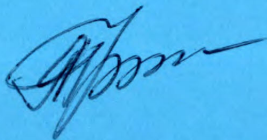


622.24.053 (043)

Г 83

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

**Гриджук Ярослав Степанович**



УДК 622.24.053:628.517.4

**РОЗВИТОК НАУКОВИХ ОСНОВ ІНЖИНІРИНГУ  
ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ ТРУБНИХ ТА ШТАНГОВИХ КОЛОН  
ПРИ БУРІННІ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЇ СВЕРДЛОВИН**

Спеціальність 05.05.12 – машини нафтової та газової промисловості

**АВТОРЕФЕРАТ**

дисертації на здобуття наукового ступеня  
доктора технічних наук

Івано-Франківськ – 2020

Дисертацією є рукопис.

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

**Науковий консультант:** доктор технічних наук, професор  
**Чудик Ігор Іванович**,  
Івано-Франківський національний технічний  
університет нафти і газу, проректор з наукової  
роботи.

**Офіційні опоненти:** доктор технічних наук, професор  
**Яким Роман Степанович**,  
Дрогобицький державний педагогічний  
університет імені Івана Франка, м. Дрогобич,  
професор кафедри технологічної та  
професійної освіти;

доктор технічних наук, професор  
**Судаков Андрій Костянтинович**,  
Національний технічний університет  
“Дніпровська політехніка”, м. Дніпро,  
професор кафедри нафтогазової інженерії та  
буріння;

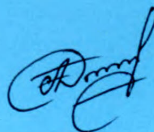
доктор технічних наук, доцент  
**Кунцяк Ярослав Васильович**,  
ПрАТ “Науково-дослідне і конструкторське  
бюро бурового інструменту”, м. Київ,  
генеральний директор

Захист відбудеться 22 вересня 2020 року о 10 год. на засіданні спеціалізованої вченої ради Д20.052.04 в Івано-Франківському національному технічному університеті нафти і газу за адресою: 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15.

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

Автореферат розісланий “18” серпня 2020 року.

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



А. П. Джус

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність теми.** Забезпечення зростаючої потреби видобутку й приросту запасів вуглеводнів вимагає постійного нарощування обсягів бурових робіт, освоєння нових нафтових і газових родовищ та інтенсифікацію їх розробки. Підвищення ефективності процесу буріння та експлуатації глибоких похило-скерованих і горизонтальних свердловин багато в чому визначається якістю результатів теоретичних та експериментальних досліджень динаміки трубних і штангових колон. За своєю конструкцією вони є складними, довгомірними, просторово орієнтованими, пружними механічними системами. Цим зумовлені труднощі із вибором енергоефективних режимів їх експлуатації в широкому діапазоні навантажень, амплітуд і частот вимушених коливань.

Буріння свердловин, видобування нафти і газу супроводжуються інтенсивними коливними процесами у бурильних колонах (БК), колонах насосно-компресорних труб (КНКТ) та насосних штанг (КНШ). Зміна форми та положення колон в процесі динамічного навантажування у свердловині визначається величиною накопиченої та розсіяної енергії. За різними даними механічна енергія, яка затрачається на поглиблення вибою становить близько 30-40% від підведеної до БК. Основною причиною цього є втрата потужності на подолання тертя БК до стінок свердловини. Недослідженими в цьому напрямі є особливості формування енергетичних затрат внаслідок нерівномірного та ексцентричного обертання ділянок БК у свердловині, особливо при бурінні глибоких скерованих свердловин. Під дією динамічного навантаження в процесі відбору чи закачування газу КНКТ у свердловинах підземних сховищ здійснює поперечно-згинальні коливання. З метою попередження руйнування елементів КНКТ є необхідним обґрунтування нових критеріїв втомної міцності, виходячи з енергетичних позицій про природу коливних процесів. При експлуатації штангових свердловинних насосних установок (ШСНУ) внаслідок дії змінного навантаження у КНШ виникають поздовжні коливання. Вони є перехідними динамічними процесами, швидкість зміни амплітуди яких суттєво впливає на явища накопичування і розсіювання енергії та працездатність КНШ в цілому. Тому, обґрунтованими є дослідження процесів згасання та дисипації енергії коливань КНШ, а також визначення умов недопущення резонансу.

Таким чином, спільною для технологій буріння та експлуатації нафтових і газових свердловин актуальною проблемою є обґрунтування енергоефективних режимів роботи трубних та штангових колон за умов їх динамічного навантажування. Її вирішення вимагає розвитку наукових основ інжинірингу динамічних процесів складних довгомірних механічних систем, що полягає в розробленні методів, заходів та засобів раціональної експлуатації трубних та штангових колон.

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

Дисертаційна робота виконана у відповідності до програм таких науково-дослідних робіт:

- "Розроблення методології енергоефективного буріння надглибоких нафтових та газових свердловин" №д/р 0117U007105;

- “Науково-організаційні засади нарощування видобутку вітчизняних нафти та газу, їх транспортування та диверсифікації постачання енергетичних ресурсів для підвищення енергетичної безпеки України” №д/р 0115U007099.

#### **Мета і завдання дослідження.**

Мета дисертаційної роботи полягає у забезпеченні ефективного використання енергії при бурінні та експлуатації свердловин шляхом дослідження та врахування особливостей динамічних процесів трубних та штангових колон.

Для досягнення поставленої мети в межах дисертаційних досліджень сформульовані та вирішені такі завдання:

1. Аналіз процесів динамічного навантажування трубних та штангових колон, що мають місце при бурінні та експлуатації свердловин.

2. Розвиток теоретико-методологічних засад визначення інертності та кінетичної енергії махових мас БК для роторного і сумішеного способів буріння та обґрунтування енергоефективних режимів її роботи.

3. Дослідження параметрів поздовжніх та крутильних коливань бурильного інструменту з долотами ріжучого типу.

4. Дослідження сил тертя деформованої ділянки БК за умов руху точки її локального торкання до стінки свердловини по гвинтовій траєкторії.

5. Розроблення математичних моделей для дослідження роботи, що виконується осьовим навантаженням та крутним моментом БК, а також технічних засобів для контролю навантаженості і технічного стану її елементів.

6. Розширення наукових засад оцінки довговічності КНКТ за енергетичними параметрами її коливань у свердловинах підземних сховищ газу.

7. Вдосконалення методів оцінювання навантаженості перерізів КНШ з урахуванням параметрів згасання й дисипації енергії поздовжніх коливань та обґрунтування умов недопущення її резонансу.

**Об’єктом дослідження** є процеси динамічного навантажування трубних і штангових колон при бурінні та експлуатації свердловин.

**Предметом досліджень** є вплив динамічного навантажування трубних і штангових колон на енергетичні показники їх експлуатації.

**Методи дослідження.** Для розв’язання поставлених завдань у роботі застосовано комплексний підхід, який включає аналіз та узагальнення науково-технічних досягнень і літературних джерел, поєднує теоретичні й експериментальні дослідження. Теоретичні дослідження здійснено шляхом математичного та числового моделювання. Математичне моделювання динамічних процесів проводилось з використанням основних положень та законів аналітичної механіки, теорії механізмів і машин, теорії коливань, механіки твердого тіла, теорії руйнування та теорії диференціальних рівнянь. Числові дослідження передбачали використання спеціалізованих програмних продуктів та автоматизованих систем із застосуванням методу скінченних елементів в матричній постановці та імітаційного моделювання. Експериментальні дослідження здійснювалися шляхом розбурювання блоків породи долотами ріжучого типу з одночасною реєстрацією параметрів коливань вимірювальною апаратурою та подальшою обробкою і аналізом даних з використанням статистичних методів.



**Наукова новизна** отриманих результатів полягає в отриманні якісно нових підходів щодо оцінки впливу динамічного навантаження і геометричних параметрів колон бурильних та насосно-компресорних труб, а також насосних штанг на енергетичні параметри й напружено-деформований стан їх елементів. Зокрема:

- вперше розроблено математичну модель для дослідження зміни інертності зігнутих ділянок БК заповнених буровим розчином в залежності від параметрів їх деформації;

- отримали подальший розвиток теоретико-методологічні засади визначення кінетичної енергії та моменту інерції махових мас БК, які вказують на доцільність застосування легкосплавних та склопластикових бурильних труб з метою забезпечення її енергоефективності;

- вперше отримано аналітичні залежності для визначення сил тертя деформованої ділянки БК до стінки свердловини при русі точки торкання по гвинтовій траєкторії, на яких ґрунтується визначення роботи, що виконується осьовим навантаженням і крутним моментом в процесі роторного та сумішеного способу буріння;

- вперше розроблено математичну модель для оцінки напружено-деформованого стану ділянки КНКТ, яка враховує кінематичні параметри її попереочно-згинальних коливань та геометричні параметри просторової деформації;

- запропоновано новий підхід до оцінки довговічності елементів КНКТ на основі кінетичного потенціалу, виходячи з енергетичних засад її поперечних коливань та пружного деформування;

- отримали подальший розвиток теоретико-методологічні засади оцінювання навантаженості перерізів КНШ, визначення коефіцієнтів згасання та дисипації її коливань з формуванням умов недопущення резонансу.

**Достовірність результатів** дисертації забезпечується теоретичним обґрунтуванням базових положень, їх відповідністю експериментальним даним і відомим підсумкам досліджень інших науковців, зв'язком із результатами, отриманими із застосуванням класичних методів і відповідності фізичній суті досліджуваних явищ.

**Практичне значення** отриманих результатів полягає в подальшому розвитку та розробленні математичних моделей і методів, що враховують особливості динамічного навантажування трубних та штангових колон і можуть бути використані для оцінки енергоефективності роботи та аналізу напружено-деформованого стану їх елементів; розробленні технічних засобів для оцінки навантаженості БК при роторному та сумішеному способах буріння та контролю технічного стану її елементів.

Практичне використання результатів дисертаційної роботи відображено у вигляді звітів про виконання науково-дослідних робіт: “Розроблення методології енергоефективного буріння надглибоких нафтових та газових свердловин” (номер державної реєстрації 0117U007105), “Науково-організаційні засади нарощування видобутку вітчизняних нафти та газу, їх транспортування та диверсифікації постачання енергетичних ресурсів для підвищення енергетичної безпеки України” (номер державної реєстрації 0115U007099); керівних документів: “Технологічний

регламент енергоефективного буріння надглибоких нафтогазових свердловин” (впроваджений в БУ “Укрбургаз”), “Методика розрахунку зведеного моменту інерції бурильної колони для роторного та суміщеного способів буріння свердловин” (впроваджена в ТОВ “Ендейвер”).

Результати дисертаційних досліджень також впроваджено у навчальний процес Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу для підготовки фахівців освітньо-кваліфікаційного рівня бакалавр за спеціальністю 185 “Нафтогазова інженерія та технології”.

#### **Положення, що виносяться на захист**

Методологія дослідження моменту інерції зігнутих ділянок, моменту інерції та кінетичної енергії махових мас БК і заходи щодо підвищення енергоефективності її роботи.

Теоретичне обґрунтування застосування енергетичного критерію для оцінки довговічності КНКТ на основі результатів дослідження параметрів коливань та напружено-деформованого стану її елементів.

Методологія аналітично-чисельного оцінювання навантаженості перерізів КНШ, параметрів згасання та дисипації енергії коливань і теоретичне обґрунтування умов недопущення її резонансу.

#### **Особистий внесок здобувача.**

Всі положення й висновки, математичні моделі та методи розрахунків, аналітичні залежності та результати розрахунків, що виносяться на захист, розроблені та належать автору особисто. Роботи [7, 8, 17, 18, 20, 27] опубліковані одноосібно. Із наукових праць, які опубліковані у співавторстві, на захист винесено тільки ті частини, які розроблені особисто дисертантом.

У [1, 23] розроблено математичні моделі для дослідження процесу інтенсивного тертя та контактної взаємодії із стінкою свердловини ділянки деформованої БК колони при її русі по криволінійній траскторії. Для оцінки зміни величини контактних навантажень з глибиною їх поширення в стінці свердловини у [12] автором досліджено дію на півпростір зосередженої сили, прикладеної перпендикулярно до площини, яка його обмежує. У [2, 3] автором запропоновано математичні моделі визначення напружень у перерізах КНКТ підземних сховищ газу на основі промислових досліджень поперечно-згинальних та в елементах БК на основі стандартних досліджень поздовжніх коливань. Встановлено найбільш вагомі параметри коливань, що впливають на напружено-деформований стан трубних колон. Отримано кінематичні передавальні функції для кількісної оцінки параметрів коливань перерізів трубних колон на певній глибині свердловини [11]. З метою безпечної експлуатації БК в умовах інтенсивних вібрацій у [4, 22] автором встановлено залежності для оцінки граничної віброшвидкості її елементів в умовно-вертикальних та похило-скерованих свердловинах. У [5, 6] проведено критичний огляд та аналіз опублікованих матеріалів, що стосуються відмов елементів БК. У [9, 10] розроблено модель дослідження теплового і напружено-деформованого стану та досліджено динаміку процесів заповнення газом та спорощення ємностей з використанням імітаційного моделювання. У [13, 24] розроблено спосіб визначення коефіцієнта згасання коливань КНШ на основі промислових динамог-

рам. Сформульовано рекомендації щодо зменшення динамічних навантажень на КНШ та встановлено умови недопущення резонансу [14]. У [15, 16, 25] розроблено математичну та імітаційну модель поздовжніх коливань триступеневої КНШ і встановлено залежність коефіцієнту дисипації енергії коливань від жорсткості її ступеней. У [19, 26] запропоновано математичну модель для оцінки рівня механічної енергії БК при роторному бурінні. У [21] автором встановлено аналітичні залежності для визначення моментів інерції криволінійних ділянок БК та подано рекомендації щодо їх застосування. У [28, 29] прийнято безпосередню участь у розробленні конструкції пристроїв та виготовленні їх деталей.

Методи, аналітичні та емпіричні залежності, розроблені числові моделі для проведення досліджень та отримані результати, що виносяться на захист, належать особисто автору. Усі винаходи є результатом колективної творчості.

**Апробація матеріалів дисертації.** Основні положення роботи доповідалися та обговорювалися на: Міжнародній науково-технічній конференції “Нафтогазова енергетика 2013” (м. Івано-Франківськ, 2013); II-й Всеукраїнській науково-практичній конференції “Інформаційні технології в освіті, техніці та промисловості” (м. Івано-Франківськ, 2015); V-й Міжнародній науково-практичній конференції (м. Смоленськ, 2015); Міжнародній науково-практичній конференції “Машини, обладнання для нарощування вітчизняного видобутку та диверсифікації постачання нафти і газу ПМ 2016” (м. Івано-Франківськ, 2016); Міжнародній науково-технічній конференції “Інформаційні технології в металургії та машинобудуванні ІТММ 2017” (м. Дніпро, 2017); VI-й Міжнародній науково-технічній конференції “Нафтогазова енергетика 2017” (м. Івано-Франківськ, 2017).

**Публікації.** За матеріалами дисертації опубліковано 29 праць, з яких 21 стаття у фахових українських та закордонних виданнях, а також у виданнях, які включені до міжнародних наукометричних баз; 1 патент на винахід, 1 патент на корисну модель; 6 тез наукових конференцій.

**Структура та обсяг роботи.** Дисертація складається із вступу, семи розділів, основних висновків, списку використаних джерел із 270 найменувань та 3 додатків. Основний зміст роботи викладений на 329 сторінках і містить 131 рисунок та 22 таблиці.

## ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

**У вступі** обґрунтовано актуальність теми дисертації, сформульовано мету і основні завдання дисертаційної роботи, висвітлено наукову новизну і практичне значення отриманих результатів, а також наведено відомості щодо структури роботи її обсягу та публікацій.

**У першому розділі** досліджено сучасний стан проблеми стосовно способів експлуатації, умов роботи та існуючих методів розрахунку трубних та штангових колон, до яких належать БК, КНКТ та КНШ. На основі аналізу вітчизняних промислових даних встановлено, що експлуатація понад 60% БК, КНКТ і КНШ здійснюється зі значними перевитратами енергії, наслідком чого є їх надмірне спрацювання та зниження довговічності. В сучасних тенденціях буріння та експлуата-

ції нафтогазових свердловин стоїть низка завдань з метою обґрунтування енергоощадних режимів роботи свердловинного нафтогазового обладнання та одночасного забезпечення міцності та довговічності його елементів.

В процесі роторного та суміщеного способів буріння БК є пружною ланкою передачі енергії від привода бурової установки до долота. Внаслідок дії статичних та динамічних навантажень, як механічного так і гідравлічного походження, колона втрачає свою прямолінійну форму. Це неминуче призводить до збільшення моментів інерції зігнутих ділянок і кінетичної енергії їх обертання. Також внаслідок ексцентричного розташування перерізів БК в стовбурі свердловини змінюється форма поперечного перерізу кільцевого простору, що впливає на ефективність і енергетичні затрати процесу промивання скерованої свердловини.

В багатьох випадках причиною збільшення дисипативних сил і відповідно енергетичних затрат на процес деформування та обертання ділянок БК є нестационарність і швидкість її коливних процесів. Так, виникнення крутильних коливань призводить до зміни кутової швидкості обертання, крутного моменту та генерування поздовжніх автоколивань. Робота бурильного інструменту в режимі автоколивань та резонансу зумовлює суттєве зменшення проходки на долото, що за результатами окремих досліджень досягає 35%. При проводці глибоких свердловин саме крутильні коливання негативно впливають на ефективність руйнування гірських порід. Тому дослідження впливу нерівномірності обертання БК на процес буріння мають значний теоретичний та практичний інтерес.

Практика експлуатації газових свердловин на природніх сховищах газу (ПСГ) підтверджує факти самовідгвинчування КНКТ та їх втомного руйнування. Відсоток свердловин, на яких зафіксовано порушення роботи КНКТ сягає 45%. Однією з основних причин цього вважають наявність інтенсивних поперечно-згинальних коливань окремих ділянок колони, що супроводжуються значними відхиленнями центрів поперечних перерізів колони від положення рівноваги. За характером такі коливання є нестационарним, випадковим, багатостадійним процесом, частота якого відповідає частоті пульсації газу при проходженні його по КНКТ і може бути встановлена тільки експериментальним шляхом. Тому промислово-теоретичну оцінку параметрів поперечно-згинальних коливань, дослідження напружено-деформованого стану КНКТ з урахуванням геометричних та кінематичних параметрів її просторової деформації, а також обґрунтування нових критеріїв втомної міцності її елементів необхідно здійснювати на основі експериментальних даних.

Аналіз промислових даних засвідчує, що число відмов КНШ у похило-скерованих свердловинах майже в 1,5 рази більше, ніж у вертикальних, що пояснюється характером навантажування КНШ. В процесі їх експлуатації до основної статичної складової навантаження від сил ваги штанг як з пластовою рідиною, так і без неї, накладається динамічна складова з великим розкидом значень амплітуд та частот. При цьому КНШ є пружною механічною системою, що перебуває під одночасною дією осьових сил, згинаючих і крутильних моментів.

При виборі компоновок КНШ та режимів відкачування пластової рідини особливості згасання та дисипації їх коливань у в'язкому середовищі враховують-

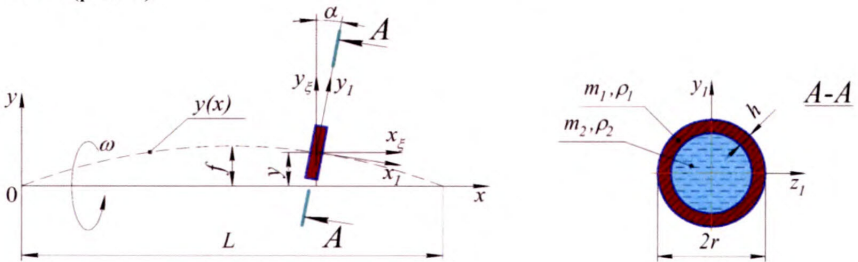


ся частково, що призводить до додаткових відмов. Особливо це стосується оцінки осьових навантажень, що діють в довільних перерізах КНШ і визначаються за спрощеними залежностями. Але як показує практика, значення цих навантажень в зоні резонансу можуть різко зростати і зумовлювати руйнування штанг. Розробка та практичне застосування способу оцінки навантаженості довільних перерізів штанг, який ґрунтується на використанні отриманих в ході промислових досліджень динамограм і визначення з його допомогою параметрів згасання дає змогу оцінити динамічність КНШ та встановити раціональні режими роботи ШСНУ.

Отже, за результатами аналізу динамічної навантаженості трубних і штангових колон з урахуванням природи дисипативних явищ, процесів перетворення та поширення енергії коливань сформульовано основні завдання досліджень дисипативної роботи.

**Другий розділ** присвячений розширенню наукових засад дослідження динамічних процесів БК при роторному та суміщеному способах буріння. Аналіз динамічної навантаженості та стійкості БК свідчить, що навіть у вертикальній свердловині за мінімальних кутових швидкостей обертання її ділянок колона втрачає свою прямолінійну форму. При цьому зігнуті ділянки притискаються до стінок свердловини з різною інтенсивністю. Їх тертя та зміна моменту опору на долоті є причиною нерівномірності кутової швидкості обертання колони та крутного моменту на роторі і, як наслідок, додаткових затрат механічної енергії.

Згин окремих ділянок БК, що обертаються у свердловині, призводить до збільшення їх осьових моментів інерції. Для їх визначення розроблено математичну модель обертання зігнутого неоднорідного трубчастого стрижня заповненого рідиною (рис. 1).



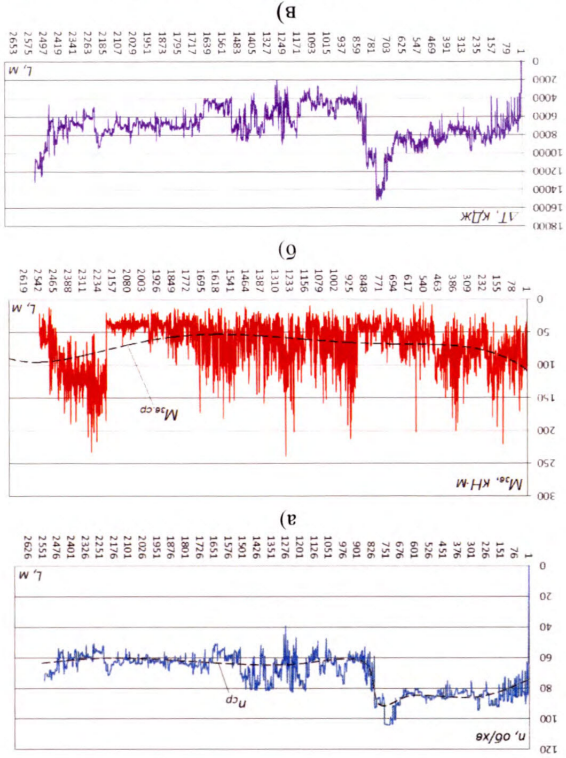
**Рисунок 1** – Розрахункова схема обертання зігнутого неоднорідного трубчастого стрижня заповненого рідиною

На основі розробленої моделі для визначення моменту інерції зігнутої ділянки БК встановлено наступну залежність:

$$J_x = J_{x1} \left( L - \left( f \frac{\pi}{L} \right)^2 \frac{L}{4} + \left( \frac{f}{i_{x1}} \right)^2 \frac{L}{2} \right), \quad (1)$$

де  $J_{x1} = 1/2 m_2 (r-h)^2 + m_1 r^2$  – момент інерції одиниці довжини стрижня;  $m_1 = 2\pi r h \rho_1$ ;  $m_2 = \pi (r-h)^2 \rho_2$ ;  $m = m_1 + m_2$ ;  $\rho_1$  і  $\rho_2$  – густина матеріалу стрижня та рідини відповідно,  $r$  – радіус поперечного перерізу стрижня,  $h$  – товщина стінки

а) – частота обертання  $n(L)$ ; б) – зведений момент сил  $M_{\text{зв}}(L)$ ; в) – приріст кінетичної енергії  $\Delta T(L)$ ;



Для передачі енергії від привода бурової установки до долота через велику кількість зігнутих ділянок БК моделюється довгомірною, пружною, гнучкою ланкою. На основі залежності (1) визначено моменти інерції ділянок БК, які можуть комплектуватися ставівними, гітаними, аномінієвими чи склястиковими буривними трубами. З метою подальшого динамічного аналізу здійснено експериментально-теоретичну оцінку параметрів нерівномірності обертання БК з допомогою  $n(L)$  (рис. 2, а) та моментограм  $M_{\text{зв}}(L)$  (рис. 2, б) іх гірлових частин, отриманих на свердловинах №18, №20, Ольгінського газоконденсатного родовища (ГР). З їх використанням встановлено залежність приросту кінетичної енергії БК від її довжини  $\Delta T(L)$  (рис. 2, в). Моменти інерції кожної зігнутої ділянки, визначені згідно (1), зведені до великої труби, в результаті чого отримано залежність зміни зведеного моменту інерції БК від її довжини  $\Delta I_{\text{зв}}(L)$  (рис. 3).

стрижня;  $L$  і  $f$  – довжина та стріла півхвилі протину відповідно;  $i_x^{\text{IV}} = \sqrt{I_x^{\text{IV}}/m}$  –

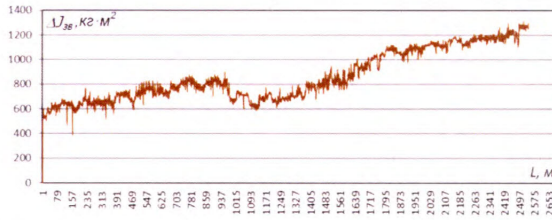


Рисунок 3 – Зміна зведеного моменту інерції БК  $\Delta J_{36}(L)$  (свердловина №18)

Завданням динамічного аналізу БК є визначення моменту інерції її махових мас та кінетичної енергії, що затрачається на їх обертання. Зазначені параметри визначені за методикою Ф. Віттенбауера, відповідно до якої побудовано серію діаграм енергоінерції  $\Delta T(\Delta J_{36})$ . Так, результати досліджень динаміки БК при бурінні свердловини №18 (рис. 4) показують, що для колони довжиною до 2000 м дотичні, проведені до діаграми  $\Delta T(\Delta J_{36})$  під кутами  $\psi_{max}$  і  $\psi_{min}$ , перетинаються в точках  $C_1$  і  $C_2$  ліворуч від осі  $\Delta T$ . При цьому для БК довжиною 500 м кінетична енергія обертання махових мас становить близько 46 % від її максимального приросту, а для колони довжиною 1500÷2000 м – 18 %.

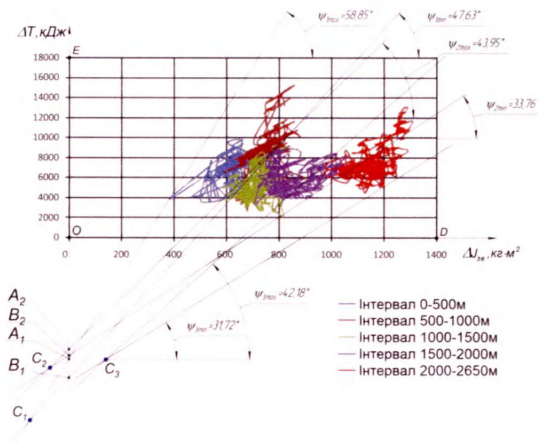


Рисунок 4 – Діаграма енергоінерції БК (свердловина №18)

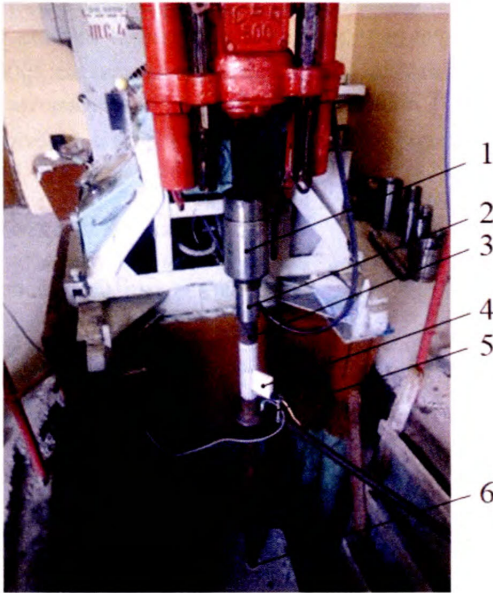
Для колони довжиною понад 2000 м дотичні перетинаються в точці  $C_3$  праворуч від осі  $\Delta T$ . Це вказує на надмірну інертність БК і відсутність необхідності у використанні махових мас. Не зважаючи на це, їх функцію після 2000 метрів проходки “виконують” нарощені бурильні труби, що призводить до перевитрат механічної енергії на обертання БК і спонукає до пошуку енергоощадних режимів роботи. Вирішення подібних задач інжинірингу полягає у раціональному використанні енергії БК.

Зниження затрат механічної енергії на обертання БК при надмірній інертності махових мас можливе за рахунок зменшення зведеного моменту інерції, або мінімізації прогинів її ділянок. За умов неможливості зменшення прогинів ділянок доцільним є облегшення їх маси шляхом використання легкосплавних чи склопластикових бурильних труб.



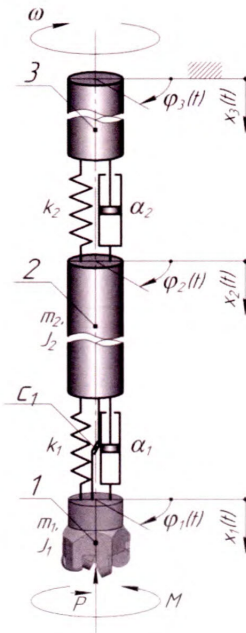
**Третій розділ** присвячений експериментально-теоретичним дослідженням параметрів поздовжніх та крутильних коливань бурильного інструменту, оснащеного долотами ріжучого типу. Актуальними такі дослідження є з огляду на широке промислове використання доліт, оснащених ріжучими елементами з полікристалічних алмазів (PDC) та алмазно-твердосплавними пластинами (АТП).

З метою встановлення взаємозв'язку між кінематичними та динамічними параметрами бурильного інструменту, що підлягає дослідженню в стендових умовах (рис. 5), останній представлено у вигляді пружно-демпфувальної двомасової механічної системи (рис. 6). Вона у процесі дослідження навантажується осьовою силою  $\vec{P}$  та реактивним моментом від вибою  $M$ , що містять складові різання та тертя.



1 – шпиндель обертача; 2 – перехідник;  
3 – труба; 4 – давач частоти обертання;  
5 – давач осьової вібрації; 6 – долото

**Рисунок 5** – Загальний вигляд стенду з бурильним інструментом



1 – долото; 2 – труба;  
3 – перехідник

**Рисунок 6** – Динамічна модель бурильного інструменту

Із застосуванням рівняння Лагранжа II роду розроблено математичну модель поздовжніх та крутильних коливань бурильного інструменту, що подана у вигляді такої системи:



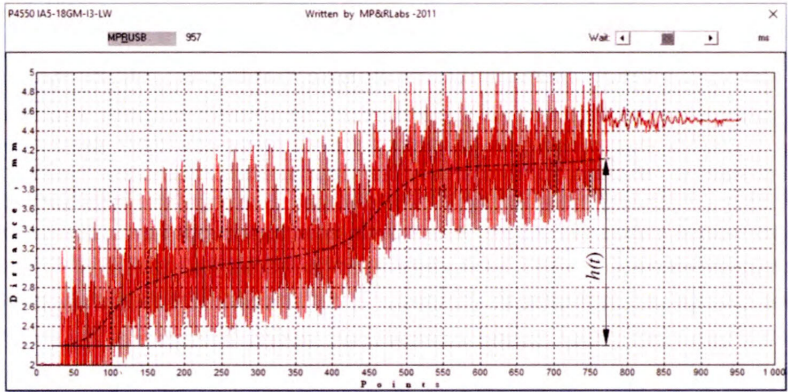
$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 - \alpha_1 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - k_1 (x_2 - x_1) &= -P_p - P_{mp} + \lambda; \\ m_2 \ddot{x}_2 + \alpha_2 \dot{x}_2 + \alpha_1 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + k_2 (x_2 - x_3) + k_1 (x_2 - x_1) &= -\lambda; \\ J_1 \ddot{\varphi}_1 &= -M_p - M_{mp} - d\lambda; \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 + c_1 (\varphi_2 - \varphi_3) &= d\lambda, \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

де  $m_1$  і  $m_2$  – маса долота і труби відповідно;  $J_1$  і  $J_2$  – момент інерції долота і труби відповідно;  $x_1, x_2, x_3; \varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$  – осьові та кутові координати долота, труби та перевідника відповідно;  $k_1$  і  $k_2$  – жорсткості різьбових з’єднань;  $\alpha_1$  і  $\alpha_2$  – коефіцієнти демпфування різьбових з’єднань;  $c_1, d$  – жорсткість та кінематичний параметр з’єднання труби і долота з допомогою конуса Морзе;  $P_p, P_{mp}$  – сила різання та тертя відповідно;  $M_p, M_{mp}$  – момент різання та момент тертя відповідно;  $\lambda$  – множник Лагранжа.

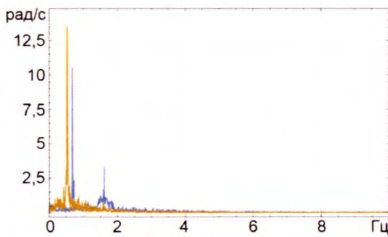
Для встановлення законів поступального та обертального рухів тіл системи (2) експериментально визначалася функції поглиблення вибою  $h(t)$  долотами за відповідного їм обертання  $\varphi(t)$ . Ці параметри реєструвалися давачами осьової вібрації та частоти обертання під час розбурювання фрагментів гірської породи (пісковика та граніту) долотами РП-42 та РШ-140.

В результаті проведення серії експериментів встановлено, що під час розбурювання пісковика та граніту формується вибій з характерними канавками, кількість яких відповідає числу ріжучих елементів долота. При цьому кількість складових гармонік коливного процесу є кратною числу різців (рис. 6). В процесі усталеного розбурювання граніту спостерігаються часові інтервали з поступовим (6-10 с) та різким (1-3 с) збільшенням величини поглиблення (рис. 7). Це пояснюється відповідним чергуванням сил різання та тертя при бурінні граніту з крупнозернистою структурою. Така ситуація можлива при збільшенні осьового навантаження та миттєвого зменшення зусилля різання, викликаного ослабленням породи та її опору внаслідок появи тріщин. Коливання сили різання за величиною та напрямком є випадковими і слугують причиною “довантажування” та “проковзування” долота. Також вони генерують нестационарні крутильні, і як наслідок поздовжні коливання бурильного інструменту в цілому. Проте усталений режим буріння долотом РП-42 чи РШ-140 при поступовому поглибленні можливий тоді, коли вектор сили різання напрямлений перпендикулярно до площин різців долота.

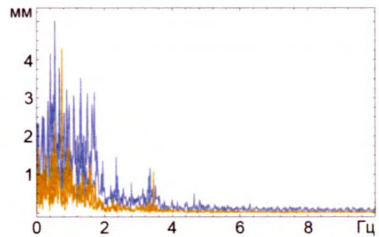
За результатами аналізу АЧХ (рис. 7), побудованих у програмному середовищі MathLab встановлено, що частота зміни кутової швидкості при “довантажуванні” долота становить 0,5-2 Гц, а за умов “проковзування” – 0,5-5 Гц. Осьові коливання при цьому характеризуються амплітудою 1-5 мм та частотою 0,2-4 Гц. За неусталеного режиму роботи вони частково гасяться самою компоновкою. Зареєстровані коливання мають ділянки із швидкою і повільною зміною амплітуди і частоти. Це залежить від величин силових факторів різання та тертя, а також осьового навантаження на долото і частоти його обертання. Характер і склад генерованих долотами коливань залежить від геометрії озброєння доліт та властивостей гірської породи.



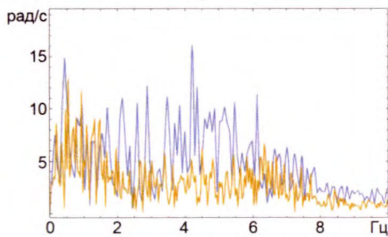
а)



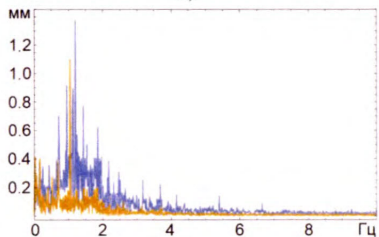
б)



в)



г)



д)

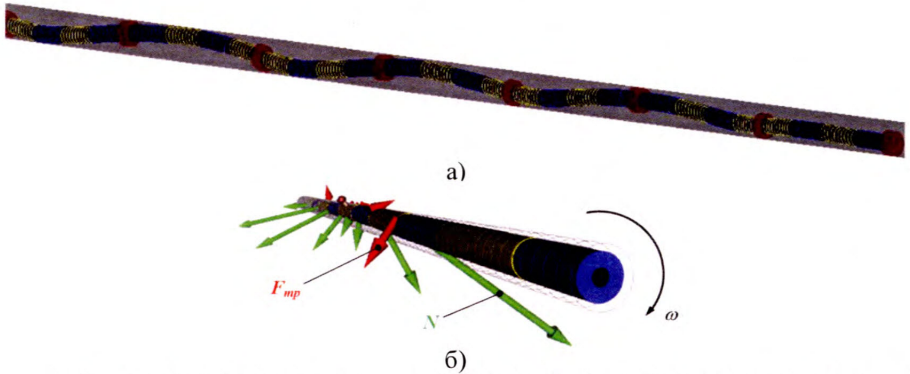
— — долото РП-42; — — долото РШ-140

а) – часова реалізація осьової вібрації з функцією поглиблення вибою  
 б), в) – АЧХ для випадку “довантажування” долота; г), д) – АЧХ для випадку  
 “проковзування” долота

**Рисунок 7** – Часова та частотні реалізації коливань бурильного інструменту

Таким чином, на амплітуду, частоту та склад коливного процесу бурильного інструменту обмеженої довжини основний вплив мають властивості породи та геометрія озброєння доліт. Зважаючи на це, оцінку швидкості поширення та інтенсивності коливань в залежності від довжини, інертності і жорсткості компоновки необхідно здійснювати за результатами дослідження динаміки БК, як багатомасової механічної системи.

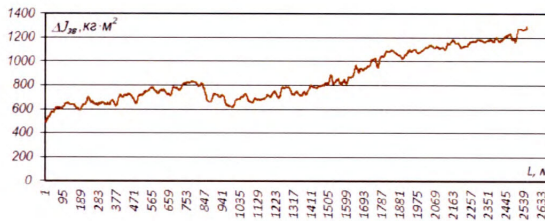
У четвертому розділі сформульовано основні наукові принципи числового моделювання динаміки континуально-дискретних, багатоланкових, довгомірних, трубних механічних систем. Сучасні теоретичні дослідження руху таких систем базуються на розробленні числових моделей. Їх точність і складність залежить від урахування сукупності факторів, що впливають на характер руху складових систем за експлуатаційних умов. З урахуванням параметрів компоновок БК для буріння свердловин №18, №20, №22 Ольгіївського ГКР у програмному комплексі Universal Mechanism побудовано відповідні числові моделі (рис. 8, а та 8, б).



а) – модель для дослідження статичного деформування БК; б) – модель для дослідження динамічного деформування БК

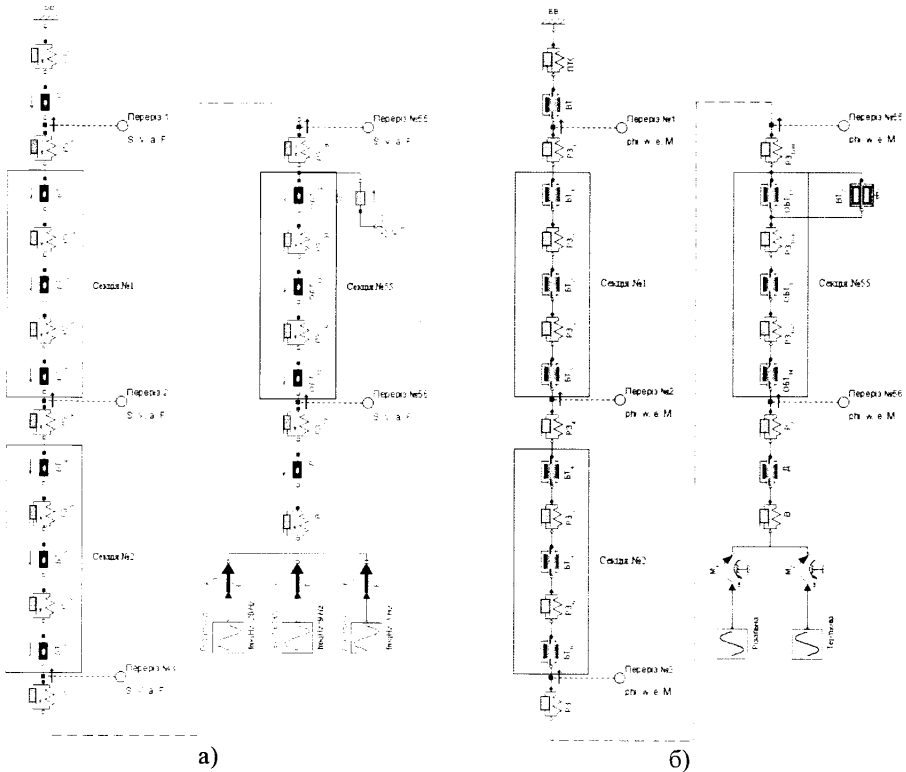
**Рисунок 8** – Числові моделі для дослідження деформування БК

При побудові числових моделей БК враховано особливості їх компоновок, режимні параметри буріння та траєкторії розглянутих свердловин. Після серії числових експериментів з імітаційними моделями БК отримано геометричні розміри, значення сил притискання  $N$ , тертя  $F_{np}$  її зігнутих ділянок до стінок свердловини (рис. 8, б). З використанням цих даних також встановлено закон зміни зведеного моменту інерції  $\Delta J_{36}(L)$  БК (рис. 9). Розбіжність отриманих аналітичним та числовим методами досліджень залежності  $\Delta J_{36}(L)$  становить менше 10%, що підтверджує адекватність встановленої залежності (1).



**Рисунок 9** – Зміна зведеного моменту інерції БК  $\Delta J_{36}(L)$ , отриманого числовим методом (свердловина №18)

З урахуванням встановлених параметрів просторової деформації БК у свердловині, кількості та місць розташування точок локального торкання її ділянок до стінок свердловини у програмному середовищі MapleSim розроблено числові моделі для дослідження параметрів поздовжніх та крутильних коливань (рис. 10). Після проведення серії числових експериментів з побудованими моделями БК отримано закони зміни кінематичних та силових параметрів поздовжніх і крутильних коливань її перерізів (рис. 11), чим створено варіативну числову базу даних для вирішення четвертого завдання досліджень.

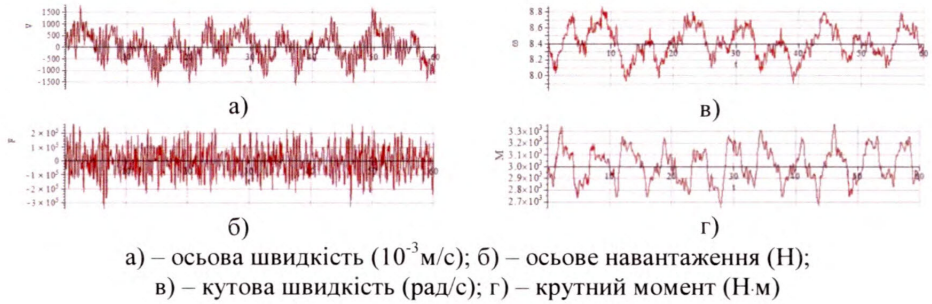


БВ – бурова вежа; ПТС – підвіска талевої системи; ТС – талева система; РЗ – різьбове з’єднання; БТ – бурильна труба; ОБТ – обважнена бурильна труба; ЕТ – елемент тертя; ВТ – вузол тертя; С – стінка свердловини; ОЦЕ – опорно-центруючий елемент; Д – долото; В – вибій;  $s$  – осьове переміщення;  $v$  – осьова швидкість;  $a$  – осьове пришвидшення;  $F$  – осьова сила;  $\phi$  – кут повороту;  $w$  – кутова швидкість;  $e$  – кутове пришвидшення;  $M$  – крутний момент  
 а) – модель поздовжніх коливань БК; б) – модель крутильних коливань БК

**Рисунок 10** – Числові моделі для дослідження кінематичних та силових параметрів поздовжніх і крутильних коливань БК



Встановлено, що внаслідок тертя бурильних труб до стінок свердловини колювання долота, що передаються по БК, поглинаються, в основному, її нижньою стиснутою частиною відносно невеликої довжини, а саме обважненими бурильними трубами (ОБТ). Це пояснюється тим, що на подолання сил тертя деформованої частини БК до стінок свердловини в її нижню частину постійно підводиться велика кількість енергії. При цьому колона є провідником механічної енергії.



**Рисунок 11** – Закони зміни кінематичних та силових параметрів поздовжніх і крутильних коливань перерізу БК

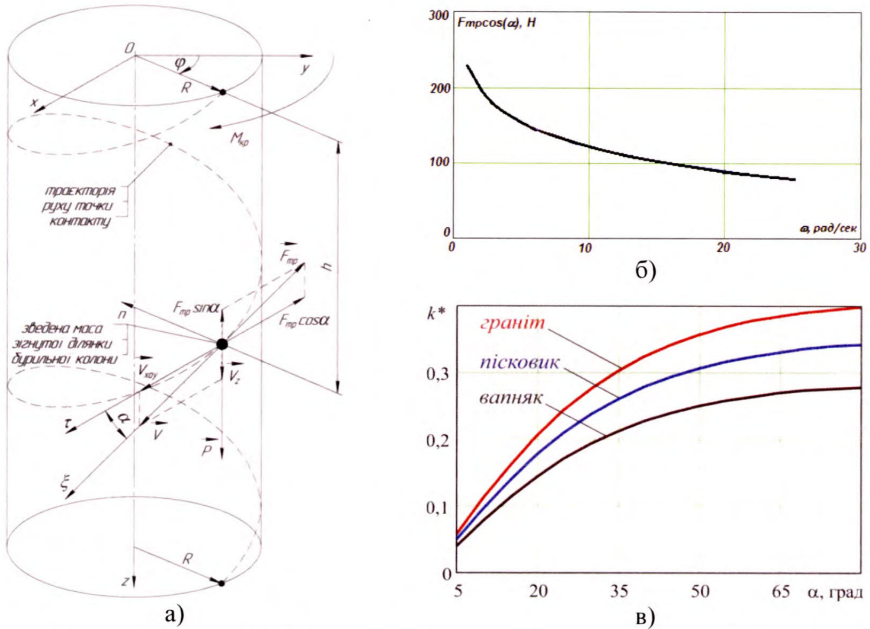
**П'ятий розділ** присвячений розробленню математичних моделей для визначення роботи силових факторів на подолання тертя, що діють на БК за усталеного режиму буріння, а також технічних засобів для оцінки навантаженості та контролю технічного стану її елементів за експлуатаційних умов.

Хвильові процеси, що відбуваються у БК, зумовлюють розсіювання частини механічної енергії, яка підводиться до породоруйнівного інструменту, знижуючи тим самим ефективність буріння. У зв'язку із цим виникають завдання пошуку способів ефективного підведення до долота механічної енергії та оцінки її рівня. Для попередньої оцінки рівня кінетичної енергії БК в процесі роторного буріння встановлено наступну залежність:

$$T = -k \cdot C_d^{1.5} 2t^{-0.5} - c \rho_{б,р} D^2 L C_d^{1.7} 1,43t^{-0.7} + P M_{н,д} \frac{\pi}{30} C_d \ln(t). \quad (3)$$

де  $k$  – коефіцієнт, який залежить від частоти обертання ротора;  $C_d$  – константа для долота;  $c$  – коефіцієнт, який залежить від кута викривлення осі свердловини;  $\rho_{б,р}$  – густина бурового розчину;  $D$  – зовнішній діаметр БК;  $L$  – загальна довжина БК;  $M_{н,д}$  – питомий момент на долоті;  $P$  – осьове навантаження на долото;  $t$  – час буріння.

З метою більш точного аналізу енергоефективності роботи БК при усталеному режимі роботи за роторного та сумішеного способах буріння розроблено математичну модель для дослідження зміни сил тертя при локальному торканні її зігнутої ділянки до стовбура свердловини та русі по гвинтовій траєкторії (рис. 12). Кінематику гвинтового руху точки торкання зігнутої ділянки описано параметрами переміщення та обертання БК.



а) – схема гвинтового руху точки локального торкання елементарної ділянки БК до стінки свердловини; б) – залежність проєкції сили тертя від кутової швидкості БК; в) – залежності зведеного ефективного коефіцієнту тертя від кута підйому гвинтової лінії

**Рисунок 12** – Дослідження тертя в точці локального торкання деформованої ділянки БК до стінки свердловини

Встановлено закони зміни осьової координати точки локального контакту зігнутої ділянки БК із стінкою свердловини:

- у випадку тертя, що описується законом Кулона:

$$z = \frac{P\omega R}{fN \cos \alpha} t + Pm \left( \frac{\omega R}{fN \cos \alpha} \right)^2 \left( e^{-\frac{fN \cos \alpha}{m\omega R} t} - 1 \right); \quad (4)$$

- у випадку в'язкого тертя:

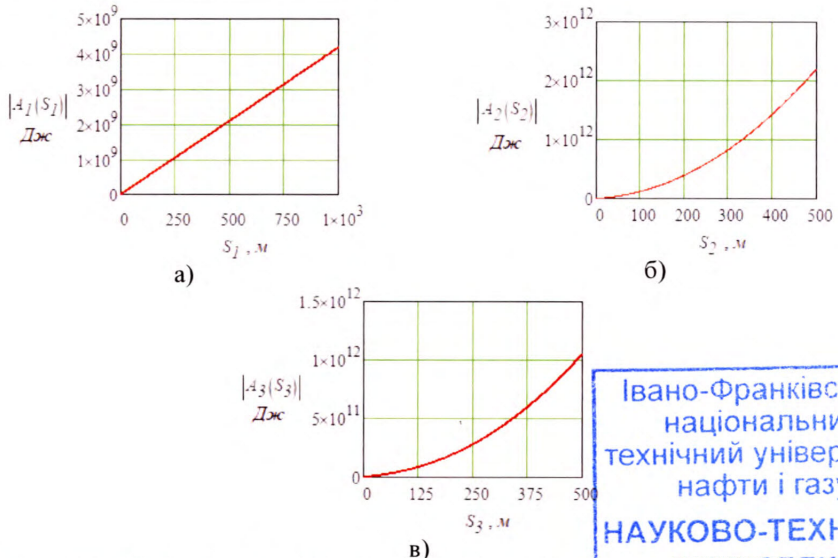
$$z = -\frac{m\omega R}{2\mu \cos \alpha} \ln \left( \frac{P\omega R - \mu \cos \alpha v_z^2}{m\omega R} \right), \quad (5)$$

де  $f$  – коефіцієнт тертя спокою металу труб до стінки свердловини;  $N$  – реакція стінки свердловини;  $\omega$  – кутова швидкість обертання ділянки БК;  $R$  – радіус свердловини;  $\alpha$  – кут підйому гвинтової лінії;  $m$  – зведена маса ділянки БК у точці локального торкання;  $v_z$  – осьова швидкість ділянки БК;  $\mu$  – коефіцієнт в'язкого опору.

Для врахування дії сил тертя на БК при гвинтовому русі її деформованих ділянок встановлено та досліджено залежність зведеного ефективного коефіцієнту тертя від кута підйому гвинтової лінії:

$$k^* = \frac{v \sin \alpha}{\sqrt{(v \sin \alpha)^2 + (\omega D/2)^2}} f. \quad (6)$$

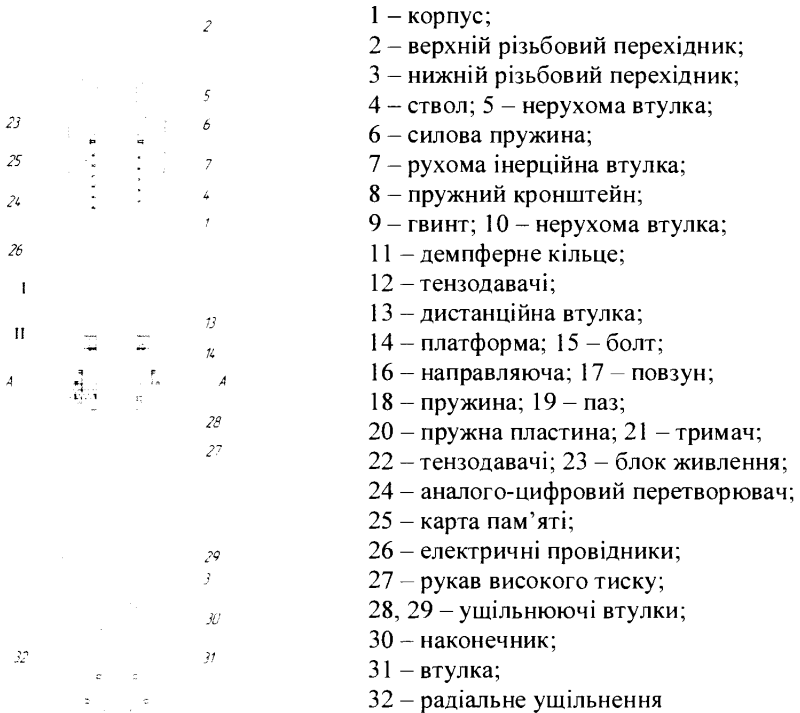
Критерієм оцінки затрат механічної енергії на проштовхування та обертання БК у свердловині прийнято механічну роботу. Її визначено шляхом інтегрування функцій осьового навантаження та крутного моменту, що діють на БК при бурінні свердловин. Отримані з використанням промислових даних буріння свердловин Ольгіївського ГКР аналітичні залежності графічно інтерпретовано на рисунку 13. За результатами досліджень встановлено, що при досягненні проектної глибини свердловини сумарна робота виконана осьовим навантаженням та крутним моментом на подолання тертя за час буріння бурильними колонами свердловин відповідно становлять: для похило-скерованої –  $A_p(S) = 1,16 \cdot 10^9$  Дж і  $A_M(S) = 1,5 \cdot 10^{12}$  Дж; для S-подібної –  $A_p(S) = 2,3 \cdot 10^9$  Дж і  $A_M(S) = 4,1 \cdot 10^{12}$  Дж. Результати дослідження сумарних робіт  $A_1$ ,  $A_2$ ,  $A_3$  відповідно на прямолінійних ділянках, а також набору та спаду кривизни вказують, що затрати механічної енергії БК на подолання сил тертя при бурінні S-подібної свердловини у майже у 2,7 рази більші, ніж при бурінні похило-скерованої.



а) – прямолінійна ділянка ; б) – ділянка набору кривизни; в) – ділянка спаду кривизни

Рисунок 13 – Графіки робіт осьового навантаження та крутного моменту БК на подолання сил тертя (свердловина №18)

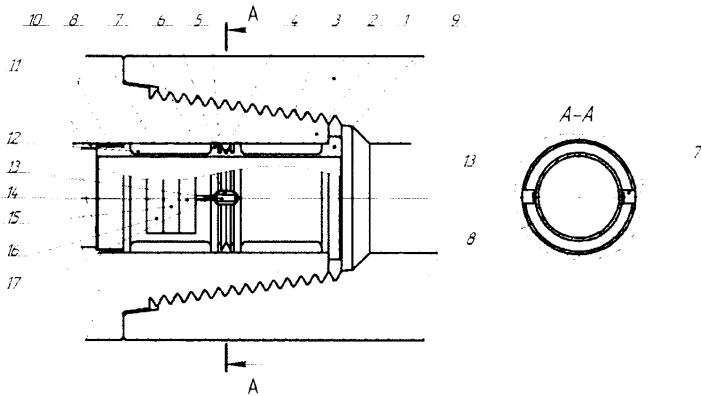
З метою дослідження експлуатаційних навантажень, яких зазнають бурильні труби у промислових умовах, розроблено конструкцію та виготовлено пристрій, на який отримано патент на корисну модель №88307 [29]. Пристрій (рис. 14) забезпечує фіксацію вимірювальних параметрів у цифровому вигляді на карту пам'яті. Для визначення двох взаємно-перпендикулярних компонент внутрішнього згинального моменту в поперечному перерізі труб використано систему з трьох тензодавачів, що розміщені під кутом  $120^\circ$  у площині, перпендикулярній до осі БК. Це дає можливість проводити розрахунки нормальних напружень від згину в просторовій постановці. Пристрій забезпечує отримання в цифровому вигляді часової розгортки осьових навантажень, яких зазнає бурильна колона. Для розрахунку величини згинального моменту в поперечному перерізі пристрою розроблено методику оброблення сигналу з аналого-цифрового перетворювача.



**Рисунок 14** – Конструкція пристрою для вимірювання зусиль в БК

При бурінні нафтових та газових свердловин важливими елементами, які значною мірою визначають працездатність БК, є замкові різьбові з'єднання (ЗРЗ). Оцінка рівня експлуатаційного навантаження ЗРЗ, значною мірою впливає на технічні показники буріння і економічну ефективність будівництва свердловин. Ви-

рішення цих питань можливе завдяки розробці та впровадженню сучасних засобів контролю технічного стану різьбових з'єднань БК. Тому для оцінки рівня експлуатаційного навантаження та пружного деформування різьбових з'єднань бурильної колони розроблено конструкцію індикатора контролю їх технічного стану, на який отримано патент на винахід № 111563 [28]. Різьбове з'єднання бурильних труб з індикатором контролю технічного стану (рис. 15) може бути застосоване в нафтогазовій галузі, зокрема в компоновці низу БК, що використовується при бурінні свердловин.



1 – ніпель; 2 – муфта; 3 – конічна різьба; 4 – товстостінне кільце з концентратором напружень; 5 – тонкостінні елементи; 6 – площадки контакту; 7 – пази; 8 – тонкостінна оболонка; 9 – виступ; 10 – різьба; 11 – монтажна втулка; 12 – порожнина; 13 – тензодавач; 14 – аналого-цифровий перетворювач; 15 – карта пам'яті; 16 – блок живлення; 17 – електричні провідники

**Рисунок 15** – Конструкція індикатора контролю технічного стану ЗРЗ

Позитивний ефект під час використання різьбового з'єднання бурильних труб з індикаторами контролю технічного стану запропонованої конструкції досягається через контроль в часі і просторі миттєвих значень деформацій та здійснення їх довготривалої реєстрації і збереження в автономному режимі. Одночасно новація дає можливість підвищити точність реєстрації процесу накопичення вторинних пошкоджень різьбових з'єднань в умовах буріння свердловин та прогнозування їх залишкового ресурсу.

**Шостий розділ** присвячений дослідженню динамічних процесів КНКТ за поперечно-згинальних коливань при відборі та закачуванні газу у свердловину. Саме ці коливання, як зазначалось вище, є причиною самовідгвинчування та втомного руйнування елементів КНКТ.

У зв'язку з цим на основі даних промислових досліджень динаміки КНКТ здійснено теоретичну оцінку параметрів їх поперечно-згинальних коливань. Вона базувалась на отриманні рівняння пружної осі КНКТ. З урахуванням геометрич-

них та кінематичних параметрів деформації КНКТ розроблено математичну модель для дослідження напружено-деформованого стану її ділянок.

Основою математичної моделі є рівняння пружної осі зігнутого стрижня із зосередженою в його центрі масою:

$$\begin{aligned} y(x,t) &= f \cdot \sin(\pi x(t)/l); \\ z(x,t) &= f \cdot \sin(\pi x(t)/l), \end{aligned} \quad (7)$$

де  $f = (D_o - D)/2$  – стріла прогину КНКТ у свердловині;  $D_o$  – діаметр обсадної колони;  $D$  – діаметр КНКТ;  $x(t)$  – поздовжня координата довільного перерізу КНКТ;  $l$  – довжина півхвилі прогину КНКТ.

Проекції швидкостей та пришвидшень поперечних коливань центрів перерізів КНКТ подано у вигляді першої та другої похідних по часу функцій (7):

$$\begin{cases} V_y = \frac{\partial y(x,t)}{\partial t} = f \frac{\pi}{l} \cdot \cos\left(\frac{\pi x(t)}{l}\right) \frac{\partial x(t)}{\partial t}; \\ V_z = \frac{\partial z(x,t)}{\partial t} = f \frac{\pi}{l} \cdot \cos\left(\frac{\pi x(t)}{l}\right) \frac{\partial x(t)}{\partial t}, \end{cases} \quad (8)$$

$$\begin{cases} a_y = \frac{\partial^2 y}{dt^2} = f \left(\frac{\pi}{l}\right) \left[ \cos\left(\frac{\pi x}{l}\right) \frac{dV_x}{dt} - \sin\left(\frac{\pi x}{l}\right) \left(\frac{\pi}{l}\right) \frac{\partial x}{dt} V_x \right]; \\ a_z = \frac{\partial^2 z}{dt^2} = f \left(\frac{\pi}{l}\right) \left[ \cos\left(\frac{\pi x}{l}\right) \frac{dV_x}{dt} - \sin\left(\frac{\pi x}{l}\right) \left(\frac{\pi}{l}\right) \frac{\partial x}{dt} V_x \right], \end{cases} \quad (9)$$

За наявності значень однієї із проекцій пришвидшень поперечних коливань ( $a_y$  чи  $a_z$ ) проекція пришвидшення в осьовому напрямі визначатиметься відповідною залежністю:

$$\begin{cases} a_x = \left[ \cos\left(\frac{\pi x}{l}\right) \right]^{-1} \cdot \left\{ \frac{a_y}{f} \left(\frac{l}{\pi}\right) + \operatorname{tg}\left(\frac{\pi x}{l}\right) \cdot \frac{V_y^2}{f^2} \cdot \left(\frac{l}{\pi}\right) \left[ \cos\left(\frac{\pi x}{l}\right) \right]^{-1} \right\}; \\ a_x = \left[ \cos\left(\frac{\pi x}{l}\right) \right]^{-1} \cdot \left\{ \frac{a_z}{f} \left(\frac{l}{\pi}\right) + \operatorname{tg}\left(\frac{\pi x}{l}\right) \cdot \frac{V_z^2}{f^2} \cdot \left(\frac{l}{\pi}\right) \left[ \cos\left(\frac{\pi x}{l}\right) \right]^{-1} \right\}. \end{cases} \quad (10)$$

З використанням методу кінестатики розроблено схему для визначення силових факторів у довільному перерізі зігнутої ділянки КНКТ (рис. 16).

При цьому колона моделюється сукупністю ділянок із зосередженими масами, на які діють:

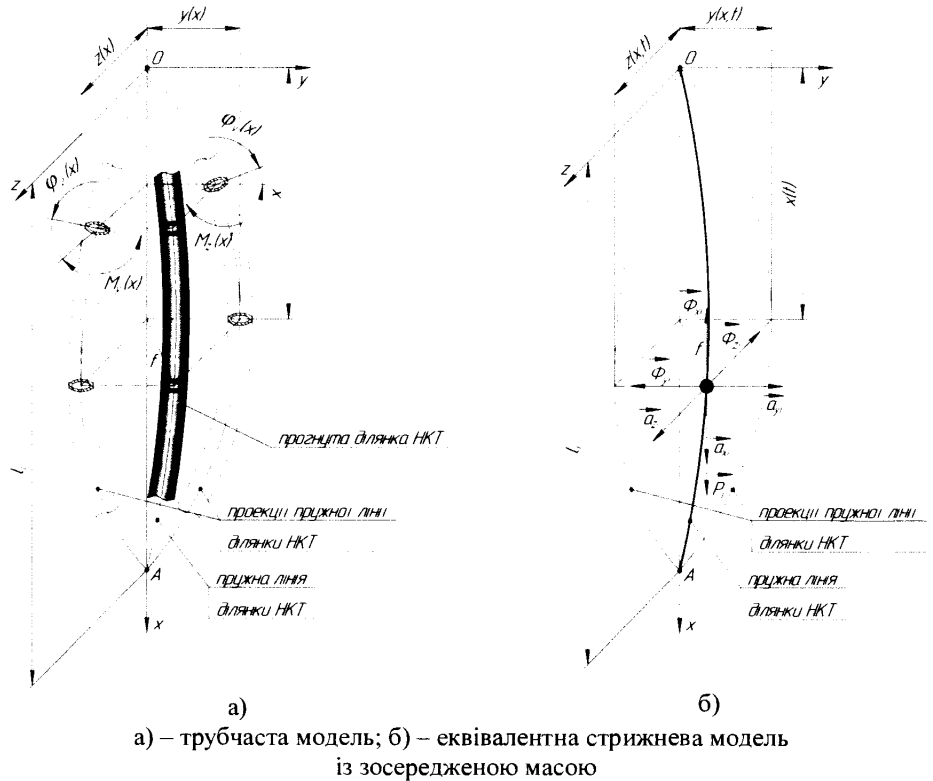
– осьова сила, зумовлена вагою колони нижче перерізу, що розглядається:

$$P_i(x) = q(L_K - x_i(t)), \quad (11)$$

– сила інерції від поздовжніх та поперечних відхилень, проекції якої визначаються як:

$$\Phi_{x_i} = m_i a_{x_i}; \quad \Phi_{y_i} = m_i a_{y_i}; \quad \Phi_{z_i} = m_i a_{z_i}, \quad (12)$$

де  $q$  – вага одиниці довжини КНКТ;  $m_i = M l_i / L_K$  – маса зігнутої ділянки КНКТ, зосереджена в центрі півхвилі;  $M$  – маса КНКТ;  $L_K$  – довжина КНКТ;  $l_i$  – довжина півхвилі прогину КНКТ.



**Рисунок 16** – Моделі зігнутої ділянки КНКТ

Результуюча осьова сила та згинальний момент в перерізі КНКТ:

$$N_i(x) = P_i(x) \pm \Phi_{xi} = q(L_K - x_i(t)) \pm m_i a_{xi}, \quad (13)$$

$$\begin{cases} M_{zi}(x) = (m_i g \pm m_i a_{xi}) y_i \pm m_i a_{yi} l_i / 2; \\ M_{yi}(x) = (m_i g \pm m_i a_{xi}) z_i \pm m_i a_{zi} l_i / 2, \end{cases} \quad (14)$$

$$M_{xi}(x) = \sqrt{(M_{yi}(x))^2 + (M_{zi}(x))^2}, \quad (15)$$

де  $y_i$ ,  $z_i$  – поточні координати центрів поперечних перерізів КНКТ.

Для оцінки напружено-деформованого стану в довільному перерізі КНКТ з урахуванням (13) – (15) встановлено наступну залежність:



$$\sigma_1(x) = \frac{4(q(L_k - x) \pm m' a_m)}{32 \sqrt{(M^y(x))^2 + (M^z(x))^2}} + \frac{\pi D_3^2 (1 - c^4)}{\pi D_3^2 (1 - c^4)} \quad (16)$$

де  $d$  – внутрішній діаметр НКТ;  $c = d/D$  – індекс НКТ.

Особливістю переходу динамічних процесів КНКТ в режимі інтенсивних попереочно-згинальних коливань є складні та високочастотні навантаження, що зумовлюють втомне руйнування металу труб, їх самовільне винищування та обрив. Цим обумовлена необхідність застосування нового критерію міцності для прогнозування довговічності елементів колони, який враховує енергетичні параметри динамічних процесів.

Втомне руйнування КНКТ під дією випадкового, високочастотного, нестаціонарного навантаження є багатостадійним процесом, енергія деформації на кожній із яких визначає довговічність елемента колони в заданих умовах. В загальному випадку вирішальну роль в механізмі поглинання енергії деформації відіграє утворення лінійних дефектів кристалічної структури і дислокацій. Їх наявність у кристалічній структурі металу проявляється через збільшення внутрішньої, прихованої енергії деформації системи. При формуванні критерію прийнято, що пик-лінійна міцність визначається накопиченою в зразку прихованою енергією деформації, яка на момент руйнування досягає критичної величини. Тому оцінювання прихованої енергії деформації довільного елемента КНКТ зведено до визначення його внутрішньої енергії з використанням рівняння енергетичного балансу:

$$T = \Pi + W + \Phi, \quad (17)$$

де  $T$  – кінетична енергія попереочно-згинальних коливань ділянки КНКТ;  $\Pi$  – потенціальна енергія згину ділянки КНКТ;  $W$  – внутрішня енергія, розсіяна в одиниці об'єму матеріалу за цикл, яка рівна площі петлі гістерезису;  $\Phi$  – дисипативна функція, тобто енергія, яка розсіюється внаслідок тертя КНКТ до стінок свердловини.

Нехтуючи незначним осовим вивоженням КНКТ у порівнянні із її поперечним згином, а також дисипативною складовою  $\Phi$  від сил тертя КНКТ до стінок свердловини, внутрішню енергію подано наступним чином:

$$W = T - \Pi = L. \quad (18)$$

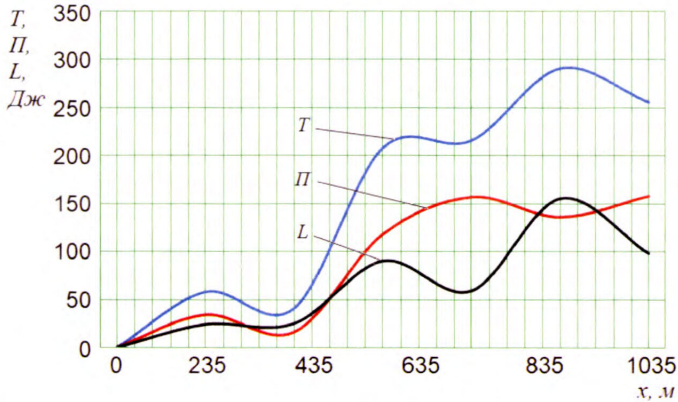
Оскільки процеси пружного деформування КНКТ супроводжуються явищем пружного гістерезису, в якості енергетичного критерію її втомної міцності запропоновано використовувати кінетичний потенціал, який виражено різницею кінетичної енергії її попереочно-згинальних коливань та потенціальної енергії згину:

$$L = \frac{1}{2} m \left( \dot{x}^2 + \dot{y}^2 + \dot{z}^2 \right) - \int_0^L M_z^2(x) \frac{EJ}{2} dx, \quad (19)$$

де  $E, J$  – модуль пружності та момент інерції перерізу КНКТ відповідно.

Результати теоретичних досліджень показують, що значним запасом кінетичної енергії володіє нижня частина КНКТ, ділянки якої коливаються з більшими

швидкостями (рис. 17). Зазначаючи найбільших прогинів у поперечних напрямках внаслідок таких вібрацій, нижня частина КНКТ набуває і більшої потенціальної енергії. Якщо для режиму відбору газу накопичення кінетичного потенціалу характерне тільки нижній частині колони, то в режимі заповнення збільшення кінетичного потенціалу спостерігається по всій довжині колони. Таким чином, характер зміни кінетичного потенціалу по довжині КНКТ в режимі відбору чи закачування газу, залежить як від інтенсивності коливань її ділянок, так і від геометрії її осі.



**Рисунок 17** – Графічні залежності зміни енергетичних параметрів КНКТ від її довжини під час заповнення газом через свердловину №241 Більче-Волицько-Угерського ПСГ

Виходячи з енергетичних засад та теорії втомного руйнування встановлено залежність для визначення числа циклів до руйнування елемента КНКТ, який перебуває під дією вібраційного навантаження:

$$N = \frac{\sigma_T e^{\alpha m}}{\sigma^m C E} \left[ \ln \left( \frac{k}{1-k} \right) \left( \ln \left( \frac{L}{k L_0} - 1 \right) \right)^{-1} + 1 \right]. \quad (20)$$

де  $\sigma$  – середнє напруження циклу;  $m$  – показник степеня рівняння кривої втоми;  $\sigma_T$  – границя плинності матеріалу;  $C$  – константа матеріалу;  $\alpha$  – коефіцієнт пропорційності;  $L_0$  – кінетичний потенціал елемента колони на початку деформування;  $0 < k < 1$ ;  $k$  – коефіцієнт відновлення.

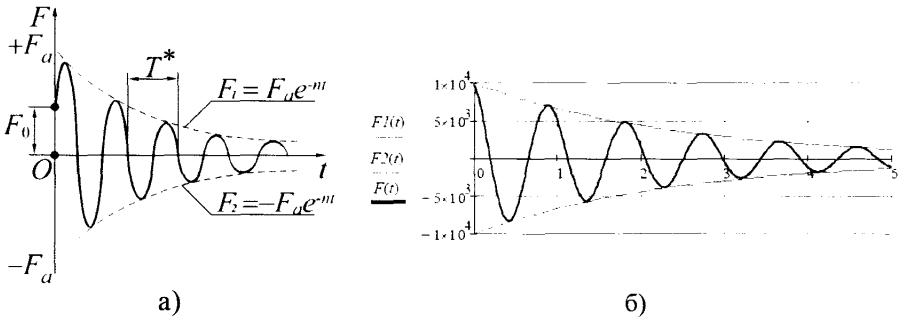
За результатами теоретичних досліджень встановлено, що кінетичний потенціал КНКТ в режимі відборі газу майже у 4 рази є більшим, ніж при закачуванні. Це співвідношення підтверджується статистикою руйнувань колон в процесі експлуатації на свердловинах Більче-Волицько-Угерського ПСГ. Для підтвердження можливості використання запропонованого критерію з метою оцінки довговічності елементів КНКТ необхідним є проведення промислової апробації.

У цьому розділі проведено дослідження динамічних процесів КНШ за її поздовжніх коливань. КНШ є пружною механічною системою, інтенсивність коливального процесу якої зростає зі збільшенням глибини спуску насоса і числа хитань балансира. При цьому сили опору не завжди пропорційні швидкості руху колони. Для переважної більшості коливальних систем подібного класу процес згасання коливань лінеаризують з метою використання апарату лінійних диференціальних рівнянь. На сьогодні при діагностуванні стану обладнання ШСНУ поширеним є динамометричний метод. З огляду на це, визначення коефіцієнта згасання коливань КНШ доцільно здійснювати на основі отриманих динамограм.

Спектр діючих на КНШ сил має складові механічного та гідродинамічного походження. Тому вона розглядається у вигляді підвішеного на пружині вантажу, сила натягу якої у рідині описується згасаючою гармонічною функцією. Така функція обмежується двома декрементними кривими (рис. 18, а), які аналітично описуються наступним чином:

$$F = \pm F_a e^{-nt}, \quad (21)$$

де  $F_a$  – амплітудне значення сили;  $n$  – коефіцієнт згасання;  $t$  – час.



**Рисунок 18** – Схематична (а) та модельна (б) частина динамограми для визначення коефіцієнта згасання коливань КНШ

Згасаючі коливання КНШ є умовно періодичними, амплітуда яких зменшується протягом періоду  $T^*$ :

$$T^* = 2\pi / \sqrt{p^2 - n^2}, \quad (22)$$

де  $p = 2\pi f$  – кругова, а  $f$  – звичайна частота власних коливань.

Таким чином, скориставшись результатами динамометрування ШСНУ коефіцієнт згасання запропоновано визначати за зміною амплітуди та періоду коливань навантаження у часі. Апроксимуючи ділянки гирлових динамограм КНШ отримано моделі осцилограм, для яких на основі (21) побудовано декрементні криві та визначено коефіцієнти згасання (рис. 18, б).

Для комплексної оцінки згасання коливань проведено дослідження з використанням не тільки гирлових, а й глибинних динамограм КНШ таких компоновок:

сталевої, двоступеневої з частотою власних коливань  $p=3,012$  рад/с та комбінованої з частотою  $p=3,264$  рад/с. Результати досліджень свідчать про те, що більші значення коефіцієнтів згасання коливань характерні перерізам КНШ поблизу гирла свердловини:  $0,71 \div 0,74$  – для сталевої колони і  $0,26 \div 0,43$  – для комбінованої; менші ж поблизу насоса:  $0,1 \div 0,11$  – для сталевої колони і  $0,05 \div 0,08$  – для комбінованої. Отримані результатами вказують на те, що коефіцієнти згасання і амплітуди динамічної складової навантаження колони, зменшуються при збільшенні швидкості її руху та сил гідродинамічного опору в робочому частотному діапазоні. Дія сил в'язкого опору з боку пластової рідини на КНШ проявляється у швидкому згасанні вільних коливань у верхніх її перерізах. Зменшення амплітуди зміни навантаження нижніх перерізів спостерігається в той момент, коли сили гідродинамічного опору є незначними. Якщо для сталевої колони співвідношення згасання при ході штанг вгору і вниз на різних глибинах становлять  $1,0 \div 1,1$ , то для комбінованої колони –  $1,5 \div 1,7$ . Саме тому зміна демпфувальних властивостей по довжині КНШ залежить від її компоновки, підбором параметрів якої унеможливується виникнення резонансу.

З метою відлаштування КНШ від резонансу, проведено дослідження зміни коефіцієнта динамічності  $k_d$  за різних співвідношень частот власних та вимушених коливань:

$$k_d = 1 / \sqrt{(1 - z^2)^2 + 4n^2 z^2 / p^2}, \quad (23)$$

де  $z = \xi / f = \theta / p$  – коефіцієнт розладу;  $\theta = 2\pi\xi$  – кругова, а  $\xi$  – звичайна частота вимушених коливань.

На основі існуючих рекомендацій, виражених нерівностями  $\theta \leq (0,5 \dots 0,7) p$  та  $\theta \geq (1,3 \dots 1,5) p$ , а також встановлених співвідношень між частотою вимушених коливань  $\xi$  та подвійних ходів балансира  $n_b$  для одноступеневої  $\xi_I / n_{bI} = 15,6$  та двоступеневої  $\xi_{II} / n_{bII} = 22,0$  КНШ, встановлено наступні умови недопущення резонансу:

для одноступеневої:

- дорезонансна:  $f_I \geq (22,2 \dots 31,3) n_{bI}$ ; (24)

- зарезонансна:  $f_I \geq (10,4 \dots 12,1) n_{bI}$ ; (25)

для двоступеневої:

- дорезонансна:  $f_{II} \geq (26,3 \dots 43,5) n_{bII}$ ; (26)

- зарезонансна:  $f_{II} \geq (14,7 \dots 16,9) n_{bII}$ . (27)

При складності дотримання умов (24) – (27) уникнення резонансу досягається додатковим демпфуванням КНШ. Воно реалізується шляхом використання в її конструкції ступеней склопластикових штанг. За таких умов коефіцієнт згасання  $n$  збільшується, а амплітуда в зоні резонансу, при незмінному коефіцієнті розладу  $z$ , зменшується. При прикладанні осьової сили амплітуда вимушених коливань внаслідок більшого коефіцієнту згасання в склопластикових штангах дося-

гає свого максимального значення через проміжок часу, протягом якого відбувається “розхитування” колони.

З віддаленням від гирла свердловини та поступовим збільшенням довжини КНШ глибинні навантаження відрізняються від гирлового. Отримання глибинних динамограм вимагає встановлення додаткових давачів, що зумовлює здорожчання свердловинного обладнання. Тому для оперативної та об’єктивної оцінки навантаженості довільних поперечних перерізів КНШ на основі гирлової динамограми здійснено ряд числових експериментів у середовищі MapleSim (рис. 19).

При цьому за відомих параметрів компоновок та режимних параметрів експлуатації ШСНУ для КНШ побудовано чотири моделі. Їх кількість обумовлена наявністю характерних ділянок на гирлових динамограмах, що вимагають числової апроксимації при заданні закону зміни зусиль в точці підвішування КНШ.

При дослідженні динамічних процесів багатоступеневої КНШ важливою є оцінка інтенсивності її коливань на перехідних режимах роботи ШСНУ, за яких ймовірним є виникнення резонансних явищ. В залежності від рівня дисипації коливань КНШ їх амплітуди на перехідних режимах і можуть бути більшими, ніж на режимах усталеної експлуатації.

Задачу про коливання КНШ на таких режимах розглянуто як для системи із скінченним числом ступеней вільності, що відповідає кількості ступеней колони (рис. 20). При цьому для досліджень прийнято наступні позначення параметрів КНШ:

- $m_1, m_2, m_3$  – маси першої, другої та третьої ступеней відповідно;
- $y_1, y_2, y_3$  – вібропереміщення мас системи відповідно ( $y_1=S_1, y_2=S_2, y_3=S_3$ );
- $k_1, k_2, k_3$  – жорсткості ступеней, що зведені до точки підвісу колони та точок з’єднань її ступеней відповідно;
- $\mu_1, \mu_2, \mu_3$  – коефіцієнти демпфування коливань ступеней відповідно;
- $F_1(t), F_2(t), F_3(t)$  – зовнішні навантаження, прикладені до ступеней.

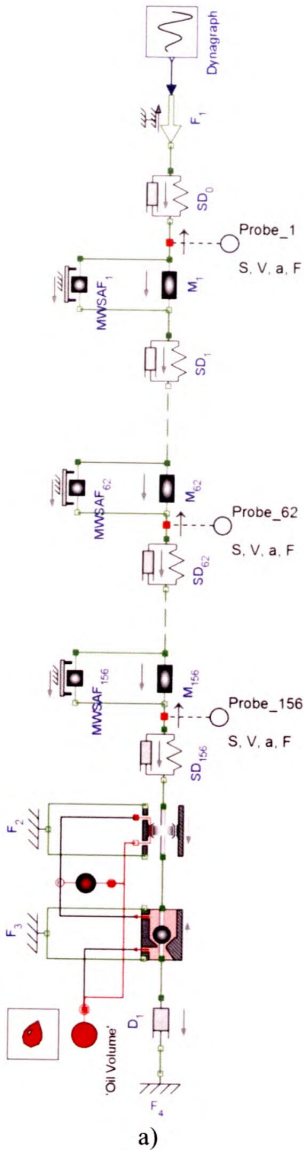
З урахуванням основних принципів механіки у відповідності до побудованої розрахункової схеми складено систему диференційних рівнянь:

$$\begin{cases} F_1(t) = m_1 \frac{d^2 y_1}{dt^2} + \left(1 + 2\mu_1 \frac{d}{dt}\right) k_1 (y_1 - y_2); \\ F_2(t) = m_2 \frac{d^2 y_2}{dt^2} + \left(1 + 2\mu_2 \frac{d}{dt}\right) k_2 (y_2 - y_3) - \left(1 + 2\mu_1 \frac{d}{dt}\right) k_1 (y_1 - y_2); \\ F_3(t) = m_3 \frac{d^2 y_3}{dt^2} + \left(1 + 2\mu_3 \frac{d}{dt}\right) k_3 y_3 - \left(1 + 2\mu_2 \frac{d}{dt}\right) k_2 (y_2 - y_3). \end{cases} \quad (28)$$

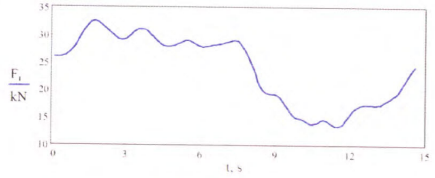
Розсіювання енергії коливань КНШ відбувається внаслідок її в’язкого тертя в заповненій пластовою рідиною КНКТ та внутрішнього тертя в матеріалі штанг. Тому зменшення інтенсивності коливань КНШ спостерігається при постійній їх дисипації, що виражається залежністю коефіцієнта демпфування  $\mu_{rf}$  від коефіцієнта дисипації  $\gamma_{rf}$ :

$$\gamma_{rf} = \mu_{rf} / (2\omega_0), \quad (29)$$

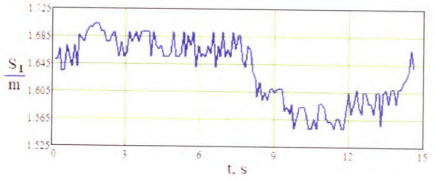
де  $\mu_{rf}$  – коефіцієнт демпфування, що відповідає  $r$ -ій формі власних коливань;  $\omega_0$  – основна експлуатаційна частота.



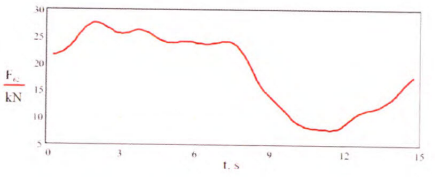
б)



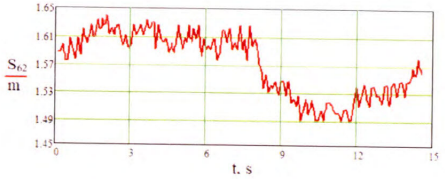
в)



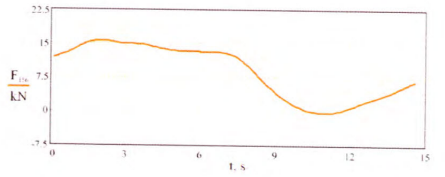
г)



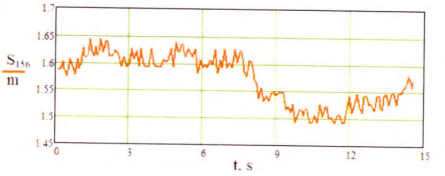
д)



е)

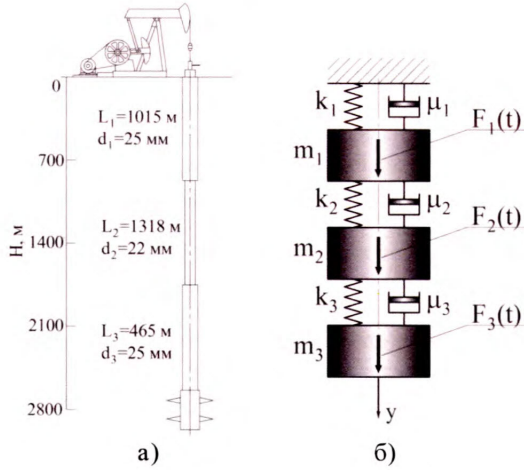


е)



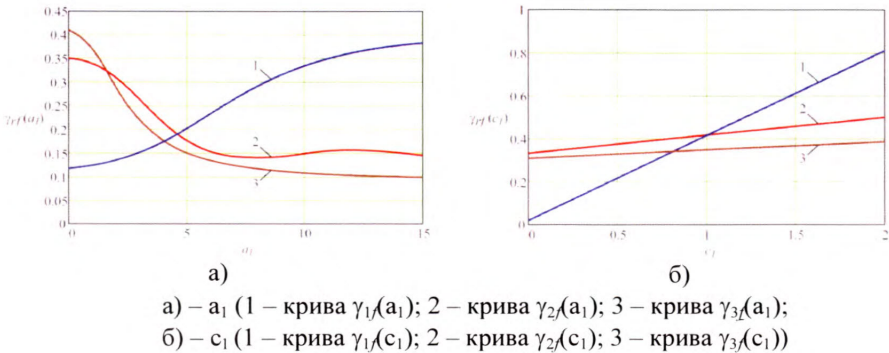
а) – структурна елементна модель; б), в) – розгортки модельних динамо - та віброграм на гирлі свердловини; г), д) – на глибині 500 м; е), є) – на глибині 1250м

**Рисунок 19** – Моделювання динаміки триступеневої КНШ у середовищі MapleSim



**Рисунок 20** – Компонівка (а) та динамічна модель (б) триступеневої КНШ

В результаті числового розв'язку системи (28) відносно  $\mu_1$ ,  $\mu_2$ ,  $\mu_3$  встановлено значення коефіцієнта дисипації  $\gamma_{rf}$  (29) та досліджено закономірності його зміни в залежності від безрозмірних параметрів КНШ (рис. 21). Перший коефіцієнт визначається співвідношенням між жорсткостями суміжних ступеней  $a_1 = k_2/k_1$  і  $a_2 = k_3/k_2$ , а другий – між коефіцієнтами дисипації  $c_1 = \gamma_2/\gamma_1$  і  $c_2 = \gamma_3/\gamma_2$ .



**Рисунок 21** – Графічні залежності коефіцієнта дисипації  $\gamma_{rf}$  від безрозмірних параметрів  $a_1$  і  $c_1$  триступеневої комбінованої КНШ

З врахуванням проведених досліджень необхідно зазначити, що при включенні в компоненту першої склопластикової ступені (при  $a_1=2,5$ ) коефіцієнт дисипації для неї становить  $\gamma_{1f}=0,38$  і  $\gamma_{3f}=0,1$  для другої та третьої сталевих. Таким чином, використання першої склопластикової ступені замість сталеві зменшує її



жорсткість в 4,2 рази і призводить до збільшення коефіцієнту дисипації коливань в 3,8 рази. При цьому збільшення жорсткості обваженого сталевому низу (при  $a_2=3,7$ ) у вузькому діапазоні зменшує коефіцієнт дисипації верхньої склопластикової ступені у 3,6 рази. Лінійне збільшення коефіцієнтів дисипації в компоновках із склопластиковими ступенями зумовлює поступове зменшення амплітуди та частоти їх коливань. В такий спосіб зміна жорсткостей окремих ступеней КНШ може здійснюватися зміною їх геометричних розмірів, або ж зміною матеріалу з якого вони виготовлені. Таким чином, шляхом поетапного підбору жорсткостей ступеней КНШ можна забезпечити потрібне розсіювання енергії коливань, а разом з тим і попередити виникнення резонансу.

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У результаті проведення теоретичних та експериментальних досліджень отримано нове вирішення науково-прикладної проблеми, що полягає в обґрунтуванні енергоефективних режимів роботи трубних і штангових колон та ґрунтується на закономірностях пружної рівноваги, руху і напружено-деформованого стану їх елементів. Висновки, які узагальнюють результати виконаних досліджень, полягають у наступному:

1. Встановлено, що в процесі роторного та сумішеного способів буріння експлуатація БК, в багатьох випадках здійснюється зі значними перевитратами енергії. Обертання прогнутих ділянок БК з ексцентричним розташуванням перерізів збільшує затрати механічної енергії. Особливістю перебігу динамічних процесів КНКТ в режимі інтенсивних поперечно-згинальних коливань є складні та високочастотні навантажування, що зумовлюють втомне руйнування металу труб, їх самовідгвинчування та обрив. Експлуатація КНШ на перехідних режимах роботи ШСНУ може бути причиною їх входження в резонанс. Зважаючи на це, вирішення зазначених завдань вимагає розвитку наукових основ інжинірингу динамічних процесів трубних та штангових колон з урахуванням природи дисипативних явищ, процесів перетворення та поширення енергії коливань.

2. Для визначення моментів інерції прогнутих ділянок БК розроблено математичну модель обертання зігнутого неоднорідного трубчастого стрижня заповненого рідиною. Встановлено, що відношення моментів інерції прогнутих ділянок сталевих труб до відповідних моментів інерції прогнутих ділянок титанових, алюмінієвих та склопластикових відповідно становить: 1,7; 2,9; 4,3. Дані співвідношення є пропорційними відповідним затратам повної механічної енергії на обертання БК у свердловині. В результаті динамічного аналізу встановлено наявність порогового значення довжини БК, за якої махові маси призводить до перевитрат механічної енергії на її обертання. Зниження затрат механічної енергії на обертання БК при надмірній інертності махових мас можливе за рахунок зменшення зведеного моменту інерції, або мінімізації прогинів її ділянок. За умов неможливості зменшення прогинів ділянок доцільним є зменшення їх маси шляхом використання легкосплавних чи склопластикових бурильних труб.

3. На основі проведених експериментальних досліджень встановлено зв'язок між кінематичними та динамічними параметрами поздовжніх та крутильних коливань бурильного інструменту. З їх врахуванням отримано АЧХ нижньої частини інструменту, які вказують на те, що частота зміни кутової швидкості при “довантажуванні” долота становить 0,5-2Гц, а за умов “проковзування” – 0,5-5Гц. Осьові коливання при цьому характеризуються амплітудою 1-5 мм та частотою 0,2-4 Гц. Результати досліджень є основою для формування вихідних даних для комплексних досліджень кінематичних та силових параметрів коливань перерізів БК з використанням числових моделей.

4. Розроблено математичну модель для дослідження сил тертя деформованої ділянки бурильної колони за умов руху точки її локального торкання до стінки свердловини по гвинтовій траєкторії. З врахуванням законів Кулона та в'язкого тертя отримано залежності поздовжньої координати та кутової швидкості обертання ділянки БК від осьової і колової проекцій сил тертя. Їх аналізом обґрунтовано необхідність у використанні коефіцієнту тертя, що враховує геометричні параметри руху. Для врахування дії сил тертя на БК при гвинтовому русі її деформованих ділянок встановлено залежність зведеного ефективного коефіцієнту тертя від кута підйому гвинтової лінії.

5. Розроблено математичні моделі для дослідження механічної роботи, що виконується осьовим навантаженням та крутним моментом бурильної колони на подолання сил тертя. Встановлено, що величина енергетичних затрат на подолання сил тертя в осьовому та коловому напрямках є найбільшою є на ділянках набору та спаду кривизни і має параболічний закон зміни. Затрати на подолання сил тертя на прямолінійних ділянках по довжині свердловини змінюються лінійно. З метою оцінки рівня експлуатаційних навантажень та пружного деформування різьбових з'єднань БК розроблено конструкцію пристрою для вимірювання зусиль в бурильних трубах та індикатора контролю технічного стану її різьбових з'єднань.

6. Запропоновано новий підхід до оцінки довговічності елементів КНКТ в режимі інтенсивних поперечно-згинальних коливань. В його основу покладено енергетичний критерій міцності, який виражено різницею кінетичної енергії коливань КНКТ та потенціальної енергії згину. Для реалізації підходу розроблено математичну модель напружено-деформованого стану КНКТ, що враховує особливості коливних процесів. За результатами теоретичних досліджень встановлено, що кінетичний потенціал колони насосно-компресорних труб в режимі відбору газу майже у 4 рази є більшим, ніж при закачуванні. Дане співвідношення підтверджується статистикою руйнувань колон НКТ в процесі експлуатації на свердловинах Більче-Волицько-Угерського ПСГ.

7. Розроблено методологію визначення коефіцієнта згасання коливань КНШ за зміною амплітуди та періоду навантаження у часі, встановленою в результаті динамометрування ШСНУ. З метою оцінювання навантаженості довільних перерізів КНШ розроблено та реалізовано числові моделі із зосередженими масами. На основі запропонованої математичної моделі коливань КНШ встановлено значення коефіцієнту їх дисипації та можливість забезпечення необхідного розсіювання енергії коливань шляхом поетапного підбору жорсткостей її ступеней з метою недопущення резонансу.

**Основний зміст роботи опублікований в наступних працях:**

1. Чудык И.И., Гриджук Я.С., Милостян М.О. Особенности прохождения участка бурильной колонны в скважине по винтовой траектории при наличии интенсивного точечного трения. *Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море*. 2014. №5. С. 12-16. **(Зарубіжне фахове видання включене до наукометричної бази РИНЦ).**
2. Ивасив В.М., Гриджук Я.С., Василишин В.Я., Стелига И.И., Юрыч Л.Р. Оценка напряженного состояния в сечениях насосно-компрессорных труб с использованием кинематических характеристик их колебаний. *Нефтепромысловое дело*. 2014. №10. С. 47-53. **(Зарубіжне фахове видання включене до наукометричної бази РИНЦ).**
3. Гриджук Я.С., Андрусак А.В., Кичма М.В. Дослідження залежності між напруженнями в елементах бурильного інструменту та характеристиками його коливального руху. *Нафтогазова енергетика*. 2014. №1(21). С. 7-15. **(Фахове видання України).**
4. Лисканич М.В., Гриджук Я.С., Андрусак А.В., Лисканич О.М. Критерій безпечної експлуатації елементів бурильної колони при випадковому вібраційному навантаженні. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2014. №4(76). С. 64-72. **(Фахове видання України включене до наукометричної бази Index Copernicus).**
5. Ивасив В.М., Гриджук Я.С., Юрыч Л.Р. Анализ причин руйнування елементів бурильної колони. *Технологический аудит и резервы производства*. 2014. №6/4(20). С. 15-17. **(Фахове видання України включене до наукометричної бази Index Copernicus).**
6. Ивасив В.М., Гриджук Я.С., Гриців В.В., Юрыч Л.Р. Проблемы забезпечення експлуатаційної надійності елементів бурильних колон. *Технологический аудит и резервы производства*. 2015. №6/6(26). С. 41-44. **(Фахове видання України включене до наукометричної бази Index Copernicus).**
7. Гриджук Я.С. Визначення напружень згину в поперечних перерізах колони насосно-компресорних труб за геометричними параметрами її просторової деформації. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2015. №1(54). С. 15-24. **(Фахове видання України).**
8. Гриджук Я.С. Кінетичний потенціал колони насосно-компресорних труб як енергетичний критерій втомної міцності її елементів. *Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу*. 2015. №1(38). С. 70-76. **(Фахове видання України).**
9. Джус А.П., Гриджук Я.С. Забезпечення процесів завантаження і розвантаження морських транспортних засобів при транспортуванні стиснутого природного газу. *Технологический аудит и резервы производства*. 2015. №2/1(22). С. 64-69. **(Фахове видання України включене до наукометричної бази Index Copernicus).**
10. Гриджук Я.С., Джус А.П. Моделирование изменения термодинамических параметров газа на отдельных этапах его транспортировки. Математическое моделирование, информатика, экономика. *Сборник научных статей по ито-*

гам п'ятої Міжнародної научно-практичної конференції. 2015. Т 1. С.34-43. **(Зарубіжне видання).**

11. Лисканич М.В., Чудик І.І., Гридчук Я.С., Юрич Л.Р. Кінематичні передавальні функції колони бурильних та насосно-компресорних труб. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2015. №3(56). С. 56-65. **(Фахове видання України).**
12. Чудик І.І., Гридчук Я.С., Різничук А.В., Юрич А.Р. Попередження жолобоутворення при бурінні похило-скерованих свердловин. *Молодий вчений*. 2016. №1(38). С. 46-49. **(Видання України включене до наукометричної бази Index Copernicus).**
13. I. Steliga, A. Dzhus, Ja . Grydzhuk. Experimental and theoretical method of determining the attenuation coefficient of sucker rod string oscillation. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2016. №2/7(80). P. 20-25. **(Фахове видання України включене до наукометричної бази Scopus).**
14. Лисканич М.В., Гридчук Я.С., Стеліга І.І. Оцінка коефіцієнту динамічності колони насосних штанг та визначення умов недопущення її резонансу. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2016. №1(81). С. 50-58. **(Фахове видання України включене до наукометричної бази Index Copernicus).**
15. A. Andrusyak, Ja. Grydzhuk, A. Dzhus, I. Steliga. Developing a method for the assessment of axial load in arbitrary crosssections of the column of pumping rods. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2017. №1/7(85). P. 32-37. **(Фахове видання України включене до наукометричної бази Scopus).**
16. Ja. Grydzhuk, M. Lyskanych, B. Kopey, Yu. Shuanzhuy. Determining the parameters of oscillation dissipation in a column of sucker rods. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2017. №2/7(86). P. 13-17. **(Фахове видання України включене до наукометричної бази Scopus).**
17. Гридчук Я.С. Визначення інертності та кінетичної енергії махових мас бурильної колони. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2017. №3(64). С. 67-75. **(Фахове видання України).**
18. Гридчук Я.С. Експериментально-теоретична оцінка нерівномірності обертання бурильної колони за результатами тахо- та моментометрії її гирлової частини. *Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу*. 2017. №2(43). С. 33-41. **(Фахове видання України).**
19. Чудик І.І., Гридчук Я.С., Юрич Л.Р. Оцінка затрат механічної енергії бурильної колони при роторному бурінні. *Нафтогазова енергетика*. 2018. №2(30). С.17-24. **(Фахове видання України).**
20. Гридчук Я.С. Дослідження роботи осьового навантаження та крутного моменту бурильної колони при роторному та сумішеному способах буріння. *Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу*. 2018. №2 (45). С. 7-15. **(Фахове видання України).**
21. Ja . Grydzhuk, I. Chudyk, A. Velychkovych, A. Andrusyak. Analytical evaluation of inertial properties of the range of the drill string in its rotation. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2019. №1/7 (97). P. 6-14. **(Фахове видання України включене до наукометричної бази Scopus).**

22. Лисканич М.В., Гридчук Я.С., Никифорчин Ю.М., Воробйов М.В. Напрями безпечної експлуатації бурильної колони при випадковому вібраційному навантаженні. *Нафтогазова енергетика 2013*: матеріали Міжнар. наук.-тех. конф., 7-11 жовтня 2013 р. Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2013. С. 110-113.
23. Гридчук Я.С., Рогаль О.В. Моделювання сил тертя алюмінієвих бурильних труб об стінки свердловини. *Інформаційні технології в освіті, техніці та промисловості*: матеріали II Всеукр. наук.-практ. конф., 6-9 жовтня 2015 р. Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2015. С. 258-259.
24. Гридчук Я.С., Стеліга І.І., Шиманський В.Я. Спосіб визначення коефіцієнта згасання коливань колони насосних штанг. *Машини, обладнання для нарощування вітчизняного видобутку та диверсифікації постачання нафти і газу ІІМ 2016*: матеріали Міжнар. наук.-техн. конф., 16-20 травня 2016 р. Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2016. С. 89-91.
25. Гридчук Я.С., Лисканич М.В., Гашков О.І. Алгоритм визначення параметрів дисипації енергії коливань колони насосних штанг. *Машини, обладнання для нарощування вітчизняного видобутку та диверсифікації постачання нафти і газу ІІМ 2016*: матеріали Міжнар. наук.-техн. конф., 16-20 травня 2016 р. Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2016. С. 91-94.
26. Чудик І.І., Гридчук Я.С. Обґрунтування вибору кінетичної енергії зосереджених мас прогнаних ділянок бурильної колони як одного з критеріїв керування динамічним режимом її роботи. *Інформаційні технології в металургії та машинобудуванні ІТММ 2017*: матеріали Міжнар. наук.-тех. конф., 28-30 березня 2017 р. Дніпро: НМАУ, 2017. С. 27.
27. Гридчук Я.С. Оцінка динамічної дії махових мас бурильної колони. *Нафтогазова енергетика 2017*: матеріали VI Міжнар. наук.-тех. конф., 15-19 травня 2017 р. Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2017. С. 352-353.
28. Різьбове з'єднання бурильних труб з індикатором контролю технічного стану: пат. 111563 Україна: МПК E21B 17/042, F16L 15/08, G01B 7/16. № а 2015 06310; заявл. 25.06.2015; опубл. 10.05.2016, Бюл. №9.
29. Пристрій для вимірювання зусиль в колоні бурильних труб: пат. 88307 Україна: МПК E21B 19/00. № u 2013 11632; заявл. 02.10.2013; опубл. 11.03.2014, Бюл. №5.

## АНОТАЦІЯ

**Гридчук Я. С. Розвиток наукових основ інжинірингу динамічних процесів трубних та штангових колон при бурінні та експлуатації свердловин.** – На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.05.12 – машини нафтової та газової промисловості. – Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, Івано-Франківськ, 2019.

Дисертація присвячена вирішенню важливої науково-технічної проблеми інжинірингу динамічних процесів трубних та штангових колон, що зазнають інте-



нсивних коливань в умовах буріння та експлуатації нафтових і газових свердловин. В роботі розроблено математичну модель для дослідження зміни інертності заповнених розчином зігнутих ділянок бурильної колони в залежності від параметрів їх деформації. Розширено теоретико-методологічні засади визначення кінетичної енергії та моменту інерції махових мас бурильної колони, що вказують на доцільність застосування бурильних труб з меншою інертністю для забезпечення її енергоефективності. Отримано залежності для оцінки сил тертя деформованої ділянки бурильної колони до стінки свердловини, при русі точки торкання по гвинтовій траєкторії, та роботи осевого навантаження і крутного моменту на їх подолання. Розроблено математичні моделі для оцінки напружено-деформованого стану ділянки колони насосно-компресорних труб і довговічності її елементів на основі кінетичного потенціалу, які враховують кінематичні параметри поперечно-згинальних коливань та геометричні параметри просторової деформації. Розвинуто теоретико-методологічні засади оцінювання навантаженості перерізів колони насосних штанг, визначення коефіцієнтів згасання та дисипації її коливань з встановленням умов недопущення резонансу.

**Ключові слова:** бурильна колона, колона насосно-компресорних труб, колона насосних штанг, інертність, енергія, коливання, напруження, амплітуда, частота, резонанс.

## АННОТАЦИЯ

**Гриджук Я. С. Развитие научных основ инжиниринга динамических процессов трубных и штанговых колонн при бурении и эксплуатации скважин. – На правах рукописи.**

Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук за специальностью 05.05.12 – машины нефтяной и газовой промышленности. – Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, Ивано-Франковск, 2019.

Диссертация посвящена решению важной научно-технической проблемы инжиниринга динамических процессов трубных и штанговых колонн, которые испытывают интенсивные колебания в условиях бурения и эксплуатации нефтяных и газовых скважин. В работе разработана математическая модель для исследования изменения инертности заполненных раствором согнутых участков бурильной колонны в зависимости от параметров их деформации. Расширены теоретико-методологические основы определения кинетической энергии и момента инерции маховых масс бурильной колонны, которые указывают на целесообразность применения бурильных труб с меньшей инертностью для обеспечения ее энергоэффективности. Получены зависимости для оценки сил трения деформированного участка бурильной колонны к стенке скважины, при движении точки касания по винтовой траектории, и работы осевой нагрузки и крутящего момента на на их преодоление. Разработаны математические модели для оценки напряженно-деформированного состояния участка колонны насосно-компресорных труб и долговечности ее элементов на основе кинетического потенциала, которые учи-

тывают кинематические параметры поперечно-сгибающих колебаний и геометрические параметры пространственной деформации. Развита теоретико-методологические основы оценки нагрузки сечений колонны насосных штанг, определение коэффициентов затухания и диссипации ее колебаний с определением условий предотвращения резонанса.

**Ключевые слова:** бурильная колонна, колонна насосно-компрессорных труб, колонна насосных штанг, инертность, энергия, колебания, напряжение, амплитуда, частота, резонанс.

## ANNOTATION

**Jaroslav Gridzuk. Development of scientific bases for the engineering of dynamic processes of pipe and rod columns at drilling and operation of wells.** – With the manuscript copying.

The dissertation for a doctor technical sciences degree in speciality 05.05.12 – Machines of oil and gas industry. – Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, Ivano-Frankivsk, 2019.

The dissertation is devoted to the solution of an important scientific and technical problem of engineering of dynamic processes of pipe and rod columns, which undergo intense oscillations in the conditions of drilling and operation of oil and gas wells.

A mathematical model of rotation of a curved inhomogeneous tube-frequent rod filled with liquid is developed. The presence of a threshold value of the length of the drill string, at which the flywheel masses lead to overuse of mechanical energy for its rotation. To minimize the inertia of the drill string and ensure energy-efficient operation, it is recommended to use drill pipes with less inertia in its layout.

New experimental data on the parameters of longitudinal and torsional oscillations of the drilling tool, under the conditions of using bits of the cutting type, were obtained. Based on the obtained patterns of deepening of the face, the amplitude-frequency characteristics of oscillations, their dependence on the properties of drilled rocks, parameters of the rock-destroying tool in the modes of "slipping" and "reloading" are established.

Numerical models have been developed for a comprehensive automated study of the parameters of longitudinal and torsional oscillations, as well as elastic deformation of the drill string based on the methods of subsystems and finite elements. Using models with concentrated masses, the time dependences of displacement, velocity, acceleration, axial load, turning angle, angular velocity, angular acceleration and torque of the drill string sections were established. On the basis of pipe models the process of static and dynamic deformation of drill strings is investigated and the dependences of change of their moments of inertia during rotary drilling are received.

A mathematical model for the study of the friction forces of the deformed section of the drill string under the conditions of movement of the point of its local contact to the well wall along the helical trajectory is developed. The dependences of the axial and circular projections of the friction forces on the longitudinal coordinate and the angular velocity of rotation of the drill string section are obtained. To take into account the ac-

tion of friction forces on the drill string during the helical motion of its deformed sections, the dependence of the consolidated effective coefficient of friction on the angle of rise of the helical line is established.

Mathematical models have been developed to study the mechanical work performed by the axial load and torque of the drill string to overcome the friction forces in inclined and S-shaped wells. In order to assess the level of operating loads and elastic deformation of the threaded connections of the drill string, the design of a device for measuring the forces in the drill pipes and an indicator for monitoring the technical condition of its threaded connections.

On the basis of experimental data, as well as the main provisions of analytical mechanics, mathematical models of the stress-strain state of the pump-compressor pipe column have been developed, which take into account the geometric and kinematic parameters of its transverse oscillations. The kinematic transfer functions of the pump-compressor pipe column, the dependence of the kinetic and potential energy, as well as the kinetic potential on the well depth are established. Based on the energy principles, it is proposed to use the kinetic potential of the column of tubing as a criterion for assessing the durability of its elements.

A methodology for determining the attenuation coefficient of oscillations of a column of sucker rods column by changing the amplitude and load period in time, established as a result of dynamometer of a rod well pumping unit. Numerical models for estimating the load of arbitrary sections of the pump rod column are proposed and implemented. A mathematical model of longitudinal oscillations of a three-stage column of sucker rods has been developed. Based on it, the values of oscillation dissipation coefficients for typical column designs and the possibility of providing the necessary energy dissipation by stepwise selection of stiffness's of their stages in order to prevent resonance are established.

**Keywords:** drill string, column of pump-compressor pipe, column of sucker rods, inertia, energy, oscillations, stress, amplitude, frequency, resonance.