

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



Копей Ігор Богданович

УДК 622.276.054

**ОЦІНКА, ПРОГНОЗУВАННЯ ТА ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ
ОБЛАДНАННЯ ШТАНГОВИХ СВЕРДЛОВИНИХ НАСОСНИХ
УСТАНОВОК**

Спеціальність 05.05.12 – машини нафтової та газової промисловості

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата 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, старший науковий співробітник
Лопатін Валерій Володимирович,
Інститут геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова
НАН України, м. Дніпро, старший науковий
співробітник відділу гірничої термоаеродинаміки і
автоматизованих систем.

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
Харченко Євген Валентинович,
Національний університет “Львівська політехніка”,
м. Львів, завідувач кафедри опору матеріалів та
будівельної механіки.

Захист відбудеться «22» грудня 2020 р. о 14⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 20.052.04 в Івано-Франківському національному технічному університеті нафти і газу за адресою: 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15.

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

Автореферат розіслано «20» листопада 2020 р.

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



А. П. Джус

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. На території України і в світі в цілому видобування нафти штанговими свердловинними насосними установками (ШСНУ) є найбільш розповсюджене як по кількості свердловин ними обладнаних, так і по тривалості їх експлуатації.

Наукові та інженерні основи механізованого способу видобування нафти за допомогою ШСНУ розроблені досить детально і висвітлені в наукових працях Вірновського А.С., Пірвердяна А.М., Адоніна А.Н., Дреготеску Н.Д., Сулейманова А.Б., Фаєрмана І.Л., Крумана Б.Б., Белова І.Г., Протасова В.Н., Копея Б.В. та інших.

Ступінь рентабельності насосного способу видобування нафти залежить від багатьох факторів. До них слід віднести надійність та працездатність як свердловинного, так і наземного обладнання, а також умови його роботи. Низькі показники надійності та складні умови роботи приводять до відмов і аварій обладнання, що в свою чергу спричиняє тривалі простої, збільшує вартість ремонтних робіт. Тому одним з найбільш першочергових є завдання підвищення показників надійності обладнання ШСНУ.

Контроль та діагностування обладнання, збір, обробка та аналіз показників надійності, розроблення оптимальних план-графіків ремонту, застосування якісно нових матеріалів, новітніх технологій виготовлення, нових захисних покриттів – ось основні напрямки, що потребують постійного наукового пошуку для розв'язання вищенаведених завдань.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота виконувалась у відповідності з основними науковими напрямками кафедри нафтогазового обладнання ІФНТУНГ. Окремі розділи роботи склали основу виконання держбюджетних тем: «Розробка основ механіки контактної взаємодії та технологій з'єднання трубчатих конструкцій із армованих композиційних матеріалів» (1996 р.), що входила до державної науково-технічної програми по пріоритетному напрямку 7 «Нові речовини та матеріали»; «Розробка труб і виробів з полімерно-композиційних матеріалів (ПКМ) та підготовка їх серійного виробництва» (1994-1996 рр.); «Розробка інтегральних електронно-комп'ютерних комплексів для діагностики свердловинних штангових насосних установок» (1996 р.); «Розробка наукових основ планово-попереджувальних ремонтів обладнання свердловинних штангових насосних установок з використанням баз даних» (1997-1999 рр.); «Розробка труб та бандажів з ПКМ» (2002 р.). Роботи входять в координаційний план Міністерства освіти і науки «Наукові основи розробки нових технологій видобування нафти і газу, газопромислового обладнання, поглибленої переробки нафти і газу з метою отримання високоякісних моторних палив, мастильних матеріалів, допоміжних продуктів і нафтохімічної сировини». Вказаний план входить в національну програму «Нафта і газ України».

Мета і завдання дослідження. Метою роботи є встановлення за результатами статистичного аналізу показників надійності та визначення оптимальних наробітків основних вузлів і деталей ШСНУ, обґрунтування та розроблення шляхів і заходів щодо підвищення її працездатності.

Поставлена мета реалізується через вирішення наступних **завдань**:

1. Статистичне оцінювання показників надійності свердловинного і наземного обладнання ШСНУ, визначення оптимальних наробітків її основних вузлів і деталей з використанням діагностичного комп'ютерного комплексу та розроблення методів підвищення працездатності свердловинного обладнання.

2. Розроблення теоретичних засад створення з'єднань композитного тіла насосних штанг зі сталеву головою та експериментальні дослідження насосних штанг з полімерних композиційних матеріалів (ПКМ) з врахуванням розсіювання їх втомних характеристик.

3. Розроблення способів та комплексу апаратних і програмних засобів для діагностування, аналізу та визначення технічного стану ШСНУ.

4. Створення бази даних для оцінювання основних показників надійності обладнання ШСНУ та розроблення оптимальних план-графіків ремонту обладнання.

5. Розроблення стратегії оновлення елементів колони насосних штанг на основі теорії ланцюгів Маркова.

Об'єкт дослідження – технічний стан обладнання штангових свердловинних насосних установок, при експлуатації яких виникають відмови і аварії, що спричиняють тривалі простої та збільшують вартість ремонтних робіт.

Предмет дослідження – методи та засоби оцінки технічного стану, прогнозування і підвищення надійності обладнання штангової свердловинної насосної установки.

Методи дослідження. У роботі застосовано добре відомі та перевірені: методи математичної статистики та теорії ймовірності при аналізі відмов обладнання ШСНУ; основні положення лінійної механіки руйнування та трибології при випробовуваннях насосних штанг з ПКМ; метод мікроструктурного аналізу для дослідження складу ПКМ; сучасні методи контактної взаємодії на основі теорії оболонки і стержнів Тимошенка С.П. при розробленні математичної моделі з'єднання сталеву головки з склопластиковим тілом насосної штанги.

Положення, що виносяться на захист:

Наукові основи до комплексного підходу оцінювання та прогнозування показників надійності обладнання ШСНУ шляхом ресурсного проектування деталей і вузлів та програмно-технологічних комплексів з використанням інформаційного масиву і даних промислових випробовувань.

Закономірності руйнування насосних штанг з ПКМ при випробуваннях на статичну міцність, опір втомі та опір зношуванню. Концепція руйнування ПКМ з врахуванням ефектів поглинання енергії на міжфазових границях.

Наукова новизна отриманих результатів полягає в комплексному підході до оцінювання та прогнозування показників надійності обладнання ШСНУ з одночасною концентрацією зусиль на ресурсному проектуванні деталей і вузлів ШСНУ та розробленні мобільних вимірювальних системних комплексів для діагностування як свердловинного, так і наземного обладнання. Зокрема:

– вперше розроблена математична модель контактної взаємодії сталеву головки з полімерно-композиційним тілом насосної штанги на основі узагальненої теорії оболонки і стержнів Тимошенка С.П., яка дозволяє дослідити розподіл контактних напружень залежно від механічних та геометричних властивостей

оболонки;

- вперше сформульована і розвинута концепція руйнування ПКМ з врахуванням ефектів поглинання енергії на міжфазових границях на основі узагальненого енергетичного критерію, що дозволить при певних умовах підвищеного опору руйнуванню структури досягнути максимальної тріщиностійкості;

- набула подальшого розвитку постановка вибору оптимального складу мобільного інформаційно-вимірювального системного комплексу для ШСНУ у випадку обмеження числа некорельованих вимірювань з використанням алгоритму фільтрації на базі задачі Ельвінга;

- вперше запропонований метод визначення оптимальних інтервалів часу відновлення обладнання ШСНУ на основі аналізу його експлуатаційної надійності з використанням стратегії періодичного відновлення;

- вдосконалена математична модель оновлення елементів колони насосних штанг з дискретним часом в заданому просторі на основі Марковського випадкового процесу (теорія ланцюгів Маркова).

Практичні значення отриманих результатів. Результати експериментальних досліджень та промислових випробувань показують перевагу використання насосних штанг з ПКМ у порівнянні зі сталевими, що дасть змогу значно підвищити експлуатаційну надійність штангової колони зокрема та ШСНУ в цілому.

Створена комп'ютерна програма для чисельного розв'язку інтегрального рівняння контактної взаємодії сталевий головки з склопластиковим тілом насосної штанги дозволяє зміною пружних характеристик матеріалів спряжених деталей досліджувати міцність та працездатність розглянутого конструктивного з'єднання та має практичний інтерес для проектування нових з'єднань.

Сформульовані вимоги до вибору оптимального складу мобільного діагностичного комп'ютерного комплексу, а створена база даних з наробітків основних вузлів і деталей дасть змогу нафтогазовидобувним підприємствам розробляти оптимальні план-графіки ремонту обладнання.

Розроблена математична модель оновлення елементів колони насосних штанг дозволить підготувати замовлення на необхідну кількість штанг у зв'язку з відпрацюванням певної її частини в процесі експлуатації.

Особистий внесок здобувача полягає в аналізі умов роботи обладнання ШСНУ та аналізі статистичних показників надійності обладнання ШСНУ в західних регіонах України [13, 7, 21, 28, 31], світового досвіду використання ПКМ для насосних штанг і насосно-компресорних труб [2, 3, 17, 20], аналізу діагностичних комплексів ШСНУ [5, 6, 8, 15, 16, 19, 23, 25, 30]. Проведено експериментальні дослідження штанг з ПКМ на статичну міцність, опір втомі, опір зношуванню та розроблено конструкцію насосних штанг з ПКМ [4, 9, 11, 12, 18, 26]. Розроблено мобільний діагностичний комп'ютерний комплекс ШСНУ [10, 14, 24, 27]. Розроблено оптимальну стратегію технічного обслуговування і ремонту обладнання ШСНУ [1, 22, 29].

Апробація результатів дисертації. Основні результати дисертаційної роботи викладені в тезах наукових конференцій та статтях. Матеріали досліджень доповідались на Міжнародній науково-технічній конференції «Полімерні

композити–95» (м. Солігорськ, Білорусія, 1995 р.), Науково-практичній конференції «Проблеми і перспективи науково-технічного прогресу АТ «Укрнафта» в умовах ринку» (м. Івано-Франківськ, 1995 р.), III Міжнародному симпозиумі «Некласичні проблеми теорії тонкостінних елементів конструкцій та фізико-хімічної механіки композиційних матеріалів» (м. Івано-Франківськ, 1995 р.), науково-практичній конференції «Нафта і газ України–96» (м. Харків, 1996 р.), Науково-практичній конференції «Проблеми і перспективи науково-технічного прогресу АТ «Укрнафта» в умовах ринку» (м. Івано-Франківськ, 1996 р.), Міжнародному симпозиумі «Fatigue Design–98» (м. Еспо, Фінляндія, 1998 р.), Міжнародній науково-технічній конференції RoM2000 (м. Івано-Франківськ – м. Яремча, 2000 р.), 3-ій Міжнародній конференції «Special methods of deposit utilization» (м. Острава, Чехія, 2005 р.), Міжнародній науково-технічній конференції «Нафтогазова енергетика: проблеми та перспективи» (м. Івано-Франківськ, 2009 р.): Міжнародній науково-практичній інтернет-конференції Sworld «Наукові дослідження та їх практичне застосування. Сучасний стан і шляхи розвитку 2017» (10 - 17 жовтня 2017 р, м. Одеса).

Публікації. За результатами досліджень, які викладені в дисертації, опубліковано 31 друкована праця, з яких: 1 – монографія у співавторстві; 11 – у наукових фахових виданнях України; 7 – у наукових періодичних виданнях інших держав із напрямку, з якого підготовлено дисертацію; 9 – тез конференцій; 1 патент України на винахід і 1 патент України на корисну модель.

Структура та обсяг дисертації. Дисертаційна робота викладена на 151 сторінці машинописного тексту, складається зі вступу, п'яти розділів, загальних висновків, списку використаних джерел та 10 додатків. Робота ілюстрована 25 таблицями та 58 рисунками. Список використаних джерел містить 139 найменування, з них 120 кирилицею та 19 латиницею.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ

У вступі обґрунтовано актуальність, сформульовано мету і основні завдання дисертаційної роботи, висвітлено наукову новизну і практичне значення отриманих результатів, особистий внесок здобувача, апробацію роботи, її структуру та обсяг.

В першому розділі на основі зібраних промислових даних на свердловинах західного нафтопромислового регіону України в періоди з 1989 р. по 2008 р. та з 2011 р. по 2013 р. проведено статистичний аналіз показників надійності штангових свердловинних насосів (ШСН), насосних штанг (НШ), насосно-компресорних труб (НКТ) та наземного приводу ШСНУ.

Побудовані криві ймовірності безвідмовної роботи та отримані рівняння регресії залежності ймовірності безвідмовної роботи ШСН від діаметра в межах середніх наробітків на відмову (відповідно 50; 100; 150 діб).

Досліджено розподіл обривів НШ по довжині колони в залежності від діаметра насоса, що дозволяє прогнозувати глибину обриву з певною ймовірністю для НШ різного діаметра та різних діаметрів ШСН.

На основі статистичної обробки промислових даних по наробітках НКТ визначено показники надійності і їх залежність від обводненості продукції свердловини, на основі чого отримано емпіричну функцію густини розподілу

наробітку до першої відмови і між відмовами, що дозволяє з певною точністю оцінювати значення періоду профілактичного ремонту свердловин з метою перевірки працездатності колони НКТ з відомою ймовірністю (при виборі якої слід керуватися важливістю об'єкта).

Побудовані криві ймовірності безвідмовної роботи та криві інтенсивності відмов основних деталей і вузлів верстатів-качалок і отримані рівняння регресії для визначення оптимального наробітку в залежності від навантаження на головку балансира.

Для збору та оброблення даних про стан свердловинного обладнання використовують різноманітні діагностичні системи та комплекси, які ґрунтуються на динамометруванні та ватметруванні. Сучасні тенденції побудови розглянутих в роботі систем управління і діагностування ШСН висувають підвищені вимоги до апаратно-програмних засобів вказаних систем, що обумовлено параметрами нафтоносного пласта, параметрами роботи ШСНУ, її технічним станом та значним енергоспоживанням.

Статистичний аналіз показав, що надійність ШСНУ в цілому найбільше залежить від надійності насоса та колони штанг. Одним з шляхів підвищення ресурсу насосних штанг є застосування для їх виготовлення полімерних композиційних матеріалів. Ставиться задача, опираючись на світовий досвід, розробити, випробувати і підтвердити доцільність використання полімерно-композиційних штанг, які б могли випускатись вітчизняною промисловістю.

У другому розділі розглянуто світовий досвід підвищення надійності колон НШ і НКТ, який показує, що надійна їх експлуатація досягається при дотриманні наступних основних вимог: правильного вибору складу конструкційної сталі чи сплаву; підбір твердості матеріалу; врахування впливу середовища на механічні властивості сталі чи сплаву; термічної обробки деталей для зняття внутрішніх напружень; контролю якості виготовлення.

Значний досвід у підвищенні надійності НШ набули провідні компанії National Oilwell Varco, Norris Rods, Continental Emsco, Trico, Battenfeld, Weatherford International Ltd., Sovonex, Schoeller-Bleckmann Oilfield Equipment AG. Оригінальні конструктивні рішення для підвищення надійності НКТ застосовують фірми "Атлас Бредфорд", "Маннесман", "Валурек".

Останнім часом велику увагу приділяють використанню полімерно-композиційних матеріалів для виготовлення НШ і НКТ. Розглянуто області застосування НШ і НКТ з ПКМ, технологія їх виготовлення, порівняльні характеристики зі сталевими, переваги та недоліки застосування.

Полімерно-композиційний матеріал складається з армуючої фази і зв'язуючого. Для армування штанг з ПКМ застосовують скловолокна, вуглецеві волокна, базальтові волокна, борні волокна. З метою зниження енергетичних витрат при полімеризації і термообробці деталей з ПКМ доцільно застосовувати зв'язуючі на основі епоксидних смол холодного затвердіння. Підібрано матеріал ПКМ в наступному складі: 45-40% скловолокно; 55-60 % епоксидно-поліефірний компаунд K115 та затвердзувач поліетилен-поліамін. В разі використання смоли ЕД-20 чи ЕД-22 для покращення в'язко-пружних властивостей зв'язуючого слід додати 10 вагових частин пластифікатора дибутилфталата. Склопластиковий стержень

виготовляють методом пултрузії, при якому відбувається неперервний процес протягування композиційного матеріалу через систему фільтр з поступово зменшуваним перерізом.

НШ з ПКМ володіють рядом переваг в порівнянні зі сталевими штангами: зниження амплітудних і динамічних навантажень на головку балансира верстата-качалки; зменшення навантаження на редуктор та систему передач; зниження максимального навантаження на полірований шток в середньому на 30 %, висока міцність на розтяг, яка рівна міцності на розтяг штанг з сталі марки D по API; мала густина та значне зменшення маси штангової колони, що знижує експлуатаційні витрати на 40 – 60 % (зокрема на електроенергію на 25 – 30 %); стійкість до корозійної дії нафти, попутної води з солями, що містяться в них, та кислотами; значно менші відкладання парафінів, смол та солей на колоні; висока пружність (модуль пружності штанг з ПКМ складає до 25 % сталевих), відповідно, нижча частота природної вібрації.

Використання ПКМ для виготовлення НШ обмежується температурою робочого середовища вище 120°C, високою в'язкістю нафти, низьким динамічним рівнем, викривленням свердловини та необхідністю застосування обважненого низу.

У третьому розділі розроблені методики, наведено опис обладнання та зразки для випробовувань НШ з ПКМ на статичну міцність при дії навантажень розтягу, на витривалість при дії циклічних навантажень, на хімічну та корозійну стійкість при дії технологічних рідин з наступним механічними випробовуваннями, на зношування в різних експлуатаційних середовищах.

Механічні випробовування зразків при статичному навантаженні проводились на розривній машині МР-50. Для випробовувань використовувались склопластикові зразки діаметром 22 мм фрезеровані з двох сторін на довжину 130 мм і товщиною 15 мм та базальтопластикові зразки довжиною 100 мм з робочою частиною довжиною 40 мм та діаметром 7 мм.

Для випробовувань НШ на витривалість при дії циклічних навантажень використовувався стенд ЗКШ-25. Зразок НШ для випробовувань на витривалість при циклічному згині довжиною 500-700 мм складається з склопластикового тіла, з'єданого зі сталевими головками. Для імітації нафтоводяної суміші в якості корозійного середовища використовувалась нафта Північно-Долинського родовища, розчини соляної кислоти (5%, 10%, 15%), мінералізована пластова вода.

Метою проведення випробовувань на зношування є визначення інтенсивності лінійного і масового зносу при терті сталевих зразків і зразків з ПКМ та характеру їх зношування при сухому терті і при терті в корозійно-агресивних середовищах. Дослідження зношування ПКМ проводились на машині тертя 2070 СМТ-1 за схемою “диск-колодка”.

Проведено мікроструктурний аналіз і аналіз на хімічний склад полімерно-композиційних матеріалів, що використовуються для виготовлення НШ, визначено відсоткове співвідношення складників ПКМ.

У четвертому розділі розроблено математичну модель з'єднання сталеві головки з полімерним композиційним тілом НШ. При експлуатації нафтових свердловин НШ перебувають у складних умовах контактного навантаження, тому важливою є задача визначення локальних взаємодій циліндричної оболонки-труби із

ПКМ з жорсткими тілами. В основу досліджень контактних напружень циліндричної труби - штанги з ПКМ покладено узагальнену теорію оболонок і стержнів Тимошенка С.П., яка враховує зсувну жорсткість і анізотропію фізико-механічних властивостей матеріалу.

Враховуючи фізичну сутність проблеми з'єднання сталеві головки з полімерно-композиційною штангою приймається модель осесиметричної контактної взаємодії циліндричної оболонки скінченної довжини L , радіуса R , товщиною $2H$ із жорстким бандажем, ширину якого позначимо через a . Припускається щільне прилягання оболонки і бандажа та відсутність дотичних навантажень в області контакту. Контактна задача полягає у визначенні нормальних контактних напружень (величина області контакту є відомою *a priori* і характеризується параметром α).

Згідно з прийнятою математичною моделлю у випадку осесиметричної задачі ключова система рівнянь має вигляд

$$\begin{aligned} \frac{d^2 \bar{\omega}}{dx^2} - b^2 \bar{\omega} + \frac{d\gamma}{dx} &= -\bar{\sigma}(x) \\ \frac{d^2 \gamma}{dx^2} - a^2 \left(\gamma + \frac{d\bar{\omega}}{dx} \right) &= -0 \end{aligned} \quad (1)$$

де $\bar{\omega} = \omega / R$ – безрозмірна величина прогину оболонки; γ – кут повороту нормалі; x – безрозмірна осьова координата, віднесена до радіуса. Параметри a^2 і b^2 визначаються за формулами

$$a^2 = \Lambda_1 R^2 / D_1 H, \quad b^2 = B_2 (1 - \nu_{12} \nu_{21}) \Lambda_1', \quad (2)$$

де $B_i = 2E_i H (1 - \nu_{12} \nu_{21})$; $D_1 = \frac{B_1 H^2}{3}$; $\Lambda_1' = \frac{5}{3} H G'$; величини E_i , $G = G_{13}$, ν_{12}, ν_{21} ($i = 1, 2$) – відповідно модулі Юнга, зсуву та коефіцієнти Пуасона, $\bar{\sigma} = \sigma R / \Lambda_1'$ – безрозмірне зовнішнє навантаження.

Навантаження, що діє на оболонку, визначається наступним чином:

$$\bar{\sigma}(x) = \begin{cases} q(x), & 0 \leq x \leq \alpha \\ 0, & \alpha \leq x \leq \frac{l}{R} \end{cases}, \quad (3)$$

де $q(x)$ – шуканий безрозмірний контактний тиск.

В області контакту прогин оболонки вважається відомим і з урахуванням ефекту обтискання описується формулою

$$\bar{\omega} = -\bar{\varepsilon} - k q(x), \quad 0 \leq x \leq \alpha, \quad (4)$$

де $\bar{\varepsilon} = \varepsilon / R$, ε – осадка штампа; k – деякий сталий коефіцієнт.

У відповідності з конкретними умовами закріплення країв оболонки розв'язок системи рівнянь (1) повинен задовольняти наступні граничні умови:

а) край жорстко закріплений $\omega = 0, \gamma = 0$ при $x = 0$; (5)

б) край вільний $M = 0, Q = 0$ при $x = l/R$, або з урахуванням формул для моменту згину M та перерізуючої сили Q

$$\frac{dy}{dx} = 0, \quad \gamma(x) + \frac{d\omega}{dx} = 0, \quad \left(x = \frac{l}{R} \right).$$

Для знаходження розв'язку сформульованої задачі використано методику, основанийу

на зведенні контактної задачі до відповідного інтегрального рівняння та застосування числового методу при розв'язуванні крайової задачі (1) з умовою (5) з урахуванням (3).

Систему диференціальних рівнянь (1) можна звести до нормальної форми Коші

$$\frac{dZ}{dx} = AZ(x) + F(x), \quad (6)$$

де $Z(x) = (Z_1, Z_2, Z_3, Z_4)^T = \left(\bar{\omega}, \gamma, \frac{d\omega}{dx}, \frac{d\gamma}{dx} \right)^T$ – вектор невідомих $F(x) = (0, 0, -\bar{\sigma}(x), 0)^T$.

Використовуючи методику побудови розв'язку двоточкової крайової задачі для системи звичайних диференціальних рівнянь, розв'язок задачі (6) з умовою (5) записується у вигляді

$$Z_i(x) = Z_i^{(0)}(x) + \sum_{k=1}^4 c_k q_{ik}(x), \quad (7)$$

де $Z_i^{(0)}(x) = - \left(\int_0^x q_{i3}(x-\tau) \bar{\sigma}(\tau) d\tau \right)$, $(i=1, 2, 3, 4)$.

Функції $q_{ij}(x)$ визначаються через $a_{ij}^{(m)} - (i, j)$ та елемент матриці A^m за формулами

$$q_{ij}(x) = \sum_{m=1}^N a_{ik}^{(m)} \frac{x^m}{m!} \quad (i \neq k), \quad (8)$$

$$q_{kk}(x) = 1 + \sum_{m=1}^N a_{kk}^{(m)} \frac{x^m}{m!},$$

де N – параметр методу, вибір якого залежить від конкретної задачі. При практичних розрахунках N вибирають з умови збігу з потрібною точністю результатів обчислень для послідовних значень N , наприклад, $N=10, 25, \dots$.

Згідно з (7) для обчислення прогину оболонки в області $0 \leq x \leq l/R$ одержимо формулу

$$\bar{\omega}(x) = Z_1(x) = \sum_{k=1}^4 c_k g_{1k}(x) - \int_0^x g_{13}(x-\tau) \bar{\sigma}(\tau) d\tau. \quad (9)$$

Невідомі сталі c_k знаходяться в результаті розв'язування системи лінійних алгебраїчних рівнянь, отриманої при задоволенні граничних умов (5). Реалізація умови контактної взаємодії (4), враховуючи при цьому (9) та (3), дає наступне інтегральне рівняння контактної задачі для визначення контактної тиску $q(x)$:

$$fq(x) + \int_0^x g_{13}(x-s)q(s)ds = \bar{\varepsilon} + y_1(x) \int_0^a g_{43}(L-s)q(s)ds +$$

$$+ y_1(x) \int_0^a (g_{23}(L-s) + g_{33}(L-s))q(s)ds, \quad (10)$$

де $L=l/R$, $y_1(x)$, $y_2(x)$ – функції, що виражаються, зокрема, через $g_{13}(x)$, $g_{14}(x)$ та знайдені сталі c_1, \dots, c_4 (через громізdkість вирази для них не наведено).

Інтегральне рівняння (10) не вписується у відому класифікацію інтегральних рівнянь. Однак його можна звести до лінійного неоднорідного перетворення рівняння Фредгольма II роду з розривним ядром

$$q(x) + \int_0^a K(x,s)q(s)ds = \frac{\bar{\varepsilon}}{k}, \quad (11)$$

$$\text{де } K(x,s) = \frac{1}{k} \begin{cases} K_1(x,s) - K_2(x,s) & \text{при } 0 \leq s \leq x, \\ -K_2(x,s) & \text{при } x \leq s \leq \alpha, \end{cases} \quad (12)$$

Вимога, що накладається на розривне ядро інтегрального рівняння Фредгольма II-го роду, у даному випадку виконується в силу властивостей функцій $g_{ij}(x)$. Для розв'язування одержаного інтегрального рівняння (11) з ядром (12) використано метод квадратурних формул, що дозволяє звести задачу розв'язування інтегрального рівняння до знаходження розв'язку апроксимуючої системи алгебраїчних рівнянь. Наприклад, при застосуванні формули трапецій з постійним кроком ($h_i = h = \text{const}$) розбиття проміжку інтегрування $[0, \alpha]$ отримується наступна система рівнянь для значень $q(x_i) = q_i$ розв'язку $q(x)$ у вузлах x_1, x_2, \dots, x_n :

$$q_i - h \sum_{j=1}^n A_j K_{ij} q_j = f_i \quad (i = 1, \dots, n), \quad (13)$$

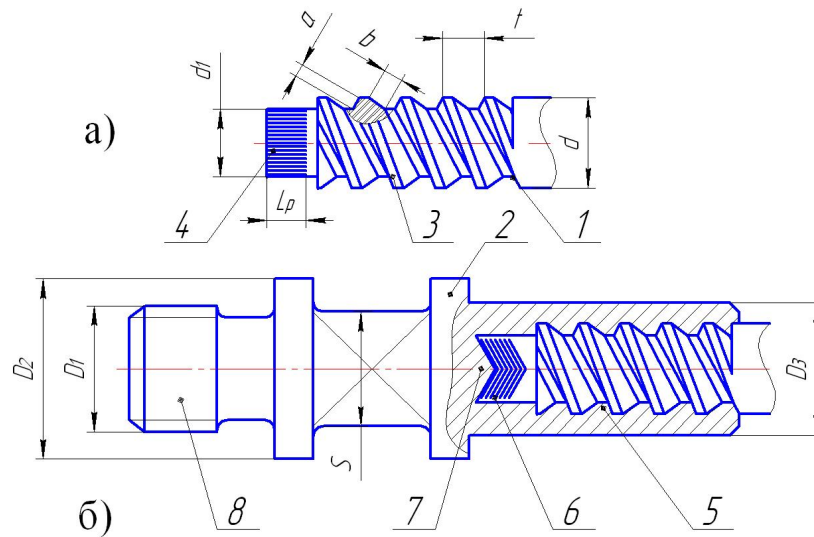
В результаті розв'язування системи лінійних алгебраїчних рівнянь (13) отримуємо значення q_1, q_2, \dots, q_n , за якими шляхом інтерполяції знаходимо наближений розв'язок інтегрального рівняння (11) на всьому відрізку $[0, \alpha]$. Отже, за аналітичний вираз наближеного розв'язку поставленої контактної задачі приймається функція

$$q(x) \approx \frac{\bar{\varepsilon}}{k} + \sum_{j=1}^n A_j K(x, x_j) q_j, \quad (14)$$

яка у вузлах x_1, x_2, \dots, x_n приймає відповідно значення q_1, q_2, \dots, q_n .

Пружні параметри полімерно-композиційної оболонки можна виразити через механічні характеристики складових матеріалів (зв'язуючої і армуючої фаз) та коефіцієнт армування. Здійснивши у конкретному випадку такий перерахунок фізико-механічних характеристик оболонки, на основі знайденого розв'язку контактної задачі проаналізовано залежність контактного тиску від величини структурних параметрів $\xi = E_a / E_c$ (E_a і E_c – модулі пружності армованих волокон і зв'язуючого), $\eta = V_a / V$ – коефіцієнт армування (V_a – об'єм армованих волокон в об'ємі композиту). Результати числового розв'язку рівняння (14) показують, що цілеспрямованою зміною розглянутих пружних характеристик оболонки (параметра ортотропії, параметра зсувної податливості, величини зчеплення) можна істотно впливати на міцність з'єднання сталеві головки зі склопластиковою штангою.

На основі методики розрахунків контактних напружень при взаємодії циліндричної труби-оболонки із жорсткими бандажами запропоновано ряд конструктивних рішень. Задачу підвищення надійності роботи НШ шляхом створення з'єднання полімерного композиційного тіла штанги з сталевією головкою підвищеної міцності та забезпечення можливості заміни зношених сталевих головок запропоновано вирішити наступним чином. На кінці полімерного композиційного тіла і на внутрішній циліндричній поверхні сталевієї головки (рис. 1) виконують асиметричну трикутну різьбу з великим кроком. На внутрішній циліндричній поверхні гнізда сталевієї головки виконують виточку, розміщену біля дна гнізда, дно гнізда зроблено у формі направляючого конуса з кутом конусності $100 \dots 120^\circ$, а кінець полімерного композиційного тіла розпушений на довжину виточки і просочений клеєм.



а) – кінець полімерного композиційного стержня НШ; б) – з'єднання сталеві головки з полімерним композиційним тілом

Рисунок 1 – З'єднання сталеві головки з полімерним композиційним тілом

Діаграма розтягу склопластикової насосної штанги з лискою діаметром 22 мм представлена на рисунку 2.

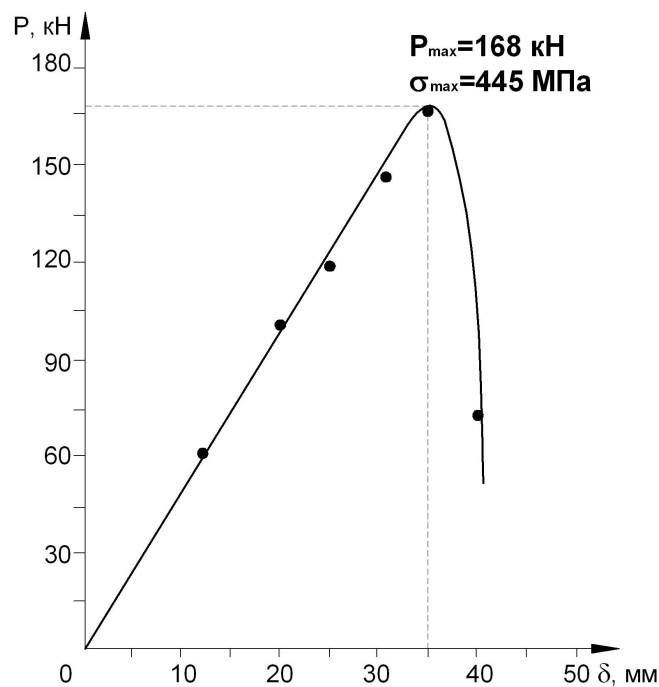


Рисунок 2 – Діаграма розтягу склопластикової НШ з лискою діаметром 22 мм

Результати випробовувань на розрив зразків звичайної міцності показують, що границя міцності склопластику досягає 445 МПа. В місцях закріплення спостерігався зсув пластика, а в середній частині – розщеплення волокон. Розриви по тілу не спостерігалися. При досягненні напруження порядку 330 – 350 МПа в місцях закріплення зразка в машині спостерігалось розшарування склопластику. В результаті випробовувань зразків склопластикових НШ на втомну міцність при змінному циклічному консольному згині в різних експлуатаційних середовищах

встановлено, що штанги з ПКМ мають більш високі характеристики витривалості, ніж сталеві, і ця перевага проявляється при числі циклів навантаження, які перевищують 2 – 5 млн. На рисунку 3 представлені криві витривалості різної ймовірності неруйнування сталевих і склопластикових НШ при циклічному консольному згині. При високих напруженнях згину руйнування штанг проходить на відстані 80 – 100 мм від головки і характеризується інтенсивним розшаруванням склопластику. З пониженням амплітуди змінних напружень згину місце поломки локалізується безпосередньо в місці з'єднання тіла з головкою і обумовлено перетіканням інтенсивних процесів фретінгу через різницю модулів пружності сталі і композита. Витривалість НШ в нафтовій емульсії на 15 – 25 % вища, ніж при роботі в пластовій мінералізованій воді.

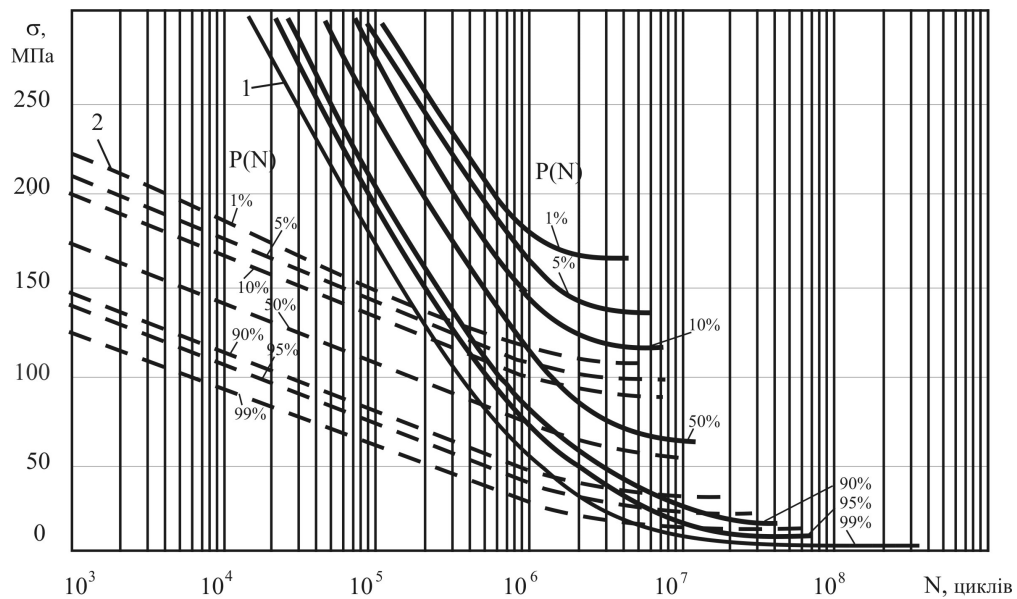


Рисунок 3 – Криві витривалості різної ймовірності неруйнування $P(N)$ сталевих (1) (сталь 20Н2М) та склопластикових (2) НШ діаметром 22 мм при циклічному консольному згині в пластовій воді (% ймовірності неруйнування)

Сформульована і розвинута концепція руйнування ПКМ з врахуванням ефектів поглинання енергії на міжфазових границях. Вихідним при цьому є узагальнений енергетичний критерій поширення (гальмування і зупинки) тріщини.

$$\frac{\partial}{\partial l} (U_n - \Gamma_n - \Delta E_s) \geq 0, \quad (15)$$

де U_n , Γ_n – потенціальна і поверхнева енергія, $\Gamma_n = 2\gamma_n l_n$, де γ_n – відносна поверхнева енергія; l_n – довжина крихкої тріщини; ΔE_s – енергія поглинання, рівна роботі сил адгезії на відповідних зміщених точках армуючих (а) і матричних (m) шарах в структурі ПКМ.

В стержневому наближенні для функції ΔE_s отримана формула:

$$\Delta E_s = (n - 1) \frac{\tau_s^2 \cdot l_s^3}{6B_m}, \quad (16)$$

де l_s – довжина зон пластичного проковзування в парі «волокно – рівниця»; n – кількість шарів ПКМ.

Критичне напруження руйнування для циліндричної деталі визначається як:

температурні напруження. Вплив температури на інтенсивність зношування проявляється побічно через зміну пружно-міцнісних (руйнуюче напруження, модуль пружності, відносне видовження при розриві) і фрикційних властивостей (коефіцієнт тертя) ПКМ.

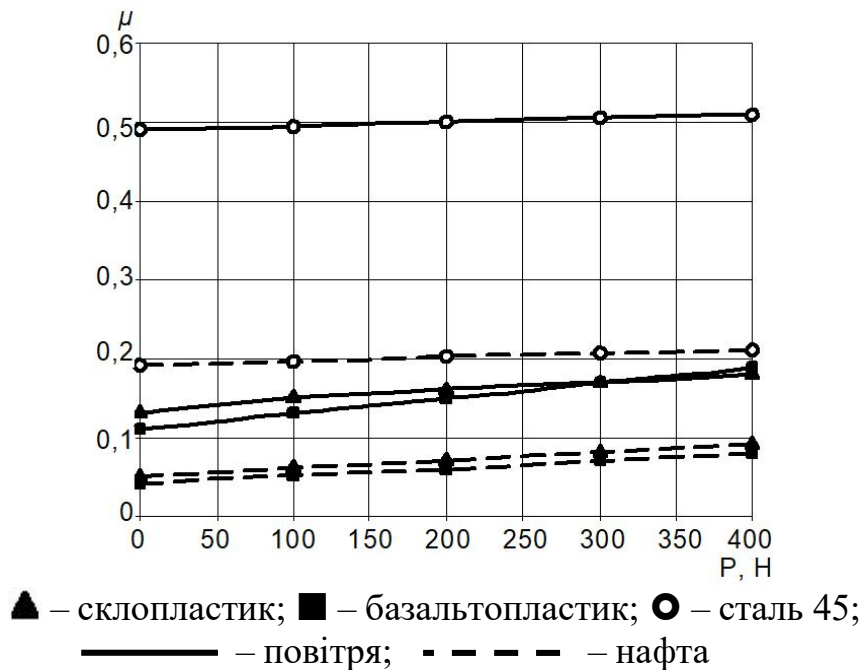


Рисунок 5 – Залежність коефіцієнта тертя від навантаження

В п'ятому розділі розроблено способи та комплекс апаратних і програмних засобів мобільних інформаційно-вимірювальних систем контролю (МІВСК) для діагностування, аналізу та визначення технічного стану ШСНУ. При плануванні експерименту необхідно в першу чергу визначити відповідну вирішуваний задачі систему допущень про характер помилок початкових даних і вибрати на основі цих допущень оптимальну стратегію проведення і обробки вимірювань.

Вибір оптимального складу МІВСК для ШСНУ в класичній постановці призводить до фільтрації за методом найменших квадратів, при якому будь-яке залучення додаткових вимірювань покращує точність оцінювання. Тому оптимальним є використання усіх можливих елементів вимірювань, але при цьому завдання не має розв'язку на безлічі усіх скінченномірних векторів вимірювань d

$$d = \{d_1, d_2, \dots, d_n\}, \quad (19)$$

де n – число вимірювань.

Вибір оптимального складу МІВСК набуває сенсу тоді, коли на вектори d накладаються обмеження по числу вимірювань. Така неklasична постановка завдання вибору оптимального складу некорельованих вимірювань при обмеженні їх числа поставлена в задачі Ельвінга. У рішенні задачі Ельвінга оптимальний склад вимірювань включає m значень \tilde{d}_i ($i = 1, 2, \dots, m$), кожне з яких повторюється n_i разів. У МІВСК для побудови алгоритму фільтрації завдання Ельвінга використовується метод найменших квадратів. При оптимальному розподілі вимірювань їх загальне число n має бути розбите на дві рівні групи, розміщені з максимальною густиною по краях інтервалу вимірювань T . В разі необхідності

підвищення точності оцінювання кількох скалярних параметрів ШСНУ, кожному з них відповідатиме свій оптимальний склад МІВСК.

Розроблений якісно новий програмний комплекс діагностування свердловин, що експлуатуються ШСНУ. Комплекс складається (рис. 6) із двох самостійних вимірjuвальних систем, загальними елементами яких є персональний комп'ютер і електронний блок-перетворювач сигналів з давачів.

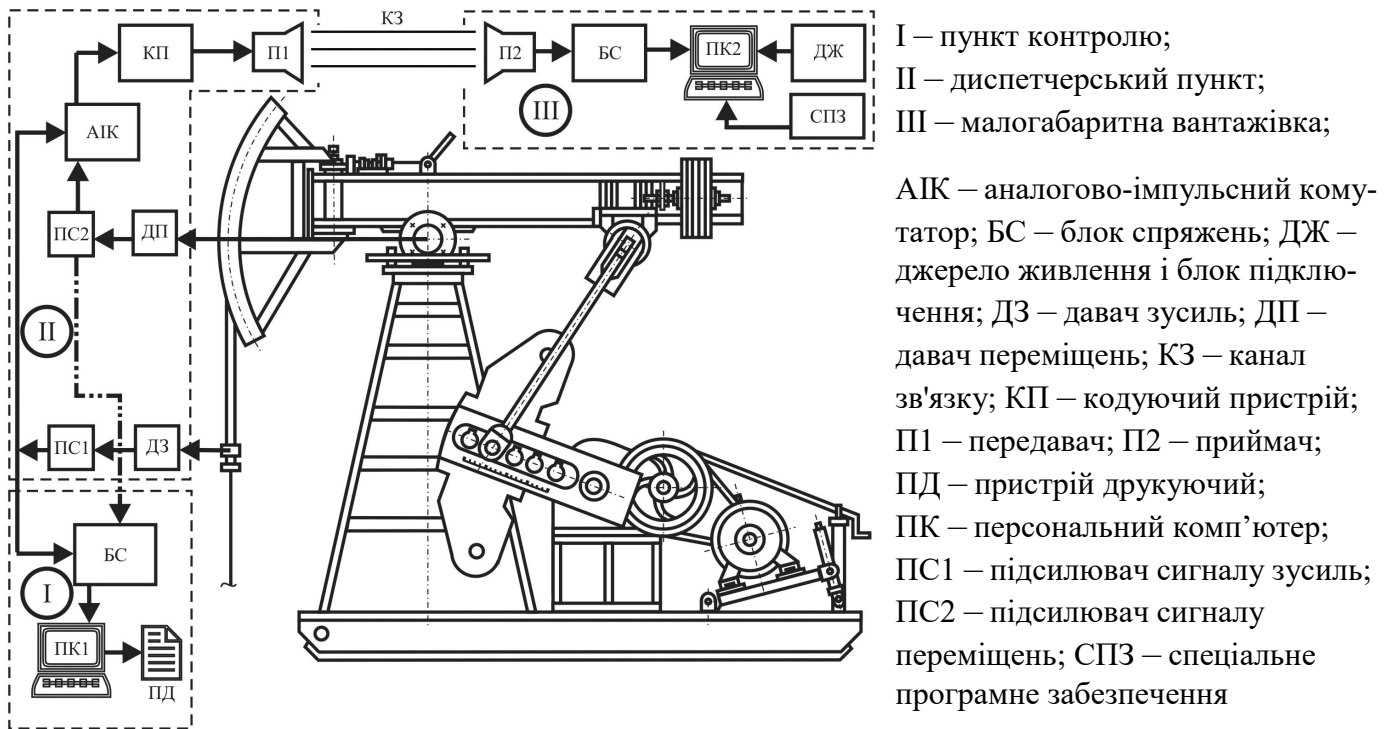


Рисунок 6 – Схема діагностичного комп'ютерного комплексу ШСНУ

Суттєвим недоліком існуючих давачів навантаження є недостатня точність вимірювання зусиль, що виникають при роботі ШСНУ в устьовому штоку при стисканні підвіски. Для розробленого діагностичного комп'ютерного комплексу запропонований давач зусиль, що працює на розтяг (рис. 7).

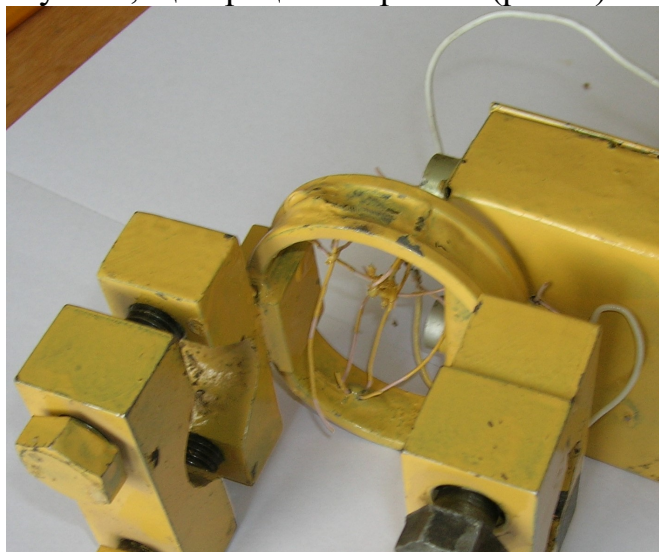


Рисунок 7 – Загальний вигляд давача навантаження

Аналіз даних по заміні деталей та вузлів верстатів-качалок в процесі експлуатації показав, що 30-40 % випадків заміни були виконані при близьких за величиною наробітках. Решта 60-70 % випадків розподілені в обидві сторони, причому, з наближенням до мінімального і максимального значення наробітку кількість випадків зменшується. Якщо в якості граничного наробітку, при якому відбувається заміна деталі, прийняти фактичне мінімальне її значення, тоді всі ремонтні роботи будуть виконані в запланований термін. При цьому скорочуються простої виробничих об'єктів НГВУ в зв'язку з несправністю обладнання. Як показав аналіз фактичного стану організації ремонтних робіт в НГВУ "Долинаназфтогаз", таке скорочення складає, як правило, близько 24 годин. З іншого боку, заміна деталі при наробітку, рівному мінімальному, призводить в більшості випадків (понад 90%) до недовикористання ресурсу деталей, що викликає збільшення витрати запасних частин, збільшення кількості виконаних ремонтів. При призначенні величини граничного наробітку, рівного максимально зареєстрованому в практиці, більшість деталей буде замінено після повної відробки. В цьому випадку збільшуються простої об'єктів, але при цьому буде повне використання ресурсу деталей, скоротиться кількість ремонтів.

З цього судження видно, що існує найбільш доцільне, оптимальне значення наробітку, при якому сума витрат з одного боку в зв'язку з простоями об'єктів та з іншого – через недовикористання ресурсу деталей та збільшення кількості ремонтів буде мінімальною. Це положення можна записати у вигляді:

$$\Pi = \Pi_{\text{п}} + \Pi_{\text{р}} + \Pi_{\text{д}} \rightarrow \min, \quad (20)$$

де Π – сумарні витрати; $\Pi_{\text{п}}$ – витрати підприємства в зв'язку з простоями об'єктів; $\Pi_{\text{р}}$ – витрати підприємств в зв'язку із збільшенням кількості ремонтів; $\Pi_{\text{д}}$ – витрати підприємства в зв'язку з недовикористанням ресурсу деталей.

Перша із складових сумарних витрат – витрати підприємства в зв'язку з недобором нафти за час простоїв, що викликані проведенням ремонтних робіт після виходу обладнання з ладу. Ці витрати можна подати виразом:

$$\Pi_{\text{п}} = n \cdot \Delta t \cdot q \cdot (C_{\text{Т}} - C_{\text{С}}), \quad (21)$$

де n – кількість ремонтів, що виконані після відмови обладнання в рік; Δt – різниця часу простоїв об'єктів при виконанні ремонтів після відмови і в плановому порядку, діб; q – середній дебіт свердловин, що обладнані ШСНУ, т/добу; $C_{\text{Т}}$ – вартість однієї тонни нафти за цінами підприємства з врахуванням прибутку, грн.; $C_{\text{С}}$ – собівартість однієї тонни нафти, грн.

Витрати підприємства в зв'язку із збільшенням кількості ремонтів обладнання можуть бути визначені з виразу:

$$\Pi_{\text{р}} = \left(\frac{a_{n+1}}{A_n} K_1 + \frac{a_{n+2}}{A_n} K_2 + \dots + \frac{a_{n+m}}{A_m} K_m \right) \cdot C_{\text{р}}, \quad (22)$$

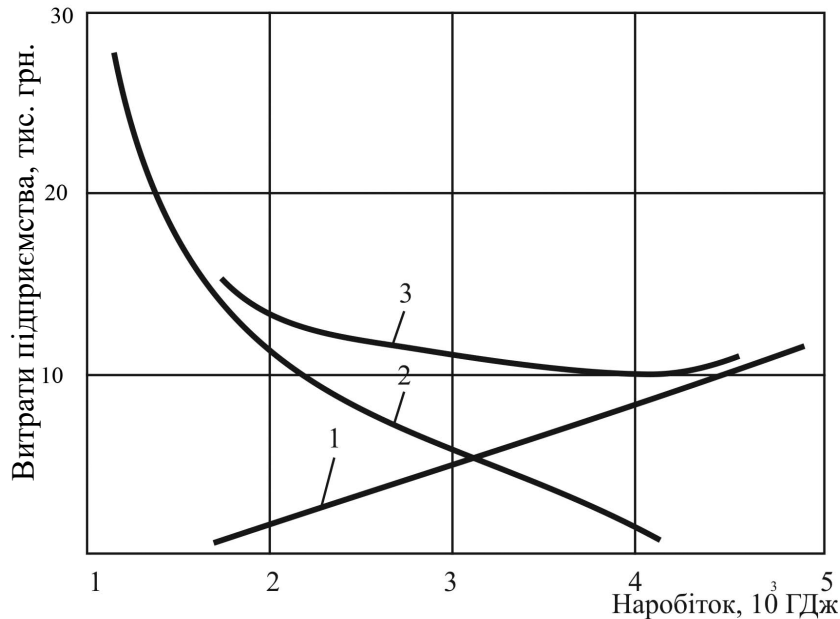
де a_{n+1}, a_{n+2}, \dots – фактичний наробіток деталей між відмовами, що перевищує її граничне значення; K_1, K_2, \dots – фактична кількість заміни деталей при відповідних наробітках; $C_{\text{р}}$ – вартість заміни деталі, грн.

Витрати в зв'язку з недовикористанням ресурсу деталі визначаються як частина її вартості. Варто врахувати ступінь дефіцитності конкретних деталей і витрати на їх

отримання. Таким чином, рівняння оптимізації наробітку деталей до відмови або між відмовами набуде вигляду:

$$n \cdot \Delta t q \cdot (C_T - C_C) + \left(\frac{a_{n+1}}{A_n} K_1 + \frac{a_{n+2}}{A_n} K_2 + \dots + \frac{a_{n+m}}{A_m} K_m \right) \cdot C_p \rightarrow \min, \quad (23)$$

Оскільки ні один із членів першої складової рівняння оптимізації не пов'язаний фундаментально з наробітком, мінімізувати рівняння аналітично відомими математичними методами не є можливим. Тому рішення задачі необхідно проводити графічно. Як приклад, на рисунку 8 представлено графічне визначення оптимальної величини наробітку шатуна верстата-качалки СК8-3,5-4000.



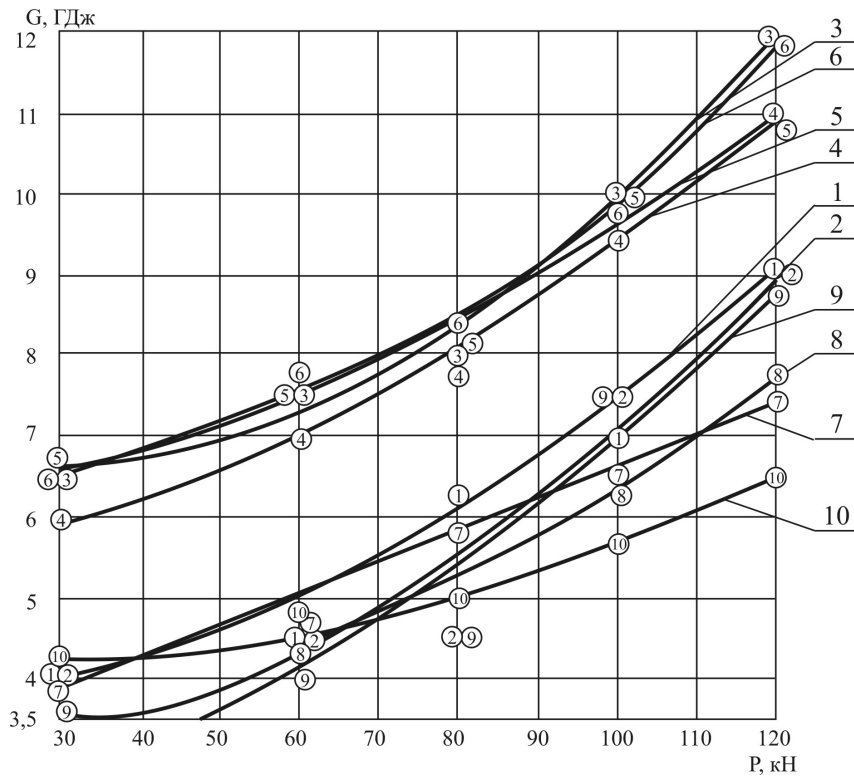
1 – зміна величини прибутку НГВУ за рахунок проведення ремонтів в плановому порядку при різних значеннях граничного наробітку; 2 – витрати НГВУ в зв'язку зі збільшенням кількості ремонтів при недовикористанні ресурсу деталей; 3 – сумарні витрати

Рисунок 8 – Визначення оптимальної величини наробітку шатуна верстата-качалки СК8-3,5-4000

Крива 1 відображає першу складову рівняння (23), крива 2 – витрати НГВУ в зв'язку зі збільшенням кількості ремонтів при недовикористанні ресурсу шатунів, крива 3 сумуюча, мінімум сумарних витрат відповідає нижній точці кривої 3. Оптимальна величина наробітку шатуна, яку слід використовувати при плануванні та виконанні ремонтів, складає $4 \cdot 10^3$ ГДж. Криві побудовані за фактичними даними НГВУ "Долина нафтогаз" ПАТ «Укрнафта». Наробіток шатуна виражений через об'єм роботи верстата-качалки. Застосування викладеного методу дозволяє більш ефективно розрахувати потрібну кількість запасних частин, збільшити ефективність системи планових ремонтів, що в кінцевому рахунку призводить до зниження простоїв об'єктів видобування нафти.

В основу оптимальної стратегії технічного обслуговування і ремонту ШСНУ покладено співставлення фактичного часу роботи з гранично допустимим наробітком, який визначається шляхом обробки статистичної інформації. Розроблено програмне забезпечення для створення бази даних по наробітках вузлів і

деталей, яка дозволяє швидко і з необхідною точністю обчислювати наробіток вузла чи деталі і порівнювати його з граничним значенням. Наведені результати розрахунку параметрів надійності верстатів-качалок, виконані за допомогою розробленої бази даних на основі зібраної статистичної інформації. Представлена залежність оптимального наробітку вузлів і деталей верстата-качалки від навантаження на головку балансира (рис. 9).



1 – опора балансира; 2 – канатна підвіска; 3 – підшипник траверси; 4 – вісь балансира; 5 – палець головки; 6 – тіло головки; 7 – шатун; 8 – гайка (ліва - права); 9 – плашка полірованого штока; 10 – стакан

Рисунок 9 – Залежності оптимального наробітку вузла чи деталі верстата-качалки від навантаження на головку балансира

На основі аналізу експлуатаційної надійності верстатів-качалок проведено визначення найбільш раціонального інтервалу їх технічного обслуговування і ремонту. Визначення оптимального міжремонтного періоду ґрунтується на мінімізації питомих витрат на відновлення працездатного стану штангової свердловинної насосної установки у випадку її відмови. Інтенсивність експлуатаційних витрат

$$R(t) = \frac{C_a \cdot F(t) + C_n \cdot P(t)}{\int_0^t P(t) \cdot dt}, \quad (24)$$

де C_a і C_n – середні витрати на аварійне і профілактичне відновлення; $F(t)$ – функція ймовірності відмови: $F(t)=1-P(t)$; t – інтервал відновлення.

При збільшенні інтервалу відновлення t витрати, викликані аварійними відмовами, зростають, а витрати на профілактику зменшуються. Необхідно вибрати такий інтервал відновлення, який враховує ці дві протилежні у відношенні загальних витрат тенденції. Таким чином, шуканий інтервал відновлення t , що

володіє властивістю $R(t') = \min R(t)$, при $0 < t < \infty$. При цьому t' є результатом розв'язку рівняння

$$\lambda(t) \int_0^t P(t) dt - F(t) = \frac{C}{1-C}, \quad \text{де } C = C_n/C_a. \quad (25)$$

Для експоненціального закону розподілу густина відмов $F(t) = \lambda \cdot e^{-\lambda t}$, ймовірність безвідмовної роботи $P(t) = e^{-\lambda t}$. Тоді в результаті розв'язку рівняння (25) отримаємо

$$t' = -\frac{1}{\lambda} \cdot \ln \frac{1 - \frac{C}{1-C}}{2}. \quad (26)$$

Побудовано модель оновлення елементів колони НШ на основі Марковського випадкового процесу з дискретним часом в заданому вимірному просторі, тобто ланцюг Маркова. Відсоткове відношення кількості НШ $n(t)$, що залишились працездатними до моменту часу t , до кількості штанг в комплекті в початковому стані $n(0)$ представляє собою закон розподілу безвідмовної роботи колони в часі

$$P(t) = \frac{n(t)}{n(0)}. \quad (27)$$

При великій кількості НШ можна припустити, що ймовірність функціонування штанги до часу t

$$P_r(T > t) = P(t), \quad (28)$$

де T – випадкова змінна, в даному випадку наробіток штанги на відмову.

Ймовірність, що штанга відмовить між $t-1$ та t , рівна

$$P_r(t-1 < T \leq t) = \frac{n(t-1) - n(t)}{n(0)}, \quad (29)$$

а умовна ймовірність $P_c(t)$, що штанга, відпрацювавши до моменту часу $t-1$, зруйнується між $t-1$ та t визначається

$$P_r(t-1 < T \leq t) = P_r(T > t) \cdot P_c(t), \quad (30)$$

звідки

$$P_c(t) = \frac{n(0)}{n(t)} \cdot \frac{n(t-1) - n(t)}{n(0)} = \frac{n(t-1) - n(t)}{n(t)}. \quad (31)$$

Вектор стану дає таким чином розподіл наробітків штанг до моменту часу t .

$$N(t) = [n_0(t), n_1(t), n_2(t)]^t \quad (32)$$

де $n_\tau(t)$ кількість штанг, що мають наробіток штанги τ в момент часу t .

Ймовірність відмови штанги, яка відпрацювала строк $t-1$ в інтервалі $[t-1, t]$ становить $P_c(t)$, а ймовірність безвідмовної роботи $1 - P_c(t)$. Штанга, яка відмовила в момент часу t і систематично замінена, розглядається як елемент, що має наробіток, рівний нулю. Загальна кількість штанг, підлягаюча переходу їх наробітку t до наробітку 0 в інтервалі часу $[T-1, T]$ рівна

$$n_0(T) = \sum_{t=1}^T n(T-1) P_c(t), \quad (33)$$

де T – найбільший наробіток штанги.

Кількість старіючих штанг, які перейшли від наробітку t до наробітку $t+1$, рівна

$$n_{t+1}(T) = n_t(T)[1 - P_c(t)], \quad (t = 0, 1, 2, \dots, m - 1). \quad (34)$$

Згрупувавши рівняння (33) і (34) в ймовірнісну матрицю

$$p = \begin{bmatrix} P_c(1) & 1 - P_c(1) & - & - & \dots & 0 \\ P_c(2) & - & 1 - P_c(2) & - & \dots & \\ P_c(3) & - & - & 1 - P_c(3) & & \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \\ P_c(m-1) & - & - & - & \dots & 1 - P_c(m-1) \\ 1 & - & - & - & \dots & 0 \end{bmatrix} \quad (35)$$

отримаємо вираз, що представляє собою Марковський ланцюг першого порядку

$$N(T) = N(T-1)P \quad (T = 1, 2, 3, \dots), \quad (36)$$

Кількість штанг $\rho(t)$, замовлених до моменту t , рівна кількості нових штанг (нульового наробітку) до цього моменту часу. Тоді

$$\rho(t) = n_o(t). \quad (37)$$

Досить порахувати послідовність векторів станів $N(1)$, $N(2)$, $N(3)$ і т.д. Це можна зробити, застосувавши рівняння (36), але з пустотілою матрицею P . Рівняння (33) і (34) складають алгоритми складності $2m$, тоді як рівняння (36) відповідає m^2 .

Розроблена математична модель оновлення елементів колони насосних штанг дозволить підготувати замовлення на необхідну кількість штанг у зв'язку з відпрацюванням певної її частини в процесі експлуатації.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ І РЕКОМЕНДАЦІЇ

У дисертаційній роботі розв'язано важливу науково-технічну задачу створення та розвитку методів забезпечення надійності роботи обладнання ШСНУ та розроблено необхідний комплексний підхід до оцінювання та прогнозування показників надійності з концентрацією зусиль на розробленні ресурсного проектування деталей і вузлів, програмно-технологічних комплексів з використанням інформаційного масиву і даних промислових випробувань.

Основні результати та висновки зводяться до наступного:

1. Статистичний аналіз показників надійності обладнання ШСНУ за допомогою мобільного діагностичного комп'ютерного комплексу на свердловинах західноукраїнського регіону, де одним з основних факторів, що впливає на надійність обладнання, є обводненість продукції свердловин, показав, що 48 % відмов пов'язано з насосними штангами, з яких 37 % є обривами по тілу штанг. Отримані графічні залежності та рівняння регресії для визначення оптимального наробітку вузлів і деталей ШСНУ дозволяють з певною ймовірністю прогнозувати ресурс роботи обладнання та використовувати результати розрахунків під час складання план-графіків ремонту обладнання. На основі аналізу існуючих методів підвищення надійності колон НШ і НКТ обґрунтовано доцільність застосування ПКМ для виготовлення насосних штанг в наступному складі: 55-60% армуючої фази (скловолокно) і 45-40% зв'язуючого, в якості якого служить епоксидно-поліефірний компаунд та затверджувач поліетилен-поліамін. Під час використання насосних штанг з ПКМ необхідно використовувати штангові центратори.

2. Розроблена математична модель і методика розрахунку контактних напружень з'єднання сталеві головки з склопластиковим тілом НШ дозволяє дослідити розподіл контактних напружень залежно від механічних та геометричних властивостей оболонки під час контактної взаємодії та під час дії зовнішнього навантаження. Показано, що зміною пружних характеристик оболонки (таких як параметр ортотропії, параметр зсувної податливості, величини зчеплення, структурних параметрів) можна істотно впливати на міцність з'єднання сталеві головки з полімерно-композиційним тілом. За результатами випробовувань на статичну міцність зразків із склопластику встановлено, що границя міцності досягає 445 МПа. За результатами випробовувань зразків насосних штанг з ПКМ встановлено, що штанги з ПКМ мають більш високі характеристики витривалості в корозійних середовищах, ніж сталеві, і ця перевага проявляється, якщо число циклів навантаження перевищує 2-5 млн. Показано, що для певних умов підвищеного опору руйнуванню структури, можна досягнути максимальної тріщиностійкості шляхом вибору рівня зчеплення рівному половині ідеальної адгезійної міцності. Під час тертя ПКМ із жорсткими поверхнями в умовах малого тепловиділення в основному спостерігався втомний механізм зносу.

3. За результатами діагностування параметрів технічного стану реальної ШСНУ вибрано оптимальну стратегію проведення і обробки вимірювань за допомогою мобільного діагностичного комп'ютерного комплексу. У разі необхідності підвищення точності оцінювання кількох скалярних параметрів ШСНУ, кожному з них відповідатиме свій оптимальний склад комплексу. Оптимізацію необхідно проводити на базі побудови алгоритму фільтрації задачі Ельвінга з використанням методу найменших квадратів. Для вимірювання зусиль, що виникають під час роботи ШСНУ в гирловому штоку, розроблено давач, який працює на розтяг. Перевагою давача є менша похибка вимірювань у порівнянні з давачами, що працюють на стиск.

4. Запропонований метод визначення оптимального наробітку деталей і вузлів та метод визначення раціонального міжремонтного періоду, які основані на мінімізації питомих витрат на відновлення працездатного стану ШСНУ у випадку її відмови, що дозволяє розробляти раціональні план-графіки ремонтів обладнання, зменшити кількість ремонтів, зменшити суми витрат через недовикористання ресурсу деталей.

5. Розроблена математична модель оновлення елементів колони насосних штанг з дискретним часом в заданому просторі на основі Марковського випадкового процесу дозволить нафтовидобувним підприємствам підготувати замовлення на необхідну кількість штанг для кожної конкретної свердловини.

Експериментальні дослідження НШ з ПКМ, представлені в роботі, підтверджені промисловими випробовуваннями. Розроблені, затверджені та впроваджені технічні умови на склопластикові НШ.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації

1. **Копей І. Б.** Аналіз використання штангових глибинних насосів виробництва ТОВ «Магістраль» на родовищах ПАТ «Укренафта». *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2018. № 1(66). С. 76-80. (фахове).
2. Лопатін В. В., Копей Б. В., **Копей І. Б.** Оцінка надійності обладнання штангової насосної установки та розробка оптимальних план-графіків ремонтів. *Прикарпатський вісник НТШ*. 2017. № 2(38) С. 274-283. (фахове).
3. Лопатін В. В., Копей Б. В., **Копей І. Б.** Стратегія оновлення елементів колони насосних штанг на основі теорії ланцюгів Маркова. *Прикарпатський вісник НТШ*. 2017. № 2(38). С. 53-56. (фахове).
4. Копей Б. В., Копей В. Б. **Копей І. Б.** Насосні штанги свердловинних установок для видобування нафти. *Монографія*. Івано–Франківськ : ІФНТУНГ, 2009. 406 с. (розділ монографії).
5. **Копей І. Б.**, Гладкий С. І. Результати досліджень зношення полімерно-композиційних матеріалів насосних штанг і насосно-компресорних труб. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2008. №4(29). С. 58-62. (фахове).
6. Копей Б. В., Лопатін В. В., **Копей І. Б.** Нормуючий підсилювач для вимірювального давача випробувального комплексу дослідження деформації і руйнування гірських порід і навантажень на СШНУ. *Нафтогазова енергетика*. 2007. №4(5). С. 47-50. (фахове).
7. Датчики прискорень в мобільних інформаційно-вимірних системах / Копей Б. В., Бобашко Ю. А., Лопатін В. В., **Копей І. Б.** *Нафтогазова енергетика*. 2007. №3(4). С. 47-54. (фахове).
8. Копей Б. В., Лопатін В. В., **Копей І. Б.** Вимірювальні засоби контролю та експрес-діагностики обладнання нафтогазового машинобудування. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2003. №1(6). С. 129-133. (фахове).
9. Optimization of pumping units performances with fiberglass sucker rod strings / Kopey B., Mal'ko B., Kindrachuk S., Kharun V., **Kopey I.** *Gearing, Transmissions, and Mechanical Systems* / ed. Daizhong Su : Proceedings of International Conference (3-6 July, 2000, Nottingham Trent University, UK). Bury St Edmunds : Professional Engineering Publishing, 2000. P. 835-844. ISBN 978-1-860-58260-8. (розділ монографії, *Web of Science*).
10. Kopey B., **Kopey I.** Diagnostic computer system for pumping units. *Gearing, Transmissions, and Mechanical Systems* / ed. Daizhong Su : Proceedings of International Conference (3-6 July, 2000, Nottingham Trent University, UK). Bury St Edmunds : Professional Engineering Publishing, 2000. P. 825-834. ISBN 978-1-860-58260-8. (розділ монографії, *Web of Science*).
11. Development of steel head joints with fiberglass sucker rod on the base of contact stresses investigation / Kopey B. V., **Kopey I. B.**, Maksymuk A. V., Shcherbyna N. M. *VTT SYMPOSIUM : Proceedings of Int. Symp. Fatigue Design 1998*. (Espoo, Finland. 26-29 May 1998). 1998. 182. Vol. II. P. 603-612. ISSN 0357-9387. (стаття у періодичному виданні держави ЄС).
12. Дослідження контактних напружень у з'єднанні сталевий головки з склопластиковою штангою / Копей Б.В., Максимук О.В., Щербина Н.М., **Копей І.Б.**

Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. 1996. №33. С. 166 – 178. (фахове).

13. Копей Б. В., **Копей І. Б.** Аналіз надійності штангових свердловинних вставних і невставних насосів різного діаметра. *Державний міжвідомчий наук.-техн. збірник «Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ»*. Серія: *Нафтопромислова механіка*. Івано-Франківськ, вип. 32, 1995. С.49-56. (фахове).

Праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації

14. Лопатін В. В., Копей Б. В., **Копей І. Б.** Промышленные испытания метода ватметрирования станка-качалки штанговой насосной установки. *Инновационная наука, образование, производство и транспорт: техника и технологии* : за результатами симпозиума (30-31 октября 2018 г., Одесса). Одесса : КУПРИЕНКО СВ, 2018. С. 170-178. (Серия «Инновационная наука, образование, производство и транспорт»; №1). ISBN 978-617-7414-51-2. (РИНЦ, *Index Copernicus*, розділ монографії).

15. **Копей І. Б.** Преимущества применения штанговых насосов производства ООО «Магистраль» на месторождениях ПАО «Укрнефть». *Научные исследования и их практическое применение. Современное состояние и пути развития 2017* : сборник тезисов Международной научно-практической Интернет-конференции (10 - 17 октября 2017 г). URL: <https://www.sworld.com.ua/index.php/technical-sciences-317/mining-and-geodesy-317/29532-317-012>. (РИНЦ, *Index Copernicus*).

16. Копей Б. В., Лопатін В. В., **Копей І. Б.** Оптимізація вибору складу мобільних інформаційно-вимірювальних системних комплексів у нафтогазовій промисловості. *Нафтогазова енергетика: проблеми та перспективи* : анотації Міжнародної науково-технічної конференції (Івано-Франківськ, 20-23 жовтня 2009 р.). Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2009. С. 93.

17. Датчики ускорений в мобильных информационно-измерительных системах / Копей Б. В., Бобошко Ю. А., Лопатин В. В., **Копей І. Б.** *Ресурсозберігаючі технології в нафтогазовій енергетиці „ІФНТУНГ-40”* : анотації Міжнародної науково-технічної конференції (Івано-Франківськ, 16-20 квітня 2007 р.). Івано-Франківськ : ІФНТУНГ, 2007. С. 269.

18. Kopey B. V., Lopatin V. V., **Kopey I. B.** Transducers for mobile information-measuring systems of mine elevating complexes. *Special Methods of Deposit Utilization* : Transactions of 3rd International Conference (Ostrava, October 6-7, 2005). Ostrava: VSB-TU, 2005. P. 409-413.

19. Закономірності руйнування нафтового обладнання з полімерних композиційних матеріалів під дією експлуатаційних чинників / Крижанівський Є. І., Копей Б. В., Шкіца Л. Є., **Копей І. Б.** *Некласичні проблеми теорії тонкостінних елементів конструкцій та фізико-хімічної механіки композиційних матеріалів* : (матеріали доповідей III Міжнародного симпозиуму. Івано-Франківськ, 15 – 16 листопада 1995 р.) Т1. Івано-Франківськ: Факел, 1996. С. 89-90.

20. Копей Б. В., **Копей І. Б.** Витривалість насосних штанг з склопластика в нафтоемультійних середовищах та концепція їх втомного руйнування. *Матеріали наук.-практ. конф. «Нафта і газ України-96»*. Харків, 1996. С. 104-106.

21. Оптимізація технічного обслуговування і ремонту ШСНУ за допомогою комп'ютерних баз даних та діагностичних комп'ютерних комплексів / Копей Б. В.,

Андрушко М. Р., Ільїн С. Р., Лопатін В. В., **Копей І. Б.** *Проблеми і перспективи наук.-техн. прогресу АТ "Укрнафта" в умовах ринку: матеріали науково-практичної конф. (Івано-Франківськ, 27 – 29 вересня 1995 р.)*. Івано-Франківськ, 1996. С. 192-193.

22. Насосные штанги из полимерных композиционных материалов / Крижановский Е.И., Копей Б.В., Парайко Ю.И., Малый Н.А., **Копей И.Б.** *Полимерные композиты-95 (Поликом-95)* : тез. докл. Межд. науч.-техн. конф. (12-13 сент. 1995 г, Солигорск). г. Гомель: издательство ИММС АН Б и ООО «Инфто-Трибо», 1995. С. 73-74.

Праці, які додатково відображають наукові результати дисертації

23. Використання склопластикових насосно-компресорних труб в газових свердловинах / Копей Б. В., Шопен О. Б., Кузьмін О. О., Ківіренко О. Б., **Копей І. Б.**, Боднарук В. Б. *Нафтогазова енергетика*. 2010. №2(13). С. 23-29. (фахове).

24. Копей Б. В., **Копей І. Б.**, Євчук О. В., Лопатін В. В., Стефанишин О. І. Давач для вимірювання навантажень, що діють на колону насосних штанг : пат. 49754 У Україна : МПК E21B 19/00 ; заявлено 16.11.2009 ; опубл 11.05.2010, Бюл. №9.

25. Копей Б. В., Лопатин В. В., **Копей И. Б.** Помехоустойчивость низкопотенциальных электрических измерений в штанговых скважинных насосных установках и горных выработках. *Методы и средства технической диагностики* : сб. научных статей. Вып. XXIII. Йошкар-Ола : Марийский гос. ун-т., 2006. С. 127-132. (РИНЦ).

26. Копей Б. В., Лопатин В. В., **Копей И. Б.** Датчики привязки регистрируемых параметров для мобильных информационно-измерительных систем. *Методы и средства технической диагностики* : сб. научных статей. Вып. XXIII. Йошкар-Ола : Марийский гос. ун-т., 2006. С. 59-65. (РИНЦ).

27. Копей Б. В., Стефанишин О. І., **Копей І. Б.** Аналіз надійності редукторів верстатів-качалок. *Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ*. 2006. №4(21). С. 96-99. (фахове).

28. Копей Б. В., Копей В. Б., **Копей І. Б.** Спосіб з'єднання сталюї головки з полімерно-композиційним тілом глибинонасосної штанги : пат. 35751А Україна : МПК E21B17/00, E16B11/00 ; заявлено 22.04.1998 ; опубл. 16.04.2001, Бюл. №3.

29. Копей Б.В., **Копей І.Б.** Розробка комп'ютерного діагностичного комплексу верстата-качалки. *Оглядова інформація наук.-техн. розробок в галузі бур. і нафтопром. обладн. Вип.2*. Івано-Франківськ : УНГА, Відділ «Нафтогаз. обл. і механізми», 1999. С. 25-32.

30. **Копей И.Б.** Определение оптимального срока восстановления станков-качалок на основании анализа надежности их узлов и деталей. *«Нефтепромысловое дело»*. 1998. № 2. С.26–28.

31. **Копей И.Б.**, Драгомирецкий Я.Н., Копей Б.В. Определение оптимальной величины наработки между отказами деталей нефтепромыслового оборудования. *Нефтепромысловое дело*. 1997. №10-11. С. 30-32.

АНОТАЦІЯ

Копей І.Б. Оцінка, прогнозування та підвищення надійності обладнання штангових свердловинних насосних установок. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.12 – машини нафтової та газової промисловості. – Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, МОН України, Івано-Франківськ, 2020.

На основі зібраних статистичних даних по відмовах свердловинного обладнання проведено аналіз надійності свердловинних насосів, колон насосних штанг та насосно-компресорних труб. Отримані рівняння регресії, які дозволяють визначити ймовірність безвідмовної роботи свердловинного обладнання. Розглянуто області застосування насосних штанг з полімерно-композиційних матеріалів, технологія їх виготовлення, порівняльні характеристики зі сталевими, переваги та недоліки застосування. Розроблено математичну модель з'єднання сталевий головки з полімерним композиційним тілом насосної штанги. Досліджено насосні штанги з ПКМ на статичну міцність, на витривалість, на зношування. Розроблений якісно новий програмний комплекс діагностування свердловин, що експлуатуються ШСНУ. Запропоновано аналітичний і графічний метод визначення оптимального міжремонтного періоду, який оснований на мінімізації питомих витрат на відновлення працездатного стану ШСНУ у випадку її відмови, що дозволить розробляти раціональні план-графіки ремонту обладнання. Для прогнозування ресурсу роботи насосних штанг запропоновано застосування теорії ланцюгів Маркова.

Ключові слова: штангова свердловинна насосна установка, насосна штанга, полімерно-композиційний матеріал, склопластик, надійність, наробіток, системи діагностування.

АННОТАЦИЯ

Копей И.Б. Оценка, прогнозирование и повышение надежности оборудования штанговой скважинной насосной установки. – Квалификационный научный труд на правах рукописи.

Диссертация на соискание учёной степени кандидата технических наук по специальности 05.05.12 – машины нефтяной и газовой промышленности. – Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, МОН Украины, Ивано-Франковск, 2020.

На основе собранных статистических данных по отказам скважинного оборудования проведен анализ надежности скважинных насосов, колонн насосных штанг и насосно-компрессорных труб. Полученные уравнения регрессии, которые позволяют определить вероятность безотказной работы скважинного оборудования. Рассмотрены области применения насосных штанг с полимерно-композиционных материалов, технология их изготовления, сравнительные характеристики со стальными, преимущества и недостатки применения. Разработана математическая модель соединения стальной головки с полимерным композиционным телом насосной штанги.

Исследована насосные штанги из ПКМ на статическую прочность, на выносливость, на износ. Разработан качественно новый программный комплекс диагностики скважин, эксплуатируемых ШСНУ. Предложен аналитический и графический метод определения оптимального межремонтного периода, основанный на минимизации удельных затрат на восстановление работоспособного состояния ШСНУ в случае ее отказа, что позволит разрабатывать рациональные план-графики ремонта оборудования. Для прогнозирования ресурса работы насосных штанг предложено применение теории цепей Маркова.

Ключевые слова: штанговая скважинная насосная установка, насосная штанга, полимерно-композиционный материал, стеклопластик, надежность, наработка, системы диагностирования.

ANNOTATION

Kopecy I.B. Estimation, forecasting and improvement of equipment reliability for sucker rod pumping units. – Qualifying scientific work on the rights of manuscripts.

Dissertation for the degree of a candidate of technical sciences in specialty 05.05.12 – machines of the oil and gas industry. – Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, Ministry of Education and Science of Ukraine, Ivano-Frankivsk, 2020.

Using a based on the collected statistical data on failures of well equipment, an analysis of the reliability of standardized pumps, columns of sucker rods and tubing was conducted. The regression equations, which allow determining the probability of failure-free operation of well equipment, were obtained. Recently, much attention has been paid to the use of polymer-composite materials for the manufacture of sucker rods and tubing. Areas of application of sucker rods and tubing made of polymer-composite materials, technology of their manufacture, comparative characteristics with steel, advantages and disadvantages of application are considered. A mathematical model of connection of a steel head with a polymer composite body of a sucker rod was developed. The basis of research on the contact stresses of a cylindrical tube - a fiberglass rod - is the generalized theory of shells of Tymoshenko, which takes into account the shear rigidity and anisotropy of the physical and mechanical properties of the material. Experimental studies of sucker rods made of polymer-composite materials is given. Tests were conducted on static strength under the action of tensile loads; on endurance under the action of cyclic loads; to chemical and corrosion resistance under the influence of technological fluids with subsequent mechanical tests; to wear in various environments. The analytical and graphical method of determination of the optimal inter-repair period is proposed, which is based on minimization of specific expenses for restoration of the working state of the SRPU in case of its failure, which will allow to develop rational schedules of repair of equipment. The use of the theory of Markov chains is proposed to predict the work resource of sucker rod. Industrial testing of pumping rods from fiberglass was carried out by IFNTUNG at the enterprise "Dolyna-Neftegaz" fields on request of the Dnipropetrovsk branch of the Ukrainian Academy of Sciences of National Progress. The technical specifications for the pumping rod made of fiberglass have been developed and approved.

Key words: pumping unit, sucker rod, downhole pump, polymer-composite material, fiberglass, reliability, work time, diagnostic systems.