

ВДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДІВ ПРОГНОЗУВАННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ
ЕЛЕМЕНТІВ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ4.1. Обладнання та методи дослідження поширення тріщин у
різьбових з'єднаннях бурильних труб та їх матеріалі

Лабораторні дослідження кінетики росту втомних тріщин у різьбових з'єднаннях геологорозвідувальних бурильних труб діаметром 50 мм (СБТ-50, сталь 36Г2С) [37, 40] (див. табл. 4.1) проводилися на експериментальній установці УКІ-6І [35, 57, 124, 134].

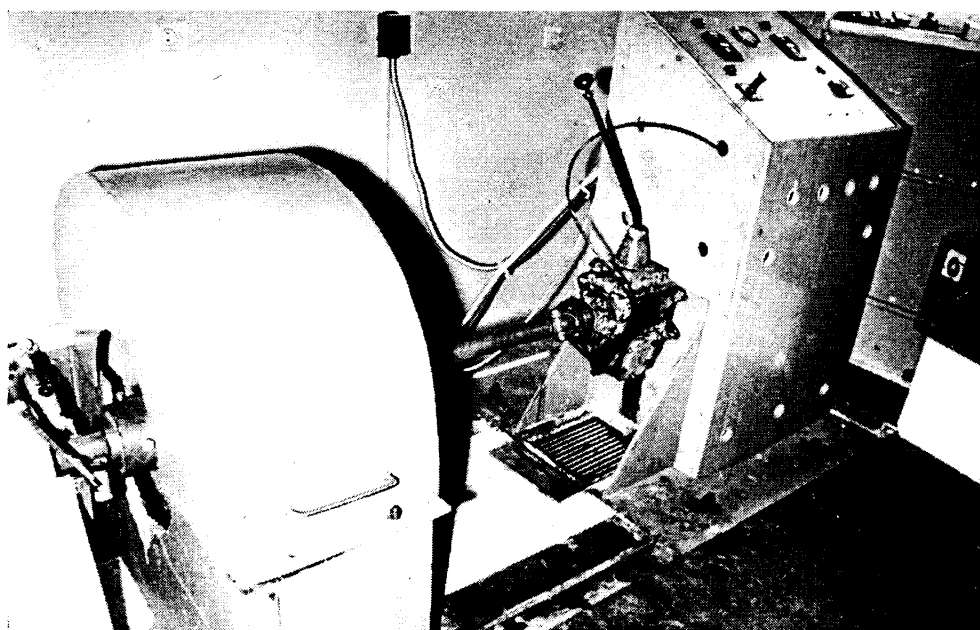
Таблиця 4.1

Параметри профілю різьбового з'єднання геологорозвідувальних
бурильних труб діаметром 50 мм

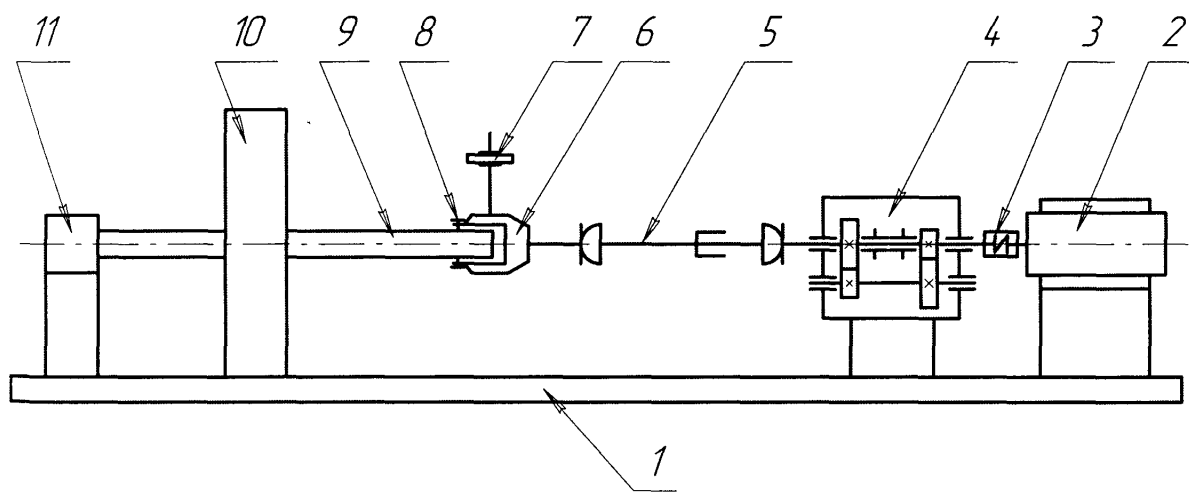
Параметр профілю різьби	Значення
Крок різьби	2,54
Глибина	1,412
Робоча висота профілю	1,336
Кут нахилу	1 ⁰ 47'24''
Конусність	1:16

Загальний вигляд та принципова схема установки зображені на рисунку 4.1. УКІ-6І складається з монтажної рами 1, силового та опорного вузлів. В склад силового вузла входить електродвигун 2, автомобільна коробка передач 4, кардан 5, навантажувальна головка 6 з ексцентричною масою 7 и захватом 8. Електродвигун з'єднаний з коробкою передач через пружну муфту 3. У склад опорного вузла входить передній захват 10 і задній захват 11.

Установка працює наступним чином. Зразок нерухомо закріплюється в передньому захваті і підтримується заднім захватом.



1)



2)

Рис.4.1 Експериментальна установка УКІ-6І:

- 1 – загальний вигляд;
- 2 – принципова схема.

Навантажувальна головка встановлюється на протилежному кінці випробовуваного зразка. Привідний електродвигун забезпечує обертання

навантажувальної головки з відцентровою масою, що призводить до виникнення змінних навантажень у небезпечному перерізі зразка.

Технічні та конструктивні дані установки дозволяють випробовувати зразки бурильних труб діаметрами від 50 до 114 мм максимальною довжиною 2 м. Потужність привідного електродвигуна 3 кВт, частота обертання – 1450 об/хв. За допомогою автомобільної коробки передач частота обертання навантажувальної головки змінюється дискретно (див. табл. 4.2) [134].

Таблиця 4.2

Частота обертання навантажувальної головки

Передача	Частота обертання, Гц	Кутова швидкість навантажувальної головки, рад/с
1-ша	3,8	23,268
2-га	7,8	48,984
3-тя	14,55	91,37
4-та	24,20	151,98
Задній хід	3,0	18,84

Для підрахунку кількості циклів навантажування та аварійного вимикання живлення присутні необхідні контрольно-вимірювальні прилади та блокувальна автоматика.

Під час проведення експерименту для кожного зразка фіксується глибина тріщини та відповідне їй напрацювання. Це здійснюється шляхом проведення випробувань методом переривчастих навантажень [35, 131]. Спочатку оцінюється довговічність зразка. Далі вибирається кількість циклів, через які буде здійснюватися пониження навантаження з метою отримання ліній зупинки тріщини. В загальному випадку знижувати навантаження слід в 0,3; 0,4; 0,5; 0,55; 0,60; 0,70; 0,725; 0,75; 0,775; 0,8 ... рази від очікуваної довговічності до того моменту, поки не пройде руйнування зразка. Маркувальне навантаження приймається рівним 0,2–0,3 від основного. Дію маркувального навантаження

здійснюють протягом 5000-1500 циклів, його прикладення протягом вказаної періоду залишає чітку відмітку кінчика тріщини на зломі. В подальших розрахунках кількість циклів маркувального навантаження до уваги не береться. Перед випробуваннями на втому слід скласти програму переривчастих навантажень. Після руйнування експериментального зразка за допомогою мікроскопа проводиться дослідження поверхні злому з метою виявлення ліній зупинки тріщини (рис. 4.2).

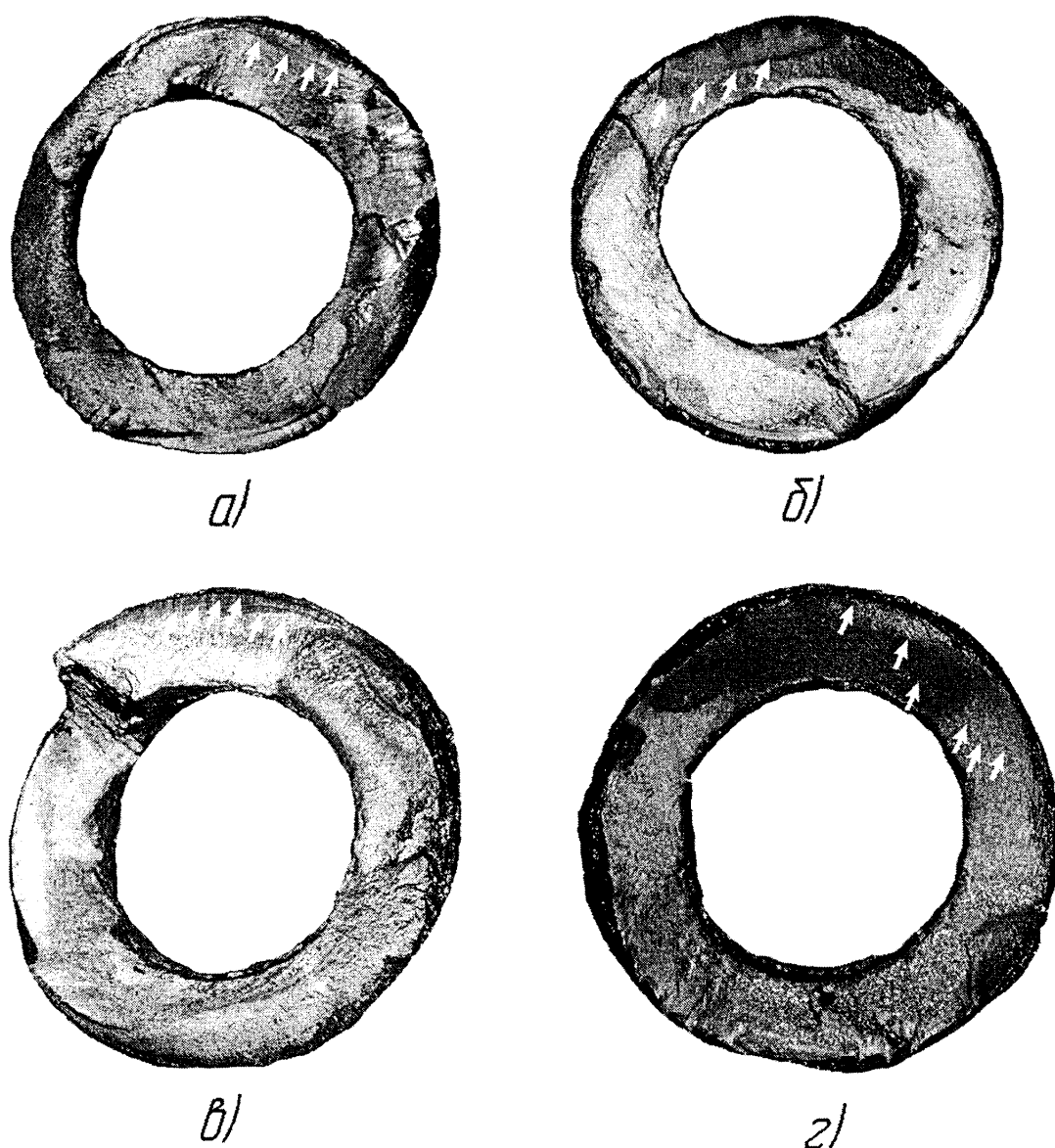


Рис.4.2 Фрактографії зламів СБТ-50:

а) – зразок № 1; б) – зразок № 3; в) – зразок № 4; г) – зразок № 8.

Після цього дані випробувань заносяться у наступну таблицю 4.3.

Таблиця 4.3

Результати вимірювання розмірів півеліптичних втомних тріщин та відповідного напрацювання у різьбових з'єднаннях СБТ-50

№ зразка	№ точки (відповідає лінії зупинки тріщини)	Глибина тріщини, м $\times 10^{-3}$	Ширина тріщини, м $\times 10^{-3}$	Напрацювання, цикли
1	2	3	4	5
1	1	0,2	2,0	251450
	2	0,7	12,0	321950
	3	1,9	18,0	388455
	4	2,8	24,0	470705
3	1	2,0	14,0	278475
	2	4,0	22,0	311140
	3	4,6	24,0	336990
	4	5,3	29,0	361430
	5	6,1	32,0	376940
4	1	1,5	7,0	548490
	2	2,0	10,0	563765
	3	2,6	12,0	575515
	4	3,5	17,0	587265
	5	4,3	20,0	599015
	6	6,0	23,0	610765
8	1	2,5	13,0	526165
	2	6,0	22,0	548490
	3	7,0	28,0	574105

Дослідження зразків матеріалу, з якого виготовляються бурильні труби, проводиться з метою визначення характеристик опору поширенню втомних тріщин. Згідно з роботою [71, 73] в якості таких величин використовуються змінні n і C або n і K^* , які є параметрами рівнянь (1.11, 1.12, 1.13). Остання пара значень, а відповідно і рівність (1.13), частіше застосовуються на практиці. Це пов'язано з більш чітким змістом величини K^* на противагу C . Як зазначено в [72] K^* є коефіцієнтом інтенсивності напружень, при якому довговічність дослідного зразка становить 10^7 циклів навантаження, натомість параметр C не має чіткого фізичного змісту.

Для визначення n і K^* сталі 36Г2С з тіла геологорозвідувальних бурильних труб СБТ-50 вирізано десять призматичних експериментальних зразків з розмірами, зазначеними у таблиці 4.4 та на рисунку 4.3. Зразки механічно обробляють на фрезерному та шліфувальному верстатах до необхідних розмірів. Далі алмазним кругом наносять V – подібний концентратор напружень глибиною 1 мм з кутом при вершині 60° і радіусом у його вершині не більше 0,1 мм. Бокову поверхню зразків в ділянці майбутньої площини поширення тріщини полірують.

Таблиця 4.4

Розміри експериментальних зразків та значення відстані між тримачами

Назва величини	Позначення величини	Значення величини
Ширина зразка, мм	b	9
Товщина зразка, мм	t	4
Довжина зразка, мм	L	100
Відстань між захватами експериментальної установки, мм	L_1	20
Відстань від краю зразка до концентратора напружень, мм	—	45

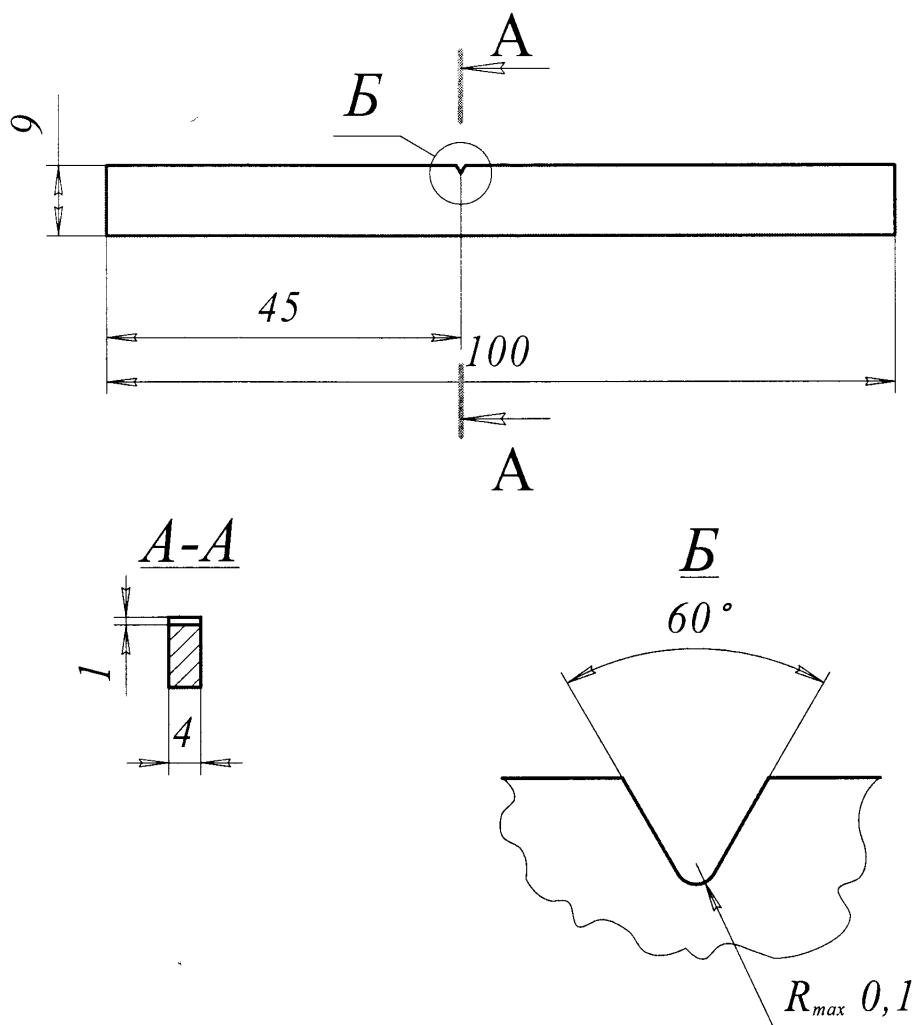
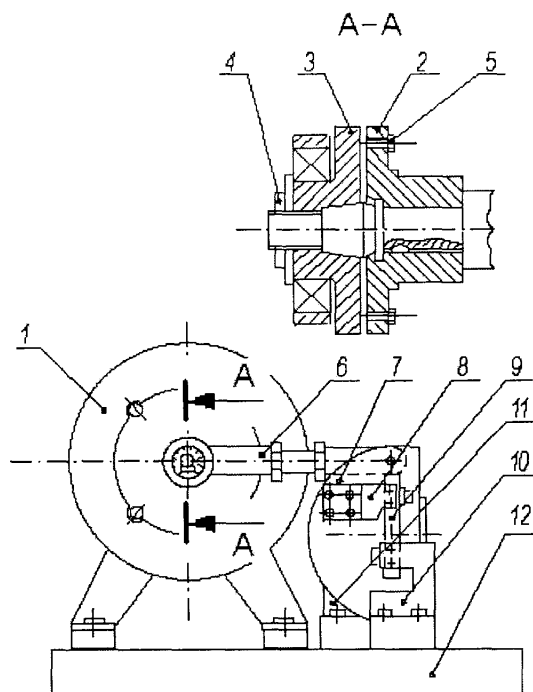
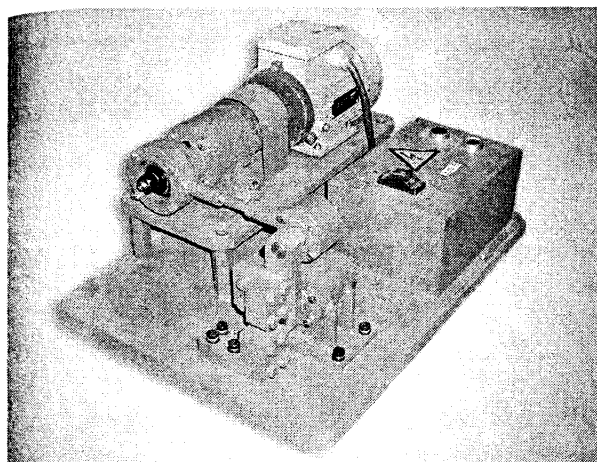


Рис.4.3 Розміри експериментального зразка для дослідження втомних характеристик сталі 36Г2С

Експеримент проводиться згідно з методичними вказівками [72]. Для його здійснення використовується установка УДПТ-1 [76]. Загальний вигляд та принципова схема зображені на рисунку 4.4. Привід установки здійснюється від двигуна 1. На вал двигуна насаджений кривошип 2 із втулкою 3. Поворот втулки відносно ексцентрика регулює величину ексцентриситету, тобто амплітуду деформацій від 0 до 4 мм. Гайка 4 і болт 5 служать для фіксації та звільнення втулки при регулюванні амплітуди. Показник амплітуди деформацій розміщений на ободі втулки та ексцентрика. Рух кривошипа через шатун 6 передається на планшайбу 7, на якій закріплений рухомий тримач 8 зразка 9.

Нерухомий тримач 10 кріпиться безпосередньо до плити 12 разом з кронштейном підшипника обертання планшайби 11.



1)

2)

Рис.4.4 Установка для дослідження поширення тріщин:

1 – загальний вигляд;

2 – принципова схема.

Навантаження експериментального зразка здійснюється за схемою чистого згину. Для підвищення жорсткості та забезпечення стабільної величини амплітуди деформації усі рухомі з'єднання спроектовано на підшипниках кочення [36]. Для проведення випробувань на асиметричних циклах шатун має регулюючу гайку. Кількість обертів двигуна показує лічильник. Спостереження за ростом тріщини проводять з допомогою мікроскопа М12, розміщеного на спеціальній стійці.

В процесі роботи необхідно дотримуватися наступних рекомендацій:

1) при знакозмінному циклі навантаження для побудови кінетичних діаграм втомного руйнування бажано використовувати максимальне значення коефіцієнту інтенсивності напружень, а не його розмах;

2) максимальне значення коефіцієнту інтенсивності напружень для поточного зразка більше за мінімальне значення для наступного при умові збільшення навантаження;

3) діапазон зміни швидкостей поширення тріщини не повинен виходити за межі: від 10^{-10} м/цикл до 10^{-5} м/цикл;

4) кількість експериментальних зразків повинна бути не менше трьох;

5) при вимірюванні довжини тріщини до уваги беруться її розміри з обох сторін експериментального зразка;

6) навантаження кожного наступного зразка на 10-30 % більше за попереднього;

7) перерва в навантаженні зразка не повинна бути більша 5-10 хв;

8) інтервал вимірювання довжини тріщини повинен бути щонайменше у п'ять раз більший від похибки вимірювання мікроскопа.

В процесі проведення експерименту в дискретному вигляді отримано залежності довжини тріщини у кожному зразку від кількості циклів напруження (див. додаток Б).

4.2. Прогнозування довговічності елементів бурильної колони на основі С-критерію

Для прогнозування довговічності деталей в загальному машинобудуванні широкого поширення набув С-критерій, який запропонований Є.К.Почтенним. За допомогою даного критерію процес росту ступеня пошкодження в умовах циклічного навантаження з постійними параметрами описується рівнянням [90 – 93]

$$\frac{N_T}{N} = \frac{C}{C_0} = \frac{\left| \ln \left[1 - \exp \left(- \frac{D}{1-D} \frac{\sigma_{\max}}{f} \right) \right] \right|}{\left| \ln \left[1 - \exp \left(- \frac{D_0}{1-D_0} \frac{\sigma_{\max}}{f} \right) \right] \right|}, \quad (4.1)$$

де N_T – поточна кількість циклів навантаження;
 N – кількість циклів навантаження до руйнування;
 C – поточне значення С-критерію;
 C_0 – початкове значення С-критерію;
 D – поточний ступінь пошкодження небезпечного перерізу;
 σ_{\max} – максимальне напруження експлуатаційного циклу навантаження;

D_0, f – відповідно початковий ступінь пошкодження небезпечного перерізу та параметр, який має розмірність напруження. Дані величини приймаються незмінними для певної вибірки однотипних об'єктів.

Довговічністю, в даному випадку, вважається кількість циклів навантаження N_β від моменту проведення поточного обстеження до руйнування:

$$N_\beta = N - N_T. \quad (4.2)$$

Встановлення можливості використання С-критерію для прогнозування довговічності елементів бурильної колони здійснено на основі обробки результатів експериментальних досліджень довговічності СБТ-50.

В якості кількісної характеристики руйнування на кожному етапі вважатимемо ступінь пошкодження D , який рівний

$$D_{i,j} = \frac{S_{3B i,j}}{S},$$

$$i = 1, \dots, m_1,$$

$$j = 1, \dots, m_2$$

де S_{3B} – площа зони втоми небезпечного перерізу, м²;

S – загальна площа небезпечного перерізу, м².

m_1 – кількість експериментальних зразків;

m_2 – кількість експериментальних точок.

Величина $S_{зв}$ визначається для кожної лінії зупинки втомної тріщини методом безпосередніх вимірювань.

Для більшої точності обчислень для кожної лінії зупинки тріщини визначається також і відповідний момент інерції січення I_{BT}^y [59]. Величину I_{BT}^y можна знайти використовуючи наступну розрахункову схему (рис. 4.5), де R – зовнішній радіус небезпечного перерізу; r – внутрішній радіус небезпечного перерізу; c – половина ширини півеліптичної тріщини; h – умовна глибина півеліптичної тріщини; Δ – зміщення по осі ординат між геометричним та ваговим центрами перерізу.

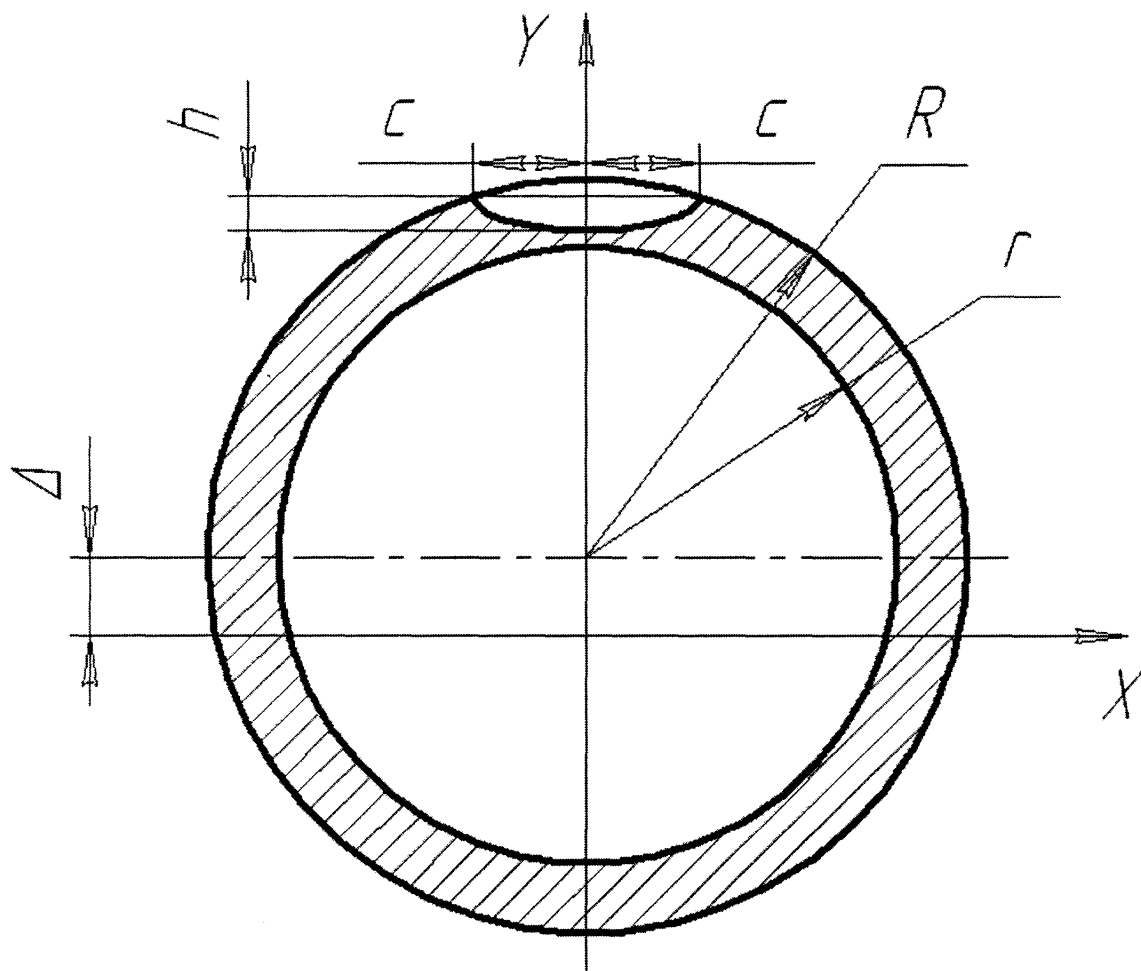


Рис.4.5 Схема для визначення уточненого моменту інерції перерізу з півеліптичною тріщиною

Останню величину можна визначити використовуючи наступну рівність

[85]

$$\Delta = \frac{S_{3K} \cdot 0 - S_{BK} \cdot 0 - S_{EC} \cdot y_{EC} - S_{KC} \cdot y_{KC}}{S_{3K} - S_{BK} - S_{EC} - S_{KC}}. \quad (4.3)$$

де $S_{3K}, S_{BK}, S_{EC}, S_{KC}$ – відповідно площі зовнішнього круга, внутрішнього круга, еліптичного та колового сегментів, м²;

y_{EC}, y_{KC} – відповідно відстані від початку системи координат до центру маси еліптичного та колового сегментів, м.

Невідомі величини з (4.3) рівні:

$$S_{3K} = \pi R^2;$$

$$S_{BK} = \pi r^2;$$

$$S_{EC} = 0,5 \pi h c;$$

$$S_{KC} = \int_{-c}^c (\sqrt{R^2 - x^2} - \sqrt{R^2 - c^2}) dx;$$

$$y_{EC} = \frac{\frac{1}{2} \int_{-c}^c \left((\sqrt{R^2 - c^2})^2 - \left[\sqrt{R^2 - c^2} - \sqrt{h^2 \left(1 - \frac{x^2}{c^2} \right)} \right]^2 \right) dx}{\int_{-c}^c \left(\sqrt{R^2 - c^2} - \left[\sqrt{R^2 - c^2} - \sqrt{h^2 \left(1 - \frac{x^2}{c^2} \right)} \right] \right) dx};$$

$$y_{KC} = \frac{\frac{1}{2} \int_{-c}^c \left((\sqrt{R^2 - x^2})^2 - (\sqrt{R^2 - c^2})^2 \right) dx}{\int_{-c}^c (\sqrt{R^2 - x^2} - \sqrt{R^2 - c^2}) dx}.$$

Наступним кроком є розрахунок моментів інерції зовнішнього та внутрішнього круга, еліптичного та колового сегментів з урахуванням наявності півеліптичної втомної тріщини в перерізі. Згідно з зазначеним

$$I_{3K} = \int_{-(R-|\Delta|)}^{R+|\Delta|} \int_{-\sqrt{R^2-(y-|\Delta|)^2}}^{\sqrt{R^2-(y-|\Delta|)^2}} y^2 dx dy; \quad (4.4)$$

$$I_{BK} = \int_{-(r-|\Delta|)}^{r+|\Delta|} \int_{-\sqrt{r^2-(y-|\Delta|)^2}}^{\sqrt{r^2-(y-|\Delta|)^2}} y^2 dx dy; \quad (4.5)$$

$$I_{EC} = \int_{|\Delta| + \sqrt{R^2 - c^2} - h}^{|\Delta| + \sqrt{R^2 - c^2}} \frac{c \sqrt{1 - \left(\frac{y - \sqrt{R^2 - c^2} - |\Delta|}{h} \right)^2}}{-c \sqrt{1 - \left(\frac{y - \sqrt{R^2 - c^2} - |\Delta|}{h} \right)^2}} \int y^2 dx dy; \quad (4.6)$$

$$I_{KC} = \int_{|\Delta| + \sqrt{R^2 - c^2} - \sqrt{R^2 - (y - |\Delta|)^2}}^{|\Delta| + R} \int y^2 dx dy. \quad (4.7)$$

Отримавши числові значення відповідних величин згідно з (4.4)-(4.7), підставляємо їх у формулу

$$I_{BT}^y = I_{ЗК} - I_{BK} - I_{EC} - I_{KC}.$$

Згинаючий момент, що діє на зразок під час експерименту, розраховується за формулою

$$M_{ЗГ} = P_B l_B,$$

де P_B – відцентрова сила, Н;

l_B – плече дії сили, м.

Відцентрова сила обчислюється із залежності [134]

$$P_B = P_1 + m \omega^2 R. \quad (4.8)$$

Тут m – відцентрова маса, кг;

ω – кутова швидкість навантажувальної головки, c^{-1} ;

R – радіус встановлення відцентрової маси, м;

P_1 – постійно діюча відцентрова сила, що виникає у наслідок неспіввісності елементів навантажувальної головки, Н.

Сила P_1 визначається експериментально при таруванні установки. З врахуванням відцентрових сил, які виникають внаслідок неспіввісності елементів навантажувальної головки, формула (4.8) приймає вигляд [134]

$$P_B = (0,258 + R m) \omega^2.$$

Маючи згинаючий момент та момент інерції, можна розрахувати відповідні згинаючі та максимальні напруження в циклі навантаження, а також значення С-критерію [90]

$$\sigma_{3T i,j}^y = M_{3T i} \frac{Y_{\max i,j}}{I_{3T i,j}^y}, \quad (4.9)$$

де Y_{\max} – відстань від вагового центру перерізу до точки в якій визначається напруження, м;

$$C_{i,j} = \left\| \ln \left[1 - \exp \left(- \frac{D_{i,j}}{1 - D_{i,j}} \frac{\sigma_{3T i,j}^y}{f} \right) \right] \right\|. \quad (4.10)$$

Отримана за формулою (4.10) сукупність величин

$$C_{1,1}, C_{1,2}, C_{1,3}, \dots, C_{1,j}, C_{2,1}, C_{2,2}, C_{2,3}, \dots, C_{2,j}, C_{3,1}, C_{3,2}, C_{3,3}, \dots, C_{3,j}, \dots, C_{i,j},$$

разом із відносним напруцюванням

$$\begin{aligned} & N_{T1,1}/N_1; N_{T1,2}/N_1; N_{T1,3}/N_1; \dots; N_{T1,j}/N_1; \\ & N_{T2,1}/N_2; N_{T2,2}/N_2; N_{T2,3}/N_2; \dots; N_{T2,j}/N_2; \dots; N_{Ti,j}/N_i \end{aligned}$$

наносяться в системі координат: абсциса – N_T/N ; ордината – C .

Експериментальні точки апроксимуються залежністю вигляду

$$C \left(\frac{N_T}{N} \right)_i = C_{0i} - C_{0i} \frac{N_T}{N},$$

внаслідок чого отримуються числові значення C_0 .

Значення початкового пошкодження D_0 можна знайти з рівняння [90]

$$C_{0i} = \left\| \ln \left[1 - \exp \left(- \frac{D_{0i}}{1 - D_{0i}} \frac{\sigma_{\text{ном } i}}{f} \right) \right] \right\|, \quad (4.11)$$

де $\sigma_{\text{ном}}$ – напруження згину в небезпечному перерізі окремого експериментального зразка без врахування впливу тріщини, МПа.

Загальне значення початкового ступеня пошкодження рівне

$$D_{03T} = \frac{1}{m_1} \sum_{i=1}^{m_1} D_{0i}, \quad (4.12)$$

Числове значення величина f (МПа) вибирається з умови мінімуму відхилення апроксимуючих прямих від експериментальних точок.

Провівши обробку експериментальних даних за формулами (4.9) – (4.12) отримано: графіки зміни напружень згину у різьбових з'єднаннях СБТ-50

(рис. 4.6); залежності С-критерію від доли відпрацьованого ресурсу (рис. 4.7); величину початкового ступеня пошкодження D_{0BT} та параметру f (табл. 4.5).

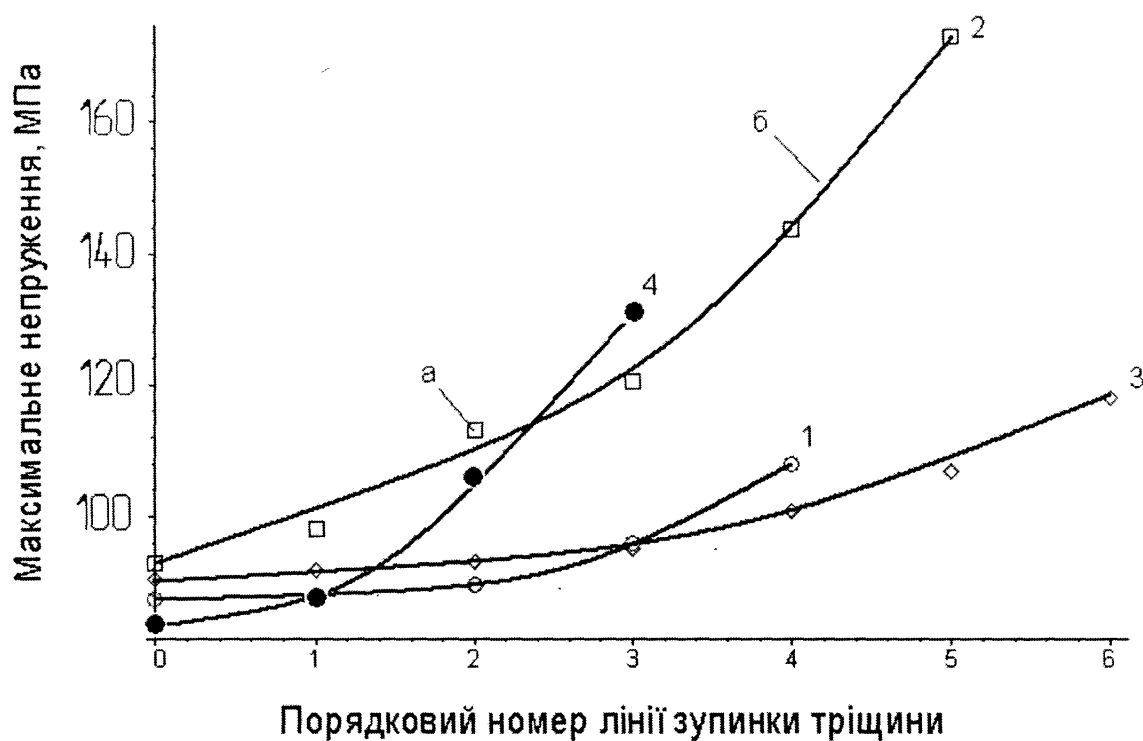


Рис.4.6 Зміна максимальних напружень згину в різьбових з'єднаннях СБТ-50:

1 – зразок № 1;

2 – зразок № 3;

3 – зразок № 4;

4 – зразок № 8.

а – експериментальні точки;

б – апроксимуючі криві;

Таблиця 4.5

Результати обробки експериментальних даних

Номер зразка	1	3	4	8
Діапазон зміни напружень в циклі навантаження, МПа	87,5 – 107,9	92,8 – 173,2	90,4 – 118,0	83,3 – 131,3
Початкове значення С-критерію	13,6	9,3	10,8	14,6
Початковий ступінь пошкодження D_{0BT}	1,062·10 ⁵			
Величина параметра f , МПа	36,0			

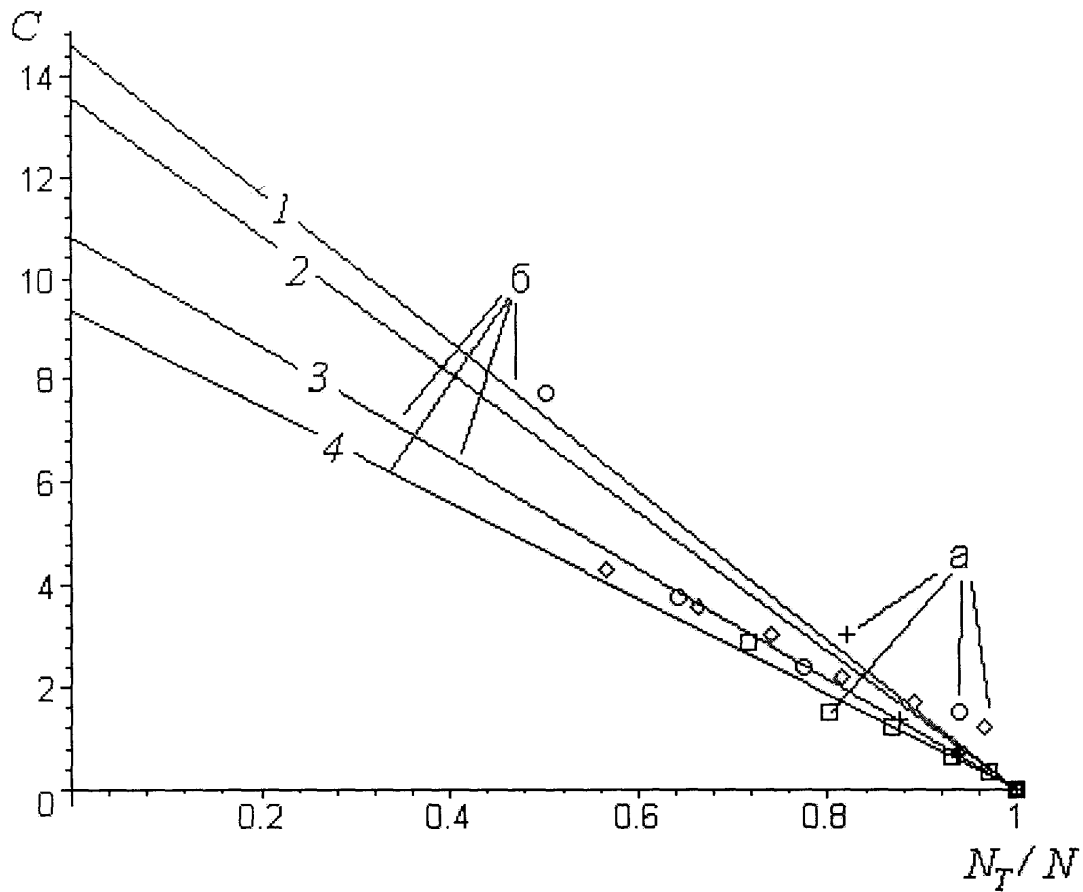


Рис.4.7 Залежності С-критерію для різьби труб СБТ-50 при напруженнях згину:

1 – 83,3 МПа;

2 – 87,5 МПа;

3 – 90,4 МПа;

4 – 92,8 МПа.

а – експериментальні точки;

б – апроксимуючі відрізки;

Проведемо статистичний аналіз отриманих результатів. Для цього визначимо коефіцієнт кореляції, який кількісно характеризує наявність, відсутність та силу зв'язку між функцією та її аргументом:

$$\sigma_{xy} = \frac{\sum_{j=1}^{n_{xy}} x_j y_j - \frac{1}{n_{xy}} \sum_{j=1}^{n_{xy}} x_j \sum_{j=1}^{n_{xy}} y_j}{\left(\sum_{j=1}^{n_{xy}} x_j^2 - \frac{1}{n_{xy}} \left(\sum_{j=1}^{n_{xy}} x_j \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \left(\sum_{j=1}^{n_{xy}} y_j^2 - \frac{1}{n_{xy}} \left(\sum_{j=1}^{n_{xy}} y_j \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}}}, \quad (4.13)$$

де x – часткові значення аргументу;

y – відповідні їм часткові значення функції;

n_{xy} – кількість пар дискретних значень функції та аргументу.

Приймаючи в якості аргументу напрацювання, а в якості функції відповідні дискретні значення критеріїв С та G, за рівністю (4.13) розраховано величини $\sigma_{NC} = 0,97$ та $\sigma_{NG} = 0,96$. Отримані коефіцієнти кореляції суттєво не відрізняються, а отже кінетику втомного пошкодження різьбових з'єднань бурильних труб можна описувати за допомогою С-критерію, використовуючи діаграми, які є відрізками, що з'єднують початковий ступінь пошкодження досліджуваного елемента з точкою, в якій відносно напрацювання рівне одиниці.

Таким чином, кількість циклів до руйнування елемента бурильної колони в експлуатаційних умовах можна визначати за формулами (4.1) та (4.2). При цьому необхідно мати інформацію про його напружений стан, результати дефектоскопічного обстеження та тривалість роботи. Використання даного методу для прогнозування довговічності не вимагає громіздких розрахунків і враховує два основних чинника, що впливають на термін роботи елемента бурильної колони – амплітуду змінних напружень та ступінь пошкодження. Це є вагомими перевагами над існуючими методиками, що використовуються для даної мети.

Отримані в процесі розрахунків для труб СБТ-50 числові значення початкового ступеня пошкодження D_{0BT} та параметру f можуть бути використані для прогнозування їх довговічності в процесі буріння геологорозвідувальних свердловин.

4.3. Прогнозування довговічності різьбових з'єднань бурильної колони на основі критеріїв механіки руйнування

Під час експлуатації амплітуда нормальних напружень в бурильних трубах може перевищувати 0,6 границі текучості матеріалу, з якого вони виготовлені. Особливо це стосується різьбових з'єднань, де в перерізі тільки

напруження від згинчування сягають від 0,4 до 0,7 σ_T [15, 57]. Такі умови навантаження, згідно з роботою [65, 69], зумовлюють зародження та розповсюдження переважно поверхневих півеліптичних поперечних втомних тріщин. Для прогнозування кількості циклів навантаження, що необхідні для досягнення такими дефектами критичних розмірів, необхідно, перш за все, обчислити коефіцієнт інтенсивності напружень (КІН) перед їх фронтом, що, в свою чергу, вимагає визначення К-тарування. Так звані К-тарування, які є деякими функціями від глибини тріщини та характерних розмірів перерізу, в якому відбувається руйнування, отримуються як аналітичним, так і експериментальним шляхом. Для випадку поширення півеліптичної тріщини у впадині різьби циліндричної конструкції з наскрізним отвором, отримання функцій К-тарування аналітичним шляхом ускладнене. Методику їх експериментального визначення проілюстровано на основі результатів дослідження зразків матеріалу (сталь 36Г2С) та натурних зразків бурильних труб (СБТ-50).

Для отримання аналітичної залежності довжини тріщини від кількості циклів напруження $l(N)$ дані з таблиці Б1 апроксимуються степеневою функцією

$$l(N)_i = a_i N^{k_i}, \quad (4.14)$$

де a, k – сталі коефіцієнти.

Визначення швидкості росту тріщини здійснюється шляхом диференціювання формули (4.14) [72]

$$v(N)_i = \frac{d l(N)_i}{d N}. \quad (4.15)$$

Коефіцієнт інтенсивності напружень K_I , який визначає рівень напружено-деформованого стану біля вершини тріщини в призматичному зразку, що піддається впливу чистого згину, можна обчислити за наступною формулою [8, 135, 143]

$$K_{I,i,j} = \frac{6M_I}{b\sqrt{h^3}} \sqrt{\varepsilon_{i,j}} f(\varepsilon_{i,j}), \quad (4.16)$$

де M – згинаючий момент, Нм;

b, h – товщина і висота зразка відповідно, м;

$f(\varepsilon)$ – функція, яка рівна:

$$f(\varepsilon) = \begin{cases} 1,99 - 2,47\varepsilon + 12,97\varepsilon^2 - 23,17\varepsilon^3 + 24,80\varepsilon^4, & 0 \leq \varepsilon \leq 0,6 \\ \frac{0,6651}{\sqrt{\varepsilon(1-\varepsilon)^2}}, & 0,6 \leq \varepsilon \leq 0,8 \end{cases}$$

$$\varepsilon_{i,j} = \frac{l_{i,j}}{h},$$

де l – довжина тріщини, м.

Згинаючий момент M , що діє на зразок, обчислюється згідно з формулою

$$M_i = \frac{\varphi_i}{\lambda_1 + \lambda_2},$$

де φ – кут повороту навантажувальних ланок випробувальної машини, рад;

λ_1 – податливість зразка;

λ_2 – приведена до зразка податливість пружних ланок випробувальної машини (затискаючих пристроїв, навантажувальних тяг, тощо).

Виходячи з конструктивних особливостей УДПТ-1 величина φ обумовлена ексцентриситетом осей кривошипа 2 та втулки 3. Використавши рисунок 4.8, можна записати

$$\sin 2\varphi_i = \frac{e_{yi}}{l_{пш}};$$

або

$$2\varphi_i = \arcsin \frac{e_{yi}}{l_{пш}}, \quad \varphi_i = \frac{1}{2} \arcsin \frac{e_{yi}}{l_{пш}},$$

де e_y – значення ексцентриситету, що створюється кривошипом 2 та втулкою 3, мм;

$l_{пш}$ – відстань між точками обертання шатуна, мм.

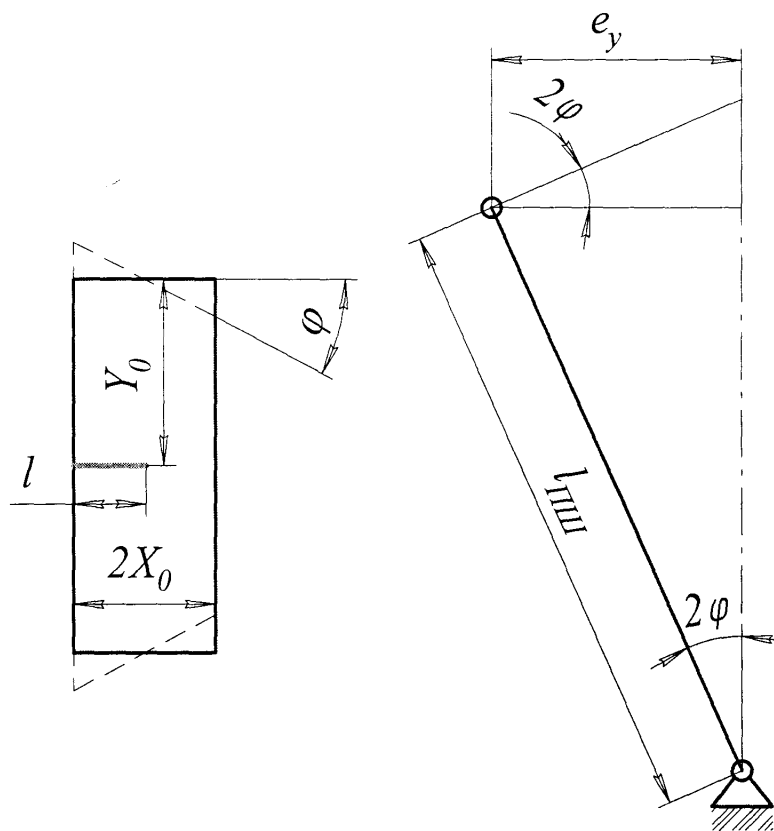


Рис.4.8 Розрахункова схема для визначення кута повороту навантажувальної ланки установки УДПТ-1

Величину λ_1 можна визначити, використовуючи формулу

$$\lambda_1 = \lambda_0 + \frac{72 n}{E b h^2} F(\varepsilon);$$

$$F(\varepsilon) = \int_0^{\varepsilon} f^2(\varepsilon) d\varepsilon$$

де λ_0 – початкова податливість зразка без тріщини;

$n = 1$ – коефіцієнт, що характеризує плоский напружений стан;

E – модуль пружності матеріалу зразка, Н/м².

Початкова податливість зразка без тріщини рівна

$$\lambda_0 = L_1 / (2 EI),$$

де I – момент інерції поперечного перерізу, в якому відбувається руйнування.

Якщо в процесі проведення експериментальних досліджень залежність довжини тріщини від напруження прямолінійна, то для визначення

коефіцієнту інтенсивності напружень використовується не рівняння (4.16), а формула [6, 76]

$$K_{Ii} = \frac{1,3\mu\varphi_i X_0^{3/2}}{Y_0}, \quad (4.17)$$

де μ - модуль зсуву;

X_0 - половина ширини експериментального зразка (див. рис. 4.8);

Y_0 - половина відстані між захватами експериментальної установки

(див. рис. 4.8).

Результати розрахунків за формулами (4.14), (4.15) та (4.17) занесено в таблицю 4.6.

Таблиця 4.6

Результати обробки експериментальних даних дослідження втомної міцності сталі 36Г2С

Номер п/п	Залежність глибини тріщини від напрацювання, м	Залежність швидкості поширення тріщини від напрацювання, м/цикл	Значення коефіцієнту інтенсивності напружень K_I , МПа м ^{0,5}
1	2	3	4
1	$l(N) = 2,6 \cdot 10^{-5} N$	$v(N) = 2,6 \cdot 10^{-8}$	14,6
2	$l(N) = 1,1 \cdot 10^{-6} N$	$v(N) = 1,1 \cdot 10^{-9}$	12,6
3	$l(N) = 2,9 \cdot 10^{-5} N$	$v(N) = 2,9 \cdot 10^{-8}$	16,8
4	$l(N) = 4,5 \cdot 10^{-5} N$	$v(N) = 4,5 \cdot 10^{-8}$	18,5
5	$l(N) = 4,7 \cdot 10^{-5} N$	$v(N) = 4,7 \cdot 10^{-8}$	21,0
7	$l(N) = 1,2 \cdot 10^{-4} N$	$v(N) = 1,2 \cdot 10^{-7}$	27,0
8	$l(N) = 2,6 \cdot 10^{-4} N$	$v(N) = 2,6 \cdot 10^{-7}$	33,4
9	$l(N) = 4,2 \cdot 10^{-4} N$	$v(N) = 4,2 \cdot 10^{-7}$	41,8
10	$l(N) = 1,2 \cdot 10^{-5} N$	$v(N) = 1,2 \cdot 10^{-8}$	13,9

Як видно з таблиці 4.6 $v(N)$ та K_I залишаються незмінними впродовж руйнування окремого зразка. Це зумовлено станом стабілізації коефіцієнту інтенсивності напружень перед фронтом втомної тріщини.

Отриманий в процесі втомного дослідження всіх зразків набір значень K_I та відповідні йому величини швидкості поширення втомної тріщини $v(N)$ будуються в логарифмічній системі координат $[\lg K_I, \lg v]$. На отриманій таким чином діаграмі втомного руйнування слід провести пряму, яка апроксимує прямолінійну ділянку та виділити на ній відрізок (рис.4.9).

Його початок визначається першою експериментальною точкою, яка знаходиться вище прямої, а закінчення – останньою, яка знаходиться нижче неї. Зменшивши довжину відрізка на 1/10 з обох кінців, отримуємо розрахунковий інтервал, в межах якого значення K_I та v використовуються для обчислення величини K^* та n за наступними формулами [72]

$$K^* = \bar{x} - \frac{\bar{y} + y^*}{n}, \quad (4.18)$$

$$n = \frac{\sum_{i=1}^{m_3} x_i y_i - m_3 \bar{x} \bar{y}}{\sum_{i=1}^{m_3} x_i^2 - m_3 \bar{x}^2}, \quad (4.19)$$

де

$$x_i = \lg K_{Ii};$$

$$y_i = \lg v_i(N_i);$$

$$\bar{x} = \frac{1}{m_3} \sum_{i=1}^{m_3} x_i;$$

$$\bar{y} = \frac{1}{m_3} \sum_{i=1}^{m_3} y_i,$$

$$i = 1, \dots, m_3$$

де m_3 – кількість експериментальних точок на кінетичній діаграмі втомного руйнування, які підлягають обробці.

Якщо швидкість тріщини задана у м/цикл то $y^* = 7$, якщо у мм/цикл – $y^* = 4$.

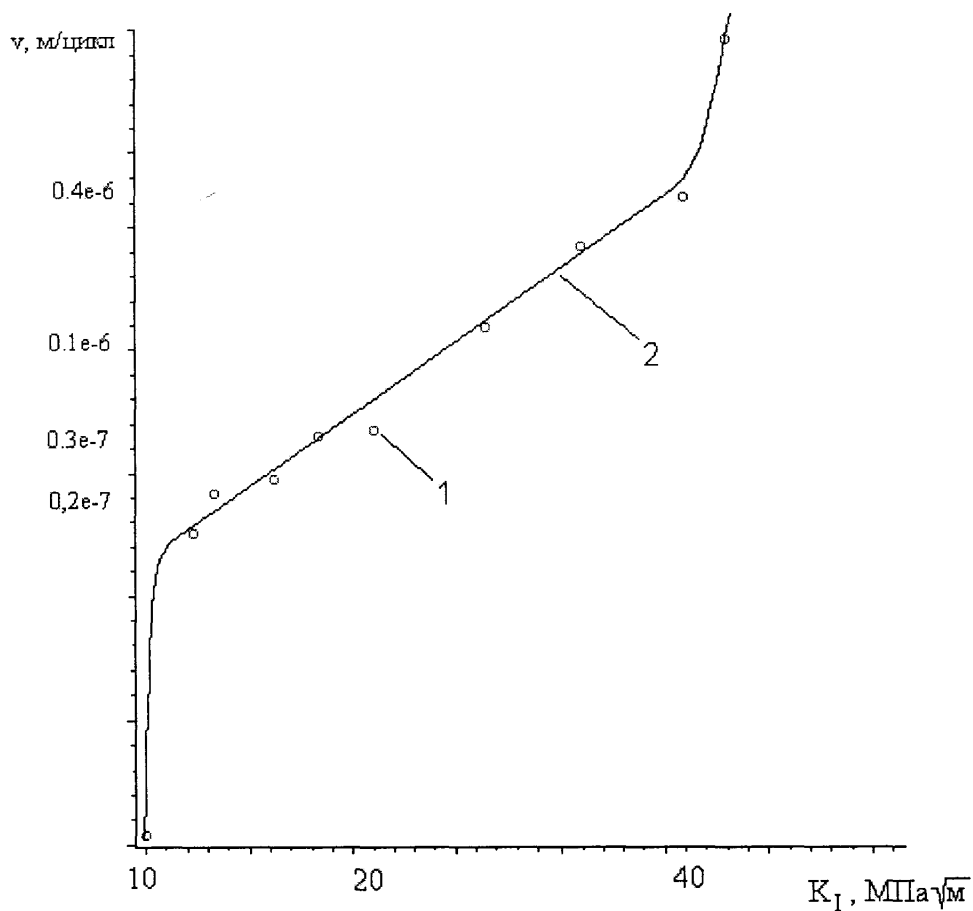


Рис.4.9 Кінетична діаграма втомного руйнування зразків зі сталі 36Г2С:

1 – експериментальні точки;

2 – апроксимуюча крива.

Визначені за формулами (4.18) та (4.19) характеристики тріщиностійкості сталі 36Г2С рівні: $K^* = 25,02 \text{ МПа}\sqrt{\text{м}}$; $n = 2,86$.

Вихідними даними для визначення функції К-тарування ($Y(\lambda)$) є результати вимірювання глибини півеліптичної тріщини через певний період навантаження аж до руйнування експериментального зразка (див. табл. 4.3) та характеристики тріщиностійкості матеріалу зразка. Набір величин з таблиці 4.3 апроксимується з метою отримання аналітичної залежності глибини тріщини від напруцювання.

Як правило, ця функція криволінійна та монотонно зростаюча, тому для апроксимації доцільно використовувати степеневу залежність (рис. 4.10)

$$h_T(N)_i = a_{Ti} N^{k_{Ti}}, \quad (4.20)$$

де a_T, k_T – сталі коефіцієнти, величина яких вибирається з умови мінімуму середньоквадратичного відхилення отриманої залежності від експериментальних точок.

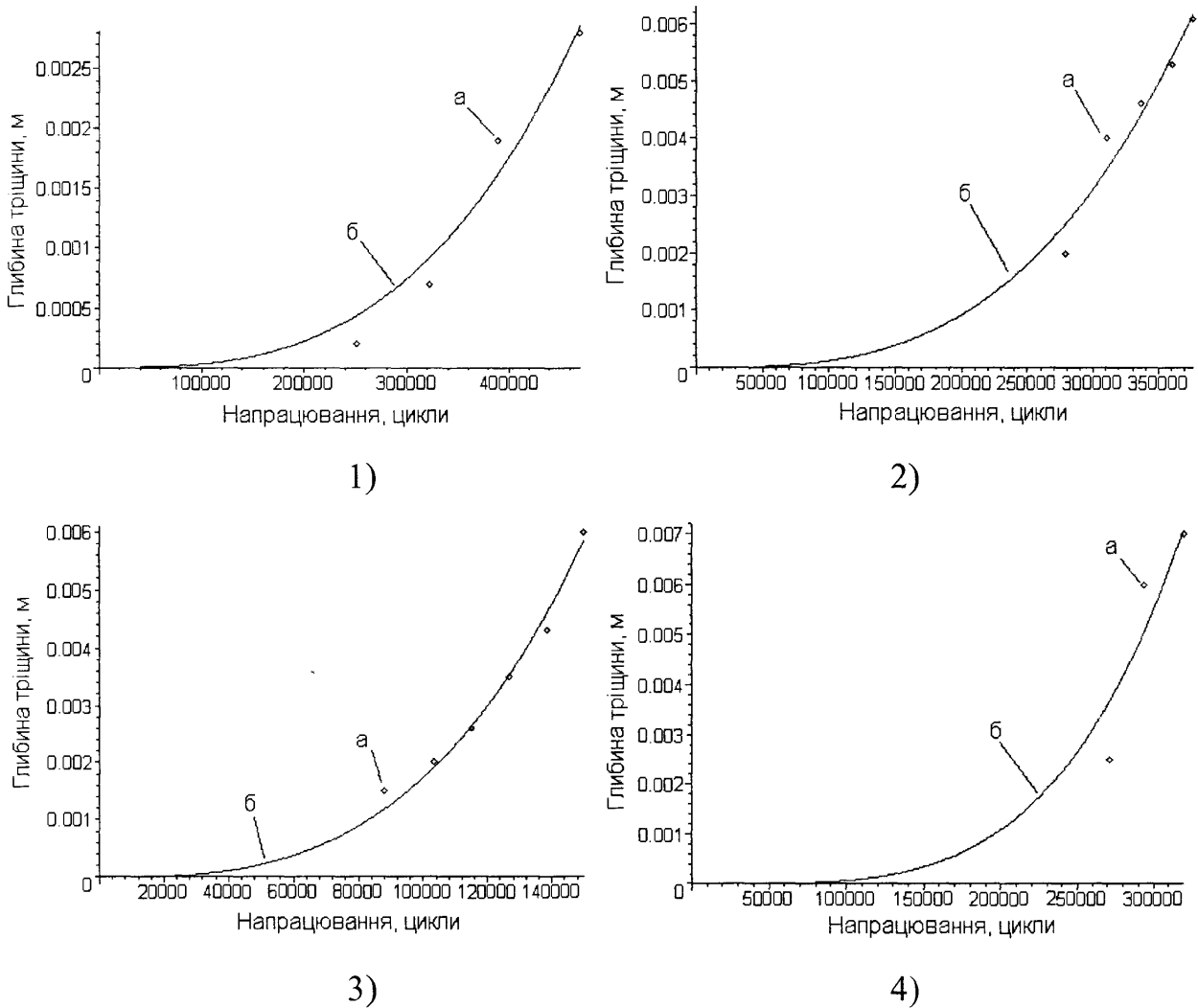


Рис. 4.10 Залежності глибини півеліптичної втомної тріщини в різьбовому з'єднанні СБТ-50 від кількості циклів напруження:

- 1 – зразок № 1;
- 2 – зразок № 3;
- 3 – зразок № 4;
- 4 – зразок № 8

- а – експериментальні точки;
- б – апроксимуючі криві;

Залежність швидкості росту півеліптичної втомної тріщини від кількості циклів навантаження визначається шляхом диференціювання рівності (4.20)

$$v_T(N)_i = \frac{d h_T(N)_i}{d N}. \quad (4.21)$$

Для досліджених натурних різьбових з'єднань СБТ-50 формула (4.21) запишеться у вигляді

$$\text{Зразок № 1 } v_T(N) = 0,82 \cdot 10^{-19} N^2;$$

$$\text{Зразок № 3 } v_T(N) = 0,35 \cdot 10^{-18} N^2;$$

$$\text{Зразок № 4 } v_T(N) = 0,52 \cdot 10^{-17} N^2;$$

$$\text{Зразок № 8 } v_T(N) = 0,27 \cdot 10^{-23} N^3.$$

Коефіцієнт інтенсивності напружень, який відповідає кожній лінії зупинки тріщини, визначали з рівняння, яке отримане в роботі [72]:

$$K_{Ii,j}^T = K^* \eta \sqrt{\frac{v_{Ti,j}}{10^{-7}}}; \quad (4.22)$$

З іншого боку класична форма запису рівності для визначення коефіцієнту інтенсивності напружень має вигляд [81]

$$K_{Ii,j}^T = \sigma_{Ii,j} \sqrt{\pi h_{Ti,j}} Y_{Ii,j},$$

де σ_I – нормальне напруження в циклі навантаження, МПа;

Y_I – величина К-тарування.

Відповідно, Y_I можна обчислити за рівнянням

$$Y_{Ii,j} = \frac{K_{Ii,j}^T}{\sigma_{Ii,j} \sqrt{\pi h_{Ti,j}}},$$

або, використавши формулу (4.22),

$$Y_{Ii,j} = \frac{K^*}{\sigma_{Ii,j} \sqrt{\pi h_{Ti,j}}} \eta \sqrt{\frac{v_{Ti,j}}{10^{-7}}}. \quad (4.23)$$

Отримані згідно з рівністю (4.23) дискретні значення К-тарувань (див. табл. 4.7) наносяться в єдиній системі координат і апроксимуються квадратичним поліномом (рис. 4.11):

$$Y_l(\lambda) = a_0 + a_1\lambda + a_2\lambda^2, \quad (4.24)$$

де λ – безрозмірний параметр, рівний відношенню глибини тріщини до товщини стінки небезпечного перерізу;

a_0, a_1, a_2 – коефіцієнти, що отримуються в процесі апроксимації.

Таблиця 4.7

Дискретні значення К-тарувань та параметра λ

№ експер. зразка	№ експер. точки	Величина дискретного значення К-тарування (Y_l)	Величина параметра λ
1	1	4.047637074	0,027
	2	2.519875878	0,082
	3	1.629458485	0,224
	4	1.364388121	0,329
3	1	2.035752433	0,235
	2	1.349045766	0,470
	3	1.249446497	0,541
	4	1.023342913	0,624
	5	0.8150005313	0,718
4	1	2.888676699	0,176
	2	2.753127301	0,235
	3	2.557096175	0,306
	4	2.221046970	0,412
	5	2.010338630	0,506
	6	1.632138217	0,706
8	1	2.592121639	0,294
	2	1.507573364	0,706
	3	1.231105562	0,824

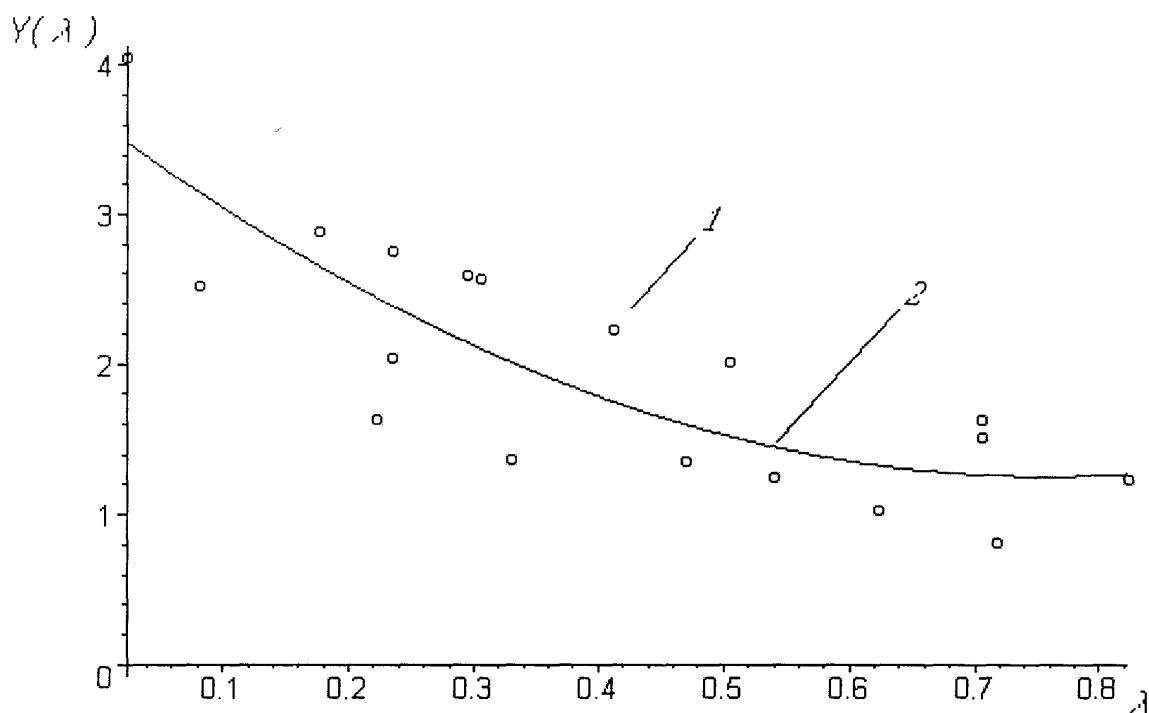


Рис.4.11 Функція К-тарування для поверхневої півеліптичної тріщини в різьбі бурильних труб СБТ-50:
 1 – експериментальні точки;
 2 – апроксимуюча крива.

В результаті використання (4.24) аналітичний вигляд функції К-тарування для визначення коефіцієнту інтенсивності напружень перед фронтом півеліптичної втомної тріщини в різьбовому з'єднанні СБТ-50 буде наступним [100]

$$Y_1(\lambda) = 3.63 - 6.29 \lambda + 4.15 \lambda^2. \quad (4.25)$$

Порівняємо функцію (4.25) з аналогічними, що використовуються для опису інтенсивності напружень перед фронтом поперечних півеліптичних тріщин у трубних конструкціях. Найбільш відомими на даний час є модель поверхневої півеліптичної тріщини в нескінченій полосі, застосована для пустотілого циліндра [56, 73], та модель півеліптичної тріщини в пустотілому циліндрі, адаптована Ньюманом до бурильних труб [137].

За результатами дослідження втомної міцності СБТ-50 побудовано функції К-тарування за формулою (4.25) та залежностями, зазначеними у роботах [56, 73, 137] (рисунок 4.12).

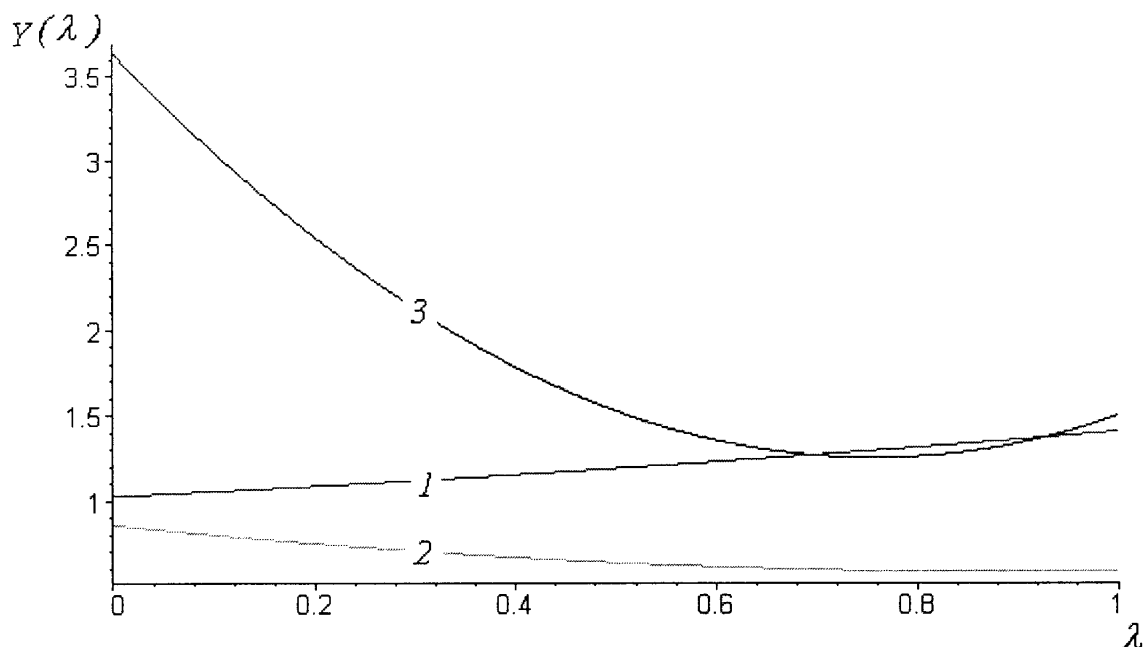


Рис.4.12 Функції К-тарування для різьби труб СБТ-50 визначені використовуючи:

- 1 – поверхневої півеліптичної тріщини в нескінченій полосі застосована для пустотілого циліндра;
- 2 – модель півеліптичної тріщини в пустотілому циліндрі, адаптована Ньюманом до бурильних труб;
- 3 – експериментально-аналітичний метод.

Як видно з рисунка 4.12, на початкових стадіях росту втомної тріщини (величина λ змінюється від 0 до 0,6) крива 3 перевищує криву 1 більше ніж у 3, а криву 2 у 5 разів.

Це означає, що при визначенні коефіцієнту інтенсивності напружень перед фронтом півеліптичної поверхневої втомної тріщини у різьбовому з'єднанні бурильної труби з використанням розрахункових схем, приведених в роботах [56, 73, 137], отримуються занижені значення. Дане твердження можна

пояснити відсутністю у раніше розроблених моделях впливу різьби на величину функції К-тарування.

Отже, використовуючи розроблений експериментально-аналітичний метод для прогнозування довговічності різьбових з'єднань бурильних труб в експлуатаційних умовах, можна враховувати початкові стадії поширення півеліптичних втомних тріщин при розрахунку коефіцієнту інтенсивності напружень. При цьому для визначення вигляду функції $Y_I(\lambda)$ необхідно провести лабораторні випробування вибірки натурних зразків досліджуваних з'єднань.

4.4. Висновки

1. На основі втомних випробувань СБТ-50 на установці УКІ-6І обґрунтовано доцільність та можливість описання кінетики пошкодження різьбових з'єднань бурильних труб за допомогою С-критерію витривалості.

2. Вдосконалено методику визначення нормальних напружень згину під час досліджень втомної міцності натурних зразків бурильних труб на установці УКІ-6І. При визначенні загального моменту інерції беруться до уваги не тільки зовнішній та внутрішній радіуси небезпечного перерізу, але й ширина та глибина півеліптичної тріщини.

Це досягається шляхом введення в розрахункову модель окрім моментів інерції зовнішнього та внутрішнього круга також відповідних величин кругового та півеліптичного сегментів.

Встановлено, що збільшення напружень згину зумовлене пошкодженням небезпечного перерізу, в досліджуваних трубах СБТ-50 сягає 1,2 – 1,9 разів в порівнянні з початковою величиною.

3. Розраховано величину початкового ступеня пошкодження геологорозвідувальних бурильних труб СБТ-50, яка може використовуватися для прогнозування їх довговічності в експлуатаційних умовах.

4. Розроблено експериментально-аналітичний метод визначення функції K -тарування для розрахунку коефіцієнту інтенсивності напружень перед фронтом півеліптичних поверхневих втомних тріщин в різьбових з'єднаннях бурильних труб. Основою розробленої математичної моделі є співставлення результатів втомних випробувань як зразків матеріалу, так і натурних зразків досліджуваних елементів колони.

Використовуючи вказаний метод отримано функцію K -тарування, яка враховує вплив різьби на початкові стадії поширення втомної тріщини, що є перевагою над вже існуючими методиками.

5. Експериментальним шляхом визначено характеристики тріщиностійкості сталі 36Г2С, які можуть бути використані при прогнозуванні довговічності як геологорозвідувальних так і обважнених бурильних труб.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

В результаті теоретичних узагальнень і проведення лабораторних досліджень отримано нове вирішення науково-технічної задачі прогнозування довговічності бурильних колон у свердловинах складного профілю та за умов жолобо – та каверноутворення.

1. Вдосконалено методи оцінки напружено-деформованого стану бурильної колони опираючись на теоретичні дослідження її взаємодії зі стінками як криволінійної, так і прилеглих до неї прямолінійних ділянок похило-скерованої або горизонтальної свердловини.

Використовуючи розроблені розрахункові моделі, побудовано залежності напружень згину у бурильних трубах ТБПК 114, ТБПК 127, ОБТ 146, ОБТ 178 та ОБТ 203 від довжини криволінійної ділянки при інтенсивності збільшення та зменшення зенітного кута відповідно 1, 2 та $3^0/10$ м. Встановлено, що:

– зменшення довжини криволінійної ділянки свердловини при сталій інтенсивності викривлення призводить до зменшення виникаючих при цьому напружень згину. Так, в тілі ОБТ 203 напруження згину при інтенсивності викривлення свердловини 1, 2 та $3^0/10$ і довжині її криволінійного стовбура 50 м відповідно рівні 38, 80 та 120 МПа. При зменшенні довжини криволінійного стовбура до 25 м – 25, 58 та 85 МПа. Якщо довжина ділянки зміни зенітного кута менша 10 м, амплітуда напружень згину понизиться до 11, 21 та 32 МПа відповідно.

– ділянки збільшення зенітного кута менш небезпечні з точки зору навантаженості бурильної колони, ніж ділянки його зменшення з аналогічною інтенсивністю. Так, для ОБТ 146 при інтенсивності збільшення зенітного кута 1, 2 та $3^0/10$ і довжині криволінійного стовбура 20 м напруження згину рівні 19, 34 та 53 МПа. При зменшенні зенітного кута – 29, 58 та 87 МПа.

– максимальний рівень напружень згину у тілі бурильних труб досягається за умови співпадання осей бурильної колони та криволінійної ділянки свердловини.

2. Кількісно досліджено вплив виробок необсадженого стовбура як прямолінійних, так і криволінійних ділянок свердловини на деформацію бурильної колони без припущення співпадання їх осей. Виявлено значний вплив жолобів та каверн на навантаженість елементів бурильної колони, особливо у нахилених, горизонтальних та криволінійних ділянках свердловини. Так, напруження згину у ТБПК 114 при роботі у горизонтальному стовбурі свердловини з виробкою 15 м можуть становити 63 МПа. У криволінійному стовбурі з інтенсивністю викривлення $1^0/10$ м виробка аналогічної довжини зумовить напруження згину 78 МПа.

3. На основі результатів дослідження росту втомних тріщин в різьбових з'єднаннях СБТ-50 проведено порівняння коефіцієнтів кореляції С та G критеріїв з напрацюванням. Отримано наступні значення $\sigma_{CN} = 0,971$, а $\sigma_{GN} = 0,964$. Це свідчить про доцільність застосування С-критерію витривалості для прогнозування довговічності елементів бурильної колони, враховуючи при розрахунку як напруження, що мають місце в небезпечному перерізі, так і ступінь його пошкодження.

4. На основі критеріїв механіки руйнування вдосконалено метод прогнозування довговічності різьбових з'єднань бурильної колони за умови поширення в поперечному перерізі півеліптичних поверхневих втомних тріщин. Встановлено, що на початкових стадіях поширення тріщини профіль різьби збільшує інтенсивність напружень перед її фронтом до 5-ти разів.

5. Результати досліджень, проведених в роботі, використано при розробленні стандарту організації України СОУ 11.2-00153117-033: 2004 “Компоновки низу бурильної колони для буріння похило-скерованих та горизонтальних свердловин. Вибір і забезпечення надійності” для ДАТ “Чорноморнафтогаз”.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Аметов И.М., Ширин-Заде С.А. Расчет профиля бурильной колонны // Нефтяное хозяйство. – 1978. – №7. – С. 15-16.
2. Андрийчук И.С., Пелех В.Г. Работоспособность бурильных труб в условиях Прикарпатья // Нефтяная и газовая промышленность. – 1982. – Июль-сентябрь. – С. 17 – 19.
3. Бабарыкин С.П., Сапченко Ю.Л., Сапченко Л.К., Жидкова В.И. Выделение желобов и определение объема скважины по профилеграммам // РНТС, ВНИИОЭНГ, сер. Бурение, №10. – 1970. – С.9 – 12.
4. Байбаков Н.К., Петрушин В.И. Интенсификация нефтедобычи. Цели и средства // Бурение и нефть. – 2003. – № 9. – С. 32 – 34.
5. Барышников А.И. Влияние циклического нагружения на долговечность резьбовых соединений бурильной колонны // Труды ВНИИБТ, вып. 57. – М. 1983. – С. 142 – 148.
6. Блум Р. Трещина у края прямоугольной пластинки при повороте ее концов // Прикладная механика. – 1969. – №3. – С. 243 – 246.
7. Борзов Н.Н., Калашников В.А., Поляков А.А., Пелех В.Г. Результаты сравнительной оценки эксплуатационных характеристик УБТС в зависимости от технологии их термообработки // РНТС, ВНИИОЭНГ, сер. Бурение, №12. – 1981. – С.4 – 5.
8. Браун У., Сроули Дж. Испытание высокопрочных металлических материалов на вязкость разрушения при плоской деформации. – М.: Мир, 1972. – 246 с.
9. Буйна Е.В., Махедов А.А., Розенблит И.И., Рагимов Р.И. Влияние усталостных трещин на прочность бурильных труб // Азербайджанское нефтяное хозяйство. – 1973. – № 6. – С. 9-10.

10. Буняк Б.Т., Розенфельд І.М., Бубликова Н.Г., Коцаба В.І., Чепіль І.І. Нові регламенти з експлуатації бурильних і насосно-компресорних труб // Нафтова і газова промисловість. – 2005. – № 1. – С. 29 – 30.

11. Бурение наклонных и горизонтальных скважин: Справочник / Калинин А.Г., Никитин Б.А., Солодкий К.М., Султанов Б.З. / Под. ред. А.Г. Калинина. – М.: Недра, 1997. – 648 с.: ил.

12. Выгодский М.Я. Справочник по высшей математике. – М.: 1969. – 872 с. с ил.

13. Глушич В.Г. Вигин бурильної колони та вибір траєкторії буріння горизонтального бічного стовбура свердловини // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2002. – № 3 (4). – С. 64-66.

14. Глухов С., Баянов В., Шестаков В. Бурение горизонтальных скважин со вскрытием продуктивной части пласта на депрессии // Бурение и нефть. – 2005. – № 4. – С. 43 – 47.

15. Гнип І.П., Бабюк І.С., Чернов Б.О. Оптимізація довговічності замкових різьбових з'єднань бурильної колони на основі критеріїв механіки руйнування // Фізико-хімічна механіка матеріалів. – 1990. – вып. 6. – С. 105-109.

16. Грамотный проект скважины – залог ее качества // Бурение и нефть. – 2003. – № 12. – С. 22 – 23.

17. Григулецкий В.Г. Оптимальное управление при бурении скважин. – М.: Недра, 1988, – 229 с.: ил.

18. Григулецкий В.Г. Расчет компоновок бурильной колонны для борьбы с искривлением скважин при роторном и турбинном бурении // РНТС, ВНИИОЭНГ, сер. Бурение, №11. – 1983. – С.10 – 13.

19. Григулецкий В.Г. Экспериментальное исследование статической устойчивости нижней части бурильной колонны на механических моделях // Азербайджанское нефтяное хозяйство. – 1987. – №10. – С. 24 – 26.

20. Григулецкий В.Г., Воропаев Ю.А. Исследование статической устойчивости колонны бурильных труб // Нефтяное хозяйство. – 1978. – №9. – С. 25-26.

21. Григулецкий В.Г., Воропаев Ю.А. Экспериментальное исследование упругой устойчивости вращающейся колонны бурильных труб // Нефтяное хозяйство. – 1977. – №4. – С. 23 – 24.

22. Григулецкий В.Г., Лук'янов В.Т. Проектирование нижней части бурильной колонны. – М.: Недра, 1990. – 302 с.: ил.

23. Гуменко И.Н., Панов Б.Д., Бабарыкин С.П., Сапченко Ю.Л., Поддубная В.И. Выбор мест установки пакера испытателя пластов по профилеграммам // РНТС, ВНИИОЭНГ, сер. Бурение, №11. – 1970. – С.22 – 25.

24. Дублевич Ю.В., Ивасив В.М., Тычинский Р.Д. Отработка бурильных труб на искривленных участках стволов скважин // Нефтяная и газовая промышленность. – 1983. – № 2. – С. 27 – 28.

25. Жвачкин С., Баканов Ю., Гераськин В. Бурение наклонно-горизонтальных скважин и вторых стволов // Бурение и нефть. – 2004. – № 10. – С. 29 – 31.

26. Жестовский А. Д. О нормальном перемещении колонны на искривленных участках ствола скважины при проведении буровых работ // Нефтяное хозяйство. – 1973. – № 3. – С. 14 – 17.

27. Жестовский А. Д. Определение аналитическим путем ориентации в пространстве желобных выработок в скважине // Нефтяное хозяйство. – 1972. – № 2. – С. 13 – 17.

28. Жестовский А. Д. Характер перемещений колонны на участках пространственного искривления стволов при бурении скважин // Нефтяное хозяйство. – 1975. – № 1. – С. 11 – 12.

29. Жильцов В. Строительство многоствольных скважин в ОАО «Сургутнефтегаз» // Бурение и нефть. – 2004. – № 10. – С. 9 – 11.

30. Ивасив В.М. Обеспечение надежности резьбовых соединений бурильных труб по условию прочности. Автореф. дис. канд. техн. наук. – Одесса, 1981. – 16 с.

31. Ивасив В.М., Лисканич М.В., Турчин В.А., Хома Д.И. Исследование кинетики усталостного повреждения крупных резьбовых соединений // Прикладная механика. – 1985. – т. 21. – №10. – С. 130-131.

32. Ивасив В.М., Мизин А.Н. Оценка долговечности бурильных труб с учетом нерегулярности их нагружения// Нефтяное хозяйство. – 1984. – №1. – С. 17-18.

33. Инструкция по расчету бурильных колонн: РД 39-014 70214-502-85. – Куйбышев, 1986 – 130 с.

34. Инструкция по расчету бурильных колонн для нефтяных и газовых скважин. – М.: ВНИИТнефть, 1979. – 14 с.

35. Івасів В.М. Методи та засоби управління бурильною колоною для забезпечення її надійності. Автореф. дис. докт. техн. наук. – Івано-Франківськ, 1999. – 31 с.

36. Івасів В.М., Артим В.І., Фернюк М.М., Федорович Я.Т. Дослідження кінетики втомного пошкодження матеріалу бурильних труб // Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу. – 2003. – № 1. – С. 39-43.

37. Івасів В.М., Козак Я.І., Рачкевич Р.В. Прогнозування залишкового ресурсу замкових різьбових з'єднань за допомогою С-критерію // Збірник наукових праць 6-ї Міжнародної науково-практичної конференції “Нафта і газ України – 2000”, (31 жовтня – 3 листопада), Івано-Франківськ. – ІФНТУНГ. – 2000. – С. 279 – 281.

38. Івасів В.М., Рачкевич Р.В. Аналіз напружено-деформованого стану бурильної колони в криволінійних ділянках свердловини // Збірник наукових праць 8-ї Міжнародної науково-практичної конференції “Нафта і газ України – 2004”, (29 вересня – 1 жовтня), Судак. – 2004. – С. 397 – 399.

39. Івасів В.М., Рачкевич Р.В., Козак О.М. Аналіз стійкості просторової форми рівноваги трубної колони // Збірник наукових праць 7-ї Міжнародної науково-практичної конференції “Нафта і газ України – 2002”, (31 жовтня – 1 листопада), Київ. – 2002. – С. 225 – 226.

40. Івасів В.М., Рачкевич Р.В., Козлов А.В. Прогнозування довговічності елементів бурильної колони на основі С-критерію // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. – 2005. – № 1 (14). – С. 86 – 89.

41. Івасів В.М., Рачкевич Р.В., Пушкар П.В. Критерій вибору математичної моделі для обчислення напружень в трубних колонах // Збірник наукових праць науково-практичної конференції “Стан і перспективи розробки родовищ нафти і газу України – 2003”, (18 – 21 листопада), Івано-Франківськ. – ІФНТУНГ. – 2003. – С. 256 – 258.

42. Івасів В.М., Рачкевич Р.В., Яворський М.М., Козлов А.В. Напружено-деформований стан бурильної колони у свердловинах ускладнених виробками // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2004. – №4 (13). – С. 113 – 116.

43. Ільницький М.К., Козлов А.В., Глушич В.Г., Вітрик В.Г., Петунін О.І., Мессер О.Г. Досвід буріння бокового горизонтального стовбура в експлуатаційній колоні на Штормовому ГКР // Нафтова і газова промисловість. – 1999. – № 3. – С. 26 – 28.

44. Карпаш О.М. Методи та засоби забезпечення роботоздатності трубних колон. Автореф. дис. докт. техн. наук. – Івано-Франківськ, 1996. – 47 с.

45. Карпенко Г.В., Пришляк А.М., Северинчик Н.А., Погорецький Р.Г. Определение усталостной прочности бурильных труб в буровом растворе // Нефтяное хозяйство. – 1972. – №4. – С. 33–35.

46. Кларк Джейсон, Рейнольдс Николас, Еллис Шин, Стюарт Джон. Достижения в проектировании бурильной колонны с учетом усталостного износа: теория коэффициента кривизны и иллюстративный пример // Нефтегазовые технологии. – 2004. – № 4. – С. 16 – 18.

47. Козаченко Н.И. Вопросы надежности бурильных колонн. Обзор. Техн. и технол. геол. работ; орг. производства. М., ВИЭМС, 1978, с. 37 с ил. Список лит.: 41 назв.

48. Компонувки низу бурильної колони для буріння похило-скерованих та горизонтальних свердловин. Вибір і забезпечення надійності: СОУ 11.2-00153117-033: 2004.

49. Копей Б.В. Исследование скоростей развития трещин коррозионной усталости в высокопрочных бурильных трубах // Коррозия и защита в нефтегазовой промышленности. – 1981. – №1. – С. 5–7.

50. Копей Б.В. Науково-технологічні методи комплексного підвищення ресурсу деталей свердловинного нафтового обладнання: Автореф. дис. докт. техн. наук. – Івано-Франківськ, 1996. – 46 с.

51. Копей Б.В. Розрахунок, монтаж і експлуатація бурового обладнання: Підручник для вищих навчальних закладів. – Івано-Франківськ, ІФДТУНГ: Факел, – 2001. – 446 с.: іл..

52. Копей Б.В., Гуменюк С.Б. Методика розрахунку бурильних труб ТБВК за швидкістю росту тріщини корозійної втоми в тілі труб. – ІФДТУНГ, Івано-Франківськ, 1996. – 15 с. – Укр. – Деп. в ДНТБ України 22.04.96, № 938 – Ук 96.

53. Коцкулич Я.С., Кочкодан Я.М. Буріння нафтових і газових свердловин: Підручник. – Коломия ВПТ “Вік”, – 1999 – 504 с.

54. Кривоносов Р.И. Пластовая наклонметрия скважин. – М.: Недра, 1988. – 164 с.

55. Крижанівський Є.І., Рибчич І.Й. Визначення циклічної довговічності з'єднань бурильних колон при заданій імовірності неруйнування // Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу. – 2002. – № 1. – С. 25 – 29.

56. Крижанівський Є.І., Шацький І.П., Петрина Д.Ю. Оцінка довговічності бурильних труб з позицій δ_k – моделі // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. – Івано-Франківськ, 1997. – Вип. 34. – С. 3 – 8.

57. Крыжанивский Е.И. Исследование и повышение сопротивления усталости бурильных колонн при вращательном бурении скважин. Автореф. дис. докт. техн. наук. – Москва, 1991. – 49 с.

58. Крыжанивский Е.И., Пришляк А.М. Влияние осевого натяга на работу замковых резьбовых соединений. // РНТС, ВНИИОЭНГ, сер. Машины и нефтяное оборудование, 1977. – №8.- С.24 – 25.

59. Крыжанивський Е.І., Івасив В.М., Рачкевич Р.В. Прогнозування остаточного ресурса елементів бурильної колонни // 12-th international scientific and technical conference “New Methods and Technologies in Petroleum Geology, Drilling and Reservoir Engineering”, (June 21 – 22), Cracow. – 2001. – P. 277 – 282.

60. Крыжанивский Е.И., Поддубный Э.Г., Иващенко В.Т., Янышевский М.Я., Рихлевич И.М. Анализ отказов бурильных колонн при эксплуатации. Деп. в УкрНИИНТИ, 05.02.87.

61. Крыжанивский Е.И., Рихлевич И.М., Янышевский М.Я., Питулей Я.Е., Кинаш З.С. Причины и закономерности разрушения резьбовых соединений труб колонкового бурения. Деп. в УкрНИИНТИ, 05.02.87.

62. Кульчицкий В., Гришин Д. Геонавигация скважин с отдаленным забоем в неустойчивых породах // Бурение и нефть. – 2005. – № 2. – С. 14 – 16.

63. Кульчицкий В., Леонтьев И., Гиря В., Батюков С., Григашкин Г. Геонавигация при восстановлении скважин боковыми горизонтальными стволами // Бурение и нефть. – 2004. – № 1. – С. 4 – 6.

64. Курнев Е.М., Ситников Ю.В. и др. Исследование циклической прочности бурильных труб диаметром 89 мм с приваренными замками // РНТС, ВНИИОЭНГ, сер. Машины и нефтяное оборудование, 1981. – №10. – С. 11–12.

65. Лачинян Л.А. Работа бурильной колонны. – М.: Недра, 1979. – 207 с.

66. Лебедев Н.Р., Сесюнин Н.А. О форме низа бурильной колонны в скважине // Изв. вузов “Нефть и газ”. – 1977. – №4. – С. 27–31.

67. Лисканич М.В., Гриджук Я.С., Борисевич Б.Д. Оцінка математичних моделей довговічності елементів бурильної колони // Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу. – 2002. – № 2(3). – С. 12 – 14.

68. Лубински А. Максимальные допустимые отклонения стволов скважин при роторном бурении. – М.: ГосИНТИ, 1979. – 68 с.

69. Ляпков А.А. Долговечность бурильных труб с усталостными трещинами // Разведка и охрана недр. – 1982. – № 5. – С. 34 – 36.

70. Малько Б.Д., Лігоцький М.В., Прозур О.В. Характеристика сил опору при переміщенні труб у свердловині // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2003. – №1(6). – С. 125 – 128.

71. Марущак П.О. Вплив частоти та форми циклу навантажування на високотемпературну циклічну тріщиностійкість біматеріалу: Автореф. Дис. канд. техн. наук. – Тернопіль, 2004. – 20 с.

72. Методические указания. Расчеты и испытания на прочность. Методы механических испытаний металлов. Определение характеристик трещиностойкости (вязкости разрушения) при циклическом нагружении: РД 50-345-82 – Минск: Издательство стандартов.

73. Механика разрушения и прочность материалов: Справ. пособие: В 4 т. / Под общей ред. Панасюка В.В. – Киев: Наук. думка, 1988 – ISBN 5-12-0003001-1.

74. Мигаль И.Г., Копей Б.В., Карпаш О.М., Кириндас А.В. Распространение коррозионно-усталостных трещин в бурильных трубах ТБВК //РНТС, ВНИИОЭНГ, сер. Машины и нефтяное оборудование, 1980. – №9.- С. 10 – 13.

75. Мигаль И.Г., Степченков В.И., Олейник А.А., Сенюк Б.Д., Локотош Б.И. Определение оптимальной периодичности неразрушающего контроля бурильных труб // Нефтяное хозяйство. – 1978. – №1. – С. 16–19.

76. Микитишин С.И., Левицкий М.О. Методика исследования распространения усталостных трещин в призматических образцах при постоянном коэффициенте интенсивности напряжений // Методы и средства оценки трещиностойкости конструкционных материалов. Сборник научных трудов. – К.: Наукова думка, 1981. – 162 с.

77. Мирзадженадзе А.Х., Гамзатов С.М., Ширин-Заде А.С. Применение современных математических методов исследования буровых процессов // РНТС, ВНИИОЭНГ, сер. Бурение. – 1984. – №1. – С.47 – 51.

78. Мойсишин В.М. Про спіральний повздожній згин рухомої бурильної колони в свердловині // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 1992. – № 29(4). – С. 48-53.

79. Новожилов Б.А., Воробьев Г.А., Пешалов Ю.А. Повышение износостойкости колонны бурильных и обсадных труб // РНТС, ВНИИОЭНГ, сер. Бурение. – 1980. – №5. – С.25 – 27.

80. Озеренко А.Ф. Влияние кривизны скважины и растягивающей нагрузки на бурильные трубы // РНТС, ВНИИОЭНГ, сер. Нефтяное хозяйство. – 1968. – №2. – С.17-19.

81. Партон В.З. Механика разрушения: От теории к практике. - М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1990. – 240 с.

82. Пейсиков Ю.В. Кавернообразование при бурении скважин // Геология нефти и газа. – 1992. - №6. – С. 6 – 11.

83. Петрина Д.Ю. Оцінка експлуатаційної надійності елементів бурильних колон за показниками тріщиностійкості // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. – Івано-Франківськ, 1997. – вип. 34. – С. 78 –82.

84. Пиндус Ю.І. Прогнозування швидкості росту втомних тріщин після одноразового перевантажування в алюмінієвих сплавах. Автореф. дис. канд. техн. наук. – Тернопіль, 2002. – 19 с.

85. Пискунов Н.С. Дифференциальное и интегральное исчисления для вузов, т. 1: Учебное пособие для вузов. – 13-е изд. – М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1985. – 432 с.

86. Погорецкий Р.Г., Пришляк А.М., Северинчик Н.А. Выносливость резьбовых соединений стальных бурильных труб разного диаметра // Нефтяное хозяйство. – 1975. – №3. – С. 20 – 23.

87. Погорецкий Р.Г., Северинчик Н.А., Пришляк А.М., Кадар И.И., Карпенко Г.В. Методика натуральных испытаний бурильных труб на коррозионную усталость // Физико-химическая механика материалов. – 1970. – № 4. – С. 84 – 86.

88. Посацький С.Л. Опір матеріалів: Львів, Видавництво Львівського університету, 1963. – 359 с.

89. Похмурский В.И., Крыжанивский Е.И., Ивасив В.М., и др. Методика расчета долговечности соединений бурильных труб на основании коррозионно-усталостных испытаний // Физико-химическая механика материалов. – 1984. – №2. – С. 102–103.

90. Почтенный Е.К. Кинетическая теория механической усталости и ее приложение. – Минск: Наука и техника, 1973. – 216 с.

91. Почтенный Е.К. Прогнозирование долговечности и диагностика усталости деталей. – Минск: Наука и техника, 1983. – 246 с.

92. Почтенный Е.К., Ракицкий А.А., Кулеш А.П. Исследование кинетики роста усталостных повреждений в листовых рессорах // Известия Академии Наук БССР. – 1978. – №1. – С. 10 – 14.

93. Почтенный Е.К., Рыжков Е.П. Исследование кинетики повреждения листовых образцов стали 45 // Заводская лаборатория. – 1973. – №1. – С. 93 – 97.

94. Прозоров Г.П., Острин Г.Я. и др. Исследование усталостной долговечности металла бурильных труб // Нефтяное хозяйство. – 1973. – № 2. – С. 17 – 19.

95. Пустовойтенко И.П. Предупреждение и ликвидация аварий в бурении. – 3-е изд., перераб. И доп. – М.: Недра, 1988. – 279 с.: ил.
96. Работа бурильной колонны в скважине / Б.З. Султанов, Е.И. Ишемгужин, Н.Х. Шаммасов, В.Н. Сорокин / Под ред. Б.З. Султанова. – М.: Недра, 1973. – 216 с.
97. Расчет бурильных труб в геологоразведочном бурении. М.: Недра, 1979, 160 с. с ил. Авт.: Е.Ф. Эпштейн, В.И. Мацейчик, И.И. Ивахнин, А.Ш. Асатурян.
98. Расчет компоновок бурильной колонны для борьбы с искривлением скважин при роторном и турбинном бурении. Обзорная информация, вып. 19 (37).: М, 1982. – 97 с.
99. Рачкевич Р.В. Прогнозування залишкового ресурсу різьбових з'єднань з врахуванням зміни КІН // Збірник праць 4-го міжнародного симпозіуму “Трибофатика – 2002” (ISTF 4 – 2002), (23 – 27 вересня), Тернопіль. – 2002. – С. 473 – 477.
100. Рачкевич Р.В., Артим В.І., Козлов А.В. Визначення функції К-тарування для різьбових з'єднаннях бурильних труб // Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу. – 2005. – № 1 (10). – С. 82 – 87.
101. Саркисов Г.М. Расчеты бурильных и обсадных колонн. – М.: Недра, 1971. – 205 с.
102. Сароян А.Е. Бурильные колонны в глубоком бурении. – М., Недра, 1979. – 231 с.
103. Сароян А.Е. Проектирование бурильных колонн., М.: Недра, 1971. – 184 с.
104. Северинчик Н.А., Копей Б.В. Долговечность и надежность геологоразведочных бурильных труб. – М.: Недра, 1979. – 176 с.

105. Северинчик Н.А., Копей Б.В. Коррозионно-усталостная прочность бурильных труб и способы ее повышения // РНТС, ВНИИОЭНГ, сер. Бурение. – 1977. – №3. – С.5 – 7.

106. Северинчик Н.А., Копей Б.В., Пелех В.Г., Пришляк А.М. Исследование коррозионно-усталостной прочности резьбовых соединений бурильных замков// РНТС, ВНИИОЭНГ, сер. Машины и нефтяное оборудование, 1975. – №12. – С. 11 –13.

107. Северинчик Н.А., Лудчак Е.В. Временная методика расчета ресурса бурильных труб в опасных интервалах скважин. – ИФИНГ, 1986. – 31 с.

108. Северинчик Н.А., Масник О.Т. Циклическая прочность ЗРС в аэрированных буровых растворах // РНТС, ВНИИОЭНГ, сер. Машины и нефтяное оборудование, 1981. – №5. – С. 9 – 12.

109. Северинчик Н.А., Сутовский П.М., Копей Б.В. и др. К вопросу о выносливости бурильных труб с приваренными трением соединительными концами // РНТС, ВНИИОЭНГ, сер. Машины и нефтяное оборудование, 1978. – №4. – С. 14 – 17.

110. Семенюк Д.М. Определение прижимающих сил, действующих на колонну бурильных труб, работающую на участках с различной кривизной и кручением,осложненных желобными выработками // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – 2002. – №2. – С. 21 – 23.

111. Синюк Б., Яремийчук Я., Блаженко О., Мамедбеков О., Бессель В., Пузырев А. Бурение горизонтальной скважины на яблунском месторождении // Бурение и нефть. – 2005. – № 1. – С. 28 – 30.

112. Сычев Ю.С. Влияние остаточных напряжений на усталостную прочность стальных бурильных труб // РНТС, ВНИИОЭНГ, сер. Машины и нефтяное оборудование, 1975. – №8. – С. 20 – 24.

113. Труфяков В.И., Кныш В.В., Михеев П.П., Кузьменко А.З. Зависимость скорости развития усталостных трещин от асимметрии цикла // Проблемы прочности. – 1987. – №3. – С. 5 – 7.

114. Файн Г.М., Бухарев Н.А. Выносливость соединений ЛБТ при повышенных температурах и расчет остаточной работоспособности труб с усталостными трещинами // РНТС, ВНИИОЭНГ, сер. Машины и нефтяное оборудование, 1983. – №2. – С. 8 – 9.

115. Файн Г.М., Бухарев Н.А. Расчет ресурса долговечности резьбовых соединений бурильных труб // РНТС, ВНИИОЭНГ, сер. Машины и нефтяное оборудование, 1983. – №3. – С. 4 – 5.

116. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов: Учебник для вузов – 9-е изд., перераб. – М.: Наука. Гл. ред. Физ.-мат. Лит. 1986. – 512 с.

117. Фролов Е.П., Кошелев Н.Н., Алишанян Р.Р. Механизм желобообразования и некоторые основные факторы, определяющие его развитие // РНТС, ВНИИОЭНГ, сер. Бурение, – 1970. – №7. – С.3 – 5.

118. Чернов Б.А., Щербюк Н.Д. и др. Влияние натяга на циклическую прочность ЗРС // РНТС, ВНИИОЭНГ, сер. Машины и нефтяное оборудование, 1980. – №10. – С. 25 – 27.

119. Чернов Б.А., Щербюк Н.Д. и др. Повышение циклической прочности соединений УБТ // РНТС, ВНИИОЭНГ, сер. Машины и нефтяное оборудование, 1980. – №9.- С. 23 – 25.

120. Чернов Б.О. Методы повышения работоспособности бурильных и обсадных колонн в нефтяных и газовых скважинах. Автореф. дис. докт. техн. наук. – Івано-Франківськ, 1999. – 32 с.

121. Чернов Б.О., Сімків М.Є., Мазур М.П., Думич О.М. Дослідження на тріщиностійкість сталей 40ХН2МА і марки Д, які використовуються для виготовлення елементів бурильної колони // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. – Івано-Франківськ, 2001. – вип. 38 (том 2). – С. 161 – 168.

122. Ширин-Заде С.А. Расчет бурильной колонны на устойчивость при недостаточных граничных условиях // Нефтяное хозяйство. – 1981. – №1. – С. 17 – 18.

123. Ширинов Б.А. Исследование напряженного состояния модернизированной конструкции шарошечных калибраторов // Азербайджанское нефтяное хозяйство. – 1987. – №12. – С. 54-57.

124. Шкіца Л.Є. Забезпечення надійності труб при бурінні та експлуатації свердловин. Автореф. дис. канд.техн.наук.- Івано- Франківськ, 1996.

125. Шрейбер Г.К., Сычев Ю.С., Северинчик Н.А. Определение долговечности стальных бурильных труб // РНТС, ВНИИОЭНГ, сер. Бурение. – 1972. – №2. – С.33 – 35.

126. Щербюк Н. Д., Газанчан Ю.И., Барышников А.И. Эксплуатация бурильных труб и разрушение резьбовых соединений. // РНТС, ВНИИОЭНГ, сер. Бурение, 1986. – №2. – С. 16 – 22.

127. Щербюк Н.Д., Газанчан Ю.И. и др. Повышение эксплуатационных характеристик и расчет ЗРС бурильных труб и забойных двигателей // РНТС, ВНИИОЭНГ, сер. Машины и нефтяное оборудование, 1980. – №3. – С. 17 – 21.

128. Щербюк Н.Д., Газанчан Ю.И. и др. Эксплуатационная надежность УБТ // РНТС, ВНИИОЭНГ, сер. Машины и нефтяное оборудование, 1982. – №11. – С. 5 – 7.

129. Щербюк Н.Д., Газанчан Ю.И., Барышников А.И. Долговечность замковых резьбовых соединений бурильной колонны при роторном бурении// Нефтяное хозяйство. – 1983. – №3. – С. 19-20.

130. Щербюк Н.Д., Газанчан Ю.И., Барышников А.И. Повышение эксплуатационной надежности бурильной колонны // Нефтяное хозяйство. – 1989. – №7. – С. 20-22.

131. Эйзенштадт Р., Фуллер В. Получение данных о распространении трещины при испытаниях на изгиб вращающихся надрезанных образцов посредством прерывистого нагружения // Теорет. основы инж. расчетов. – 1970. – №1. – С. 200 – 210.

132. Янтурин А.Ш., Кузнецов В.Ф., Султанов Б.З. Расчет на усталостную прочность пространственно-деформированной бурильной колонны: В сб. Нефтепромысловые трубы, вып. 9, Куйбышев, 1977. – С.22-30.

133. Янтурин А.Ш., Осин Г.С., Подалов Ю.А., Папировский В.Л. Некоторые вопросы аварийности бурильных труб //Э.И. Машины и нефтяное оборудование, – М., 1984, вып.10. - С. 12-15.

134. Янышивський М.Я. Прогнозирование усталостной долговечности бурильных колонн. Автореф. дис. канд. техн. наук. – Москва, 1989. – 24 с.

135. Ярема С.Я. О стабилизации напряжений около вершины растущей трещины (вопросы методики исследования замедленного разрушения) // Проблемы прочности. – 1975. – №8. – С. 15 – 18.

136. Altermann J. New way to predict drill pipe failures // World oil. – 1971. – № 5. – P. 65-67.

137. Dale B.A. Inspection interval guidelines to reduce drillstring failures // SPE drilling engineering. – 1989. – vol. 4 – № 3. – P. 215-222.

138. Edwards J., Hillock P., Poyson M., Nicholl G. Geosteering techniques avoid production completions // Oil and Gas journal. – 1999. – November 22. – P. 46 – 48.

139. Josten M.W., Shute J., Ferguson R.A. Study shows how to predict accumulated drill pipes fatigue // World oil. – 1985. – vol. 201. – № 5. – P. 65-70.

140. Kral E., Sendupta P.-K., Newlin L., Quan S.-S. Fracture mechanics concept offers models to help calculate fatigue life in drill pipe. – Oil and Gas journal. – 1984. – v. 82, № 32 – 33. – P. 51 – 115.

141. Kryzhanivskiy Ye. I., Ivasiv V. M., Malko B. D., Rachkevych R. V. Estimation of residual resource of tool screwed joints from viewpoint of destructive mechanics. The international meeting of the carpathian region specialists in the field of gears, (May 31 – June 1), Baia mare. – 2002. – P. 97 – 100.

142. Warren T. Implementation issues concern operators // Oil and Gas journal. – 1998. – December 28. – P. 80 – 83.

143. Wilson W.K. Stress intensity factors for deep cracks in bending and compact tension specimens. – Eng. Fract. Mech., 1970. – №2. – P. 169 – 171.

СТАНДАРТ ОРГАНІЗАЦІЇ УКРАЇНИ

КОМПОНОВКИ НИЗУ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ ДЛЯ БУРІННЯ ПОХИЛО-
СКЕРОВАНИХ ТА ГОРИЗОНТАЛЬНИХ СВЕРДЛОВИН.
ВИБІР ТА ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ НАДІЙНОСТІ

СОУ 11.2-00153117-033: 2004

Івано-Франківськ

2004



ПЕРЕДМОВА

1 РОЗРОБЛЕНО

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу.

РОЗРОБНИКИ: М. Лігоцький; Р. Рачкевич; І. Чудик; М. Яворський;

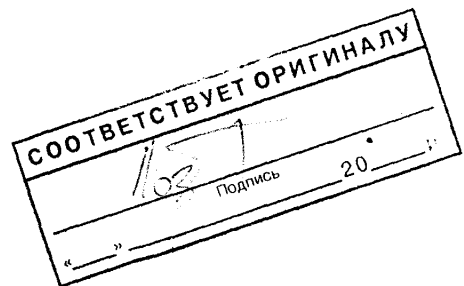
В. Івасів, д-р техн. наук (керівник розробки)

2 ЗАТВЕРДЖЕНО та **НАДАНО ЧИННОСТІ** наказом **ДАТ**

“Чорноморнафтогаз” від 09 марта 2006 № 99.

3 ВВЕДЕНО ВПЕРШЕ.

Цей стандарт не може бути повністю чи частково відтворений, тиражований і розповсюджений без дозволу ДАТ “Чорноморнафтогаз”



Додаток Б

Результати лабораторних досліджень на установці УДПТ-1

Таблиця Б.1

Результати дослідження втомної міцності сталі 36Г2С

Глибина тріщини, мм	Відпрацьована кількість циклів навантаження, цикли
1	2
Зразок № 1	
0	0
0.4	24178
0.8	41783
1.4	58417
1.5	67563
1.9	77337
2.5	90369
2.9	100601
3.0	109061
3.4	123751
3.9	143471
4.3	161362
5.0	200231
6.0	230011
Зразок № 2	
0	0
0.4	3576158
Зразок № 3	
0	0
0.1	8631.16
0.3	17776.76

Продовження додатку Б

Продовження таблиці Б.1

1	2
0.6	28694.32
1.0	40697.92
1.2	47099.84
1.7	59160.6
2.0	66762.88
2.2	78766.48
2.9	94085.36
3.5	110776.08
3.8	120550.44
4.3	134726.12
4.6	153531.76
5.1	175081.08
5.5	195773.00
Зразок № 4	
0	0
0.7	23492.76
1.5	31495.16
2.0	41040.88
2.5	47499.96
3.0	57674.44
3.5	66419.92
3.9	80024.00
4.3	89341.08
4.6	97114.84
5.0	111690.64
5.5	128438.52

Продовження додатку Б

Продовження таблиці Б.1

1	2
5.8	145472.2
Зразок № 5	
0	0
0.5	11546.32
1.0	21606.48
2.0	36410.92
2.3	44299.0
3.0	56245.44
3.4	64933.76
3.9	76480.08
4.3	86597.4
4.7	100144.32
5.0	112948.16
5.3	125752
Зразок № 7	
0	0
0.6	4515.64
1.5	10403.12
2.5	16633.56
3.3	22292.4
4.0	27151.00
4.2	30466.28
4.7	37725.60
5.0	43212.96
5.3	49329.08
Зразок № 8	

Продовження додатку Б

Продовження таблиці Б.1

1	2
0	0
0.8	3543.92
2.2	6401.92
2.7	9374.24
3.7	13718.4
4.3	17948.24
5.6	20977.72
6.0	22521.04
Зразок № 9	
0	0
0.5	1600.48
1.4	3258.12
2.1	4401.32
3.0	6401.92
4.0	8402.52
4.3	9374.24
4.9	11317.44
5.3	13375.44
5.6	14918.76
1	2
Зразок № 10	
0	0
0.2	1543.32
0.7	66477.08
1.5	116549.24
2.0	137927.08

Продовження додатку Б

Продовження таблиці Б.1

1	2
3.2	179825.36
4.3	222409.56
5.1	271567.16
5.3	292945.00